

CENTRO UNIVERSITARIO FEI
CARLOS MARCELO SCANDURA

**ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO DO RENDIMENTO VOLUMÉTRICO DE UM MOTOR
DE COMBUSTÃO POR CENTELHA**

São Bernardo do Campo

2017

CARLOS MARCELO SCANDURA

**ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO DO RENDIMENTO VOLUMÉTRICO DE UM MOTOR
DE COMBUSTÃO POR CENTELHA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Roberto Bortolussi.

São Bernardo do Campo

2017

Scandura, Carlos Marcelo.

Estudo de otimização do rendimento volumétrico de um motor de combustão por centelha / Carlos Marcelo Scandura. São Bernardo do Campo, 2017.

147 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi.

1. Eficiência Energética. 2. Rendimento Volumétrico. 3. Motor Ciclo Otto. I. Bortolussi, Roberto, orient. II. Título.

Aluno: Carlos Marcelo Scandura

Matrícula: 214108-3

Título do Trabalho: Estudo de otimização do rendimento volumétrico de um motor de combustão por centelha.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Data da realização da defesa: 22/02/2017

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 22 / 02 / 2017.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA	
Prof. Dr. Roberto Bortolussi	Ass.: _____
Prof. Dr. Maurício Assumpção Trielli	Ass.: _____
Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo	Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO

REPROVADO

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

Aos amores de minha vida, a minha esposa
Amanda e as minhas filhas Valentina e
Donatella.

Aos meus pais que me formaram e ensinaram
a importância da perseverança e dedicação.

Ao senhor por iluminar meu caminho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Neuza e Carlos, pela educação e ensinamentos que propiciaram eu atingir meus objetivos.

À minha amada esposa Amanda e nossas maiores realizações nossas princesas Valentina e Donatella, por compreenderem e compreender a ausência em nossa maravilhosa vida em família.

Aos meus sogros, Benito e Marisa, pela ajuda e torcida para realização deste trabalho.

Aos professores Roberto Bortolussi e Agenor de Toledo Fleury por todo o suporte, paciência e auxílio durante o meu mestrado e dissertação.

Agradeço ao grande amigo Eduardo Augusto Rossito, o qual compartilhou os desafios do mestrado. Companhia desde as aulas até a rotina para escrita da dissertação.

RESUMO

A eficiência energética é um tema prioritário na indústria automobilística mundial. No Brasil, o programa INOVAR-AUTO estabelece critérios de eficiência energética de veículos para determinação da taxa sobre o imposto sobre produtos industrializados (IPI), o que está impulsionando a evolução do trem de força dos veículos para se tornarem mais eficientes. Em veículos urbanos o veículo é utilizado geralmente em percursos de curto deslocamento e baixa velocidade, assim a propulsão típica é um motor aspirado de pequeno deslocamento volumétrico. Para estes motores é fundamental a otimização do rendimento volumétrico nas principais rotações de utilização. Um modelo de simulação de motor à combustão 1D foi desenvolvido, aperfeiçoado e correlacionado com dados de referência de um motor Flex Fuel. Em seguida, este modelo serviu de ferramenta suporte para simular as diferentes combinações de variáveis geradas pela ferramenta de delineamento de experimentos Metodologia de Resposta em Superfície (RSM), a qual resultou em uma superfície de resposta que possibilitou a compreensão da interação e determinação do ponto ótimo das variáveis estudadas. Os resultados finais obtidos comprovaram que o objetivo do trabalho foi atingido.

Palavras chave: Eficiência Energética. Rendimento Volumétrico. Motor Ciclo Otto.

ABSTRACT

The energetic efficiency is a priority for worldwide automotive industry. In Brazil, the INOVAR-AUTO program establishes vehicular energetic efficiency criteria in order to determine the ratio of the IPI tax, which is pushing OEMs to design more efficient powertrains. For urban applications the vehicle works most of the time in low speeds and short distances, the typical engine then is a small displacement aspirated engine. It is fundamental for such machines the optimization of volumetric efficiency at rated speeds. A 1D simulation model was designed, improved and then correlated to a flex fuel engine. After that, this model was applied as auxiliary tool to simulate the combination of variables from an experiment generated by Response Surface Methodology (RSM), which resulted in a response surface that allowed the comprehension of the interaction and determination of optimal point of studied variables. The obtained results proved that the purpose of this work was achieved.

Key words: Energetic Efficiency. Volumetric Efficiency. Otto Cycle Engine.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Os tempos de um motor alternativo a quatro tempos	22
Figura 2 - Motor a combustão interna por centelha.....	22
Figura 3 - Motor a combustão interna por centelha.....	23
Figura 4 - Diagramas PV e P α	25
Figura 5 - Componentes influentes nas perdas por atrito de um MCIA.....	28
Figura 6 - Efeito do vapor de combustível na pressão parcial de ar.....	31
Figura 7 - Exemplo de MCIA com cruzamento de válvulas	33
Figura 8 - Perda de pressão sistema de admissão de um motor quatro tempos.....	34
Figura 9 – Pressão nos condutos de um motor em plena carga.....	37
Figura 10 - Distribuição temporal e espectral da pressão no pleno da ADM a 2500 rpm	38
Figura 11 - Interação dos fenômenos resultantes no rendimento volumétrico.....	39
Figura 12 - Sistema de trem de válvulas	41
Figura 13 - Exemplos de swirl e tumble.....	42
Figura 14 - Perfil teórico e real de um came	43
Figura 15 - Setores de um came	44
Figura 16 - Perfil de came de três arcos	48
Figura 17 – Curvas de levante e derivadas do perfil de três arcos	49
Figura 18 - Curvas de levante e derivadas do perfil de velocidade constante.....	50
Figura 19 - Curvas de levante e derivadas do perfil de aceleração constante	51
Figura 20 - Curvas de levante e derivadas do perfil MHS	52
Figura 21 - Curvas de levante e derivadas do perfil cicloidal	53
Figura 22 - Curvas de levante e derivadas do perfil de ondas multisenso	54
Figura 23 - Perfil de deslocamento de válvula para metodologia polidyne	56
Figura 24 - Exemplo de perfil de came do tipo <i>spline</i>	57
Figura 25 - Tipos de seguidores de perfil de came.....	58
Figura 26 - Sistema de variação da fase de válvulas	61
Figura 27 - Princípio funcionamento da polia de variação de fases de válvulas.....	61
Figura 28 - Variação do perfil do came.....	62
Figura 29 - Exemplo de um modelo de MCIA em GT-Power®	66
Figura 30 - Exemplo de um modelo de MCIA em BOOST®.....	67
Figura 31 - Estratégia de cálculo de escoamento do software GT-Power®.....	68
Figura 32 - Exemplo de ambiente de entrada e saída	70

Figura 33 - Exemplo de agrupamento de conexões de fluxo	71
Figura 34 - Exemplo de conexão válvula	71
Figura 35 - Exemplo de conexão injetor	72
Figura 36 - Exemplo de componente cilindro	73
Figura 37 - Exemplo de componente trem de acionamento	73
Figura 38 - Resposta em superfície com duas variáveis de entrada	75
Figura 39 - Subdivisões de RSM.....	76
Figura 40 - Pontos do projeto composto central.....	77
Figura 41 - <i>designs</i> disponíveis de experimento RSM.....	78
Figura 42 - Configuração do projeto de experimento RSM	79
Figura 43 - Exemplo de análise RSM no Minitab, seções A e B	81
Figura 44 - Exemplo de análise RSM no Minitab, seções C e D	82
Figura 45 - Referência para escolha do peso para um determinado objetivo.....	84
Figura 46 - Análise gráfica do otimizador RSM	84
Figura 47 - Referência de fase dos cames	88
Figura 48 - Perfil do came de admissão original do motor objeto de estudo	89
Figura 49 - Perfil do came de exaustão original do motor objeto de estudo	90
Figura 50 - Esquema da bancada de fluxo sentido escoamento	91
Figura 51 - Determinação do coeficiente de descarga das válvulas	92
Figura 52 - Modelo motor objeto de estudo em GT-Power®	94
Figura 53 - Correlação motor físico e modelo GT-Power®.....	95
Figura 54 - Comparativo perfil proposto e o perfil real de um motor com tucho hidráulico... 98	
Figura 55 - Comparativo de perfil de came original ADM e proposto polinomial..... 99	
Figura 56 - Comparação das curvas do perfil polinomial e de referência para ADM..... 100	
Figura 57 - RSM#5 análise de residuais para torque 3000 rpm – todas variáveis	107
Figura 58 - RSM#5 análise de residuais para torque 6000 rpm – todas variáveis	107
Figura 59 - RSM#5a análise de residuais para torque 3000 rpm – todas variáveis..... 110	
Figura 60 - RSM#5a análise de residuais para torque 3000 rpm – variáveis significativas... 112	
Figura 61 - RSM#5a análise de residuais para torque 6000 rpm – todas variáveis..... 113	
Figura 62 - RSM#5a análise de residuais para torque 6000 rpm – variáveis significativas... 115	
Figura 63 - RSM#5a: resposta otimizador para 3000 rpm	117
Figura 64 - RSM#5a: resposta otimizador para 6000 rpm	118
Figura 65 - Resposta otimizador com compromisso para ambas as rotações	120
Figura 66 - RSM#5a: otimizador compromisso das rotações AA_ADM ótimo 3000 rpm.... 120	

Figura 67 - RSM#5a: otimizador compromisso das rotações AA_ADM ótimo 6000 rpm....	121
Figura 68 - Análise de sensibilidade a 3000 rpm	123
Figura 69 - RSM#5a: resposta em superfície a 3000 rpm	124
Figura 70 - Análise de sensibilidade a 6000 rpm	125
Figura 71 - RSM#5a: resposta em superfície a 6000 rpm	126
Figura 72 - Comparativo de fase inicial e proposta a 3000 rpm	129
Figura 73 - Comparativo de fase inicial e proposta a 6000 rpm	129
Figura 74 - Análise estatística RSM2 a 3000 rpm.....	137
Figura 75 - Análise estatística RSM5 a 3000 rpm.....	140
Figura 76 - Análise estatística RSM5 a 6000 rpm.....	141
Figura 77 - Análise estatística RSM5a a 3000 rpm - todas variáveis.....	144
Figura 78 - Análise estatística RSM5a a 6000 rpm - todas variáveis.....	145
Figura 79 - Análise estatística RSM5a a 3000 rpm - variáveis significativas.....	146
Figura 80 - Análise estatística RSM5a a 6000 rpm - variáveis significativas.....	147

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Variáveis de estudo	63
Tabela 2 - Dados de entrada	87
Tabela 3 - Dados de entrada para medição do coeficiente de descarga das válvulas.....	92
Tabela 4 - Diferenças do torque do motor físico e simulado.....	95
Tabela 5 - <i>Benchmark</i> de motores	96
Tabela 6 - Limites das variáveis de estudo definidos após ajuste	97
Tabela 7 - Influência do perfil polinomial no torque do motor	99
Tabela 8 - Comparação de acelerações máximas perfil polinomial e de referência.....	100
Tabela 9 - Pontos do estudo RSM#1	102
Tabela 10 - Pontos do estudo RSM#2	102
Tabela 11 - Síntese da análise estatística do modelo RSM#2 para torque 3000 rpm.....	103
Tabela 12 - Pontos do estudo RSM#3	104
Tabela 13 - Síntese da análise estatística do modelo RSM#3 para torque 3000 rpm.....	104
Tabela 14 - Pontos do estudo RSM#4	104
Tabela 15 - Síntese da análise estatística do modelo RSM#3 para torque 3000 rpm.....	105
Tabela 16 - Pontos de entrada RSM#5	106
Tabela 17 - Pontos do estudo RSM#5	106
Tabela 18 - Síntese da análise estatística do modelo RSM#5 todas variáveis	108
Tabela 19 - Proposta de adição de dispersão aos pontos centrais	109
Tabela 20 - Síntese da análise estatística RSM#5a para torque 3000 rpm todas variáveis	110
Tabela 21 - RSM#5 - torque 3000 rpm todas variáveis: Pvalor das variáveis estudadas.....	111
Tabela 22 - Síntese da análise estatística RSM#5a torque 3000 rpm variáveis significativas	112
Tabela 23 - Síntese da análise estatística RSM#5a para torque 6000 rpm todas variáveis	113
Tabela 24 - RSM#5a - torque 6000 rpm todas variáveis: Pvalor das variáveis estudadas.....	114
Tabela 25 - Síntese da análise estatística RSM#5a torque 6000 rpm variáveis significativas	115
Tabela 26 - RSM#5a: Configuração do otimizador para 3000 rpm	116
Tabela 27 - RSM#5a: Configuração do otimizador para 6000 rpm	118
Tabela 28 - RSM#5a: Configuração do otimizador compromisso para ambas as rotações ...	119
Tabela 29 - Pontos do estudo RSM#5a	122
Tabela 30 - Comparativo de configuração do came	122
Tabela 31 - Comparação de resultados previstos do otimizador RSM e GT-Power®	127
Tabela 32 - Comparação de acelerações máximas perfil da proposta final e de referência ...	128

Tabela 33 - Comparação de resultados da proposta final e referência em GT-Power®	128
Tabela 34: experimento RSM 5.....	139
Tabela 35: experimento RSM 5a.....	143

LISTA DE ABREVIATURAS E/OU SIGLAS

1D	Unidimensional
3D	tridimensional
AA_ADM	Ângulo de abertura de válvula admissão
AA_EXA	Ângulo de abertura de válvula exaustão
AF_ADM	Ângulo de fechamento da válvula de admissão
AF_EXA	Ângulo de fechamento da válvula de exaustão
ADM	Admissão
CA50	<i>Crank Angle for mass fraction burn of 50%</i>
CA9010	<i>Crank Angle for mass fraction burn from 10 up to 90%</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
COMP	Compressão
DOE	<i>Design of Experiments</i>
E22	Gasolina comum adicionada com 22% de etanol anidro
E100	Etanol hidratado
EXA	Exaustão
EXP	Expansão
FA	Fluido Ativo
FVA	Fechamento Válvula de Admissão
L_ADM	Levante da válvula de admissão
L_EXA	Levante da válvula de exaustão
MCI	Motor a Combustão Interna
MCIA	Motor a Combustão Interna Alternativo
MHS	Movimento Harmônico Simples
NA	Naturalmente Aspirado
Perm_ADM	Permanência de abertura de válvula de admissão
Perm_EXA	Permanência de abertura de válvula de exaustão
PMI	Ponto Morto Inferior do pistão
PMS	Ponto Morto Superior do pistão
RSM	<i>Response Surface Methodology</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
Veic.	Veículo
VVT	<i>Variable Valve Timing</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a	velocidade sônica
A_e	área da seção transversal do escoamento
AF	relação ar / combustível da mistura
AF_i	relação ar / combustível da mistura induzida
$AF_{teórica}$	relação ar / combustível da mistura teórica
A_r	área de passagem de gás pela válvula – área de referência
A_s	área da superfície de troca de calor
C_d	coeficiente de descarga através da válvula
C_f	coeficiente de atrito de superfície
c_p	calor específico à pressão constante
C_{pc}	coeficiente de perda de carga
c_v	calor específico à volume constante
D	diâmetro equivalente
dx	comprimento do elemento de massa na direção do escoamento
dp	diferencial de pressão atuando ao longo de dx
E	quantidade de energia do fluido
E_F	máxima excentricidade do came em relação ao centro do círculo base
E_N	excentricidade do raio do flanco em relação ao centro do círculo base
e_T	energia interna total específica
f	ajuste de unidades
F_{at}	força de atrito na parede do cilindro
h	altura pontual de elevação (<i>levante</i>)
H	entalpia total
h_r	altura da rampa do <i>levante</i>
h_{tc}	coeficiente de troca de calor
k	constante adiabática ou razão de calor específico c_p/c_v
l_v	levante da válvula (elevação)
l_{vADM}	levante da válvula (elevação) de admissão
l_{vEXA}	levante da válvula (elevação) de exaustão
m	massa
M	número de Mach
\dot{m}	vazão mássica de fluido através da fronteira do volume de controle

\dot{m}_{ar}	vazão mássica de ar
\dot{m}_{ar_t}	vazão mássica de ar teoricamente consumível no MClA
\dot{m}_{comb}	vazão mássica de combustível
n	rotação do motor
N_{at}	Potência de atrito
N_i	Potência indicada
N_e	Potência efetiva
p	pressão
P_0	pressão de estagnação montante à restrição
p_{to}	pressão total de estagnação
p_e	pressão estática
$p_{a,i}$	pressão de ar induzido
p_e	pressão estática
p_{exa}	pressão de exaustão
p_i	pressão da mistura induzida na admissão
p_i	pressão estática na seção inicial considerada
P_T	pressão estática a jusante da restrição
\dot{Q}	quantidade de calor fornecido por unidade de tempo
r	raio de manivela
R_F	raio do flanco do lobo do came
r_l	raio do <i>levante</i> do came
R	constante universal dos gases específica (por moles)
R_N	raio do flanco do nariz do came
R_R	raio do flanco da rampa do came
s	curso do pistão
t	tempo
T	torque
T_0	temperatura de estagnação a montante da restrição
T_e	temperatura do fluido no escoamento
T_{parede}	temperatura da parede
T_T	temperatura de estagnação a jusante da restrição
u	energia interna específica
u_e	velocidade de escoamento no duto
U	energia interna

V	Volume
V_c	volume da célula analisada
v	velocidade
W	trabalho resultante de um ciclo
x_0	ponto central do cubo do RSM
x_a	pontos axiais do RSM
x_c	pontos do cubo do RSM
x_t	relação entre dois e quatro tempos
α	ponto de avaliação de rotacionalidade e ortogonalidade no RSM
α_c	ângulo absoluto do levante em relação ao círculo base
α_f	ângulo absoluto de fim do levante do came em relação ao círculo base
α_i	ângulo absoluto de início do levante do came em relação ao círculo base
γ	volume específico
η_m	rendimento mecânico
η_t	rendimento térmico
η_v	rendimento volumétrico
Θ	ângulo de came
Θ_F	setor angular flanco do lobo do came
Θ_N	setor angular flanco do nariz do came
Θ_R	setor angular flanco da rampa do came
Θ_T	setor angular correspondente à elevação (levante) do came
λ	lambda, razão entre a massa de ar pela de combustível real dividido pela razão massa ar pela de combustível estequiométrica teórica
ρ	massa específica do fluido
ϕ	razão de estequiometria equivalente, inversa à λ
ω	velocidade angular

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	OBJETIVO	19
1.2	DESENVOLVIMENTO.....	20
2	REVISÃO DA LITERATURA	21
2.1	MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVO.....	21
2.2	RENDIMENTO DE UM MCIA	24
2.2.1	Rendimento térmico	25
2.2.2	Rendimento mecânico	27
2.2.3	Rendimento volumétrico de MCIA naturalmente aspirado	29
2.2.3.1	<i>Propriedades do combustível</i>	30
2.2.3.2	<i>Relação da pressão na admissão e exaustão</i>	32
2.2.3.3	<i>Perdas no escoamento por atrito viscoso</i>	33
2.2.3.4	<i>Bloqueio do fluxo (blocagem de fluxo)</i>	34
2.2.3.5	<i>Efeito RAM e fluxo reverso</i>	35
2.2.3.6	<i>Sintonia acústica</i>	36
2.2.3.7	<i>Síntese de fenômenos e rendimento volumétrico</i>	38
2.2.4	Rendimento global	39
2.3	ELEMENTOS DO SISTEMA TREM DE VÁLVULAS	40
2.3.1	Pórticos de Válvulas	41
2.3.2	Eixo comando de Válvulas	42
2.3.3	Cames	42
2.3.3.1	<i>Adimensionais de velocidade e aceleração</i>	45
2.3.3.2	<i>Círculo base</i>	45
2.3.3.3	<i>Rampa</i>	46
2.3.3.4	<i>Flanco do came</i>	46
2.3.3.5	<i>Nariz</i>	47
2.3.3.6	<i>Projeto de perfil de came</i>	47
2.3.3.7	<i>Came de três arcos</i>	48
2.3.3.8	<i>Came de velocidade constante</i>	49
2.3.3.9	<i>Came de aceleração constante</i>	50
2.3.3.10	<i>Came de movimento harmônico simples (MHS)</i>	52
2.3.3.11	<i>Came cicloidal</i>	53
2.3.3.12	<i>Came de ondas multisenso</i>	54
2.3.3.13	<i>Came de perfil tipo “polinomial”</i>	55
2.3.3.14	<i>Came de perfil tipo “spline”</i>	56

2.3.4	Seguidor de trem de válvulas	57
2.3.5	Válvulas.....	59
2.3.6	Assento de válvulas	59
2.3.7	Mola de válvulas.....	60
2.3.8	Sistemas de variação de tempo e <i>levante</i> de válvulas.....	60
2.4	ESCOLHA DAS VARIÁVEIS DE ESTUDO	62
3	PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL	64
3.1	MÉTODO EXPERIMENTAL PROPOSTO	64
3.2	MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM MOTOR.....	64
3.2.1	Exemplos de Aplicações de Modelos 1D	65
3.3	MODELO DO MOTOR EM GT-POWER	67
3.3.1	Algoritmo matemático do software	67
3.3.2	Modelagem da combustão	70
3.3.3	Componentes ambiente de entrada e saída	70
3.3.4	Conexões de fluxo	71
3.3.5	Conexão Válvula / Came	71
3.3.6	Conexão Válvula Injetora de Combustível	72
3.3.7	Componente Cilindro	73
3.3.8	Trem de acionamento	73
3.4	METODOLOGIA DE RESPOSTA EM SUPERFÍCIE (RSM).....	74
3.4.1	Princípios da ferramenta RSM	74
3.4.2	Experimento RSM no Minitab	78
3.4.3	Análise do experimento RSM	80
3.4.4	Otimização da RSM	83
4	ESTUDO DE CASO	86
4.1	DADOS DE ENTRADA	86
4.1.1	Dados de entrada do motor	86
4.1.2	Referência de ângulo de abertura das válvulas	88
4.1.3	Determinação das leis de came ADM	88
4.1.3.1	<i>Lei do came ADM original</i>	89
4.1.3.2	<i>Lei do came EXA original</i>	90
4.1.4	Determinação do coeficiente de descarga das válvulas	91
4.2	CRIAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO	93
4.3	VERIFICAÇÃO DE CORRELAÇÃO DO MODELO	95
4.4	PESQUISA DE CAMPO “BENCHMARK” DE MOTORES	96
4.5	CONSTRUÇÃO DO PERFIL DE CAME DE ESTUDO	97
4.6	EXPERIMENTOS RSM	100

4.6.1	Crêterios para satisfa�o do experimento RSM	101
4.6.2	Experimento RSM#1	101
4.6.3	Experimento RSM#2	102
4.6.4	Experimento RSM#3	103
4.6.5	Experimento RSM#4	104
4.6.6	Experimento RSM#5	105
4.6.7	Experimento RSM#5a	108
4.6.7.1	<i>Experimento RSM#5a – 3000 rpm</i>	<i>109</i>
4.6.7.2	<i>Experimento RSM#5a – 6000 rpm</i>	<i>113</i>
4.7	ANÁLISE E OTIMIZAÇO DO EXPERIMENTO RSM#5a	116
4.7.1	Resposta ótima para 3000 rpm	116
4.7.2	Resposta ótima para 6000 rpm	117
4.7.3	Resposta ótima com compromisso para ambas as rota�es	119
4.7.4	Sumário dos resultados das otimiza�es	121
4.8	PROPOSTA FINAL DE PROJETO DE CAME	127
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	130
	REFERÊNCIAS	132
	APÊNDICE A - ANÁLISE ESTATÍSTICA RSM#2 NO MINITAB	136
	APÊNDICE B - ANÁLISE ESTATÍSTICA RSM#5 NO MINITAB	138
	APÊNDICE C - ANÁLISE ESTATÍSTICA RSM#5a NO MINITAB	142

1 INTRODUÇÃO

Em todo o mundo, a estratégia para os chamados veículos de entrada, ou compactos, por razões de compromisso econômico é a propulsão com motor aspirado.

No Brasil, o programa INOVAR-AUTO que estabelece critérios de eficiência energética de veículos para taxaço do imposto sobre produtos industrializados (IPI), está impulsionando a evoluço do trem de força dos veículos para se tornarem mais eficientes.

Nos veículos de entrada nacionais a tendêcia técnica é a aplicaço de motores três cilindros com deslocamento volumétrico inferior aos motores de quatro cilindros da geraço anterior, mas com densidade de torque e potência equivalente ou superior. Este conceito é chamado de “downsizing”.

Este segmento é aplicado principalmente em rotas urbanas, as quais exploram com maior frequência a região de rotaçoas baixas e intermediárias.

1.1 OBJETIVO

A proposta deste trabalho é apresentar um estudo de caso de otimizaço do rendimento volumétrico de um motor a combustão por centelha de **três cilindros** em condições de uso urbano. Isso foi feito por meio da análise de sensibilidade dos parâmetros do sistema de trem de válvulas de admissão e exaustão com a aplicaço da ferramenta Metodologia de Resposta em Superfície (RSM) para este campo de estudo.

A otimizaço é traduzida na expectativa de aumento do torque em rotaçoas visitadas com maior frequência no uso em cidades. Considerando que em projetos de trem de forças a rotaço do propulsor é avaliada em gráficos de dente de serra onde a troca de marchas ocorre a 3000 rpm, o objetivo proposto é o ganho mínimo de 1,5% a 3000rpm e o compromisso de causar o menor impacto possível em altas rotaçoas (que será avaliada na rotaço de 6000 rpm). A eventual perda percentual do torque a 6000 rpm será limitada a uma magnitude menor ou igual ao ganho de torque a 3000 rpm.

Um objetivo secundário é descobrir, através da ferramenta RSM, quais das variáveis estudadas têm relaço linear ou quadrática com a resposta torque útil do motor.

1.2 DESENVOLVIMENTO

Este trabalho está dividido em cinco capítulos descritos resumidamente nesta seção.

O primeiro apresenta a introdução ao problema abordado, o objetivo proposto e a motivação do mesmo.

No segundo capítulo é feita uma revisão bibliográfica focada nos fenômenos, princípios de funcionamento e elementos relativos à compreensão dos motores a combustão interna, em especial parâmetros influentes no sistema de alimentação de ar do motor. Por fim é feita uma discussão dos trabalhos já realizados e a justificativa dos parâmetros escolhidos.

O terceiro capítulo aborda o planejamento experimental e descreve os princípios para construção do modelo numérico de um motor a combustão e da ferramenta de análise de dados.

O quarto capítulo contém todas as análises do estudo de caso, iniciando com a criação do modelo matemático do motor, correlação com o motor físico, definição dos limites das variáveis do estudo, análise de correlação das variáveis influentes no enchimento do cilindro e os seus impactos sobre o torque disponível. Os resultados serão apresentados e discutidos ao final desse capítulo.

Por fim, o último capítulo apresenta as principais conclusões do estudo, além das sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A fim de contribuir com a compreensão e desenvolvimento da proposta do estudo, será feita uma apresentação dos aspectos mais relevantes ao desenvolvimento do trabalho, compreendendo o funcionamento do motor a combustão interna alternativo (MCIA) **a quatro tempos de ignição por centelha**, análise de rendimentos dessa máquina térmica e aspectos construtivos e funcionais influentes no enchimento do cilindro.

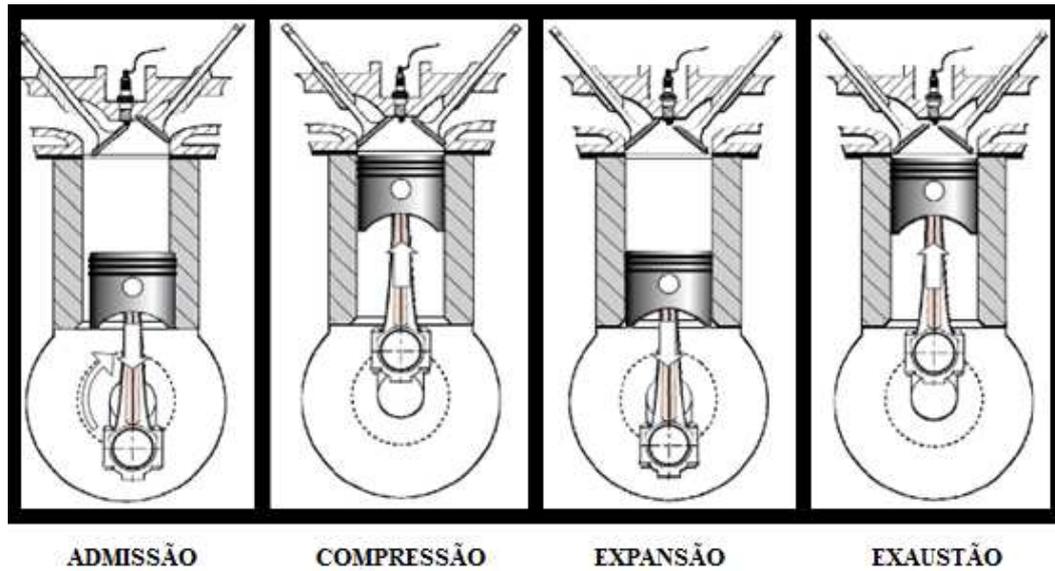
2.1 MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVO

O MCIA é uma máquina que transforma energia térmica (calor) em energia mecânica, através do trabalho líquido resultante da combustão obtido a partir da expansão de um fluido ativo (FA), gases resultantes da combustão da mistura de massa de ar com combustível.

O motor a quatro tempos possui tempos bem definidos, um em cada movimento ascendente/descendente do êmbolo, totalizando duas voltas do virabrequim, ilustrados na figura 1:

- a) admissão (ADM): fase de admissão da mistura ar/combustível e preenchimento do cilindro devido à pressão negativa do cilindro em relação à atmosférica (motores aspirados);
- b) compressão (COMP): fase de compressão da mistura e liberação da centelha, iniciando a combustão da mistura;
- c) expansão (EXP): fase onde ocorre a queima da maior parte da mistura, gerando expansão dos gases queimados e conseqüentemente deslocamento do êmbolo;
- d) exaustão (EXA): fase de exaustão dos gases queimados.

Figura 1 - Os tempos de um motor alternativo a quatro tempos

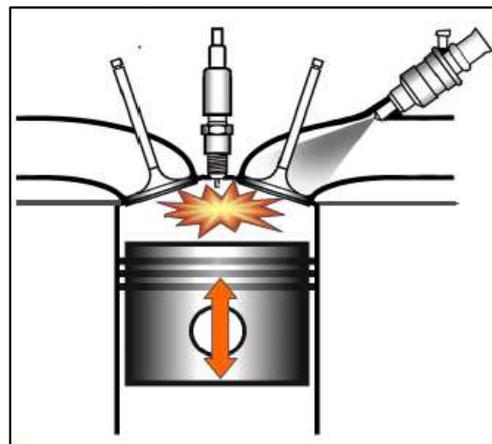


Fonte: IFP, 2010

As propriedades físicas de cada combustível requerem uma configuração do propulsor para a melhor queima e aproveitamento da energia interna do fluido ativo. Desta característica surgiu a seguinte classificação:

- a) **por centelha ou ciclo Otto:** nesta configuração a combustão da mistura admitida na câmara se inicia por um agente externo, no caso pela centelha de uma vela de ignição, conforme figura 2;

Figura 2 - Motor a combustão interna por centelha



Fonte: IFP, 2010

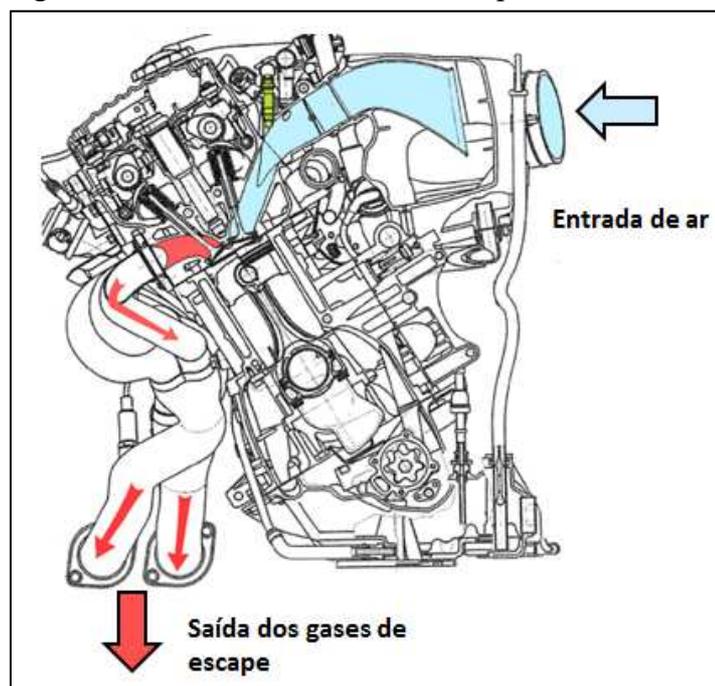
- b) **combustão espontânea ou Ciclo Diesel:** solução criada para aproveitar a alta energia disponível de combustíveis líquidos pesados como o óleo Diesel. A mistura

formada após a injeção é aquecida pela massa de ar comprimida em função do deslocamento do êmbolo em direção ao PMS, até que as condições em que a pressão e temperatura atinjam a condição de auto inflamação do combustível.

O fornecimento de massa de ar é fundamental para o desempenho do MCIAs. Para este quesito existem dois tipos de classificação com relação ao preenchimento do cilindro com ar:

- a) **naturalmente aspirado (NA)**: nesta configuração conforme figura 3, o deslocamento do êmbolo gera a depressão no cilindro possibilitando o preenchimento da massa de ar disponível no sistema de admissão. Nesse sistema o refinamento das perdas de carga e estratégias aerodinâmicas são essenciais para otimização do enchimento do cilindro;

Figura 3 - Motor a combustão interna por centelha



Fonte: IFP, 2010

- b) **sobrealimentado**: o enchimento do cilindro se dá pela massa de ar comprimida em um compressor gerando uma pressão positiva que flui para o cilindro quando as válvulas de admissão se abrem. O tipo de sobrealimentação mais aplicada comercialmente é a obtida pelo uso de turbo compressor.

A última classificação relevante para o trabalho é quanto tipo de injeção, sendo:

- a) **formação de mistura externa:** a mistura ar/combustível é preparada fora da câmara de combustão. Em motores Otto a solução amplamente aplicada atualmente é o posicionamento do injetor nos pórticos de válvula;
- b) **formação de mistura interna:** nesse caso a injeção de combustível é feita diretamente na câmara de combustão e tem por diferencial o melhor aproveitamento do combustível devido à maior homogeneização da mistura ar/combustível, promovida pelas elevadas pressões de injeção.

2.2 RENDIMENTO DE UM MCIA

Conforme descrito acima, o MCIA é uma máquina térmica que transforma a energia liberada com a queima do combustível injetado em trabalho mecânico. A melhor forma de se analisar a eficiência deste tipo de propulsor é através do balanço de quantidade de calor recebida e o trabalho fornecido.

Em um motor quatro tempos, o trabalho resultante de um ciclo é a integral do produto da pressão pelo volume ao longo das duas voltas (ou 720°), indicado na equação 1:

$$W = \oint p \cdot dV \quad (1)$$

Onde W é o trabalho do ciclo, p a pressão instantânea do cilindro associado a um elemento dV de volume deslocado.

Reescrevendo a equação em função da área do pistão A_p (constante) e o curso s , tem-se na equação 2:

$$dW = p \cdot A_p \cdot ds \quad (2)$$

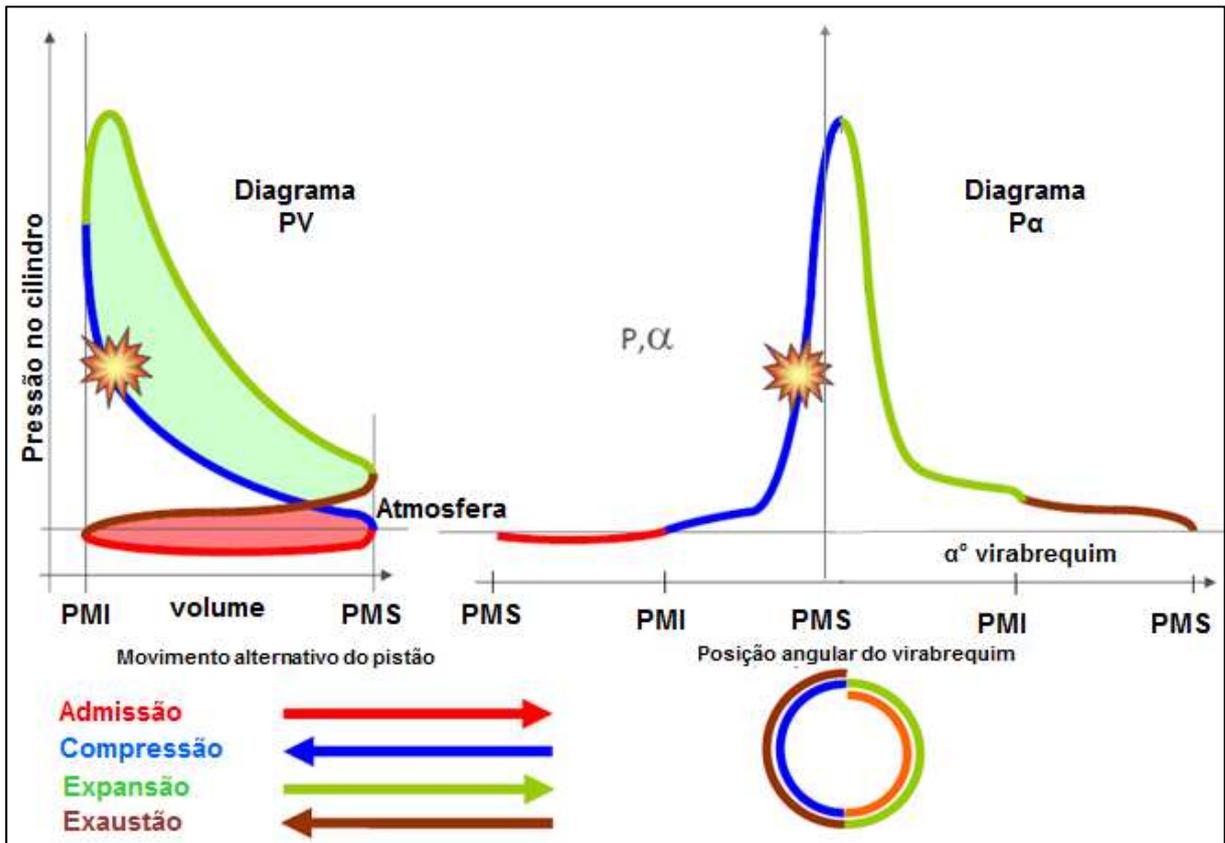
A quantidade de energia convertida em trabalho líquido no intervalo de tempo correspondente à realização do ciclo é chamada de potência indicada (N_i) dada na equação 3 por:

$$N_i = \frac{W}{x_t} \cdot n \cdot z \quad (3)$$

Sendo n a rotação, x_t o fator relativo ao tipo de motor ($x_t=1$ para motores dois tempos e 2 para motores a quatro tempos) e z o número de cilindros do motor.

O diagrama PV da figura 4 indica o trabalho útil que corresponde a diferença das áreas verde e vermelha.

Figura 4 - Diagramas PV e P α



Fonte: IFP, 2010

2.2.1 Rendimento térmico

Conforme Sonntag, Borgnakke e Van Wylen (2003), a primeira lei da termodinâmica estabelece que integral cíclica do calor seja igual a integral cíclica do trabalho. A segunda lei estabelece que devido à irreversibilidade do ciclo, em um ciclo motor o calor sempre flui da maior para a menor temperatura para gerar trabalho.

Dessas constatações para o MCI, o potencial energético do combustível, chamado de poder calorífico inferior, é a quantidade de calor mínima que o combustível pode liberar em contato com comburente em excesso considerando a entalpia da vaporização da água. A

geração de energia de um motor é dependente do fluxo do fluido ativo. Portanto, a quantidade de calor fornecido por unidade de tempo (\dot{Q}) conforme equação 4 será:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{comb} \cdot pci \quad (4)$$

onde \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível e pci é a exergia do combustível

Considerando as definições anteriores, Brunetti (2012) descreve que o rendimento térmico (η_t) é a relação entre a potência indicada (N_i) e o calor fornecido por unidade de tempo (\dot{Q}), conforme equação 5:

$$\eta_t = \frac{N_i}{\dot{Q}} \quad (5)$$

A partir da equação 5, é concluído que, para maximizar esta parcela do rendimento da máquina, são fundamentais os parâmetros do potencial energético do combustível e que promovam um aumento da potência indicada.

Podem-se destacar os seguintes parâmetros influentes no rendimento térmico:

- a) formato da câmara de combustão: como a frente de chama vai se propagar;
- b) turbulência adequada;
- c) taxa de compressão: no MCIA a centelha, quanto maior a taxa de compressão, maior é o potencial de rendimento, geralmente restrito ao limite de autoignição do combustível na admissão;
- d) perdas por bombeamento: para admissão da mistura ar/combustível, inerente do processo. A potência indicada resultante considera esta perda;
- e) isolamento térmico do cilindro: quando melhor este isolamento menos energia potencialmente convertida em trabalho será perdida;
- f) relação diâmetro do pistão e curso;
- g) relação área e volume da câmara de combustão.

Sonntag, Borgnakke Van Wylen (2003) utilizam o ciclo de Carnot (ciclo ideal por considerar o sistema reversível) para demonstrar que o rendimento de uma máquina térmica mesmo em condição ideal não pode ser 100%. Mas fornece a informação importante que este rendimento é relacionado às temperaturas em graus Kelvin das fontes quente T_Q (para um

MCI equivalente ao calor liberado pela massa de combustível) e fria T_F (ambiente), por meio da equação 6:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_f}{T_Q}, (em K) \quad (6)$$

2.2.2 Rendimento mecânico

A energia disponibilizada pela máquina em função do tempo é chamada potência efetiva, correspondente ao produto do torque de saída (T , o torque útil) pela velocidade angular ω , indicada na equação 7:

$$N_e = T \cdot \omega, \omega \text{ em } [rad/s] \quad (7)$$

Reescrevendo a velocidade angular em função da frequência de funcionamento, a rotação do motor (n) na equação 8:

$$N_e = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n, n \text{ em } [rps] \quad (8)$$

Nem toda potência gerada pela expansão dos gases queimados na câmara de combustão (N_i) se torna potência efetiva. Parte desta energia é consumida para o funcionamento da máquina. Essa perda é chamada de potência de atrito (N_{at}), indicada na equação 9:

$$N_{at} = N_i - N_e \quad (9)$$

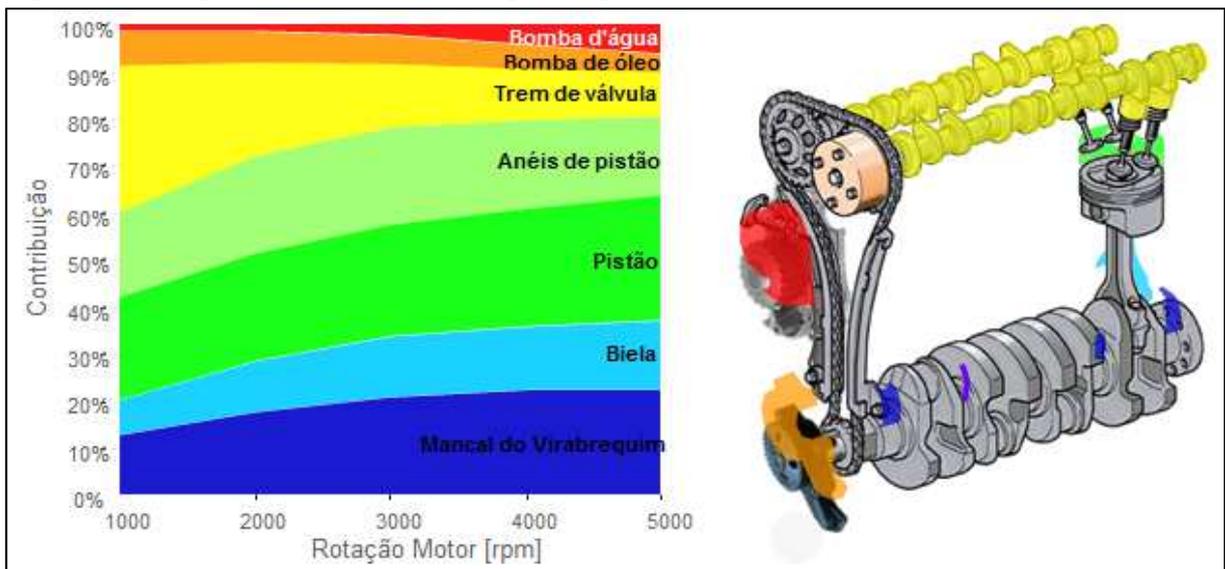
A razão entre a potência indicada e a efetiva é chamada de rendimento mecânico (η_m), dada pela equação 10:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (10)$$

Pode-se destacar os seguintes parâmetros influentes no rendimento mecânico indicados na figura 5:

- a) perdas de bombeamento no bloco motor, que é o diferencial de pressão entre o cárter e a câmara de combustão, devido aos diversos fluxos durante os diferentes tempos. Este fenômeno é mais significativo no tempo de admissão;
- b) energia consumida para acionamentos da bomba de óleo;
- c) energia consumida para acionamentos da bomba de água;
- d) trabalho resultante do atrito dos anéis no cilindro por ciclo;
- e) atrito em mancais do virabrequim;
- f) atrito no mancais do pistão e pino e contato dos anéis com o cilindro;
- g) atrito nas conexões da biela com o êmbolo (pino flutuante), nos munhões e moentes do virabrequim e energia para vencer a sua inércia;
- h) transferência do movimento ao trem de válvulas, perdas nos tensionadores e atrito de correia ou corrente com suas contra peças;
- i) acionamento do trem de válvulas perdas para vencer a carga da mola e inércia do sistema válvula no processo de abertura;
- j) perdas de atrito do eixo comando de válvula com seus mancais;
- k) perdas de atrito em acessórios como alternadores, bombas de direção hidráulica (para direção assistida), compressores de ar condicionado.

Figura 5 - Componentes influentes nas perdas por atrito de um MCIA



Fonte: Treinamento PSA, 2011

2.2.3 Rendimento volumétrico de MCIA naturalmente aspirado

Heywood (1988), define rendimento volumétrico como uma medida geral da eficiência de um motor a quatro tempos e seus sistemas de admissão e exaustão como dispositivos de bombeamento de ar.

O rendimento volumétrico é a relação entre a quantidade de massa de ar seco admitida efetivamente pelo cilindro e a quantidade de massa de ar seco nas condições atmosféricas que o cilindro comporta.

Nicolao et al. (1996), definem o rendimento volumétrico como um parâmetro para análise de eficiência de um sistema de bombeamento de ar e como um dos parâmetros mais aplicados para caracterizar um MCIA.

Portanto, esta razão depende diretamente da arquitetura dos sistemas de indução de fluxo, de trem de válvulas e do sistema de exaustão. A variação abrupta da restrição ao fluxo, a pressão ao longo do processo de troca de gases (gestão da borboleta aceleradora e variação da área de abertura de válvulas), a variação não linear do volume deslocado, a propagação de ondas nos sistemas de admissão e exaustão, os efeitos da inércia dos gases e a iteração dos diferentes processos em cilindros subsequentes, torna a análise de fluxo extremamente complexa.

Em motores de ignição por centelha, a combustão almejada é estequiométrica, ou seja, a disponibilidade de massa de ar para queima de toda massa de combustível. Este fator de proporcionalidade é chamado de AF (*Air Fuel Ratio* em inglês) e é definido na equação 11 como:

$$AF = \frac{\dot{m}_{ar_t}}{\dot{m}_{comb}} \quad (11)$$

Onde \dot{m}_{ar_t} é a vazão mássica de ar teoricamente consumível e \dot{m}_{comb} a vazão mássica de combustível.

A vazão mássica de ar teoricamente consumível no MCIA é proporcional à rotação conforme equação 12:

$$\dot{m}_{ar_t} = \rho_{ar} \cdot \frac{V \cdot n}{x_t} \quad (12)$$

Onde ρ_{ar} é a massa específica do ar atmosférico, v o volume deslocado, n a rotação, x_t o fator relativo à arquitetura do motor ($x_t=1$ para motores dois tempos e 2 para motores a quatro tempos).

Nomeando a vazão mássica de ar real como \dot{m}_{ar} , na equação 13 o rendimento volumétrico pode ser definido como:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar,t}} \quad (13)$$

Livengood, Rogowski e Taylor (1952) e Heywood (1988), indicam os seguintes aspectos como influentes no rendimento volumétrico:

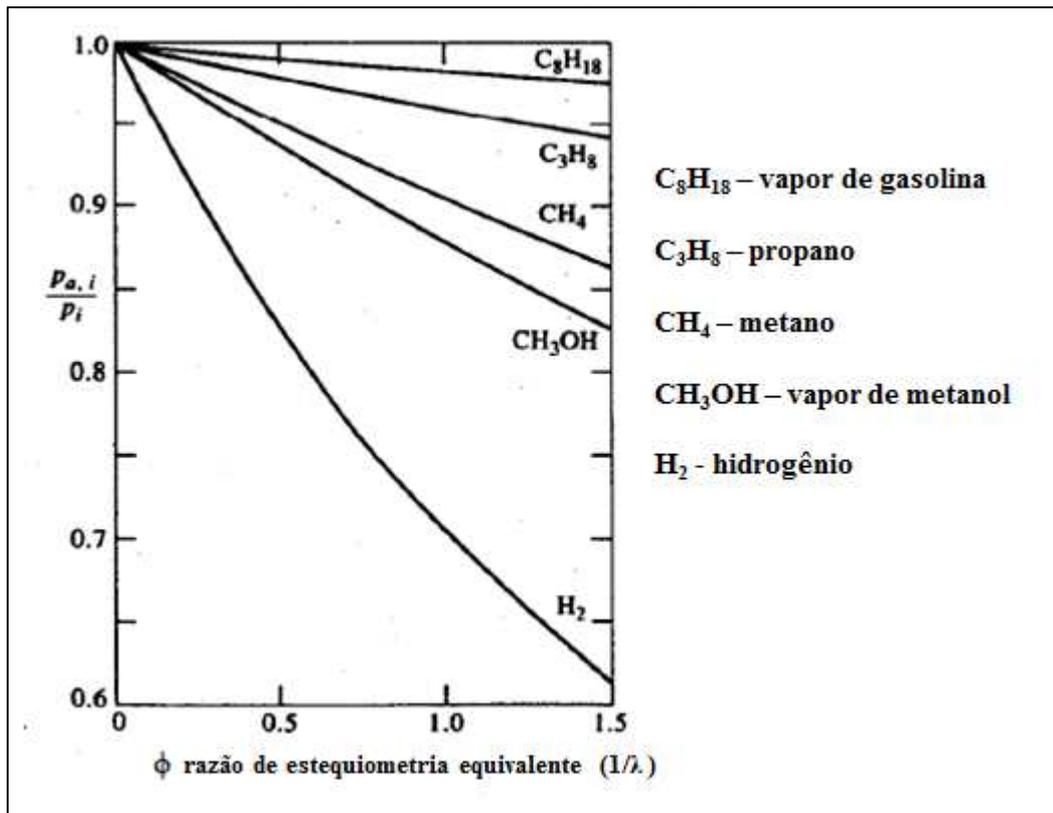
- a) geometria do sistema de admissão e exaustão, principal objeto do estudo;
- b) propriedades do combustível;
- c) temperatura da mistura (influência na concentração de combustível na massa de mistura);
- d) umidade do ar admitido;
- e) relação de pressão entre admissão e exaustão;
- f) taxa de compressão;
- g) rotação do motor (impacto principal na inércia dos gases);
- h) temperatura das galerias de arrefecimento em contato com o fluido ativo.

2.2.3.1 Propriedades do combustível

As propriedades físicas do combustível como a massa específica, a razão estequiométrica de combustão, calor latente de vaporização e a curva de vaporização em função da pressão tem influência direta no rendimento volumétrico.

Na indução da mistura, as frações de massa de vapor de água e a do combustível em fase gasosa reduzem a parcela de massa de ar em relação à massa total da mistura, reduzindo a eficiência volumétrica. Conseqüentemente, há redução da pressão de ar induzido ($p_{a,i}$) em relação à pressão da mistura induzida (p_i), conforme figura 6.

Figura 6 - Efeito do vapor de combustível na pressão parcial de ar



Fonte: Heywood, 1988, p. 210

Heywood (1988), indica que a influência da massa de vapor de água na pressão de ar induzido de ar ($p_{a,i}$) é pequena, inferior a 3%. Já a fração vapor de combustível pode influenciar significativamente a razão estequiométrica. As seguintes razões são apresentadas para avaliar essa influência e a estequiometria para diferentes combustíveis:

- razão da pressão de ar induzido ($p_{a,i}$) sobre e a pressão da mistura induzida (p_i);
- razão de estequiometria combustível-ar ϕ , é divisão da razão combustível-ar encontrada dividida pela razão combustível-ar da mistura estequiométrica. Esta definição é inversa à razão ar-combustível λ .

A consequência para esta relação é que combustíveis em condição ambiente (pressão e temperatura) puramente gasosa, como hidrogênio, tem perda mais expressiva de rendimento volumétrico comparado aos combustíveis de fase majoritariamente líquida. Combustíveis com menor relação de massa de ar e combustível AF ($\dot{m}_{ar}/\dot{m}_{comb}$) tendem a reduzir o rendimento volumétrico também. A última observação é que quanto maior a fração de combustível em relação à razão estequiométrica (λ), menor o potencial de rendimento volumétrico.

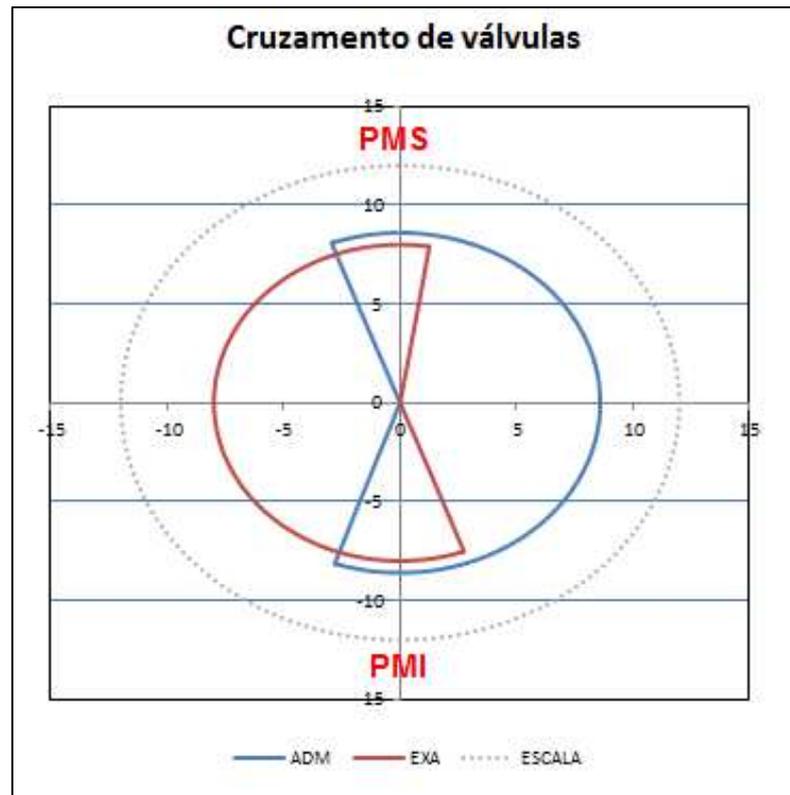
2.2.3.2 Relação da pressão na admissão e exaustão

Durante o ciclo de trabalho em motores reais existem estratégias para aumento do rendimento em determinados regimes que permitem o fechamento da válvula de admissão em intervalo no qual a válvula de exaustão já está em processo de abertura, conhecido como cruzamento de válvulas (*overlap* em inglês). Desta maneira, a pressão induzida na admissão (p_i) e a pressão de exaustão (p_{exa}) entram em comunicação e, havendo diferença, haverá fluxo em direção ao pósito de menor pressão. No caso de p_i menor que p_{exa} , haverá fluxo de gases residuais para o cilindro, fenômeno chamado de *back-flow* (fluxo reverso). No sentido contrário, haverá fluxo de mistura fresca para a exaustão. Em ambos os casos, reduz-se o potencial de enchimento do cilindro.

A taxa de compressão é outro parâmetro influente. Em motores aspirados durante deslocamento do êmbolo do PMI em direção ao PMS, quanto maior a taxa de compressão, maior será a depressão do cilindro e menor o volume de câmara, portanto maior será o rendimento volumétrico com maior sensibilidade à variação de pressão entre admissão e exaustão.

Para efeito de nomenclatura, para válvulas de **admissão (ADM)** é considerada **positiva a abertura antes do PMS** e para as de **exaustão (EXA)** **abertura antes do PMI**, conforme indicado na figura 7. Para o fechamento é considerado positivo o **fechamento de ADM pós PMI** e para **EXA positivo pós PMS**.

Figura 7 - Exemplo de MCIA com cruzamento de válvulas

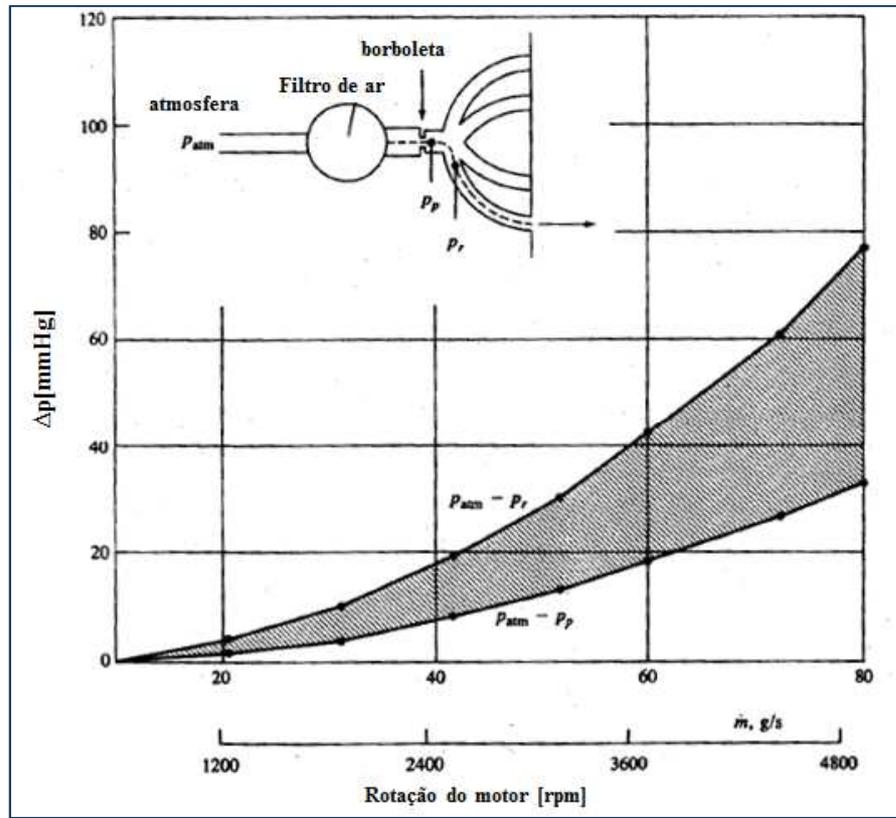


Fonte: Autor

2.2.3.3 Perdas no escoamento por atrito viscoso

Durante o tempo de admissão, o escoamento do ar pelos condutos de admissão resulta em perda de energia devido à geometria, principalmente relacionada às restrições que vem da variação de seção e da rugosidade. Essas perdas são chamadas perdas por atrito e tem relação quadrática com a rotação, conforme ilustrado na figura 8.

Figura 8 - Perda de pressão sistema de admissão de um motor quatro tempos



Fonte: Heywood, 1988, p. 213

2.2.3.4 Bloqueio do fluxo (blocagem de fluxo)

A análise detalhada do escoamento na seção de válvulas é fundamental para a otimização do desempenho do MCIA. Nessa seção geralmente ocorrem a maior restrição e a maior variação de fluxo ao longo dos tempos de trabalho. Os eventos mais críticos ocorrem durante a abertura e o fechamento de válvulas.

Heywood (1988), apresenta a equação 14 que determina a vazão de massa através da válvula:

$$\dot{m} = \frac{C_D \cdot A_R \cdot P_0}{(R \cdot T_0)^{1/2}} \cdot \left(\frac{P_t}{P_0}\right)^{1/k} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2} \quad (14)$$

Onde C_d é o coeficiente de descarga através da válvula, A_r é a área de passagem de gás pela válvula (área de referência), P_0 a pressão de estagnação a montante da restrição (para válvula ADM a pressão no coletor de ADM e para EXA pressão do cilindro), R é a constante universal dos gases específica, T_0 a temperatura de estagnação a montante da restrição (para

válvula ADM no coletor de ADM e para EXA no cilindro), P_t a pressão estática a jusante da restrição (para ADM a pressão no cilindro e para EXA pressão no coletor de exaustão) e γ também representado pela letra k = constante expansão adiabática, ou seja, a razão de calor específico a pressão constante (c_p) pela de volume constante (c_v).

Se o fluxo estiver bloqueado, $P_t/P_0 \leq [2/(\gamma + 1)]^{k/(k-1)}$ a equação 14 rearranjada é descrita na equação 15:

$$\dot{m} = \frac{c_D \cdot A_R \cdot p_0}{(R \cdot T_0)^{1/2}} \cdot (\gamma)^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/2 \cdot (\gamma-1)} \quad (15)$$

O escoamento instantâneo depende principalmente da elevação da válvula (*levante*) e dos aspectos geométricos da válvula, assento e haste. Esses efeitos combinados resultaram no coeficiente de descarga na válvula, que conforme observação de Heywood (1988) é **determinado experimentalmente**.

Ismail e Bakar (2008) definem o coeficiente de descarga como a razão entre o escoamento presente e o ideal. Este fator descreve a relação entre a perda de carga, diferencial de pressão estática entre a pressão de referência e a do ponto de medição na região da válvula devido ao atrito viscoso, as tensões superficiais e a vazão volumétrica em condições de regime permanente.

2.2.3.5 *Efeito RAM e fluxo reverso*

De acordo com Heywood (1988), a pressão nos dutos de admissão varia ao longo do ciclo de admissão em função da variação da velocidade do pistão e da variação abrupta da geometria de passagem da válvula de admissão.

Ohata e Ishida (1982) concluem experimentalmente que a massa de ar induzida no cilindro e, conseqüentemente o rendimento volumétrico, é quase inteiramente determinada pelo nível de pressão no pórtico de admissão no curto período que antecede o fechamento da válvula de admissão.

À medida que a rotação aumenta, a inércia dos fluidos da mistura mantém o fluxo de enchimento do cilindro mesmo após o término do ciclo geométrico de ADM (pós PMI). Se o fechamento da válvula de admissão (FVA) ocorrer após o PMI, este ganho de rendimento volumétrico é chamado de efeito RAM.

Por outro lado, o fechamento tardio da válvula de admissão tem efeito colateral nas faixas de rotações mais baixas do motor. O fenômeno potencial é um fluxo reverso de mistura do cilindro para o pósito de admissão se, no deslocamento do êmbolo no sentido PMS (comprimindo a mistura), a pressão no cilindro exceder a pressão no pósito.

2.2.3.6 Sintonia acústica

Em motores multi-cilindros, a ocorrência dos quatro tempos defasados entre cilindros e o caráter pulsátil dos processos de admissão e exaustão, geram perturbações no fluxo e quando a velocidade do fluido ultrapassa a velocidade do som, parte da energia é gasta comprimindo o fluido, resultando em ondas de choque (pulsões) em relação à pressão média no sistema de admissão e de exaustão.

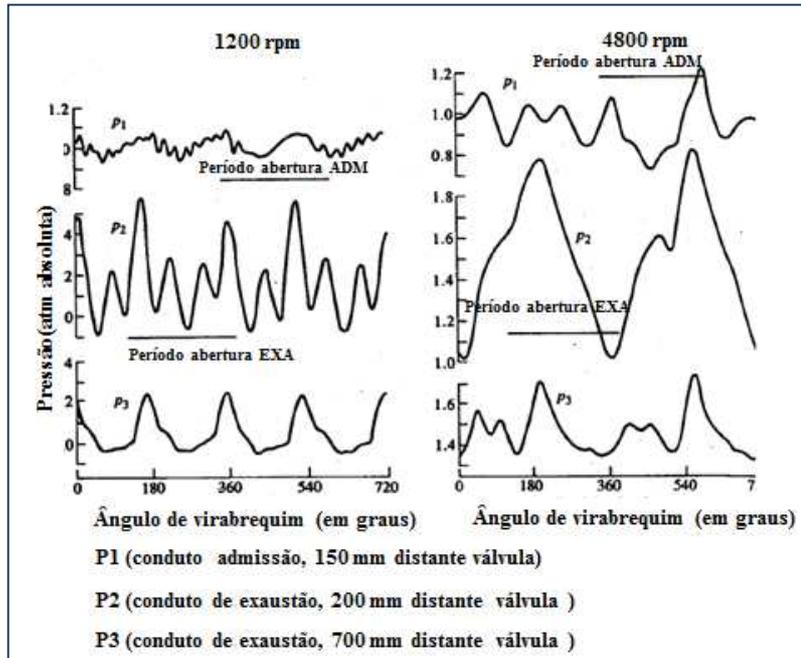
Benson e Whitehouse (1979 apud HEYWOOD, 1988) descrevem que a pulsação de cada cilindro na exaustão de gases gera ondas de pressão que propagam na velocidade do som local em relação às velocidades de exaustão dos gases, as quais se deslocam do pósito ao extremo do tubo de exaustão e são refletidas em direção ao pósito. Se resultarem em redução da pressão no pósito no momento de abertura da válvula, o sistema é dito em sintonia (*tunning* em inglês).

Takahashi et al. (2006), observaram experimentalmente o fenômeno e também concluem que, para maximizar o rendimento volumétrico, é preciso sintonia para que o pico de pressão positiva atinja o cilindro no momento exato de fechamento da válvula de admissão, e que esse sincronismo é função do comprimento do conduto. Por outro lado, a tendência de alongar o comprimento do conduto deve ser otimizada, pois quanto maior for o comprimento do conduto menor será a amplitude de pressão negativa, e a amplitude de pressão positiva é diretamente proporcional à amplitude de pressão negativa.

Para os condutos de admissão, Benson e Whitehouse (1979 apud HEYWOOD, 1988) observam que, o fluxo variável no tempo, em função da variação da área de passagem na válvula de admissão e a variação da velocidade do êmbolo, resulta em ondas de expansão que se deslocam do pósito de válvula até o outro extremo do conduto, o pleno. Neste ponto as ondas são refletidas em direção ao pósito de válvula. Se no momento da abertura da válvula, a pressão for maior que a pressão estática, esse incremento de pressão propiciará maior deslocamento de massa para o cilindro e maior rendimento volumétrico. Nessas condições, o sistema também está em sintonia.

A figura 9 ilustra em um motor quatro cilindros a quatro tempos em plena carga que as flutuações de pressão aumentam substancialmente com o aumento da rotação. A frequência fundamental nos dutos de ADM e EXA correspondem a frequência dos processos de admissão e exaustão de um cilindro.

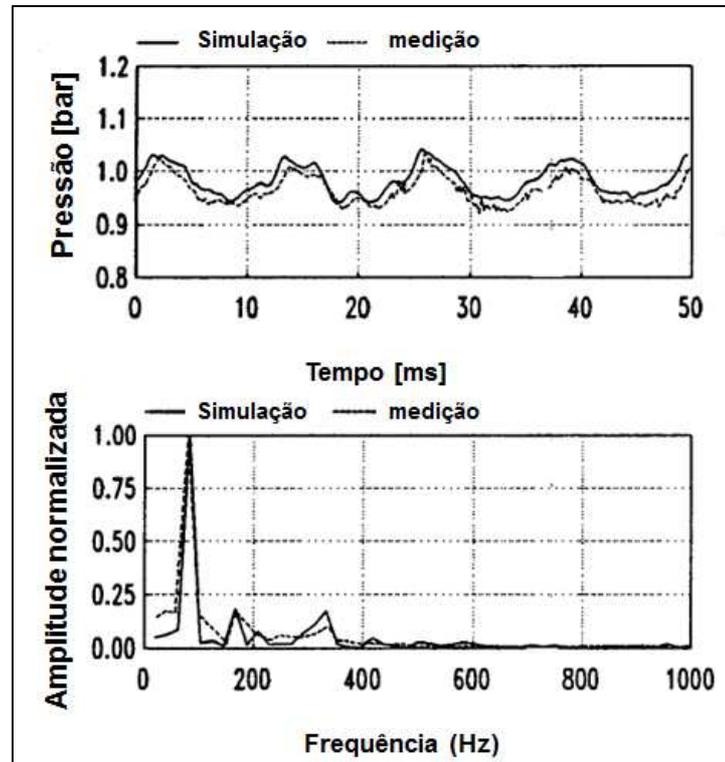
Figura 9 – Pressão nos condutos de um motor em plena carga



Fonte: Heywood, 1988, p. 216

Morel, Silvestri e Costello (1994) constataram que, para motores a quatro cilindros quatro tempos, a natureza de espectro das ondas de pressão nos dutos de ADM está concentrada em uma faixa restrita de baixa frequência. O efeito da superposição dessas ondas de pressão dos dutos de ADM resulta no pleno em componentes espectrais de segunda e quarta ordem. À medida que a rotação reduz, o **componente de segunda ordem** se torna **significativamente dominante (frequência de centelha por volta)**, o que é esperado para um motor a **quatro cilindros**. A figura 10 mostra o espectro para a rotação de 2500 rpm, com pico destacado na frequência de 2ª ordem, no caso 84 Hz.

Figura 10 - Distribuição temporal e espectral da pressão no pleno da ADM a 2500 rpm



Fonte: Morel, Silvestri e Costello, 1994, p. 8

Em motores **três cilindros** como o objeto de estudo, são esperados um espectro com componente majoritário de **ordem um e meio**.

2.2.3.7 Síntese de fenômenos e rendimento volumétrico

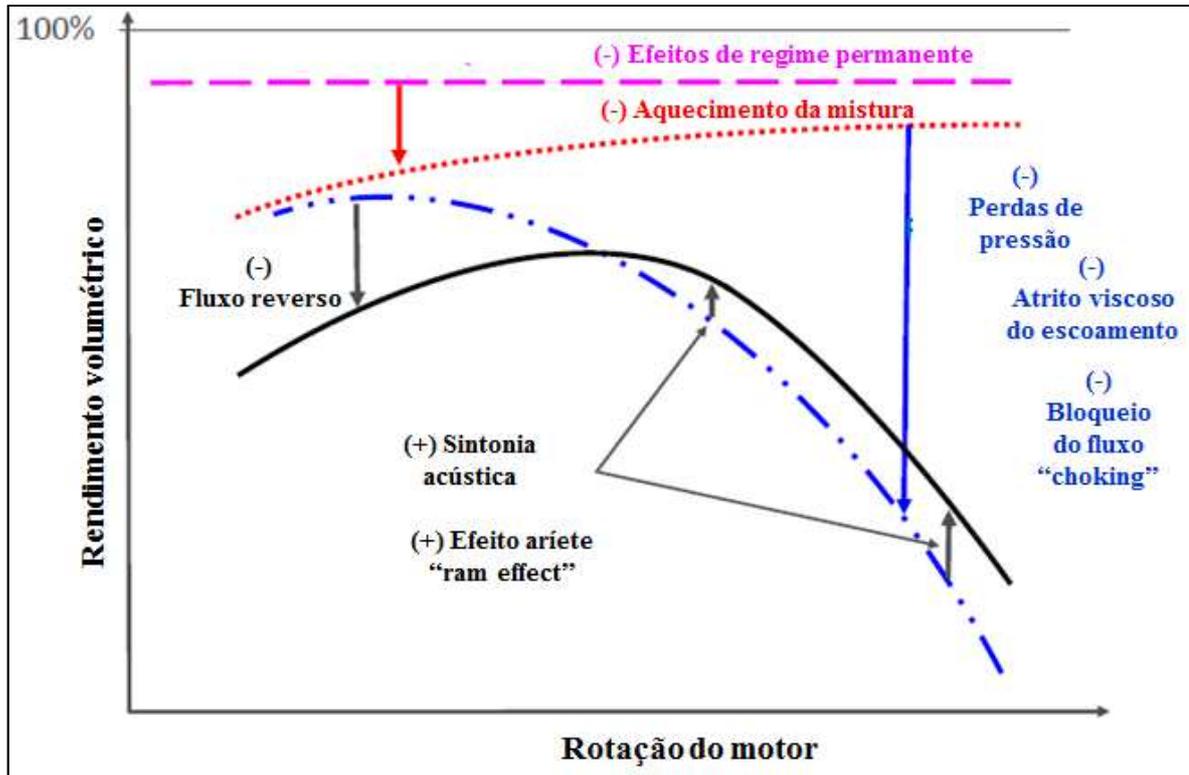
A interação dos diferentes fenômenos descritos nesta seção, em função da rotação, resulta na eficiência volumétrica aferida no MCIA.

A figura 11 ilustra esta interação. Os efeitos de **escoamento em regime permanente**, como queda de pressão na admissão pela vaporização do combustível, reduzem a eficiência de 100% para a curva rosa. O **aquecimento da mistura** reduz para curva vermelha, principalmente em baixas rotações, devido à proporcionalidade da troca térmica com o tempo de escoamento. As perdas por **atrito viscoso** e o **bloqueio do escoamento**, “*choking*”, são chamadas de **perdas de pressão** e reduzem o rendimento para a curva azul.

O fechamento tardio da válvula de admissão resulta no **efeito RAM**, melhorando a eficiência em altas rotações, porém este benefício em motores sem variador de fases compromete o rendimento de baixas rotações surgindo o fenômeno de **fluxo reverso**. Por fim,

o fenômeno de **sintonia acústica** dos condutos de admissão e exaustão podem trazer ganhos significativos em determinadas faixas de operação do MCI. Estes fenômenos superpostos resultam na curva preta que é o rendimento volumétrico resultante do MCI.

Figura 11 - Interação dos fenômenos resultantes no rendimento volumétrico



Fonte: Treinamento IFP, 2010

2.2.4 Rendimento global

O rendimento global de acordo com Brunetti (2012) é a relação entre potência efetiva e a potência na forma de calor fornecida pelo combustível (\dot{Q}), conforme equação 16:

$$\eta_g = \frac{N_e}{\dot{Q}} \quad (16)$$

Substituindo o rendimento global em função das parcelas de rendimento nas equações 17 e 18:

$$\eta_g = \frac{N_e}{N_i} \cdot \frac{N_i}{\dot{Q}} \quad (17)$$

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_t \quad (18)$$

Substituindo na equação 10 as equações 4, 5, 9 e 11 podemos reescrever a potência de saída em função de todos os rendimentos:

$$N_e = \frac{\dot{m}_{ar,t}}{AF} \cdot pci \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad (19)$$

Em seguida reescrevendo a equação 19 em função da rotação (equação 12) a equação 20 que representa todas as macro influências para a potência efetiva do motor é dada por:

$$N_e = \rho_{ar} \cdot \frac{V \cdot n}{x_t} \cdot \frac{1}{AF} \cdot pci \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad (20)$$

Finalmente reescrevendo N_e em função da equação 8 temos na equação 21:

$$T = \rho_{ar} \cdot \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot x_t} \cdot \frac{1}{AF} \cdot pci \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad (21)$$

Com base nas equações apresentadas é evidenciada a relação direta entre o torque útil e o rendimento volumétrico em estudo.

2.3 ELEMENTOS DO SISTEMA TREM DE VÁLVULAS

A operação de um motor a combustão a quatro tempos requer a gestão do fluxo do fluido ativo, fundamental para a realização do ciclo de trabalho. O sistema mecânico que sincroniza o fluxo do FA com as demais rotinas (ignição, controle motor dentre outros) é chamado de distribuição ou trem de válvulas. As principais funções em nível de sistema são:

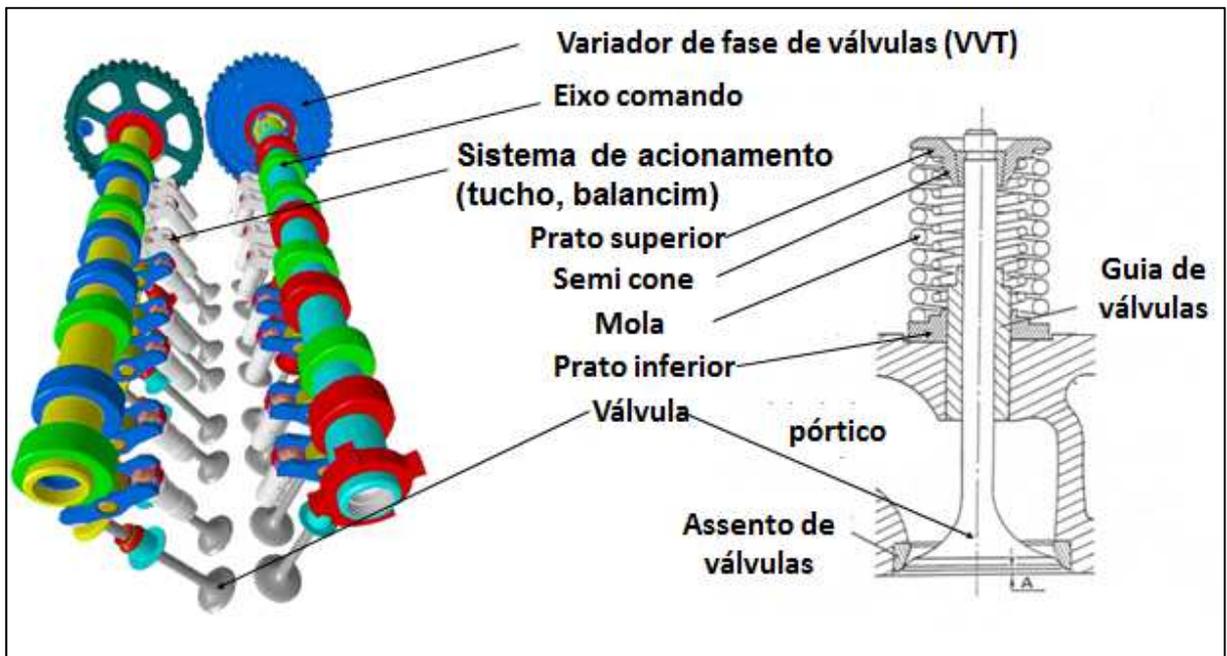
- a) permitir o enchimento do cilindro com FA;
- b) permitir a exaustão dos gases queimados;
- c) vedar a câmara de combustão durante fase de combustão;
- d) permitir o controle de fluxo gerindo o tempo de abertura e / ou fechamento, a quantidade e a turbulência do fluxo.

O projeto de um trem de válvulas tem como objetivo principal a abertura e fechamento das válvulas da forma mais rápida possível, para gerar a maior área de passagem por unidade de tempo e a conseqüentemente redução de restrição ao fluxo. Este objetivo tem uma série de implicações no custo do projeto, desde seleção de materiais, complexidade do sistema, perdas

mecânicas por atrito, confiabilidade, durabilidade e regime de operação. Nas aplicações automotivas comerciais leves, estes compromissos são restringidos pelo comportamento dinâmico do sistema.

Neste capítulo serão detalhados os **principais elementos** do trem de válvulas apresentado na figura 12, suas funções e principais aspectos construtivos que **impactam o fluxo** do FA e os gases de exaustão.

Figura 12 - Sistema de trem de válvulas

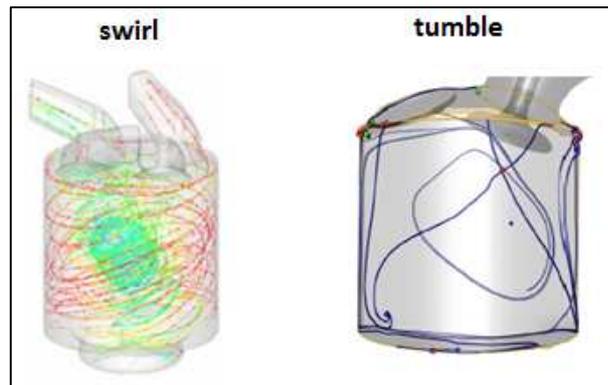


Fonte: Treinamento PSA, 2011

2.3.1 Pórticos de Válvulas

Os pórticos de válvula são os últimos elementos de escoamento do fluxo antes da restrição das válvulas do cilindro. Devido à conservação do momento angular, a velocidade do escoamento influenciada pela geometria do pórtico e pela restrição causada pela válvula são responsáveis por produzir rotação do fluido em torno do eixo do cilindro, o chamado *swirl*, ou causar escoamento normal ao eixo do cilindro, chamado de *tumble*, representados na figura 13. Essas formas de energia cinética compõem a turbulência que tem papel fundamental para o enchimento do cilindro, homogeneização da mistura e velocidade de queima. Por estas razões o projeto dos pórticos é fundamental ao bom desempenho do motor.

Figura 13 - Exemplos de swirl e tumble



Fonte: Treinamento PSA, 2011

Do ponto de vista construtivo a maximização do diâmetro dos pórticos é desejável, mas é limitado principalmente pelo diâmetro do cilindro e a distância entre cilindros.

2.3.2 Eixo comando de Válvulas

O eixo comando de válvulas é a peça responsável por transmitir o movimento decomposto pelas polias superiores a partir do eixo virabrequim. A velocidade dessas polias é a metade da velocidade do virabrequim em motores a quatro tempos. Ele é o responsável pela defasagem entre cilindros para a abertura de acordo com a ordem de ignição, geralmente 1-3-4-2 para motores quatro cilindros e 1-2-3 ou 1-3-2 para motores três cilindros. Eles devem ter rigidez adequada para reduzir a flexão e conseqüente impacto na abertura de válvulas bem como vibrações no sistema.

Durante o funcionamento do eixo comando, é gerado momento torçor resultante da reação entre o esforço do perfil de came, a reação da carga de mola e forças inerciais das massas móveis do sistema de válvulas. O momento torçor tem sentido anti-horário durante a abertura e horário durante o fechamento da válvula. Essa variação no sentido da sollicitação é importante para garantir o assentamento no longo prazo, mas gera vibração torcional.

2.3.3 Cames

Os cames são elementos de máquina que tem por função transferir, por meio de um perfil progressivo, a razão de abertura e fechamento de válvulas em relação à sua sede visando o gerenciamento dos quatro tempos do motor. O ponto de maior abertura é chamado de **levante**.

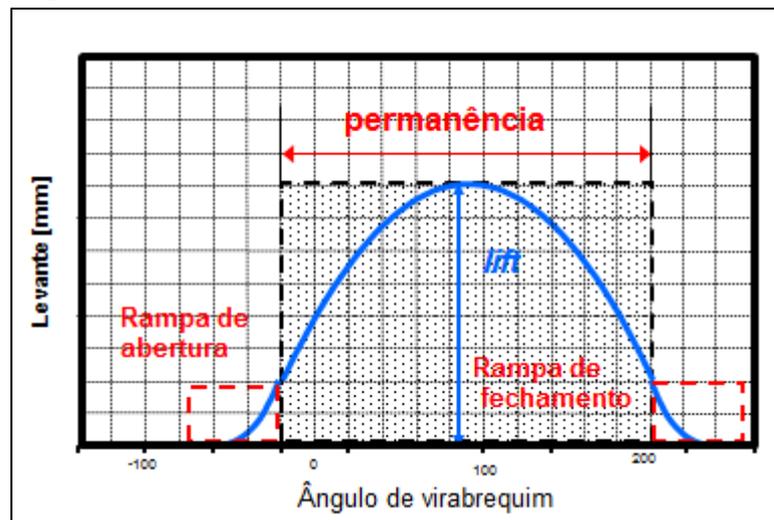
“O perfil do came comanda todo o comportamento do trem de válvulas. A sua forma determina como e quando a válvula deverá abrir e fechar, influenciando decisivamente o desempenho e o consumo do motor. [...]” (DAMINATO, 2015, p.49).

Qiu, Hua et al. (2005) destacam as excelentes propriedades dos comes como a ampla faixa de operação, precisão do movimento, rigidez estrutural e custo de produção competitivo comparado a outros sistemas de comando de abertura e fechamento de válvulas.

Teoricamente, se não houvessem inércias e perdas devido aos fenômenos fluido dinâmicos dos gases, o came ideal para o maior rendimento possível, seria aquele que propiciasse abertura instantânea em *levante* máximo, permanência (período teórico de abertura de válvulas) nesta posição durante todo tempo de admissão ou exaustão e fechamento instantâneo. Mahle (2013) descreve que o perfil teórico se aproximaria de um passo de onda quadrada ilustrada na figura 14, que teria velocidades e acelerações tendendo ao infinito, o que é fisicamente impossível.

Os perfis reais, que em geral tem aspecto aproximado a uma senoide, são descritos por funções matemáticas que satisfaçam compromissos funcionais de **cinemática e dinâmica do sistema de acionamento, além de operação mais silenciosa possível, bem como a garantia de continuidade do contato.**

Figura 14 - Perfil teórico e real de um came



Fonte: Autor

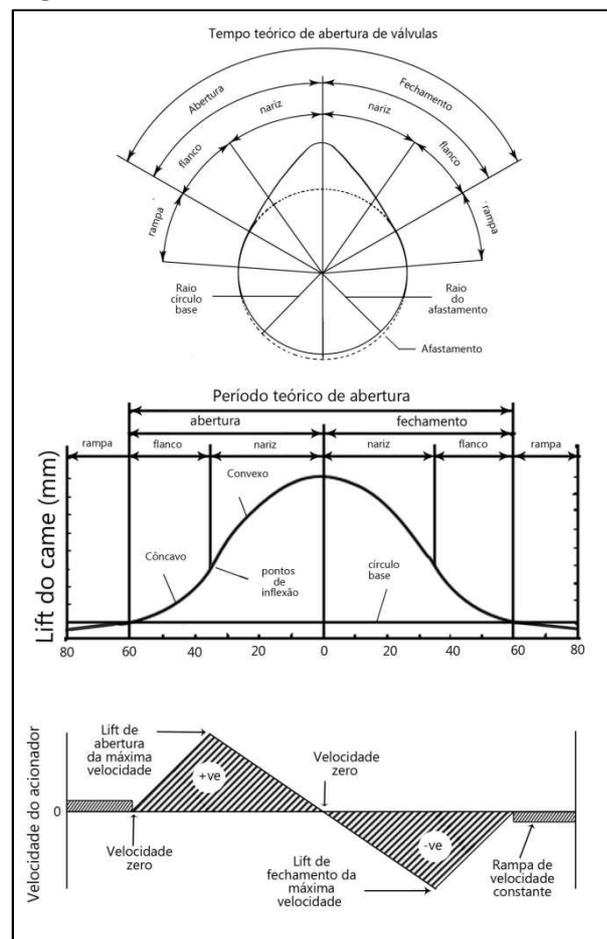
Para atingir estes compromissos, são analisadas em função do deslocamento angular as derivadas de primeira ordem (velocidade), a de segunda ordem (aceleração) e a de terceira ordem que demonstra os pontos de impactos, chamados em inglês de “ *jerk*” (trancos). O

refinamento do *jerk* é importante para minimizar o ruído proveniente do fechamento de válvulas e o desgaste das mesmas.

O deslocamento da válvula é gerado pelo contato entre a tangente da envoltória do perfil do came e o ponto ou seção perpendicular ao seguidor. O perfil do came tem dois setores angulares simétricos, o lado de abertura de válvulas (**montante**) e o lado de fechamento (**jusante**). Heisler (1995) divide o came em quatro setores angulares, indicados na figura 15:

- a) círculo base;
- b) rampa;
- c) flanco do came;
- d) nariz.

Figura 15 - Setores de um came



Fonte: Heisler, 1995, p. 27

Ao longo deste capítulo serão detalhados os principais aspectos e tipos de perfis de cames.

A primeira consideração importante é a convenção em projetos de motores: os setores angulares dos cames são apresentados em graus de came e a variável permanência é apresentada em graus de virabrequim.

2.3.3.1 Adimensionais de velocidade e aceleração

As avaliações de perfil de came consideram além da curva de deslocamento, as de velocidade e de aceleração. Norton (2009) converte a aceleração em unidade de comprimento por segundo ao quadrado para o adimensional de aceleração em milímetros por grau de came ao quadrado ($\text{mm}/^\circ^2$), que é descrito em base angular considerando a velocidade angular do came constante, conforme equação 22:

$$\ddot{x} \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \right] = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \right) = \frac{d^2x}{dt \cdot d\theta} \cdot \omega + \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2x}{d\theta^2} \left[\frac{\text{mm}}{^\circ^2} \right] \cdot \omega^2 \cdot f \quad (22)$$

Onde x é o deslocamento linear na válvula, θ ângulo de came em $^\circ$ (graus), ω a rotação angular do came em rad/s, f o ajuste de unidades e t o tempo em segundos.

O adimensional de velocidade é definido da mesma forma na equação 23:

$$\dot{x} \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right] = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \left[\frac{\text{mm}}{^\circ} \right] \cdot \omega \cdot f \quad (23)$$

Os adimensionais apresentados são úteis para comparações de perfis, Daminato (2015) utiliza estes adimensionais para descrever as avaliações em perfis de came em seu estudo de impacto entre a válvula e seu assento. Além disso, eles podem ser facilmente correlacionados à rotação desejada para realização dos estudos de dinâmica do trem de válvulas.

2.3.3.2 Círculo base

É o setor angular com raio constante que não resulta em deslocamento da haste de válvula.

2.3.3.3 *Rampa*

É o setor angular Θ_R no qual ocorre a transição do raio de base ao flanco (lado) do lobo do came através de incremento do raio do círculo em função do incremento do setor angular.

Este setor é muito importante para trens de válvulas com folga entre o seguidor e o came, nos quais são projetadas rampas progressivas com pequeno deslocamento angular. O objetivo desta fase é a eliminação da folga do sistema de acionamento e início do contato para cópia do perfil pelo seguidor sem gerar perturbações ao sistema mola válvula. Força excessiva pode gerar flutuação ou separação do came e seguidor. Por isso a progressividade da rampa é um fator fundamental para os requisitos de funcionamento, durabilidade e ruído e deve iniciar com valor de aceleração **constante**.

Uma rampa demasiada inclinada pode gerar solicitações mecânicas que comprometem ou encarecem o par tribológico formado pelo assento e válvula. Em sistemas sem folga, as rampas são reduzidas em deslocamento e duração e em alguns casos até suprimidas, se o choque é erradicado.

Em sistemas com tuchos hidráulicos, as rampas de abertura de válvula não são necessárias pois este subsistema elimina automaticamente a folga através de seu mecanismo, eliminando conseqüentemente o ruído do contato metálico entre came e tucho e a solicitação mecânica entre a válvula e seu assento.

Outra finalidade da rampa é o potencial para aumento de desempenho do motor: podem-se projetar rampas de maior permanência no came de exaustão a fim de evitar blocagem do fluxo em condições de altas rotações, onde podem ocorrer ondas de propagação em alta velocidade, que potencializam a redução do rendimento volumétrico.

2.3.3.4 *Flanco do came*

É o setor angular Θ_F caracterizado como a fase de aumento da velocidade de deslocamento até o valor máximo, que ocorre no ponto de inflexão no perfil que marca a transição de um perfil côncavo para convexo. Trata-se de um setor crítico, onde geralmente ocorrem as maiores acelerações visando maximizar a área de abertura da válvula.

O sistema dinâmico deve operar de forma que o incremento no levante do came contrabalanceie as forças da mola e dos gases, gerando deslocamento na válvula proporcional a relação do seguidor e came.

Em altas rotações, se a aceleração máxima resultar em uma força devido à inércia das massas móveis maior que a força gerada pelo deslocamento do came no seguidor, o deslocamento da válvula será maior e não mais copiará o perfil do came, resultando em flutuação.

Essa anomalia compromete o enchimento do motor além da resistência mecânica dos componentes.

2.3.3.5 *Nariz*

É o setor angular Θ_N no qual a velocidade a partir do ponto de inflexão é decrescente até atingir o ponto de máximo incremento no perfil (ponto de velocidade nula).

O setor angular de fechamento tem as mesmas fases, porém ocorrendo em ordem contrária do nariz para o círculo base. A somatória dos períodos do flanco e nariz do came corresponde ao setor angular onde ocorre o levante total (Θ_T). Na fase de abertura o came exerce força comprimindo a mola de válvulas e na de fechamento a força da mola é responsável pelo fechamento das válvulas.

2.3.3.6 *Projeto de perfil de came*

A eficiência de um perfil é avaliada comparando a área sobre de abertura efetiva com a área quadrática teórica, que pode ser expressa pela equação 24:

$$efici\tilde{e}ncia = \frac{A_{real}}{A_{te\acute{o}rica}} = \frac{\int_{\alpha_i}^{\alpha_f} [h(\alpha) - h_r].d\alpha}{(l_v - h_r).(\alpha_f - \alpha_i)} \quad (24)$$

Sendo, α_c o ângulo absoluto do levante em relação ao círculo base, α_f o ângulo absoluto de fim do levante do came em relação ao círculo base, α_i o ângulo absoluto de início do levante do came em relação ao círculo base, l_v o levante da válvula, h a altura pontual de levante e h_r a altura da rampa do levante (em mm).

Na prática, a concepção do came é limitada em uma eficiência em torno de 70% da área quadrática teórica. Perfis de maior área encarecem significativamente o projeto. Esta relação é um excelente parâmetro para comparar diferentes projetos de mesmo levante. Quanto maior este parâmetro maior a área de passagem de fluxo e o *levante* médio.

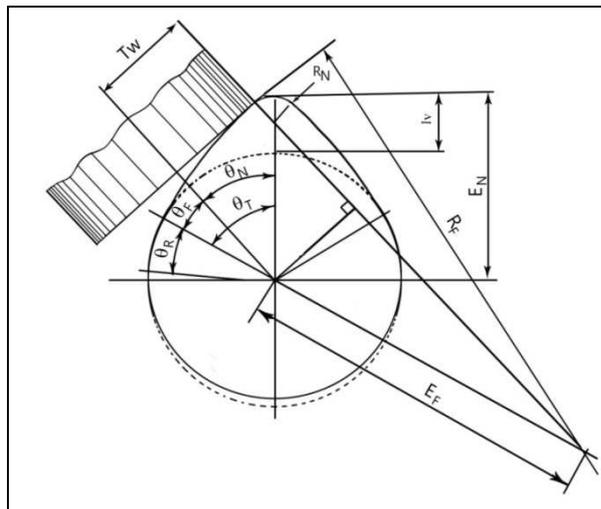
Heisler (1995) e Daminato (2015) classificam os cames nas seguintes categorias quanto ao projeto do perfil:

- a) três arcos;
- b) velocidade constante;
- c) aceleração constante;
- d) movimento harmônico simples (MHS);
- e) cicloidal;
- f) ondas multisenso.

2.3.3.7 *Came de três arcos*

O came de três arcos representado na figura 16 é o tipo mais simples de arquitetura de came e tem este nome pois é formado pela superposição do círculo base do came, mais o círculo circunscrito do nariz de raio igual à metade do *levante* (elevação) l_v unidos tangencialmente pelo arco do flanco de raio R_F . O centro de R_F é excentricidade E_N e um flanco formado pelo arco de raio os unindo tangente, chamado raio da excentricidade E_F .

Figura 16 - Perfil de came de três arcos

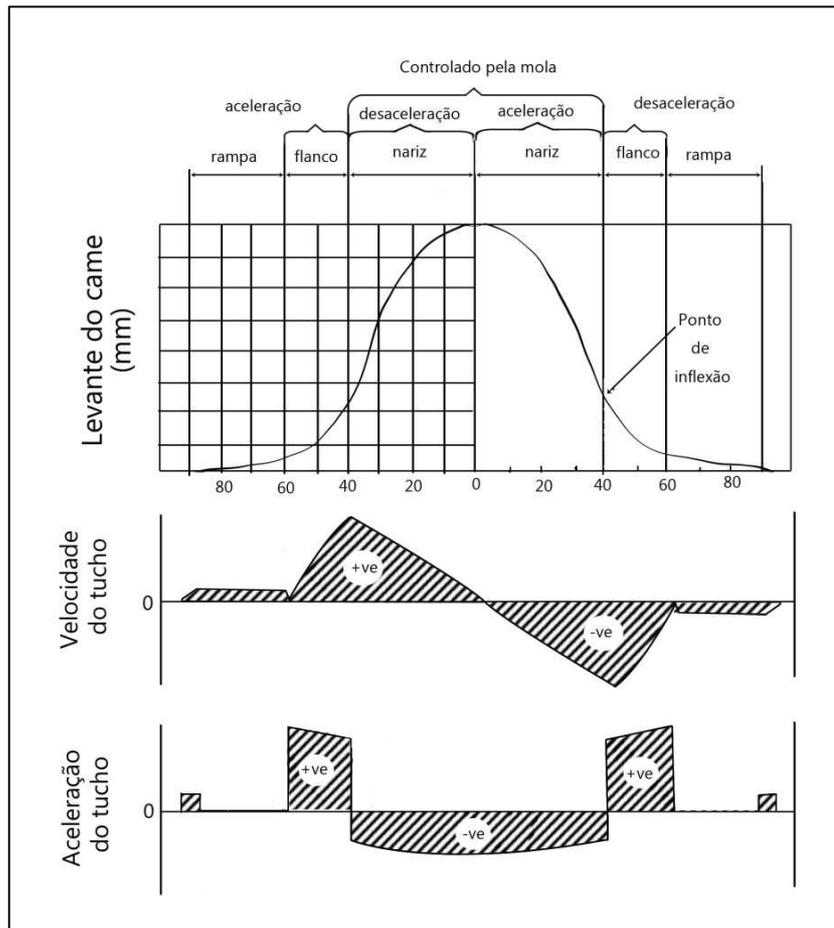


Fonte: Heisler, 1995, p. 28

Essa arquitetura resulta em um perfil de velocidades crescente no flanco até atingir o seu valor máximo na transição ao setor angular do nariz.

Na figura 17 os perfis de velocidade e aceleração são representados, a máxima aceleração é proporcional à máxima excentricidade do came em relação ao centro do círculo (E_F) enquanto a máxima desaceleração é proporcional à excentricidade do raio do flanco em relação ao centro do círculo base (E_N). A razão E_F/E_N entre o flanco e nariz é compreendida entre dois e três na maioria dos casos. Quanto menor essa relação mais suave será o perfil.

Figura 17 – Curvas de levante e derivadas do perfil de três arcos



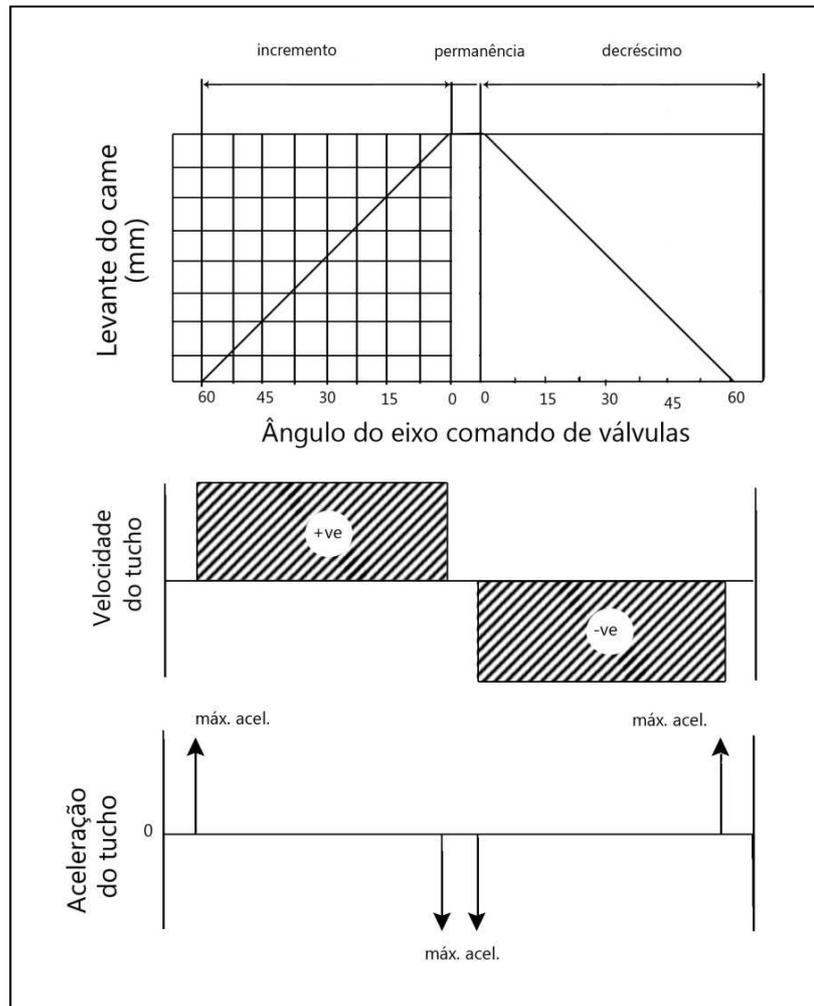
Fonte: Heisler, 1995, p. 28

2.3.3.8 *Came de velocidade constante*

Este perfil representado na figura 18 é caracterizado pela velocidade constante no processo progressivo de abertura e fechamento da válvula. A vantagem esperada é a aceleração nula neste processo, porém nas fases de transição entre os setores do círculo base e rampa de elevação, rampa e nariz, as acelerações são abruptas e muito elevadas gerando forças de impacto altíssimas nos assentos de válvulas. Para contornar este problema, requererem cargas de molas com rigidez significativa comparada a outras soluções, as quais

causaram desgaste prematuro e localizado (carregamento instantâneo) além de ruído. O perfil de velocidade é formado por blocos de velocidade constante no flanco do came e nas demais seções velocidade nula. Pelas razões descritas acima, este tipo de perfil não é aplicado em MCIA.

Figura 18 - Curvas de levante e derivadas do perfil de velocidade constante



Fonte: Heisler, 1995, p. 29

2.3.3.9 *Came de aceleração constante*

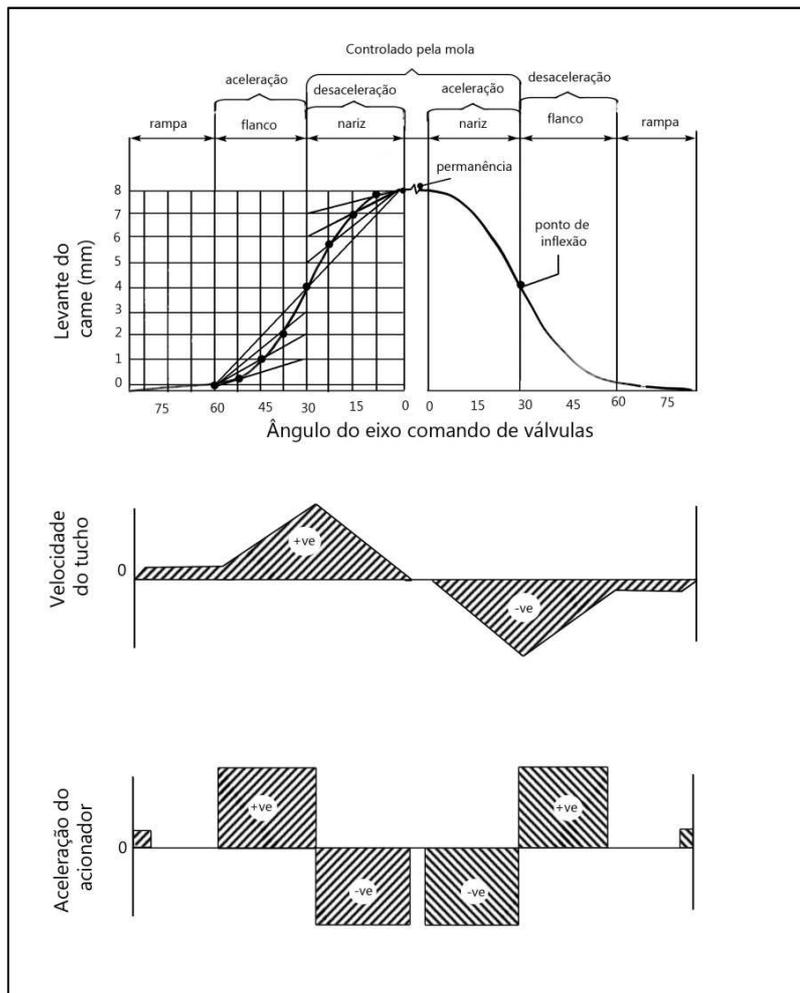
É construído a partir da estratégia de junção de duas parábolas, uma côncava para a seção angular da rampa e uma convexa para a seção do nariz. O perfil das parábolas gerado pela integração do perfil de velocidade constante como ilustrado na figura 19, tanto no setor angular do flanco quanto no nariz.

Como neste tipo de perfil também ocorrem regiões de transição abrupta de velocidade e conseqüentemente de aceleração, observa-se um carregamento significativo no par assento e válvula nos pontos de transição do perfil, em pontos similares aos explanados no capítulo anterior.

Um fator complicante neste tipo de perfil é que nas regiões de inflexão, ocorre inversão no sentido de aceleração, o que faz, no setor angular de abertura, aparecer uma força que está contribuindo com a abertura pela ação da inércia passar a ser mais uma força na resultante junto à força da mola, tendendo ao fechamento. Além dos efeitos mecânicos dos componentes do trem de válvulas durante o ciclo de abertura e fechamento, esta variação tem impacto principalmente no grau de regularidade do motor e potência de atrito.

Em contrapartida, apresenta a menor aceleração máxima comparada aos perfis de velocidade constante, movimento harmônico simples, cicloidal e ondas multisenso.

Figura 19 - Curvas de levante e derivadas do perfil de aceleração constante

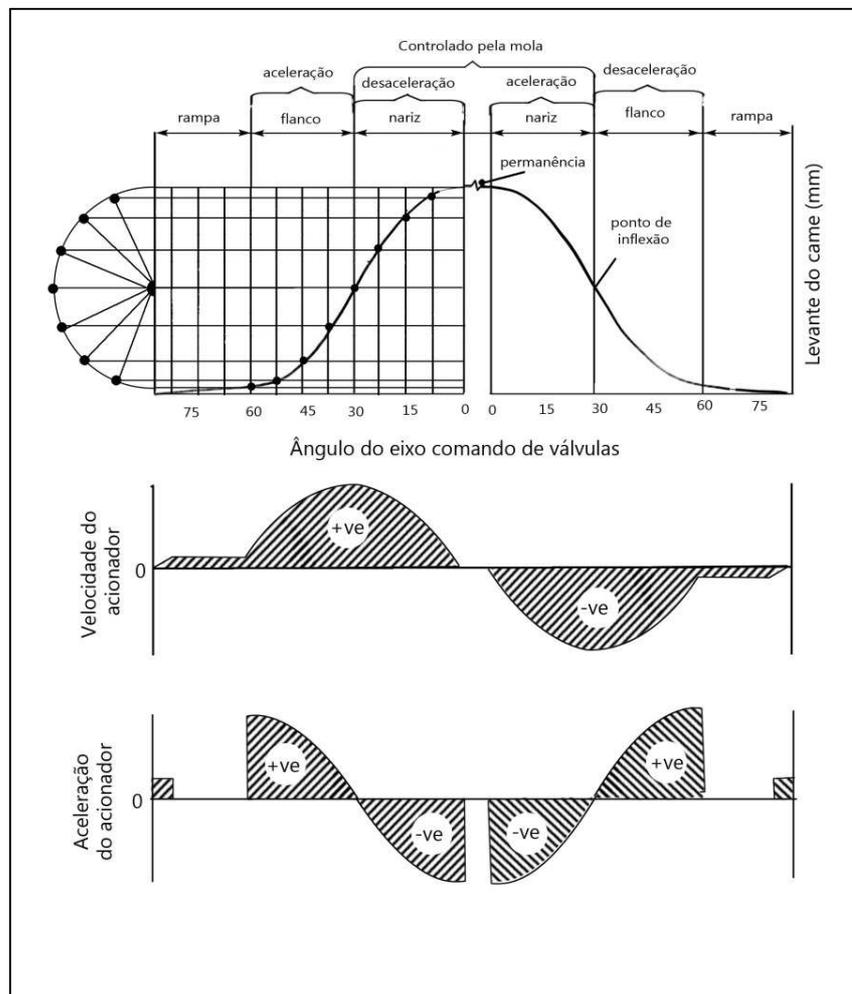


Fonte: Heisler, 1995, p. 30

2.3.3.10 Came de movimento harmônico simples (MHS)

Trata-se de uma arquitetura gerada a partir da projeção de elevações do desenho vertical de um semicírculo de diâmetro igual ao *levante* (elevação) total. Para um dado deslocamento angular no came, é projetado o cateto adjacente de ângulo equivalente. Estes pontos são então unidos por um perfil suavizado resultando no perfil de movimento harmônico simples (MHS), conforme ilustrado na figura 20.

Figura 20 - Curvas de levante e derivadas do perfil MHS



Fonte: Heisler, 1995, p. 31

A grande vantagem deste perfil em relação aos demais perfis, como por exemplo, o de aceleração constante é a progressão harmônica das acelerações entre o flanco e nariz, reduzindo o fenômeno de *jerk* e permitindo empregar molas de válvula com rigidez inferior.

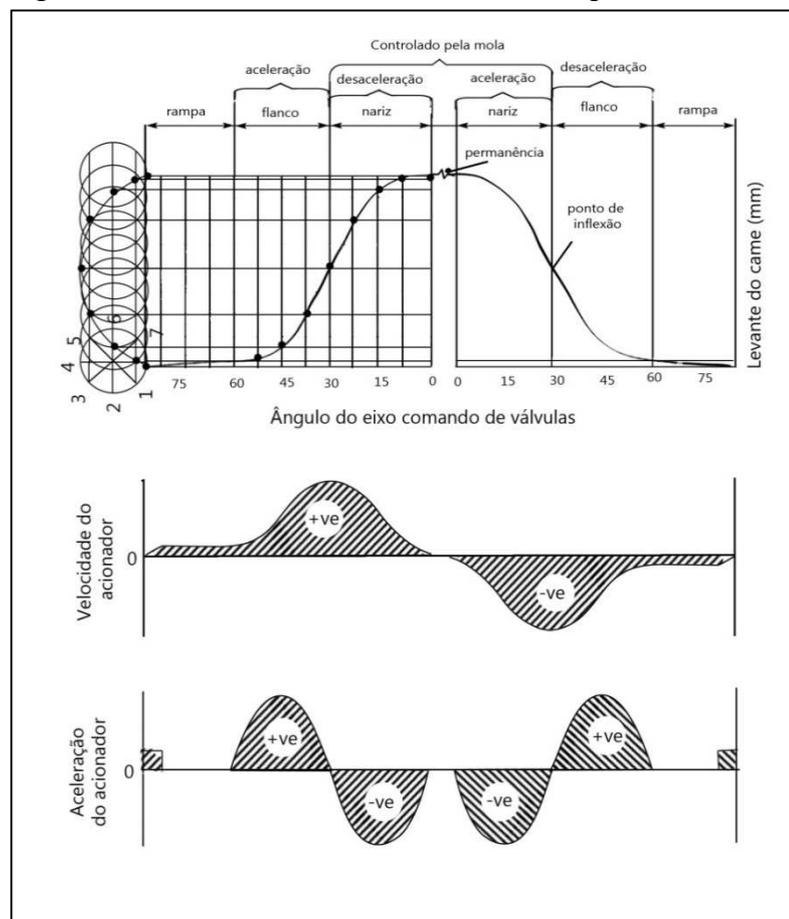
2.3.3.11 Came cicloidal

Nesse caso perfis de flanco e nariz são construídos a partir de um rolete de perímetro igual ao *levante* (elevação) desejado. No ponto de partida da construção do flanco pós-fim da rampa, o ponto tangente do rolete com a superfície equivalente ao comprimento do *levante* é marcado como ponto de referência (ponto de projeção). Os 360° circunscritos no rolete são então divididos no número de pontos a ser plotados para construção do perfil, no exemplo da figura 21 em 8 pontos.

Em seguida o rolete é rolado uma divisão, setor angular correspondente ao *levante* do came (θ_T) no exemplo da figura, 45°, e o ponto de referência é projetado no diagrama. A progressão do *levante* é escrita em função do raio do *levante* do came (r_l), *levante*/2, através da equação 25:

$$lift_{cicloidal} = r_l - r_l * \cos(\theta_T) \quad (25)$$

Figura 21 - Curvas de *levante* e derivadas do perfil cicloidal



Fonte: Heisler, 1995, p. 32

A excentricidade gerada pelo deslocamento do rolete transforma a variação da velocidade em uma curva tipo senoidal com inclinação mais expressiva nos extremos do perfil e suavizada em torno do ponto de inflexão.

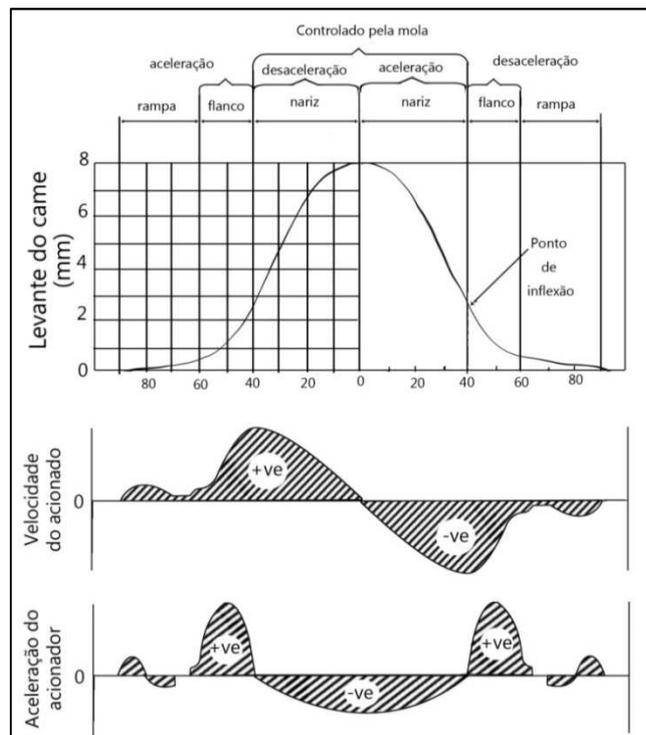
Assim o perfil de acelerações senoidal reduz as solicitações abruptas ao longo do deslocamento do acionador comparadas aos demais perfis de came e apresenta como diferencial em relação ao perfil MHS uma melhor resposta da mola nas fases de abertura e fechamento de válvulas.

Por outro lado, este é um perfil que requer uma retificadora de alta precisão com comando numérico interpolador, o que torna a manufatura e controle desta solução custosa em relação aos demais perfis.

2.3.3.12 *Came de ondas multisenso*

Perfil similar ao de três arcos, caracterizado pelo aumento da velocidade até um ponto máximo na transição do setor angular do flanco para o nariz, porém a transição nas regiões de maiores velocidades é progressiva, reduzindo a aceleração máxima, conforme figura 22.

Figura 22 - Curvas de levante e derivadas do perfil de ondas multisenso



Fonte: Heisler, 1995, p. 33

2.3.3.13 Came de perfil tipo “polinomial”

São perfis onde o deslocamento é gerado por uma curva polinomial.

Dudley (1948), propôs um método de projeto de cames chamado de “*polydyne*”, contração de polinômio e dinâmico, para trem de válvulas do tipo 5 conforme definido no capítulo 2.3.4, ou seja, com varetas e balancim.

Neste método a estratégia é compensar os efeitos dinâmicos do sistema de acionamento em uma dada rotação, no caso a rotação máxima do motor. O polinômio proposto cria o perfil do deslocamento desejado na válvula. Este dado é entrada para a equação do movimento simplificada com 1 grau de liberdade e sem amortecimento, que relaciona a resposta deslocamento do came em função do deslocamento na válvula. Este método era prático pela simplicidade do modelo e por possibilitar o ajuste dos sistemas com vareta da época, onde a massa era um fator significativo.

Norton (2009), explica que o polinômio de deslocamento da válvula foi desenvolvido considerando objetivo de maximizar a área de levante do e minimizando os picos de aceleração, mas com forma equivalente aos perfis consolidados para esta finalidade. A equação 26 resultante é:

$$s = h \cdot \left[1 + c_2 \cdot \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + c_p \cdot \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^p + c_q \cdot \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^{p+2} + c_r \cdot \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^{p+4} \right] \quad (26)$$

Onde h é o levante, θ/β fator proporcional a permanência desejada (variando de -1 a 0 para a porção crescente do perfil e 0 a 1 para a decrescente), o expoente 2 que tem a função de provocar uma aceleração praticamente constante no centro do perfil, o expoente p que tem função de deslocar o ponto de inflexão do perfil e os demais fatores, que são descritos pelas equações 27, 28, 29 e 30:

$$c_2 = \frac{-6.p^2 - 24.p}{6.p^2 - 8.p - 8} \quad (27)$$

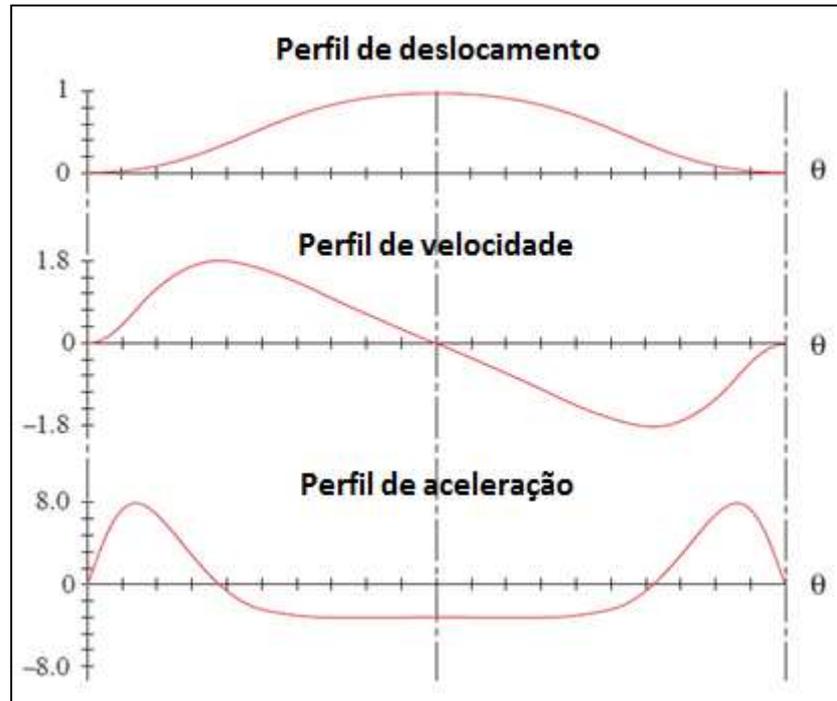
$$c_p = \frac{p^3 + 7.p^2 + 14.p + 8}{-6.p^2 - 8.p - 8} \quad (28)$$

$$c_q = \frac{-2.p^3 - 4.p^2 + 16.p}{-6.p^2 - 8.p - 8} \quad (29)$$

$$c_r = \frac{p^3 - 3.p^2 + 2.p}{-6.p^2 - 8.p - 8} \quad (30)$$

O perfil de deslocamento de válvula de acordo com a equação 26 é apresentado na figura 23.

Figura 23 - Perfil de deslocamento de válvula para metodologia polidyne



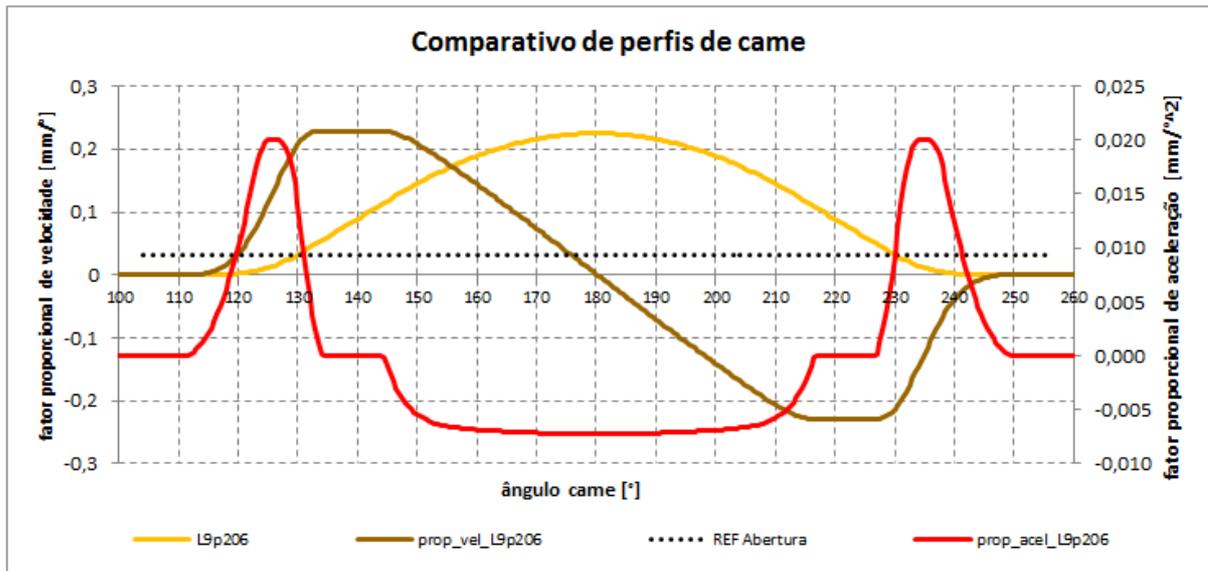
Fonte: Norton, 2009, p. 295

Este método foi apresentado, pois durante a pesquisa neste trabalho foi verificado o **potencial de aplicação do polinômio** que descreve o deslocamento desejado na válvula para sistemas de trem de válvulas do tipo I, que será explorado no capítulo 4.

2.3.3.14 *Came de perfil tipo "spline"*

Nguyen e Kim (2007), definem os perfis do tipo *spline* como métodos flexíveis o suficiente para permitir o refinamento ou otimização de perfis de deslocamento ao mesmo tempo em que satisfaz restrições de movimento. Perfis *splines* podem ser refinamentos de curvas polinomiais para determinadas condições, Mermelstein e Acar (2003 apud NGUYEN ; KIM, 2007) propõe um algoritmo de otimização para projetos de came utilizando segmentos de polinômios, focando em condições de contorno estipuladas e minimização do *jerk* (tranco). A figura 24 apresenta um exemplo de curva do tipo *spline* de aplicações automotivas.

Figura 24 - Exemplo de perfil de came do tipo *spline*



Fonte: Autor

2.3.4 Seguidor de trem de válvulas

Os seguidores de trem de válvula são os elementos responsáveis para transmissão do perfil rotativo no came em deslocamento linear na válvula;

Os seguidores podem ser classificados quanto ao tipo de movimento realizado, como mostra a figura 25:

- a) retilíneo: tipo I, exemplos tuchos (levantadores) mecânico ou hidráulico;
- b) curvilíneo: tipo II, III, IV e V, balancins e varetas de contato plano ou de contato por rolamentos.

Figura 25 - Tipos de seguidores de perfil de cume

TABELA COMPARAÇÃO DOS ATRIBUTOS DE PROJETO PARA DIVERSOS TIPOS DE TREM DE VÁLVULAS					
					
	Tipo I	Tipo II	Tipo III	Tipo IV	Tipo V
Frequência natural (Hz)	2000-3000	1200-1600	900-1400	900-1400	400-700
Massa efetiva da válvula (g)	140-160	80-120	120-160	130-170	240-290
Máxima velocidade (rpm)	6500++	6500+	6000+	6000+	4000-6000
Atrito	E	A	B	C-D	C-D
Avaliação geral do motor	D-E	D-E	B	C	A

Notas:
A = Melhor
E = Pior

Fonte: Wang, 2007 apud Daminato, 2015

Em regime de trabalho, a distância entre os seguidores de cume e a superfície superior da haste de válvula varia devido à solicitação térmica e por isso, é necessária uma folga entre esses elementos. Essa folga projetada é afetada ao longo do tempo devido ao desgaste dos componentes do sistema do trem de válvulas, prejudicando a capacidade de enchimento e exaustão dos fluidos ativos alterando o rendimento volumétrico do motor. Em última instância, esse desgaste pode resultar em perda de vedação tendo como efeito vazamento da massa de fluido ativo a ser comprimida. Nesse caso há risco de sobreaquecimento das válvulas culminando em dano mecânico ao motor.

A indústria gerencia esta folga em tuchos mecânicos nos intervalos de revisões em concessionária, disponibilizando classes de pastilhas para atingir a faixa de folga especificada para trabalho do motor. Em balancins mecânicos a folga é gerenciada nos intervalos de revisões em concessionária através do ajuste de parafusos da extremidade de contato com a haste de válvulas.

Por essa razão foi desenvolvido o tucho hidráulico que permite a eliminação da folga variando o deslocamento de um pistão interno em função da variação da pressão de óleo de sua câmara.

O subsistema de acionamento e variação de abertura das válvulas é projetado para que os contatos entre acionador e haste de válvula e entre haste de válvula e assento ocorram em uma velocidade relativamente baixa e constante para minimizar o ruído e desgastes por

martelamento. Assim os cames dos sistemas com folga são **projetados** para que a rampa de elevação as absorva e promova a abertura e o fechamento gradual das válvulas.

2.3.5 Válvulas

As válvulas devem abrir e fechar em determinados ângulos de virabrequim com compromisso de mínimo ruído e desgaste. As válvulas de admissão são responsáveis pela admissão da mistura (motores de injeção indireta) ou ar fresco (motores de injeção direta) e as de exaustão, como o nome já diz são responsáveis pela exaustão dos gases queimados. Os assentos de válvulas junto das válvulas devem garantir a função do sistema de vedar a câmara de combustão com eficiência para evitar a fuga dos gases durante o ciclo de trabalho. A eventual fuga dos gases durante o tempo de combustão seria desastrosa, pois além de limitar a conversão da energia liberada da combustão em trabalho disponível, causaria o fluxo de gases em alta temperatura, danificando a integridade do material das válvulas e seus assentos podendo, por fim, resultar em erosão e perda de função.

Para um motor NA, como o objeto do estudo, o melhor compromisso de enchimento é a arquitetura de quatro válvulas por cilindro que, aliada a um variador de tempo de abertura de válvulas, *Variable Valve Timing* (VVT), propicia um bom compromisso de enchimento para as diferentes rotações do motor.

2.3.6 Assento de válvulas

O assento de válvulas tem a função de vedar e acomodar a contra peça válvula para que os tempos do motor sejam corretamente realizados, isolando a pressão do cilindro das linhas de fluxo da admissão da mistura e exaustão dos gases queimados. Uma função secundária é a transferência de calor da cabeça da válvula para o cabeçote, reduzindo o carregamento termo mecânico do elemento dinâmico.

Eles podem ser retos ou chanfrados, são geralmente de material nobre para suportar a solicitação do trabalho, já que é submetido a cargas térmicas cíclicas e absorção de impacto da válvula que tem forças resultantes significativas devido à alta aceleração durante o processo de abertura e fechamento.

2.3.7 Mola de válvulas

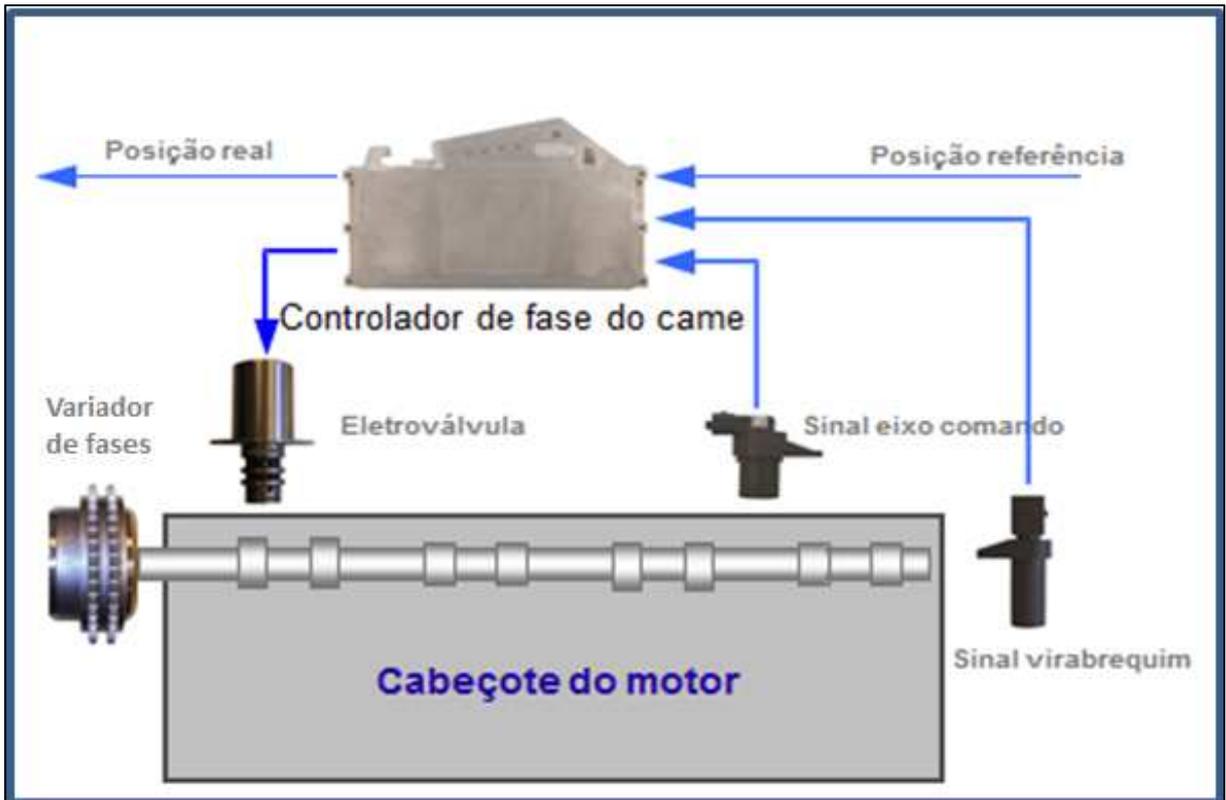
As molas de válvulas são componentes projetados para transmitir o deslocamento na velocidade e aceleração imposta pela demanda de rotação e perfil do came. Tem como principal característica funcional a definição da rigidez com resposta modal em conjunto com a massa do sistema suspenso de válvulas coerente com as harmônicas do perfil do *levante*.

2.3.8 Sistemas de variação de tempo e *levante* de válvulas

Conforme discutido no capítulo 2.2.3, o motor tem diferentes demandas de fase de abertura de válvula de admissão e exaustão em função da rotação para um rendimento volumétrico ótimo. Sistemas de atuadores, mecânicos ou hidráulicos, aliados a sistemas de controle permitem uma otimização do enchimento do motor para cada rotação. As seguintes ferramentas devem ser destacadas:

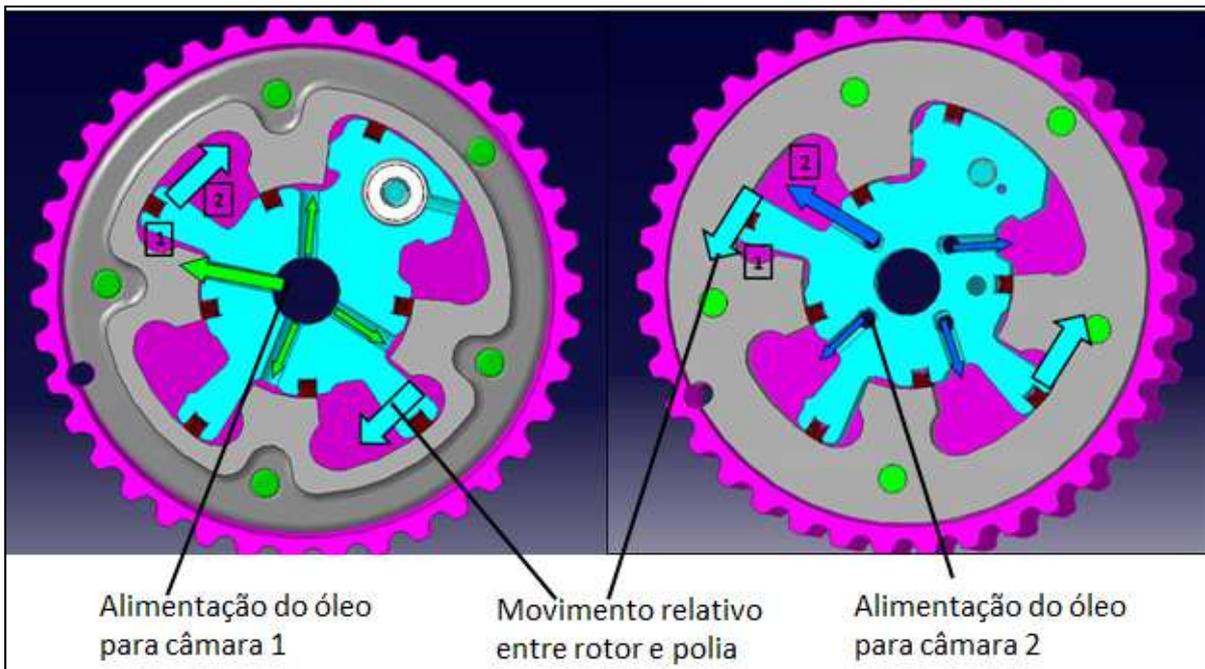
- a) variador de fase de válvula (VVT): mecanismo amplamente utilizado na indústria atualmente, permite um ganho significativo por meio da variação de fase de abertura das válvulas de admissão ou exaustão. A figura 26 apresenta o sistema em malha fechada. Utiliza-se o sinal de posição do virabrequim para comparar com o sensor de posição do eixo comando de válvulas para pilotar a eletroválvula. A eletroválvula demonstrada na figura 27 gerencia o fluxo entre as duas câmaras, gerando movimento relativo entre o rotor interno, que é fixo ao eixo comando de válvulas, e câmara, que é fixa à polia em sincronismo com o virabrequim. Esse mecanismo será utilizado no estudo de caso;

Figura 26 - Sistema de variação da fase de válvulas



Fonte: Treinamento PSA, 2011

Figura 27 - Princípio funcionamento da polia de variação de fases de válvulas

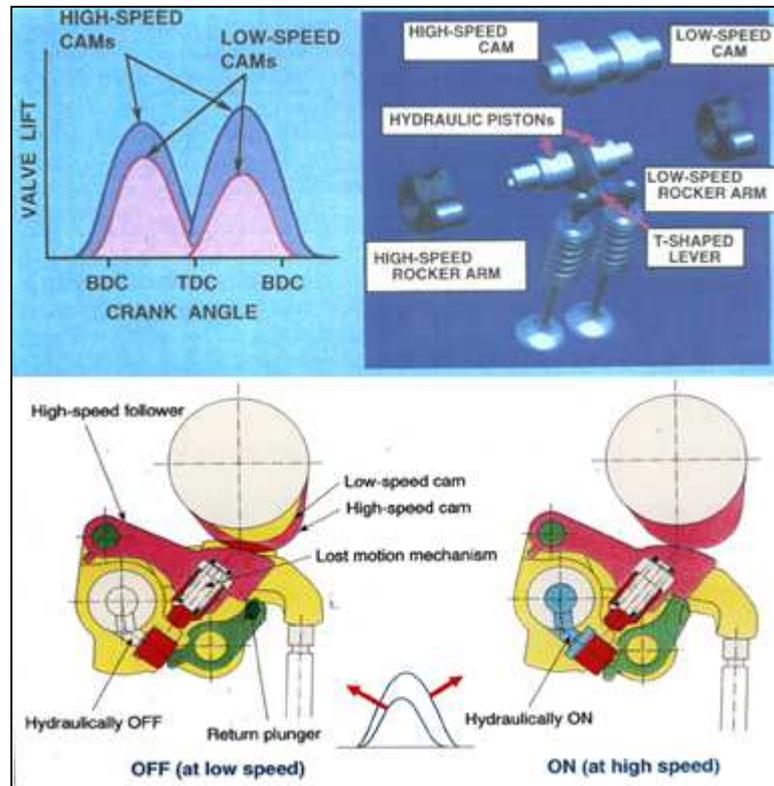


Fonte: Treinamento PSA, 2011

- b) variador de levante: arquitetura complexa que permite a variação da elevação (*levante*) e permanência. Em projetos refinados permite a remoção da borboleta

aceleradora reduzindo assim as perdas por bombeamento, conforme ilustrado na figura 28.

Figura 28 - Variação do perfil do came



Fonte: Autor

2.4 ESCOLHA DAS VARIÁVEIS DE ESTUDO

Koo e Bae (2000), constataram que o ajuste de tempo de abertura e fechamento da válvula de admissão para limitar o fluxo reverso do cilindro para o coletor de ADM possibilita ganho significativo do torque disponível. Em baixas rotações o retardo de fechamento de válvula de admissão (FVA) deteriora o rendimento volumétrico e o torque disponível. Porém, em altas velocidades este mecanismo propicia tempo suficiente para escoar o gás residual da combustão resultando em ganho no rendimento volumétrico e consequentemente no torque. Heywood (1988) atribui esta relação de rotação e ajuste à abertura de válvulas aos efeitos da inércia do FA durante os tempos de admissão e exaustão, conforme discutido no capítulo 2.

Parvate-Patil, Hong e Gordon (2003), observam que para um MCIA a quatro tempos monocilindro, o **parâmetro mais impactante no rendimento volumétrico é a fase de abertura de válvula** comparada com a variação de elevação (*levante*).

A adoção de propulsores de três cilindros traz uma nova oportunidade de estudo, apesar dos tempos dos ciclos continuarem a ocorrer a cada 180°. A configuração três cilindros resulta em defasagem de 240° entre a centelha e os eventos de abertura de válvulas adjacentes. Esta configuração modifica o ponto ótimo dos parâmetros que influenciam a dinâmica dos gases.

Em especial, o objetivo é buscar o ponto ótimo das variáveis relacionadas com os fenômenos de troca gasosa **no cilindro**. Assim, a proposta foi estudar tanto para admissão quanto exaustão, a fase de abertura das válvulas e o impacto do came.

O estudo da fase de abertura das válvulas demonstrará tanto relações do ponto ideal de abertura quanto do cruzamento das válvulas (*overlap*), e, do came, as relações de elevação (*levante*) e do setor angular de abertura.

Baseado nos argumentos apresentados, a nova proposta de variáveis e suas respectivas abreviaturas é apresentada na tabela 1.

Tabela 1 - Variáveis de estudo

	Parâmetro	Abreviação
1	Ângulo de abertura de válvula ADM	AA_ADM
2	Levante da válvula de ADM	L_ADM
3	Permanência (setor angular) de abertura de válvula de ADM	Perm_ADM
4	Ângulo de fechamento da válvula de EXA	AF_EXA
5	Levante da válvula de EXA	L_EXA
6	Permanência (setor angular) de abertura de válvula de EXA	Perm_EXA

Fonte: Autor

3 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

Neste capítulo foram discutidas as metodologias, métodos e ferramentas para realização do estudo de caso.

3.1 MÉTODO EXPERIMENTAL PROPOSTO

O método experimental proposto para atingir os resultados é o emprego de uma ferramenta de delineamento de experimentos *Response Surface Methodology* (RSM). Definidos os limites de estudo das variáveis no capítulo 2, a ferramenta determinará as iterações entre as variáveis estudadas.

Em seguida, essas iterações serão simuladas em uma ferramenta suporte, o modelo numérico do motor, para identificar a melhor configuração para os objetivos do trabalho. É importante ressaltar que o **modelo não é objeto, mas ferramenta de suporte para o estudo**.

Por fim, os resultados obtidos para a variável de saída (torque do motor) serão avaliados estatisticamente na ferramenta RSM. Se forem obtidos resultados satisfatórios, os pontos ótimos de seleção de cames do motor serão simulados no modelo numérico do motor e os resultados discutidos.

3.2 MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM MOTOR

Atualmente a estratégia mais refinada de simulação e análise de fluxo dinâmico é o uso de softwares de análise computacional de dinâmica de fluido em três dimensões (3D), em inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD) como por exemplo o Fluent[®]. Porém, este sistema requer demasiado tempo para preparação do modelo 3D, condicionamento dos parâmetros de fluxo, processamento e dificuldade de validação experimental.

No caso de um motor a combustão, existe ainda maiores complicações para realizar uma avaliação CFD 3D. Além das inúmeras variáveis influentes no fluxo, a modelagem considerando a interação da troca de calor do sistema com a dinâmica dos elementos mecânicos agrega significativas horas de trabalho e necessidade de grande capacidade computacional.

Essa complexidade, associada a um alto custo, mantém uma oportunidade para softwares de simulação CFD unidimensional (1D). A estratégia deste tipo de software é, a partir das condições de contorno, simular as propriedades médias do fluxo em elementos

definidos. Em especial, simuladores específicos para a aplicação tem a vantagem de minimizar potenciais de erro através de interfaces que direcionam a inserção de dados de entrada fundamentais.

Por outro lado, é importante ressaltar que as ditas propriedades médias não consideram perturbações ao fluxo causado, por exemplo, por defeitos geométricos pontuais, variação de rugosidade nas porções de um elemento, gradiente de temperatura em um elemento, efeitos de temperatura causado por gradiente de pressão (como por exemplo, diferenças de pressão obtidos somente em análise CFD), variação abrupta de seção, dentre outros.

Os softwares comerciais mais populares para simulação de motores são o GT-Power®, da Gamma Technologies, o BOOST®, da AVL e o WAVE®, da Ricardo.

Neste trabalho será aplicado o software GT-Power® para estimar o torque útil do propulsor. Uma explanação sintética do software será apresentada ao longo deste capítulo.

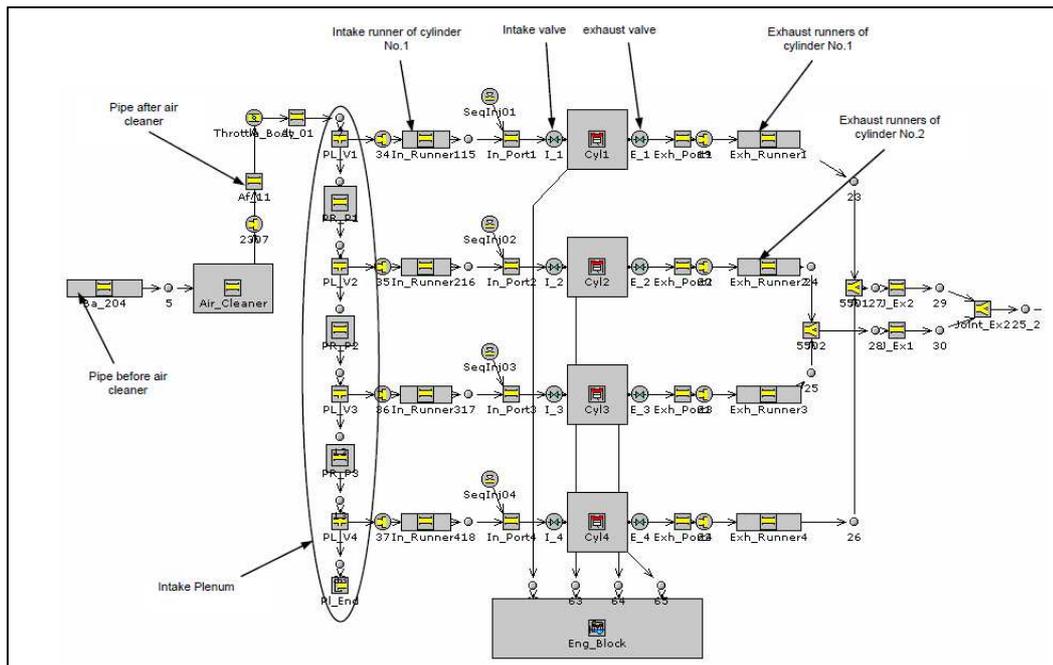
3.2.1 Exemplos de Aplicações de Modelos 1D

Dentre os vários estudos utilizando modelos de simulação 1D, os citados abaixo são considerados relevantes para esta pesquisa.

Bertoncini (2014), utilizou o GT-Suite® para estudar parâmetros ótimos do trem de forças para otimizar o consumo energético de um veículo em ciclo de validação.

Ahmadi (2007), utiliza o GT-Power® para estudar todo circuito de admissão e exaustão. Silvestri, Morel e Costello (1994) comparam os resultados experimentais com o modelo no WAVE® para simular a dinâmica do sistema de admissão de um MCIA, conforme apresentado na figura 29.

Figura 29 - Exemplo de um modelo de MCIA em GT-Power®



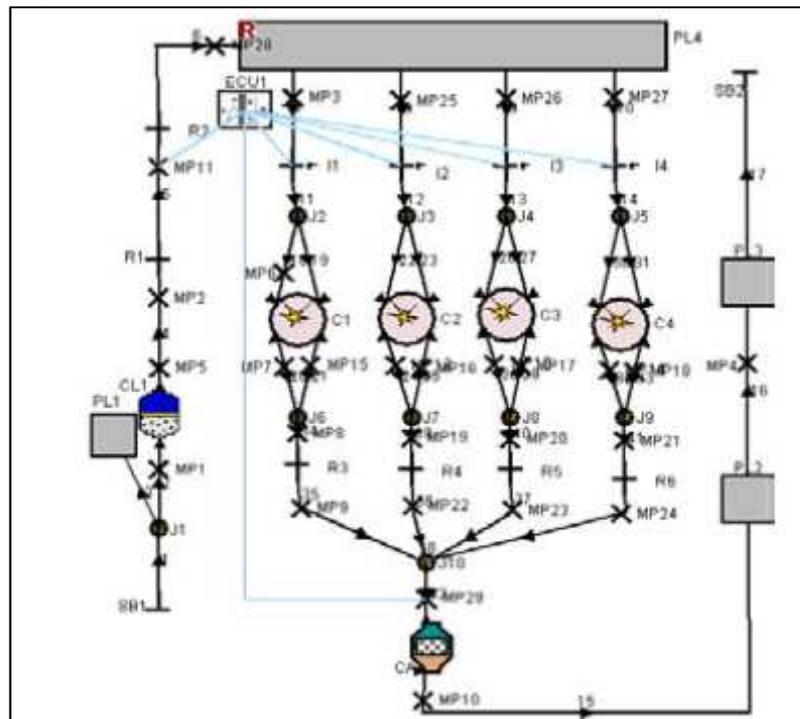
Fonte: Ahmadi, 2007, p. 5

Hosse, Temp e Werth (2014), utilizam o GT-Power® simulando um MCIA para controle de gás residual através do variador de fases de válvulas.

Parvate-Patil, Hong e Gordon (2003), simulam um MCIA monocilindro no GT-Power® para fazer uma análise detalhada de estratégias de variação de fase de válvulas.

Huang et al. (2010), utilizam o BOOST® para estudos no sistema de exaustão e validam o modelo através de simulação da curva de desempenho em plena carga e comparação com curvas experimentais ilustrado na figura 30.

Figura 30 - Exemplo de um modelo de MCIA em BOOST®



Fonte: Huang et al., 2010, p. 1087

Riegler e Bargende (2002), utilizam o GT-Power® para simulação integrada com software de CFD-3D Star-CD® de escoamento transitório no sistema de admissão com recirculação de gases de exaustão (EGR) de um motor oito cilindros.

Os estudos citados demonstram a ampla aplicação deste tipo de software para estudos de MCIA.

3.3 MODELO DO MOTOR EM GT-POWER

Nesta subseção serão apresentados os principais aspectos para compreensão da simulação no software GT-Power®.

3.3.1 Algoritmo matemático do software

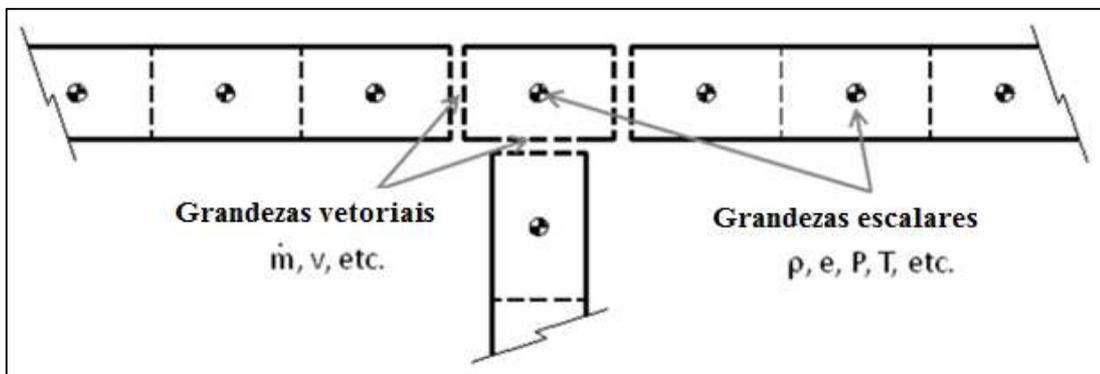
O software GT-Power® simula o escoamento do fluxo nos coletores de admissão e exaustão através da solução das equações de Navier-Stokes associada às equações de conservação da massa, de energia e de momentos de quantidade de movimento e angular.

O modelo completo é **discretizado em diversos volumes de controle (vc)** conectados por fronteiras, representando o escoamento. Pontos onde ocorrem junções e separações de

fluxo (por exemplo, de junção de dutos de válvula de exaustão) são representados por um único volume de controle.

Nas fronteiras do volume de controle avaliado (superfícies de controle), as equações de derivadas parciais são aplicadas para calcular as grandezas vetoriais como campos de velocidade e vazão mássica a partir das **quantidades escalares médias dos volumes de controle adjacentes**, destacando pressão, temperatura, massa específica, energia interna, entalpia, conforme figura 31.

Figura 31 - Estratégia de cálculo de escoamento do software GT-Power®



Fonte: Gamma technologies, 2012, p. 1

Considerando:

A_e , área da seção transversal do escoamento, A_s , área da superfície de troca de calor, C_f , coeficiente de atrito de superfície, C_{pc} , coeficiente de perda de carga, D , diâmetro equivalente, dx , comprimento do elemento de massa na direção do escoamento, dp , diferencial de pressão atuando ao longo de dx , e_T , energia interna total específica, h_{tc} , coeficiente de troca de calor, H , entalpia total, \dot{m} , vazão mássica de fluido através da fronteira do volume de controle, m , massa, p , pressão, T_e , temperatura do fluido no escoamento, T_{parede} , temperatura da parede, v , velocidade, V , volume, u , energia interna específica, u_e , velocidade de escoamento no duto

As equações de base 31 e 32 são dadas por:

$$\text{energia interna de estagnação específica, } e_T = u + \frac{v^2}{2} \quad (31)$$

$$\text{entalpia total, } H = e_T + \frac{p}{\rho} \quad (32)$$

O software calcula o escoamento com **algoritmo de tipo explícito**, utilizando as equações de conservação 33, 34 e 35. As variáveis do lado direito das equações são calculadas utilizando os valores do instante de tempo anterior, os quais são considerados para calcular no instante de tempo atual as derivadas das **variáveis primárias vazão mássica, massa específica do fluido e energia interna total específica**, indicadas no lado esquerdo destas equações.

O incremento na derivada das variáveis primárias permite o cálculo das variáveis secundárias para o próximo intervalo de tempo pela integração deste incremento no intervalo considerado.

O passo no qual o tempo é subdividido é fundamental para a qualidade do modelo e a definição padrão do software é a adequada para simulações como a em questão de curva de desempenho.

$$\text{Continuidade } \frac{d(m)}{dt} = \sum_{\text{fronteiras}} \dot{m}, \quad \dot{m} = \rho \cdot A_e \cdot u_e \quad (33)$$

$$\text{Energia : } \frac{d(m \cdot e)}{dt} = -p \cdot \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{fronteiras}} (\dot{m} \cdot H) - h_{tc} \cdot A_s (T_e - T_{\text{parede}}) \quad (34)$$

$$\text{Momentum: } \frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dp \cdot A_e + \sum_{\text{fronteiras}} (\dot{m} \cdot u_e) - 4 \cdot C_f \cdot \frac{\rho \cdot u_e \cdot |u_e|}{2} \cdot \frac{dx \cdot A_e}{D} - C_{pc} \cdot \left(\frac{1}{2} \rho \cdot u_e \cdot |u_e|\right) \cdot A_e}{dx} \quad (35)$$

A solução do escoamento é apresentada tanto para pressão estática como total, mas a variável de estado que é de fato calculada pelo algoritmo é a **pressão estática**. A **pressão total é estimada** como um pós-processamento somando à pressão estática, as parcelas devidas à velocidade e às propriedades do fluido, utilizando a equação mais adequada e não somente a equação de Bernoulli para fluidos incompressíveis. A pressão total é calculada na equação 36 considerando os efeitos de compressibilidade:

$$p_0 = p_e + \frac{\rho \cdot u_e^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{M^2}{4} + (2 - k) \cdot \frac{M^4}{24}\right) \quad (36)$$

Onde, p_0 é a pressão total de estagnação, p_e a pressão estática, M o número de Mach, u_e a velocidade de escoamento no duto, k a constante adiabática e ρ a massa específica.

3.3.2 Modelagem da combustão

De Melo, Machado e Serrão (2014), descrevem que a modelagem do processo de combustão sempre foi considerada um tema complexo. Modelos de combustão, como o de Wiebe, simulam para diferentes composições de cadeia de hidrocarbonetos, a evolução de pressão para as diferentes temperaturas de evaporação dos hidrocarbonetos e suas respectivas velocidades de frente de chama, a partir de informe de parâmetros relativo à queima do combustível.

Morel, Silvestri e Costello (1994), utilizaram em seu estudo de dinâmica de e acústica de sistemas de admissão, como dados de entrada em seu modelo de MCIA, as funções de Wiebe, declarando CA50 e CA9010, a saber:

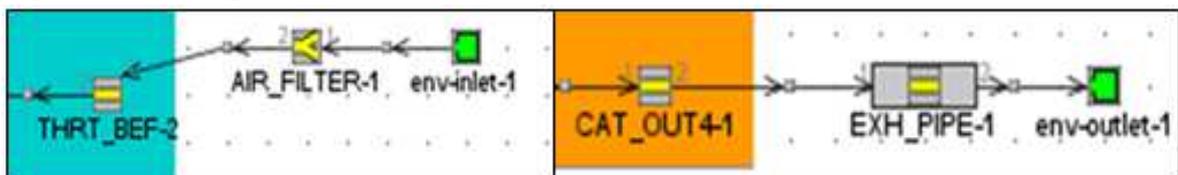
- a) CA50: angulo esperado para queima de 50% da massa de combustível (graus de virabrequim) - (crank angle for mass fraction burn of 50% - CA50);
- b) CA9010: duração em graus de virabrequim da queima de 10 a 90% da massa de combustível - (crank angle for mass fraction burn from 10 up to 90% - CA9010);

No software GT-Power® há a opção de uso da função de Wiebe, que será selecionada para simular as curvas de combustão.

3.3.3 Componentes ambiente de entrada e saída

São componentes onde são configuradas as propriedades atmosféricas (pressão, temperatura e composição do fluido ar na entrada e saída do motor) para consideração no cálculo pelo algoritmo, ou seja, as condições de contorno dos volumes de controle da entrada e saída. A figura 32 mostra os elementos nomeados como “*env-inlet-1*” e *env-outlet-1*.

Figura 32 - Exemplo de ambiente de entrada e saída



Fonte: Autor

3.3.4 Conexões de fluxo

As conexões de fluxo são os elementos que simulam o escoamento através de dutos. Cada elemento tem um diâmetro inicial e final, um comprimento de trecho, além de atributos para simular aspectos de resistência ao escoamento. Quando são inseridas curvaturas, é calculada a perda de carga equivalente. O agrupamento de diferentes conexões de fluxo permite representar elementos complexos como um coletor de admissão. A figura 33 apresenta um exemplo de agrupamento de seções de duto;

Figura 33 - Exemplo de agrupamento de conexões de fluxo



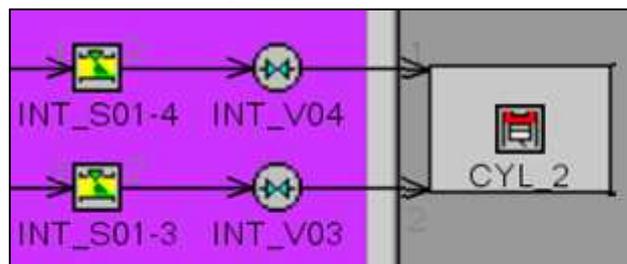
Fonte: Autor

3.3.5 Conexão Válvula / Came

A conexão válvula / came caracteriza a função das válvulas de admissão e exaustão em um sistema acionado por cames. São inseridos os aspectos geométricos como o diâmetro de referência da válvula, a folga de válvulas, o sincronismo com o virabrequim, o coeficiente de descarga do par sede e válvulas e o levante do came em função de seu ângulo.

São declarados após o último elemento que representa os dutos do coletor de admissão, o elemento consecutivo é o componente cilindro, conforme indicado na figura 34.

Figura 34 - Exemplo de conexão válvula



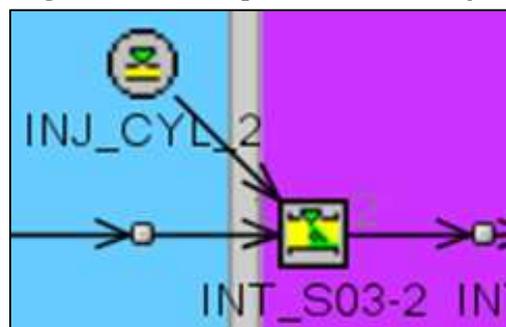
Fonte: Autor

3.3.6 Conexão Válvula Injetora de Combustível

A conexão indicada na figura 35 como “INJ_CYL_2” descreve a operação de uma válvula injetora de combustível sequencial. A partir da inserção da razão entre ar e combustível, a frequência do pulso de injeção de combustível é estabelecida para cada evento de injeção. Os dados de entrada são:

- a) vazão mássica da válvula injetora;
- b) especificação da razão ar combustível, que pode ser inserida pela razão ar/combustível, combustível/ar, lambda ou ϕ , onde lambda (λ) é a razão entre a massa de ar / combustível real dividida pela razão massa ar / combustível estequiométrica teórica de um combustível e ϕ (Φ) é o inverso de lambda.
- c) dado de referência para vazão mássica de ar: no caso, a recomendação é utilizar a vazão mássica de ar média no primeiro elemento do coletor de admissão pós-corpo de borboleta;
- d) número de válvulas injetoras: quantidade de válvulas associadas ao mesmo dado de entrada da referência para vazão de ar: em motores multicilindros com uma referência única de vazão mássica de ar, indicar o número total de válvulas injetoras;
- e) elemento de ângulo de referência: indicação do componente cilindro que proverá referência angular;
- f) ângulo de tempo de injeção: diferença em graus de virabrequim entre o PMS em expansão e o parâmetro referência de tempo de injeção, declarado abaixo;
- g) referência de tempo de injeção: indica se a referência será o ângulo de início ou fim de injeção;
- h) temperatura do combustível: temperatura de referência;
- i) fluido: indica o fluido injetado.

Figura 35 - Exemplo de conexão injetor



Fonte: Autor

3.3.7 Componente Cilindro

No componente representado na figura 36, são inseridos os dados para a simulação da combustão no cilindro. São entradas para este componente:

- a) combustão Wiebe: dados de entrada, conforme explanado no item 3.2.2;
- b) *swirl* e *tumble*: foram aplicadas as configurações padrão do software para estes parâmetros;
- c) troca térmica: foram aplicadas as configurações padrão do software para estes parâmetros;

Figura 36 - Exemplo de componente cilindro



Fonte: Autor

3.3.8 Trem de acionamento

O componente representado na figura 37 está conectado aos componentes cilindros para simular a cinemática e a dinâmica das partes rígidas de trens de acionamento de motores alternativos à combustão. O modelo rígido é traduzido na transformação das forças devido às pressões de combustão em seus respectivos cilindros em fase com a sequência de ignição em torques nos moentes, que somados resultam no torque efetivo total.

Figura 37 - Exemplo de componente trem de acionamento



Fonte: Autor

São entradas para este componente: o tipo do motor (dois ou quatro tempos), a referência (rotação ou carga), a velocidade (rotações avaliadas), o atrito (potência de atrito em função da rotação), o diâmetro do cilindro, o curso, o comprimento da biela, a taxa de compressão, a ordem de ignição (deve ser indicado o cilindro em ordem de ignição) e as respectivas defasagens angulares (no primeiro cilindro de referência para a combustão, deve ser informada a defasagem angular como zero grau) e a inércia rotativa (informado o momento de inércia equivalente ao virabrequim e as peças interligadas como bielas, pistões e volante).

3.4 METODOLOGIA DE RESPOSTA EM SUPERFÍCIE (RSM)

O aperfeiçoamento de um sistema ou processo requer o uso de uma ferramenta para identificar os fatores mais significativos, a correlação entre eles, a resposta do sistema (linear, quadrática ou outro ajuste) e o ponto ótimo de cada parâmetro.

O método convencional de planejamento de experimento (em inglês *Design of Experiments*, DOE), geralmente correlaciona as variáveis estudadas em dois níveis, ou seja, o tamanho do experimento é da ordem de 2 elevado à n, sendo n o número de variáveis. O método é muito eficaz para iterações onde a relação entre variáveis é conhecida e linear.

3.4.1 Princípios da ferramenta RSM

Bertoncini (2014), utilizou a DOE para análise das relações entre as variáveis contínuas estudadas, mas o tipo de curva da resposta entre as variáveis não foi explorado.

Box e Wilson (1951 apud HILL ; HUNTER, 1966) propuseram um método de DOE que explora as relações entre as variáveis explanatórias e as variáveis de resposta e que resulta em um polinômio de segundo grau. Este método é chamado de Metodologia de Resposta em Superfície, em inglês *Response Surface Methodology* (RSM).

Segundo Montgomery (2005), RSM é uma coleção de ferramentas matemáticas e estatísticas úteis para modelamento e análise de problemas nos quais a resposta de interesse é influenciada por várias variáveis e o objetivo é otimizar a resposta.

Elbah et al. (2016), resumizam o RSM em três componentes maiores: (i) projeto de experimento para determinar os valores dos fatores nos quais os experimentos são conduzidos e dados são coletados; (ii) modelamento empírico para aproximar as relações (exemplo curva

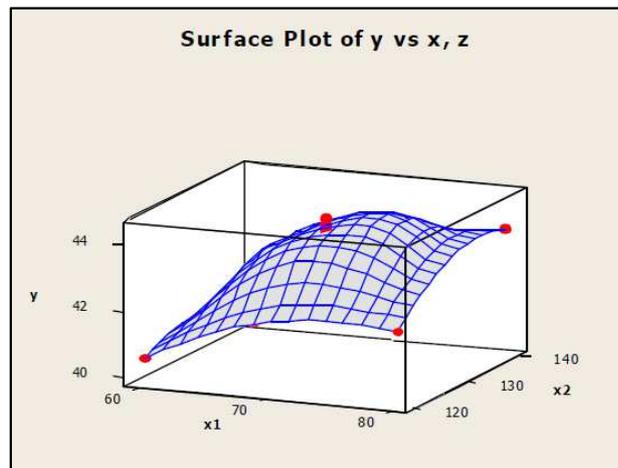
de resposta) entre as respostas e fatores; (iii) otimização para achar o melhor valor de resposta baseado no modelo empírico.

Bradley (2007), descreve que, na maioria dos problemas, a curva função de resposta é desconhecida e para desenvolver uma aproximação, o RSM primeiramente analisa a convergência a um polinômio de primeiro grau, porém, se detectada curvatura, o ajuste é feito utilizando um polinômio de segundo grau. O método empregado para determinação dos coeficientes das variáveis e convergência da função é o método dos mínimos quadrados e, a partir desta curva interpolada, a resposta é gerada. Ainda é destacada a relevância da RSM como uma ferramenta importante no projeto, formulação, desenvolvimento e análise de **novos estudos científicos** e produtos.

Esta metodologia é indicada para quando se tem **previamente o conhecimento das variáveis significativas** na função estudada, porém tem como restrição a necessidade que os dados sejam contínuos.

A figura 38 apresenta um exemplo de saída do RSM: o gráfico de resposta em superfície, no caso composto por um cubo tridimensional com a curva de resposta “y” com duas variáveis de entrada.

Figura 38 - Resposta em superfície com duas variáveis de entrada

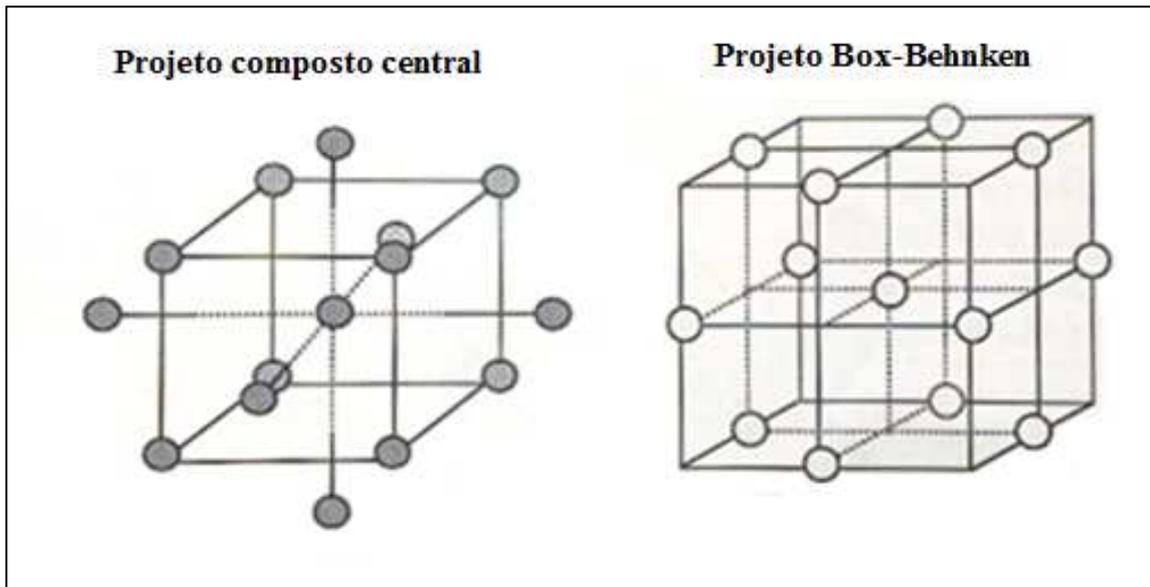


Fonte: Bradley, 2007, p. 5

A quantidade de níveis das variáveis é um fator fundamental para a factibilidade do emprego da ferramenta RSM. A estratégia é, a partir dos extremos das n variáveis estudadas pelo usuário, modelar o comportamento dos dados em um cubo de pontos. Existem duas subdivisões básicas para esta ferramenta, conforme figura 39:

- a) projeto composto central: arranjo completo com análise baseada nos pontos inseridos, os quais determinam os demais pontos do experimento e o ponto central;
- b) projeto Box-Behnken: arranjo especial dos pontos da superfície de um cubo com pontos centrais para reduzir o número de iterações em comparação ao projeto composto central.

Figura 39 - Subdivisões de RSM



Fonte: Autor

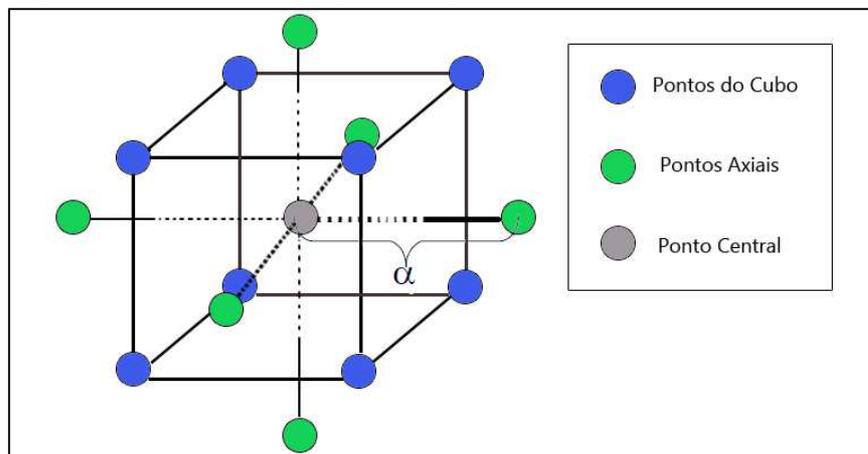
Estes arranjos resultam em quantidades mínimas de pontos para que se possa assegurar as seguintes propriedades:

- a) ortogonalidade: propriedade que permite uma análise de dependência individual de cada uma das n variáveis de entrada na função com mínima interferência nas demais variáveis;
- b) rotacionalidade: em projetos com rotacionalidade, a variância do valor calculado para a variável de saída y é uma função da distância do ponto considerado em relação ao central, mas não da direção deste em relação ao ponto central. No início do experimento têm-se pouca informação da porção do cubo otimizada, por isso é recomendada a execução do experimento em sequência aleatória;
- c) uniformidade: propriedade relativa ao projeto de composto central para determinar pontos centrais de modo a garantir que a precisão seja uniforme.

Os pontos do RSM representados na figura 40 são classificados em:

- pontos do cubo (x_c): são os limites do cubo, equivalentes aos pontos de um experimento convencional DOE; são utilizados também para determinar o ponto central;
- ponto central (x_0): centro resultante dos pontos do cubo estabelecidos;
- pontos axiais (x_a): são os pontos extrapolados além do cubo em função do alfa estipulado para avaliar a curvatura dos pontos do cubo em relação ao ponto central;
- alfa (α): distância do ponto central aos pontos axiais, assegura a rotacionalidade e ortogonalidade do sistema.

Figura 40 - Pontos do projeto composto central



Fonte: Autor

No momento da construção do modelo, existem duas possibilidades de configuração:

- variáveis de entrada como pontos do cubo (x_c): nessa configuração o sistema extrapolará os pontos axiais (x_a) além dos pontos informados a partir da equação 37:

$$x_a = x_0 \pm (x_c - x_0) * \alpha \quad (37)$$

- dados de entrada como pontos axiais (x_a): nesta configuração o sistema gera os pontos do cubo (x_c) contido nos limites impostos pelos x_a 's, conforme equação 38:

$$x_c = x_0 \pm \frac{(x_a - x_0)}{\alpha} \quad (38)$$

3.4.2 Experimento RSM no Minitab

O Minitab é um software estatístico que tem um módulo dedicado aos diferentes tipos de DOE incluindo o RSM, o qual foi escolhido para realização das análises estatísticas do experimento.

Após a definição das variáveis e seus os limites do estudo, o software requer as seguintes configurações:

- tipo de projeto (*design*): podendo ser de compósito central ou Box-Behnken;
- número de fatores: escolher a quantidade de variáveis de entrada. No Minitab, o máximo são nove variáveis, sendo que a partir de sete o experimento não avalia todas as combinações de parâmetros;
- projeto do experimento: na configuração Box-Behnken o software tem uma opção de visualização de opções de projetos (*designs*) em função do número de variáveis conforme figura 41. Escolhida a configuração do projeto, são apresentadas as configurações padrão para os parâmetros blocos, pontos e alfa, conforme ilustrado na figura 42;

Figura 41 - *designs* disponíveis de experimento RSM

Design		Factors							
		2	3	4	5	6	7	8	9
Central Composite full	unblocked	13	20	31	52	90	152		
	blocked	14	20	30	54	90	160		
Central Composite half	unblocked				32	53	88	154	
	blocked				33	54	90	160	
Central composite quarter	unblocked							90	156
	blocked							90	160
Box-Behnken	unblocked		15	27	46	54	62		
	blocked			27	46	54	62		

Help OK

Fonte: Autor

Figura 42 - Configuração do projeto de experimento RSM

Designs	Runs	Blocks	Center Points			Default Alpha
			Total	Cube	Axial	
Half	54	2	10	8	2	2,366
Half	54	3	10	8	2	2,366
Full	90	1	14	—	—	2,828
Full	90	2	14	8	6	2,828
Full	90	3	14	8	6	2,828
Full	90	5	14	8	6	2,828

Number of Center Points

Default

Custom: in cube, in axial block

Value of Alpha

Default

Face Centered

Custom:

Number of replicates:

Block on replicates

Fonte: Autor

- d) projeto do experimento, blocos: agrupamento por blocos é um parâmetro que aumenta a precisão do experimento. Um bloco é um grupo de dados que tem maior similaridade entre si do que com o resto dos dados. Fatores que afetam o experimento e não podem ser controlados, mas podem ser medidos, podem ser agrupados como um bloco. Dados medidos sobre as mesmas condições podem ser considerados um bloco. Como os dados avaliados no experimento são uma simulação, não existem dispersões externas como condições ambientes, assim foi decidido configurar o experimento em um único bloco;
- e) projeto do experimento, pontos centrais: possibilita inserir a quantidade de pontos centrais desejados;
- f) projeto do experimento, réplicas: possibilita repetir o experimento em casos onde a dispersão entre eventos de mesma configuração é importante, onde não é o caso para um modelo numérico de condições externas fixadas;
- g) projeto do experimento, Alfa: exclusivo para o projeto do tipo compósito central permite inserir o valor de alfa, porém pode afetar a representatividade do modelo, conforme explicado na subseção anterior;
- h) fatores: permite configurar as variáveis de entrada como sendo os pontos do cubo ou axiais. Campo onde o nome e os limites das variáveis são inseridos.

Com estes dados, o software gera uma tabela para execução do experimento com as seguintes informações:

- a) ordem padrão (O. Pad.): sequência ordenada de variação de níveis das variáveis;
- b) ordem do experimento (O. Exp.): aleatoriedade imposta pelo software para erradicar erros devido à sequência de iteração de variáveis; é a ordem de execução dos experimentos;
- c) tipo de ponto (tipo de pto.): configuração codificada das variáveis de entrada que permite três valores, -1, 0 e 1, sendo 0 iteração relativa aos pontos centrais, 1 iterações entre os limites do cubo e -1 iterações avaliando um dos pontos axiais;
- d) bloco: conforme explanado acima indica se há 1 ou mais blocos;
- e) variáveis de entrada: coluna resultante da combinação de valores para as iterações, variando entre pontos centrais, de cubo e axiais;
- f) variáveis de saída (resposta): as colunas referentes às saídas desenhadas devem ser nomeadas pelo usuário e os dados inseridos à medida que as iterações são realizadas.

3.4.3 Análise do experimento RSM

Após a inserção dos resultados para as variáveis de resposta, o software retorna à avaliação estatística do experimento como um modelo de regressão. Bradley (2007) diz que um bom modelo deste tipo deve explicar as variações das variáveis dependentes.

Certos parâmetros são utilizados para confirmar a representatividade do modelo, as figuras 43 e 44 exemplificam uma análise RSM do Minitab, que foi dividida nas seções, “A”, “B”, “C” e “D”. A seção “A” analisa o ajuste a uma regressão destacando os parâmetros mais relevantes para cada termo:

- a) coef: indica o coeficiente equivalente do termo (variável) para ajuste a um polinômio codificado. Isto significa que, para pontos centrais, o valor assumido é igual à zero; pontos de cubo são traduzidos em -1 (extremo negativo) ou 1 (extremo positivo); pontos axiais devem ser iguais à alfa positivo ou negativo, dependendo do extremo. O software recomenda estimar o polinômio com termos codificados por serem os dados que são usados para modelamento do experimento;
- b) SE coef: erro padrão do coeficiente deve ser sempre positivo; quanto menor mais preciso o coeficiente estimado;

- c) P valor: para um grau de confiança de 95%, o qual é normalmente adotado em estudos estatísticos e será considerado neste, se o P valor é menor que o 0,05, indica que o termo em questão e a resposta tem forte correlação. Variáveis com Pvalor maior que 0,05 geralmente são descartados para elaboração de modelos simplificados.
- d) S: desvio padrão do modelo, quanto menor o valor melhor o ajuste da resposta à curva modelada;
- e) Rsq (R^2): demonstra a porcentagem de variância da resposta que as variáveis de entrada explicam, portanto, maior o R^2 melhor o ajuste do polinômio às entradas;
- f) Rsq(adj): Elbah et al. (2016) descrevem que R ajustado é particularmente adequado quando são comparados modelos com diferentes números de termos.

A seção B da figura 43 mostra a análise de variâncias dos termos da seção A, e indica através do Pvalor (menor que 0,05) se o modelo é representativo ajustado linearmente ou quadrático. A informação mais importante é o termo “Lack of Fit” que significa “falta de ajuste”; ele avalia a aderência do modelo e tem que ser maior que 0,05, caso contrário deve ser retrabalhado.

Figura 43 - Exemplo de análise RSM no Minitab, seções A e B

Response Surface Regression: nota cliente versus temperatura ; tempo de preparo (...

The analysis was done using coded units.

Estimated Regression Coefficients for nota cliente					
Term	Coef	SE Coef	T	P	
Constant	10,3115	0,4711	21,887	0,000	A
temperatura (Celsius)	1,7023	0,3173	5,365	0,000	
tempo de preparo (min)	0,0949	0,3173	0,299	0,769	
quantidade de pó (g)	0,0000	0,3173	0,000	1,000	
temperatura (Celsius)* temperatura (Celsius)	0,1442	0,3188	0,452	0,658	
tempo de preparo (min)* tempo de preparo (min)	-3,0433	0,3188	-9,546	0,000	
quantidade de pó (g)* quantidade de pó (g)	-0,0433	0,3188	-0,136	0,894	
S = 1,158 R-Sq = 90,3% R-Sq(adj) = 85,9%					

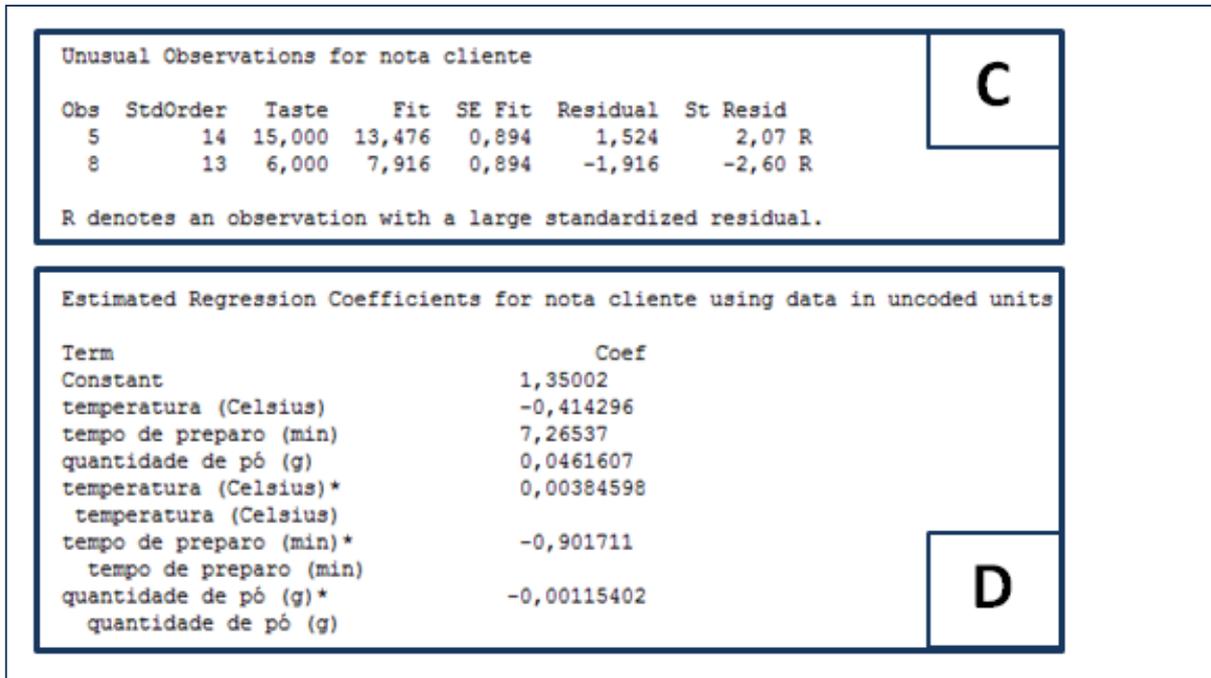
Analysis of Variance for nota cliente						
Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	6	163,103	163,103	27,1838	20,25	0,000
Linear	3	38,757	38,757	12,9189	9,63	0,001
Square	3	124,346	124,346	41,4487	30,88	0,000
Residual Error	13	17,447	17,447	1,3421		
Lack-of-Fit	8	14,114	14,114	1,7642	2,65	0,149
Pure Error	5	3,333	3,333	0,6667		
Total	19	180,550				

B

Fonte: Autor

A seção C de análise RSM do Minitab indicado na figura 44 apresenta as “observações inesperadas”, que são iterações no experimento com resposta acima da média das demais. Serão considerados aceitáveis valores com módulo até 3.

Figura 44 - Exemplo de análise RSM no Minitab, seções C e D



Fonte: Autor

Por fim a seção D da figura 44 apresenta os coeficientes para ajuste a um polinômio com os valores absolutos das variáveis. Conforme descrito anteriormente, não é recomendado estimar o polinômio com estes termos, pois podem modificar os testes de hipótese estatísticos.

Se a análise estatística for satisfatória, os termos identificados servem de base para gerar o polinômio modelado. A título de exemplo, um modelo com duas variáveis é apresentado abaixo na equação 39.

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_1^2 + b_3 \cdot x_2 + b_4 \cdot x_2^2 + b_5 \cdot x_1 \cdot x_2 + \varepsilon \quad (39)$$

Sendo x_n ($n=1,2$) as variáveis, b_j ($j=1,2,3,4,5$) os coeficientes de regressão e ε o erro experimental.

3.4.4 Otimização da RSM

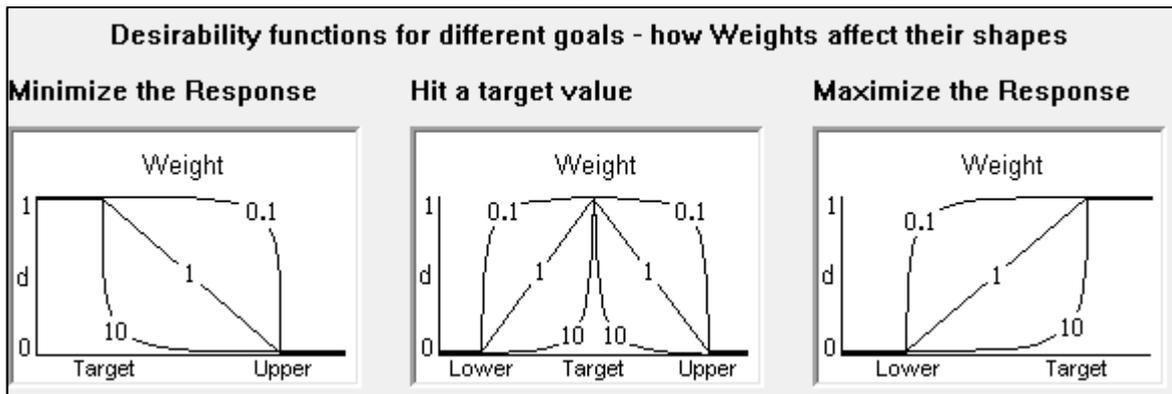
A ferramenta RSM no Minitab permite analisar a resposta às variáveis em condições ótimas; recurso este que se chama Otimizador de Resposta.

Nele é possível avaliar em conjunto a resposta a mais de uma variável de saída, em função das de entrada.

Os parâmetros e o ajuste **das variáveis de saída estudadas** são apresentados abaixo:

- a) resposta: seleção das variáveis de saída a otimizar;
- b) objetivo (*Goal*): escolha do objetivo da otimização: minimizar, valor alvo ou maximizar;
- c) limite inferior (*Lower*): dado de entrada para as configurações de valor alvo e maximizar, é o valor mínimo considerado da(s) variável(is) de saída, fator de referência para avaliação do nível de otimização de cada resposta e da resposta global (variáveis combinadas);
- d) valor alvo (*Target*): dado de entrada para as configurações de minimizar, valor alvo e maximizar, é o valor objetivo da variável de saída para ser considerada ótima e referência para indicar o nível de satisfação do modelo;
- e) limite superior (*Upper*): dado de entrada para as configurações de minimizar e valor alvo, é o valor máximo considerado da(s) variável(is) de saída, fator de referência para avaliação do nível de otimização de cada resposta e da resposta global (variáveis combinadas);
- f) peso (*Weight*): Este fator indica o quão próximo a resposta deve estar do objetivo para se obter satisfação do resultado. Conforme ilustrado na figura 45, o peso varia de 0,1 a 10: a primeira configuração considera a resposta satisfatória se o resultado está próximo ao limite inferior e / ou superior, e peso 10 quando somente o valor alvo é atingido;

Figura 45 - Referência para escolha do peso para um determinado objetivo

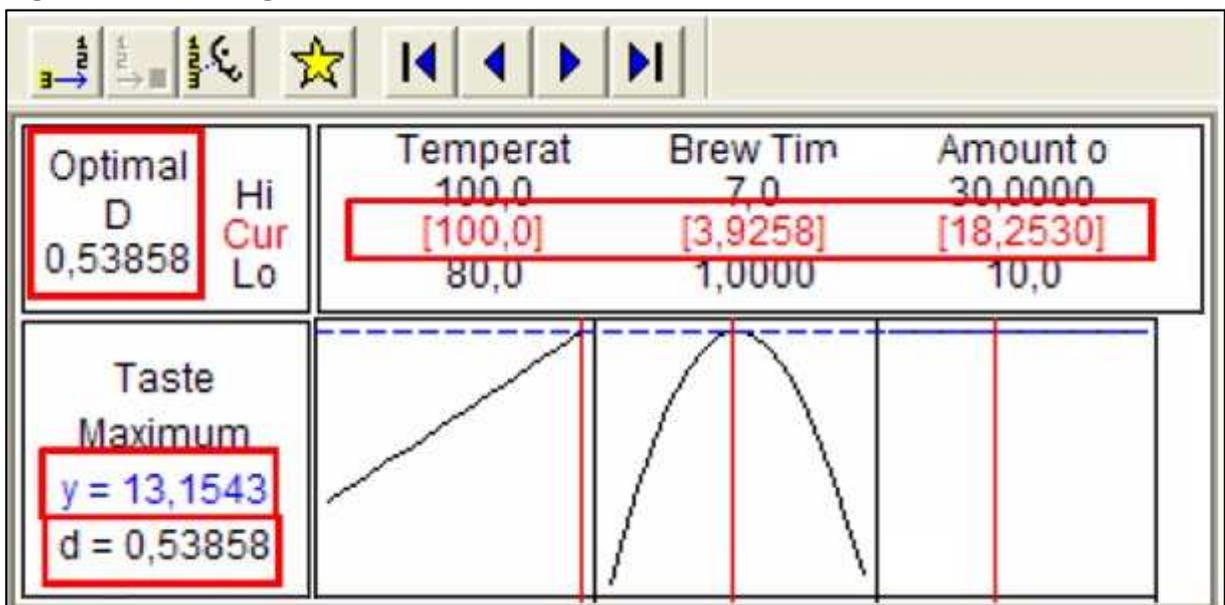


Fonte: Autor

- g) importância (*Importance*): Ponderação entre a importância de duas ou mais variáveis de saída, por exemplo, uma variável com peso 2 comparada a uma de peso 1 é duas vezes mais significativa para a consideração de atendimento a resposta global da otimização.

Após a configuração dos parâmetros apresentados, o otimizador apresenta uma síntese gráfica com resumo da resposta e a relação entre a resposta e as variáveis de entrada, conforme exemplo da figura 46.

Figura 46 - Análise gráfica do otimizador RSM



Fonte: Autor

Os principais parâmetros são:

- a) satisfação global aos objetivos “*Optimal D*”: denominação de D para “Desirability”, valor que varia entre 0 e 1, pondera o atendimento aos objetivos combinados das diferentes respostas;
- b) resposta prevista “ y ”: valor indicado no cursor, quando selecionado a combinação ótima, é a melhor resposta;
- c) satisfação individual “ d ”: indica para cada resposta um valor entre 0 e 1 para indicar a satisfação à variável de saída indicada.
- d) curvas: indicativo da correlação de cada variável de entrada com a variável de saída; indica graficamente as variáveis mais significativas e dependência linear ou de segundo grau.

4 ESTUDO DE CASO

Definidos os objetivos, fundamentos teóricos e o método experimental, neste capítulo são apresentados a configuração, realização e discussão dos resultados para o estudo de caso.

4.1 DADOS DE ENTRADA

Como a análise de desempenho é baseada em uma curva em plena carga, o modelo foi simplificado para **condições de plena carga**, ou seja, borboleta aceleradora em máxima abertura. A partir desta definição, os dados de entrada e as hipóteses de configuração dos subsistemas do motor foram inseridos.

4.1.1 Dados de entrada do motor

O combustível adotado é o etanol hidratado, com fração volumétrica de etanol anidro considerada de 95%. A composição do ar atmosférico adotado contém fração molar de 21% de oxigênio (O_2) e de 79% de nitrogênio (N_2), além da consideração de que a mistura ar/combustível admitida é homogênea.

Os demais dados de entrada do motor objeto para criação do modelo numérico estão descritos na tabela 2:

Tabela 2 - Dados de entrada

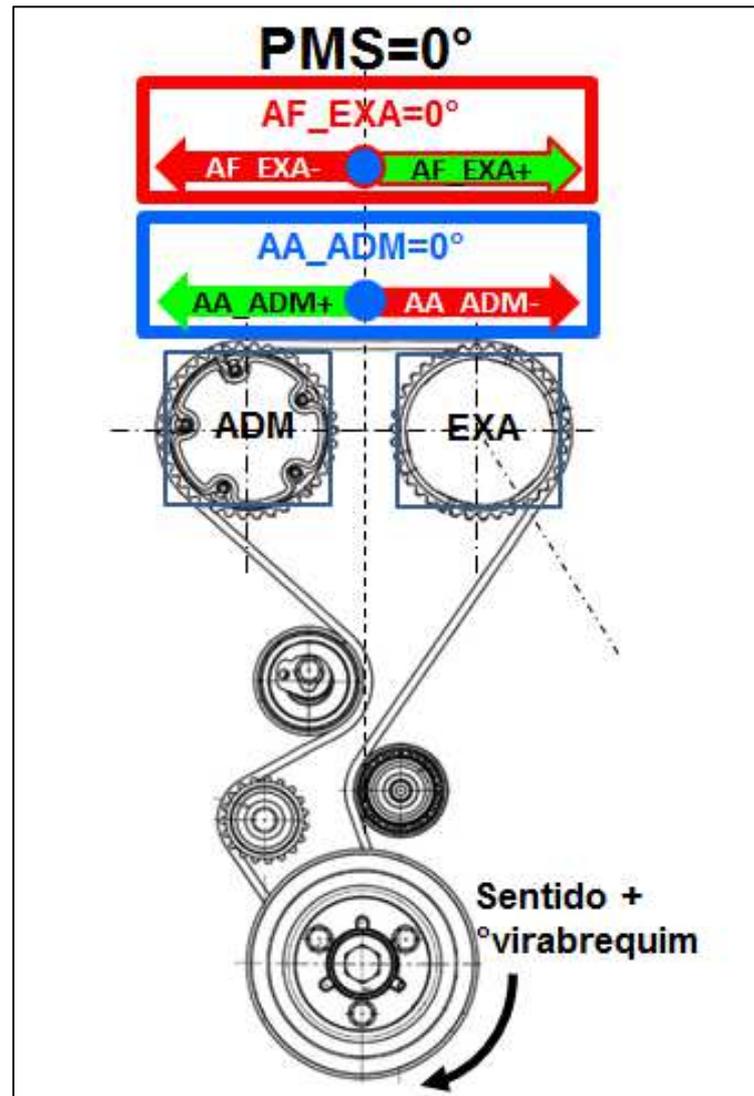
Descrição	Unidade	3000 rpm	6000 rpm
Temperatura ambiente	[°C]	27	27
Pressão atmosférica	[kPa]	92,6	92,6
Umidade relativa	[%]	59	59
Temperatura de saída de água do motor	[°C]	90	90
Temperatura do óleo do motor	[°C]	110	120
Deslocamento volumétrico	[cm ³]	1200	
Número de cilindros	[-]	3	
Tipo do motor	[-]	4 tempos	
Referência	[-]	Rotação	
Velocidades consideradas	[rpm]	3000	6000
Diâmetro do cilindro	[mm]	75	
Curso do pistão	[mm]	90,5	
Comprimento da biela	[mm]	145,6	
Taxa de compressão	[-]	12,5	
Expoente Wiebe	[-]	2	
CA50	[°]	12,5	7
CA9010	[°]	26	18,5
Off-set virabrequim / cilindro	[mm]	-6,7	
Ordem de ignição	[-] / [°]	1-3-2 / 0-240-240	
Inércia rotativa	[kg.m ²]	0,075	
Vazão mássica da válvula injetora	[g/mim]	190	
Especificação da razão ar combustível	[-]	Lambda	
Lambda	[-]	0,9	
Combustível	[-]	Etanol hidratado	
Dado de referência para vazão mássica de ar	[-]	entrada coletor ADM	
Número de válvulas injetoras	[-]	3	
Elemento de ângulo de referência	[-]	Cilindro 1	
Referência de tempo de injeção	[-]	início injeção	
Temperatura do combustível	[°C]	77	
Diâmetro de referência da válvula de ADM	[mm]	27	
Diâmetro de referência da válvula de EXA	[mm]	24,5	
Válvulas de ADM por cilindro	[-]	2	
Válvulas de EXA por cilindro	[-]	2	
Levante L_ADM	[mm]	8,6	
Levante L_EXA	[mm]	8,3	
Permanência de abertura da válvula de ADM	[°]	210	
Permanência de abertura da válvula de EXA	[°]	200	
Folga came e tucho ADM (GT-Power <i>valve lash</i>)	[mm]	0,26	
Folga came e tucho EXA (GT-Power <i>valve lash</i>)	[mm]	0,26	
Ângulo de abertura de válvula ADM (AA_ADM)	[°]	9,8	-18,8
Ângulo de fechamento da válvula EXA (AF_EXA)	[°]	9,8	-5,3

Fonte: Autor

4.1.2 Referência de ângulo de abertura das válvulas

A figura 47 ilustra as referências de fase zero graus, o Ponto Morto Superior (PMS) em graus de virabrequim [°] e os sentidos em relação ao PMS adotados para a compreensão do estudo.

Figura 47 - Referência de fase dos cames



Fonte: Autor

4.1.3 Determinação das leis de came ADM

A partir de medição em máquina de perfil de came foi determinada a evolução do levante em função do setor angular percorrido e a partir desta relação foram determinadas as curvas adimensionais de velocidade e aceleração definidas no capítulo 2.

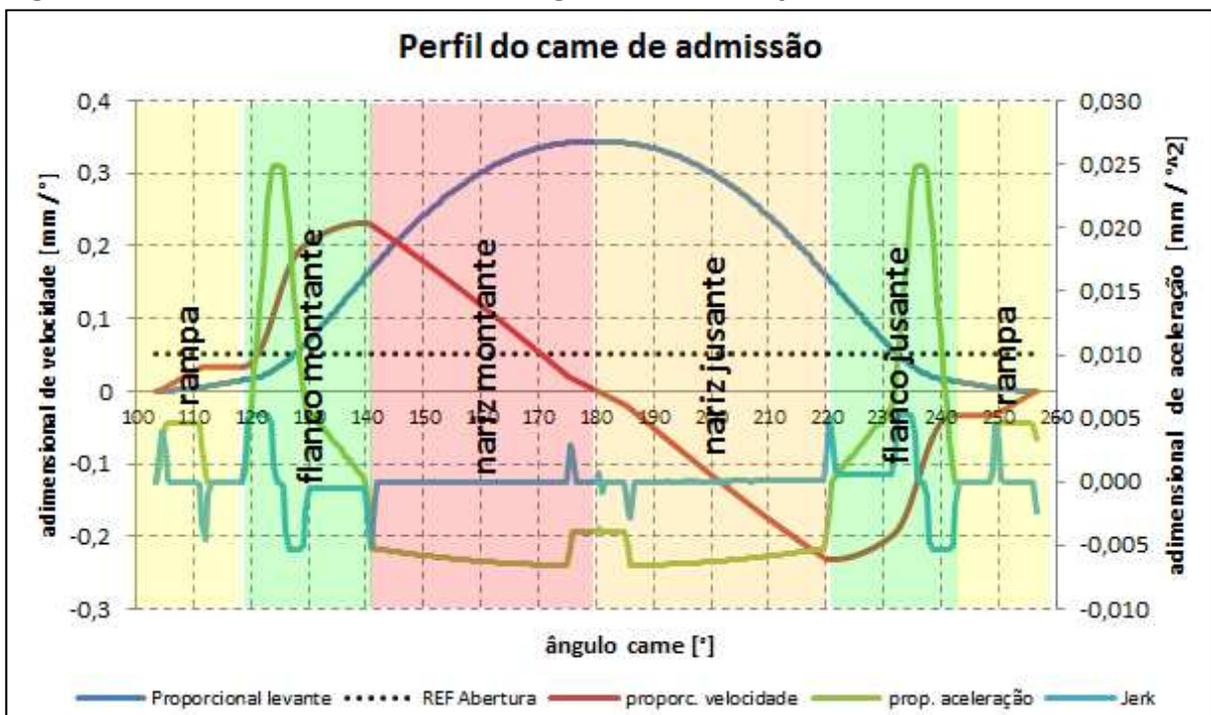
4.1.3.1 Lei do came ADM original

A figura 48 demonstra graficamente o perfil do levante obtido após medição, indicado como um valor proporcional para ajuste da escala para visualização de todos os dados relacionados. A partir da curva do levante foram estimadas as curvas adimensionais de velocidade e aceleração. Esses dados, junto aos dados de entrada dos comes informados na subseção 4.1.1, permitem reproduzir o perfil.

A análise das curvas adimensionais de velocidade e aceleração nos permite concluir que o perfil se aproxima do perfil *spline*.

Por convenção para **determinar a permanência**, foi considerada a folga entre came e tucho (no caso 0,26 mm) mais 1 mm.

Figura 48 - Perfil do came de admissão original do motor objeto de estudo



Fonte: Autor

A rampa de subida possui estratégia de aumento progressivo de velocidade provocando aceleração brusca para eliminar rapidamente a folga entre o tucho e o came seguido de região de velocidade constante até a transição, a próxima região.

Na região de flanco de montante, a aceleração, até aproximadamente a primeira metade é brusca, seguida de região de desaceleração até a zona de transição para o nariz; esta região é caracterizada como de aceleração praticamente constante.

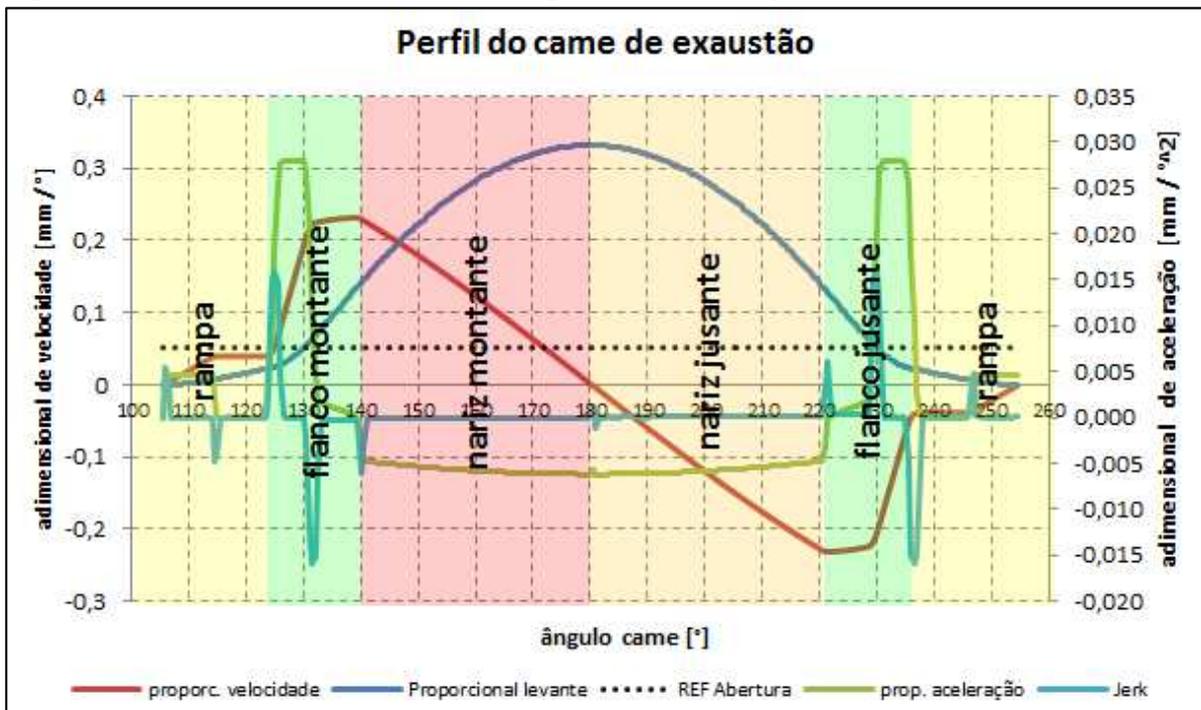
Por ser simétrica, a mesma estratégia se repete de forma regressiva após o ponto de máximo levante.

4.1.3.2 Lei do came EXA original

A exemplo da estratégia para o perfil de admissão, a figura 49 demonstra graficamente o perfil obtido na medição do came de referência e as respectivas curvas de velocidade e aceleração calculadas.

Da mesma forma que para a admissão, para **determinar a permanência**, é considerada a folga entre came e tucho (no caso 0,26 mm) mais 1 mm.

Figura 49 - Perfil do came de exaustão original do motor objeto de estudo



Fonte: Autor

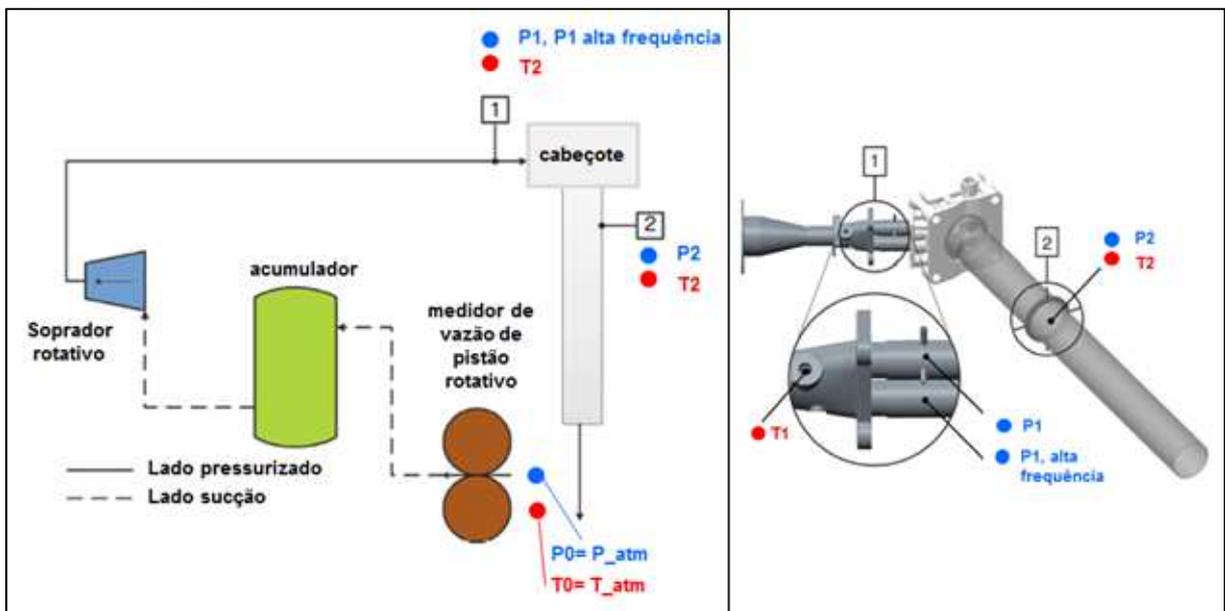
Em relação ao came de ADM, são observadas maiores acelerações por causa da permanência inferior em 10 graus para um levante muito próximo (0,3 mm a menos ou 3,5% inferior à ADM). O perfil também se aproxima do perfil *spline*. A região do nariz, também é do tipo de aceleração constante.

4.1.4 Determinação do coeficiente de descarga das válvulas

A determinação do coeficiente de descarga das válvulas é realizada em bancada de fluxo dedicada.

A bancada de medição é baseada no modelo apresentado por Hartmann et al. (2016), que consiste de um medidor de vazão de pistão rotativo, seguido de um acumulador de grande volume para estabilizar as flutuações de escoamento nas medições com alta velocidade de escoamento. O escoamento é gerado a jusante do acumulador por um soprador acionado por motor elétrico de velocidade controlada, conforme esquema do lado esquerdo da figura 50.

Figura 50 - Esquema da bancada de fluxo sentido escoamento



Fonte: Hartmann, 2016, p. 3

A jusante do soprador, é conectado o coletor (de ADM ou EXA), seguido de um elemento intermediário chamado de “elemento de medição 1”. Este elemento substitui a iteração coletor/dutos de acesso às válvulas, e é dividido em duas partes: do lado do coletor inicia como um acoplamento cônico que na outra extremidade divide o fluxo em dois dutos extensos de PVC (no exemplo, comprimento 37 vezes o diâmetro dos dutos), retos e rugosidade suavizada que são acoplados aos dutos de acesso às válvulas.

Dos dutos de acesso às válvulas, o ar escoava através da válvula e seu assento até atingir um duto de diâmetro equivalente ao do cilindro. Neste ponto, chamado de ponto 2, são coletados os dados de temperatura e pressão final.

A vazão mássica de entrada é calculada com os dados de temperatura e pressão na entrada do medidor de vazão, indicados na figura 50 como seção 0.

Para medições em regime permanente como neste estudo, são utilizados somente os pontos zero e dois. A velocidade do escoamento é estabelecida para obter a diferença de pressão desejada entre a seção final (ponto 2) e a entrada (seção 0) para cada ajuste de levante de válvulas, no caso do motor estudado, as duas válvulas de ADM (ou EXA) simultaneamente.

O ponto 1 detalhado na figura 50 contém, além dos pontos de temperatura e pressão, um sensor adicional de pressão de alta frequência de aquisição para monitorar as flutuações de alta frequência do fluxo, que permite verificações e análises mais completas do escoamento.

Um fato importante é que, em baixas velocidades de escoamento, existe a possibilidade de se utilizar uma bomba de vácuo para gerar o escoamento em substituição aos componentes soprador e acumulador.

A bancada de fluxo foi ajustada com os seguintes dados de entrada da tabela 3:

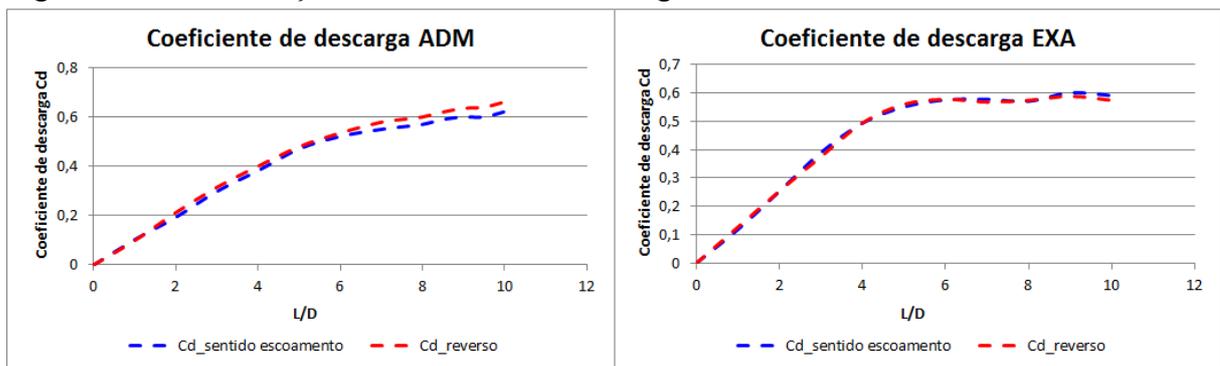
Tabela 3 - Dados de entrada para medição do coeficiente de descarga das válvulas

Descrição	Unidade	Valor
Temperatura ambiente	[°C]	20
Pressão atmosférica	[kPa]	103,1
Rotação de avaliação	[rpm]	6000
ΔP	[kPa]	10

Fonte: Autor

A relação entre o levante (L) das válvulas e coeficiente de descarga obtida é apresentada na figura 51, considerando como diâmetro das válvulas as referências apresentadas na tabela 2.

Figura 51 - Determinação do coeficiente de descarga das válvulas



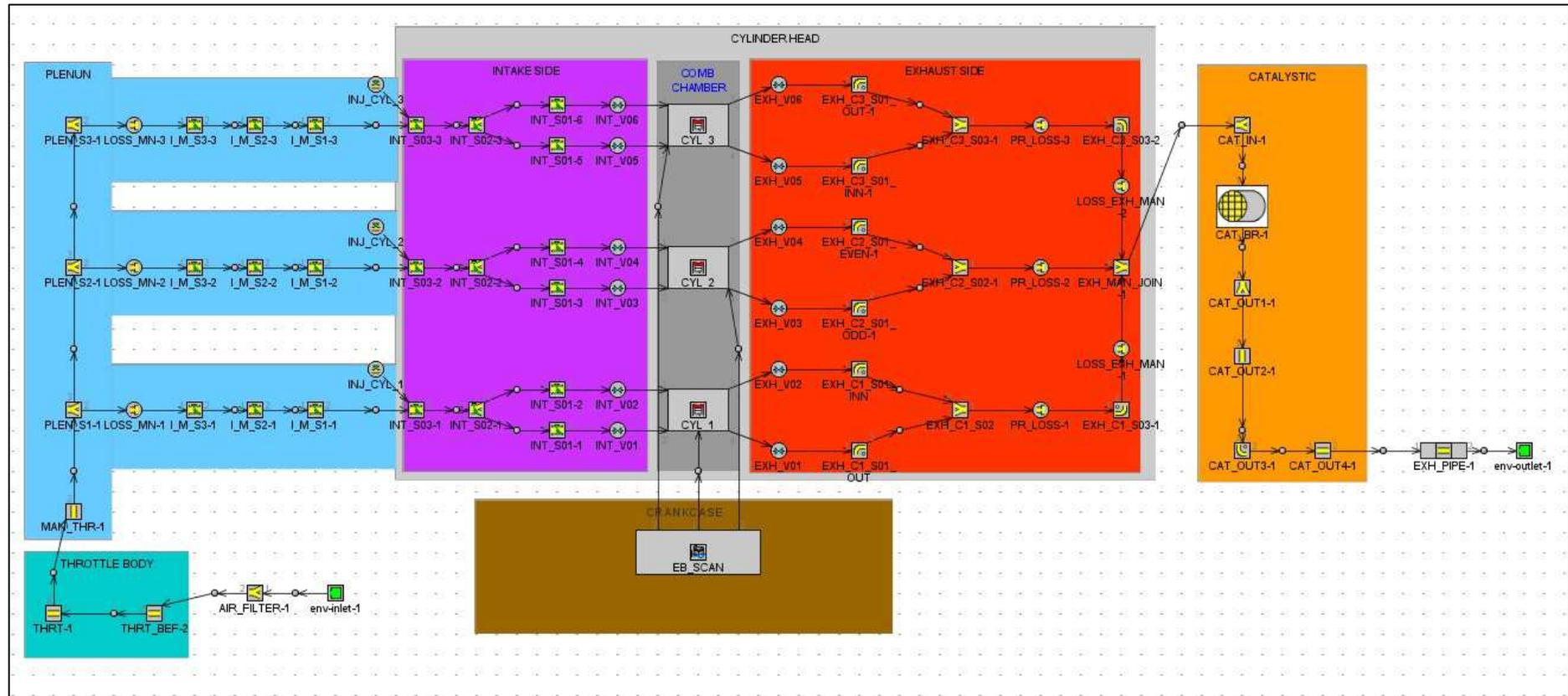
Fonte: Autor

4.2 CRIAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

A partir das condições de contorno apresentadas anteriormente neste capítulo, um modelo simples foi criado para representar o motor objeto de estudo, como ilustrado na figura 52. O modelo é subdividido nos seguintes subsistemas:

- a) ambiente de entrada e saída: elementos que fixam as condições de temperatura, pressão e umidade na entrada e saída do modelo;
- b) corpo de borboleta aceleradora (verde escuro): representado através de elementos de duto para simular a restrição no corpo de borboleta aceleradora à plena carga;
- c) coletor de admissão (azul claro): representação através de elementos de duto para simular as variações de seção e comprimento presentes no coletor físico;
- d) cabeçote (cinza claro): composto pelos subsistemas lado admissão, câmara de combustão e lado exaustão;
- e) injetores: elementos acoplados aos dutos de admissão simulando os injetores físicos;
- f) lado admissão (roxo): diagrama de blocos para simulação dos pórticos e válvulas de admissão;
- g) câmara de combustão (cinza escuro): elemento de inserção dos dados relativos à combustão, como o modelo adotado de Wiebe;
- h) cilindro e trem de manivelas (marrom): elemento que simula a dinâmica do motor, conforme definido no capítulo 3;
- i) lado exaustão (vermelho): diagrama de blocos para simulação dos pórticos e válvulas de exaustão. Como esse motor tem o coletor de exaustão integrado, os elementos de dutos são integrados neste bloco;
- j) catalisador: diagrama de blocos representando as variações de seção do catalisador e dutos de escapamento. Como o modelo desenvolvido tem o foco no desempenho do motor e não nas emissões, um elemento de válvula equivalente poderia ser utilizado para simplificar o modelo.
- k) catalisador: diagrama de blocos representando as variações de seção do catalisador e dutos de escapamento. Como o modelo desenvolvido tem o foco no desempenho do motor e não nas emissões, um elemento de válvula equivalente poderia ser utilizado para simplificar o modelo.

Figura 52 - Modelo motor objeto de estudo em GT-Power®



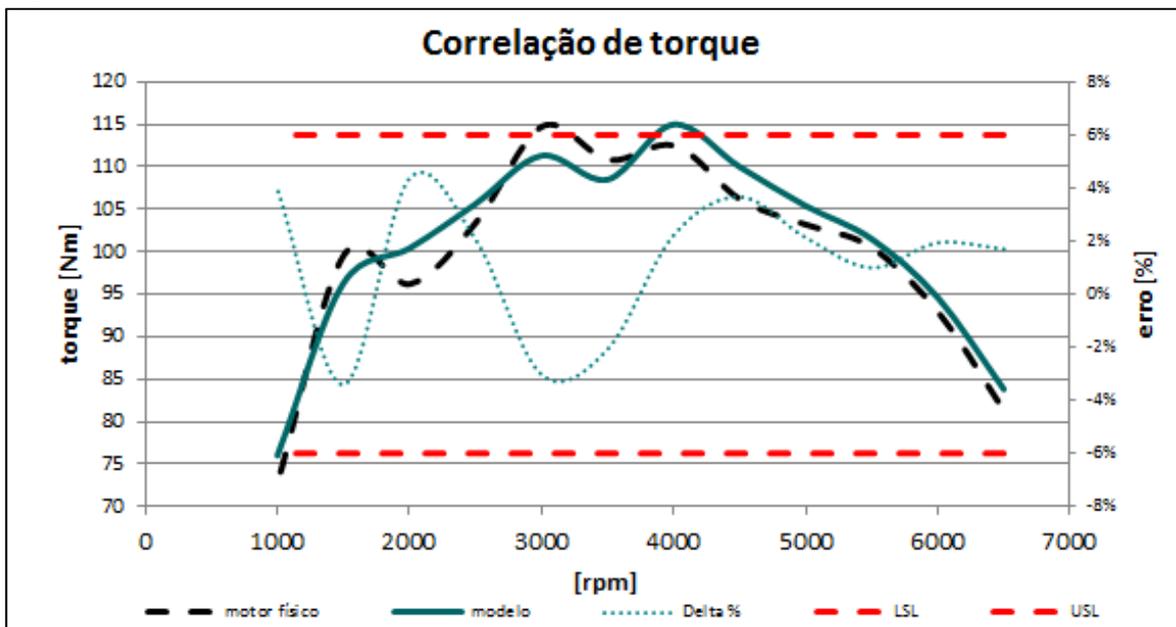
Fonte: Autor

4.3 VERIFICAÇÃO DE CORRELAÇÃO DO MODELO

O motor objeto de estudo foi testado num dinamômetro passivo conforme a norma NBR 1585:1984 para levantamento das curvas de desempenho. Estes dados são utilizados para atestar o desempenho declarado no veículo e para homologação junto aos órgãos regulatórios.

Com o objetivo de validar o modelo matemático do motor, este foi submetido às mesmas condições e rotações que o motor físico e seus resultados foram comparados aos resultados obtidos experimentalmente no dinamômetro conforme figura 53:

Figura 53 - Correlação motor físico e modelo GT-Power®



Fonte: Autor

A aderência dos resultados simulados aos resultados experimentais apresentados na figura 53 demonstra a grande proximidade do modelo matemático ao motor físico, principalmente nas rotações objeto de estudo: 3000 rpm e 6000 rpm. A tabela 4 sumariza as diferenças percentuais.

Tabela 4 - Diferenças do torque do motor físico e simulado

	3000 rpm	6000 rpm
Torque lido em dinamômetro	114,8	92,8
Torque lido no modelo	111,3	94,6
Erro [%]	-3,0	1,9

Fonte: Autor

De acordo com Zottin (2010) e Bertoncini (2014), são consideradas aceitáveis do ponto de vista da Engenharia, **diferenças percentuais da ordem de 6% para modelos de simulação numérica desta natureza**. Desta forma, o modelo proposto está correlacionado com a curva de desempenho do motor em bancada.

Huang et al. (2010), utilizam a mesma estratégia para correlacionar o seu modelo e desenvolver sua pesquisa e encontraram erro abaixo de 5%, limite o qual os autores julgam adequado a proposta de estudo.

Morel, Silvestri e Costello (1994), também utilizaram estratégia similar para correlacionar o seu modelo e desenvolver sua pesquisa de desempenho do motor. Em seu estudo o erro máximo encontrado foi de 3%, coerente com os valores encontrados neste estudo.

4.4 PESQUISA DE CAMPO “BENCHMARK” DE MOTORES

Para determinação dos limites das variáveis foi escolhido o método de pesquisa de campo, amplamente utilizado na indústria conhecido como “benchmark”. Foram pesquisados motores de diversos fabricantes automotivos com a proposta similar ao objeto de estudo, um motor de três cilindros com deslocamento volumétrico entre 1000 e 1200 centímetros cúbicos. Ao fim, os três motores mais relevantes foram considerados.

Os parâmetros mais significativos determinados, baseados na relevância apresentada na revisão bibliográfica são detalhados na tabela 5:

Tabela 5 - *Benchmark* de motores

Parâmetro	unidade	Veic. A	Veic. B	Veic. C
Deslocamento volumétrico	[cm ³]	1000	1200	1000
Levante da válvula de ADM	[mm]	9,0	8,7	7,6
Levante da válvula de EXA	[mm]	9,0	7,2	7,2

Fonte: Autor

A partir deste estudo e de acordo com justificativas do capítulo 2, os limites propostos para as variáveis analisadas são apresentados na tabela 6.

Tabela 6 - Limites das variáveis de estudo definidos após ajuste

	Parâmetro	unidade	limite inferior	limite superior
1	Ângulo de abertura de válvula ADM	[°]	-35	35
2	Levante da válvula de ADM	[mm]	8	9
3	Permanência de abertura de válvula de ADM	[°]	180	220
4	Ângulo de fechamento da válvula de EXA	[°]	-20	40
5	Levante da válvula de EXA	[mm]	7,7	8,7
6	Permanência de abertura de válvula de EXA	[°]	180	220

Fonte: Autor

Adicionalmente, para exaustão foi considerado benchmark e reduzido o levante máximo em 0,3 mm em relação aos valores do estudo de admissão, seguindo a diferença da configuração original e a consideração que na maior parte dos motores o levante de exaustão é menor que o da admissão.

4.5 CONSTRUÇÃO DO PERFIL DE CAME DE ESTUDO

Conforme descrito na subseção 4.1.3, os cames originais medidos são do tipo *spline*, os critérios para construção do perfil são desconhecidos e como é comum para este tipo de curva, podem ser construídos artificialmente com a junção de segmentos.

Para **representatividade da análise de sensibilidade**, é **requerido um método que apresente uma resposta proporcional à variação** da iteração da permanência e do levante; a curva tipo spline poderia mascarar estas iterações.

Para atender os objetivos de otimização do rendimento volumétrico e análise de sensibilidade, dentre os diversos tipos de came descritos no capítulo 2, foi selecionado o **came do tipo polinomial**.

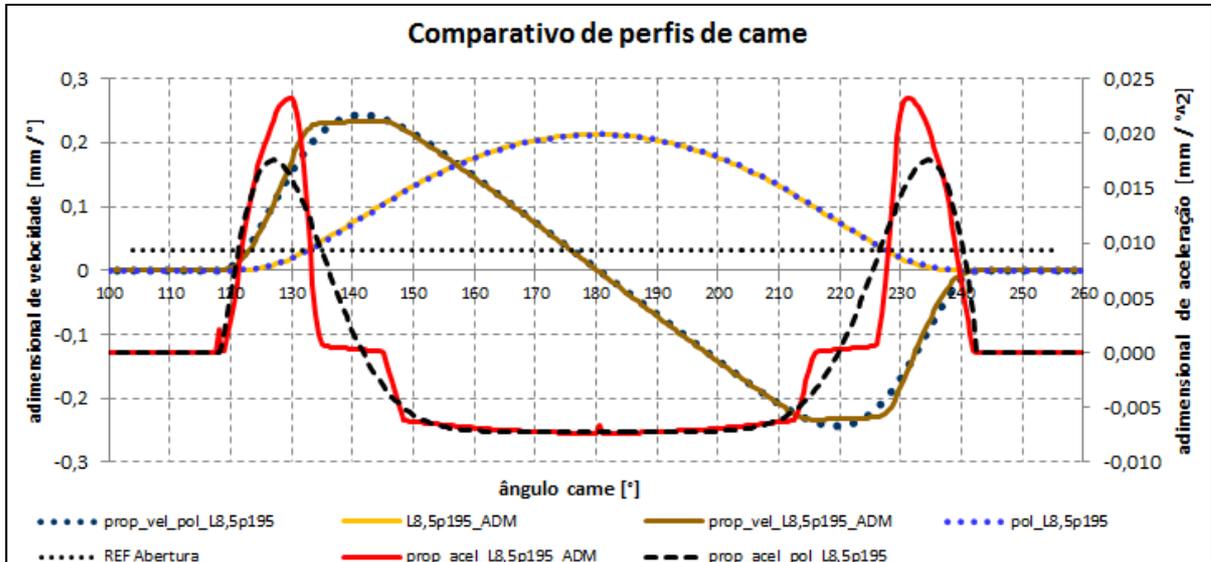
Conforme mencionado na revisão bibliográfica, motores modernos do tipo I com acionamento direto com **tucho hidráulico** utilizam perfis muito próximos ao polinômio proposto por Dudley (1948) na equação 26, com ajuste dos expoentes na configuração 2-10-12-14 que o mesmo julga de melhor ajuste, conforme a equação 40:

$$s = h. \left[1 \pm 1,641. \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 3,609. \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^{10} - 4,375. \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^{12} + 1,406. \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^{14} \right] \quad (40)$$

Um came de um motor moderno com acionamento a tucho hidráulico de levante 8,5mm e permanência de 195 ° a 1mm foi medido e comparado com um perfil equivalente

com polinômio da equação 40. Os resultados de perfil de levante, adimensional de aceleração e velocidade são comparados na figura 54.

Figura 54 - Comparativo perfil proposto e o perfil real de um motor com tucho hidráulico



Fonte: Autor

Foi comprovada a correlação de perfis modernos com o método polinomial proposto, possibilitando o estudo da influência das variáveis “permanência” e “levantado” do came e foi adotada a hipótese de migração do motor proposto para **tucho hidráulico** e adoção de folga de válvulas de **0 mm**, valor este aplicado em estudos para este tipo de definição em substituição à folga de 0,26 mm. Motores com esta definição adotam **referência relativa** de permanência 1,0 mm, porém será mantida **1,26 mm** para comparação com o motor de referência.

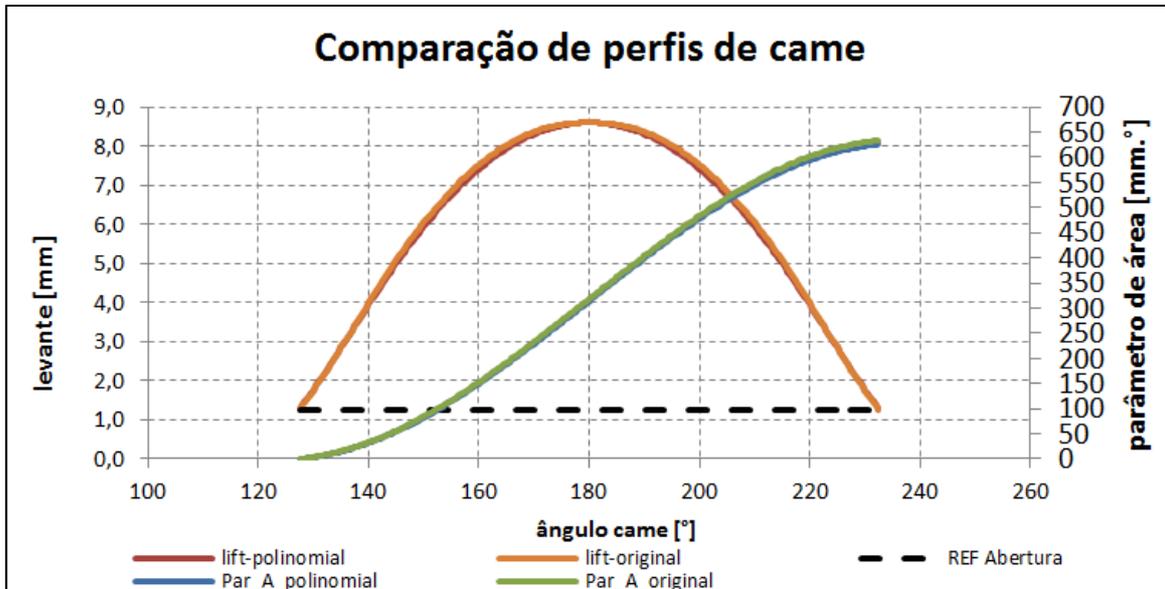
Neste estudo não serão realizadas verificações dinâmicas. A estratégia para conformidade do comportamento dinâmico do sistema de válvulas será adotar o limite de máximo adimensional de aceleração nos cames de até $0,03 \text{ mm} / \text{°}^2$, limite o qual o projeto original está enquadrado. O adimensional de aceleração foi definido no capítulo 3.

Validada a representatividade do came polinomial, foi construído um perfil com este método da mesma definição da ADM, levante 8,6mm e permanência 210°.

Para comparação do perfil original de ADM com o proposto, foi gerado um parâmetro proporcional à integral da área sob o perfil de came (resultante da variação do perfil pela variação angular), nomeado como parâmetro de área Par_A.

O resultado observado na figura 55 mostra perfis equivalentes após a referência de abertura (1,26 mm conforme definido anteriormente). O parâmetro de área Par_A resultante do perfil proposto na admissão foi ADM 98,9% da área total original.

Figura 55 - Comparativo de perfil de came original ADM e proposto polinomial



Fonte: Autor

A tabela 7 compara os resultados do torque para os pontos de estudo com diferenças consideradas aceitáveis. Estas são devido ao formato do perfil e mudança da referência de abertura e fechamento de válvulas que o software GT-Power® utiliza de 0,26 para 0 mm.

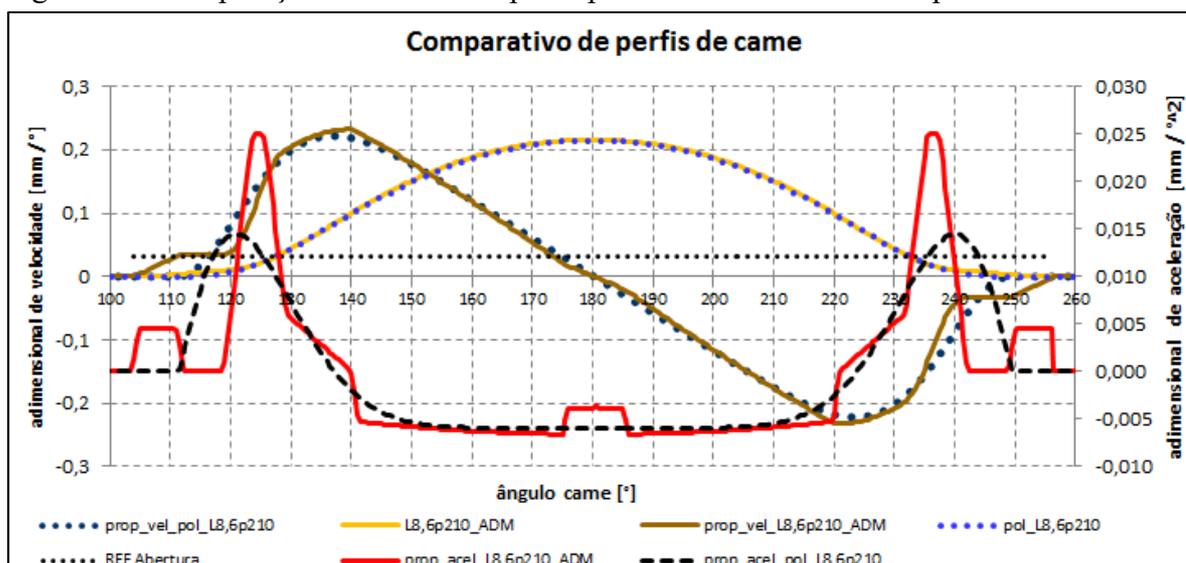
Tabela 7 - Influência do perfil polinomial no torque do motor

		3000 rpm	6000 rpm
Torque lido no modelo com cames originais ADM/EXA	Nm	111,3	94,6
Torque lido no modelo com cames polinomiais ADM/EXA configurado como tucho hidráulico	Nm	110	95,1
Diferença troca cames ADM / EXA	%	-1,2%	0,5%

Fonte: Autor

A figura 56 apresenta o comparativo entre as curvas proporcionais de velocidade e aceleração came ADM.

Figura 56 - Comparação das curvas do perfil polinomial e de referência para ADM



Fonte: Autor

A tabela 8 compara os resultados de aceleração máxima, evidenciando que para uma mesma definição de levante e permanência, o perfil proposto é dinamicamente compatível com o sistema.

Tabela 8 - Comparação de acelerações máximas perfil polinomial e de referência

Adimensional de aceleração máxima	unidade	ADM Positiva	ADM negativa	EXA Positiva	EXA negativa
Perfil original	[mm/°²]	0,0249	-0,0066	0,0279	-0,0062
Perfil polinomial	[mm/°²]	0,0145	-0,0059	0,0153	-0,0063
Diferença [%]	[-]	-42%	-11%	-45%	2%

Fonte: Autor

Baseado nos resultados apresentados, similaridade de área e resposta do torque, a proposta de came é considerada validada e os perfis do experimento serão baseados somente no **came polinomial**.

4.6 EXPERIMENTOS RSM

Nesta subseção serão apresentadas as análises realizadas com a ferramenta RSM.

4.6.1 Critérios para satisfação do experimento RSM

O experimento RSM necessita atender determinados critérios para ser elegível a próxima etapa, a execução da otimização. Os seguintes critérios foram adotados para considerar satisfatória a configuração do experimento:

- a) validade estatística do modelo;
- b) aumento do torque a 3000 rpm com ganho maior ou igual a 1,5%;
- c) minimizar e limitar eventual perda percentual do torque a 6000 rpm a uma magnitude menor ou igual ao ganho de torque a 3000 rpm.

4.6.2 Experimento RSM#1

O experimento RSM foi configurado com os seguintes parâmetros:

- a) tipo de projeto (*design*): composto central;
- b) número de fatores: 6;
- c) *design* do experimento: Completo (Full) com 90 iterações;
- d) *design* do experimento, blocos: 1;
- e) *design* do experimento, pontos centrais: 14 (padrão do software);
- f) *design* do experimento, alfa: 2,82843 (padrão do software);
- g) *design* do experimento, réplicas: 1 (padrão do software);
- h) dados de entrada: **pontos do cubo**.

Com os dados de entrada definidos a partir do *benchmark*, o software determinou a combinação de fatores conforme explanado no capítulo 3, resultando nos pontos axiais e centrais apresentados na tabela 9:

Tabela 9 - Pontos do estudo RSM#1

DESCRIÇÃO	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]	AF_EXA [°]	L_EXA [mm]	Perm_EXA [°]
MIN AXIAL	-99	7,1	143	-74,9	6,8	143
MIN CUBO	-35	8	180	-20	7,7	180
PONTO CENTRAL	0	8,5	200	10	8,2	200
MAX CUBO	35	9	220	40	8,7	220
MAX AXIAL	99	9,9	257	94,9	9,6	257

Fonte: Autor

As hipóteses de base do experimento inicial não obtiveram convergência, um experimento completo com seis variáveis tem por padrão um valor alfa significativo que resulta em pontos axiais além do limite factível das variáveis.

Consequentemente, a iteração da variável AA_ADM no ponto axial com valor de +99, resulta em **torque negativo**, o que **fisicamente é impossível**.

4.6.3 Experimento RSM#2

A partir das conclusões do ensaio RSM#1, foram propostos **limites reduzidos para os pontos do cubo** referentes aos ângulos de abertura de admissão AA_ADM e fechamento de exaustão AF_EXA. As demais configurações do experimento RSM#1 foram mantidas, a tabela 10 apresenta os novos pontos do cubo destacados em negrito.

Tabela 10 - Pontos do estudo RSM#2

DESCRIÇÃO	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]	AF_EXA [°]	L_EXA [mm]	Perm_EXA [°]
MIN AXIAL	-59,4	7,1	143	-59,4	6,8	143
MIN CUBO	-21	8	180	-21	7,7	180
PONTO CENTRAL	0	8,5	200	0	8,2	200
MAX CUBO	21	9	220	21	8,7	220
MAX AXIAL	59,4	9,9	257	59,4	9,6	257

Fonte: Autor

Após o fim da simulação do motor com todas as iterações nas rotações escolhidas, o modelo foi submetido à análise estatística no software MINITAB, apresentado na tabela 11.

O termo R^2 ajustado é utilizado quando é rodado um experimento reduzido. No caso, como foram executadas todas as iterações, considera-se somente o R^2 .

Porém o fator “Lack of fit” disponível na figura 74, que como descrito no capítulo 3, pode ser traduzido como falta de aderência do modelo, apresentou ausência de um Pvalor, o que significa que o modelo de segundo grau proposto pelo software **não é representativo do comportamento da curva de resposta**.

As observações não usuais apresentaram erro residual considerado inadequado para o estudo (residual > módulo de 3).

Esses fatos **desqualificam o modelo estatisticamente**.

Tabela 11 - Síntese da análise estatística do modelo RSM#2 para torque 3000 rpm

Parâmetro	Valor
s (desvio padrão)	2,368
R^2	96,1%
Pvalor (falta de ajuste)	*
Quantidade de observações inesperadas	4
Máximo residual padrão observações inesperadas	-6,26R

Fonte: Autor

4.6.4 Experimento RSM#3

Devido à conclusão da influência do valor de alfa, que resulta em pontos axiais além ou próximos dos limites físicos, a nova estratégia adotada em relação ao RSM#2 foi o ajuste manual do valor **alfa para 2,1**. Esta ação pode influenciar na ortogonalidade e na rotacionalidade do modelo, aumentando o potencial de erro, mas, devido às restrições encontradas, será a tendência de refinamento do estudo. Para minimizar o potencial de erro, foi escolhido um número racional ao invés de inteiro para forçar o modelo a simular pontos axiais sem proporção aos pontos de cubo.

A tabela 12 apresenta os novos pontos axiais, destacados em negrito.

Tabela 12 - Pontos do estudo RSM#3

DESCRIÇÃO	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]	AF_EXA [°]	L_EXA [mm]	Perm_EXA [°]
MIN AXIAL	-44,1	7,45	158	-44,1	7,15	158
MIN CUBO	-21	8	180	-21	7,7	180
PONTO CENTRAL	0	8,5	200	0	8,2	200
MAX CUBO	21	9	220	21	8,7	220
MAX AXIAL	44,1	9,55	242	44,1	9,25	242

Fonte: Autor

Após as simulações do motor completas, a análise estatística da tabela 13 demonstrou que ainda persiste a ausência do fator “Lack of fit” e observações inesperadas com erro residual maior que o módulo de 3; desta forma o modelo permanece inválido estatisticamente.

Tabela 13 - Síntese da análise estatística do modelo RSM#3 para torque 3000 rpm

Parâmetro	Valor
s (desvio padrão)	1,529
R ²	97,7%
Pvalor (falta de ajuste)	*
Quantidade de observações inesperadas	3
Máximo residual padrão observações inesperadas	-5,22R

Fonte: Autor

4.6.5 Experimento RSM#4

Ainda como parte da estratégia adotada em relação ao ajuste de condições de contorno para obter a validade do modelo estatístico, este novo experimento é também baseado no RSM#2, porém com valor de alfa agora reajustado para **1,6**. Este valor é próximo ao alfa padrão do experimento de três variáveis e as mesmas preocupações em relação ao RSM#3 se aplicam a este. A tabela 14 apresenta os novos pontos axiais, destacados em negrito.

Tabela 14 - Pontos do estudo RSM#4

DESCRIÇÃO	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]	AF_EXA [°]	L_EXA [mm]	Perm_EXA [°]
MIN AXIAL	-33,6	7,7	168	-33,6	7,4	168
MIN CUBO	-21	8,0	180	-21	7,7	180
PONTO CENTRAL	0	8,5	200	0	8,2	200
MAX CUBO	21	9,0	220	21	8,7	220
MAX AXIAL	33,6	9,3	232	33,6	9,0	232

Fonte: Autor

De acordo com a tabela 15, a **estratégia adotada mostrou-se eficaz**. Apesar de **dobrar** a quantidade de observações não usuais, o erro residual caiu abaixo de 3, que é um nível considerado aceitável.

Por outro lado, o Pvalor ainda não é declarado, então conseqüentemente, o modelo é **inválido estatisticamente**.

Tabela 15 - Síntese da análise estatística do modelo RSM#3 para torque 3000 rpm

Parâmetro	Valor
s (desvio padrão)	1,142
R^2	98,7%
Pvalor (falta de ajuste)	*
Quantidade de observações inesperadas	6
Máximo residual padrão observações inesperadas	-2,99R

Fonte: Autor

Depois de seguidas tentativas, a conclusão é que a iteração entre as variáveis de admissão e exaustão nos moldes apresentados estão perturbando uma aderência a um modelo quadrático, por isso a tentativa será avaliar independentemente um dos sistemas.

Outra possibilidade para avaliar esta iteração seria avaliar ambos os fatores com DOE convencional ao invés da RSM, dentro das condições de contorno estipuladas.

4.6.6 Experimento RSM#5

Baseado nas conclusões do experimento RSM#4, as hipóteses do estudo foram limitadas às variáveis do sistema de admissão, por ser de conhecimento de literatura a sua maior relevância ao rendimento volumétrico de um motor aspirado.

Já as variáveis do sistema de exaustão retornaram à configuração original do motor conforme descrito na subseção 4.1, mas com adequação para o sistema com tucho hidráulico, ou seja, folga de válvula igual a 0 mm e perfil do came polinomial.

As evoluções propostas agora como parte do refinamento e ajuste de condições de contorno para validade do modelo resultam na configuração proposta na tabela 16.

Tabela 16 - Pontos de entrada RSM#5

DESCRIÇÃO	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]
MIN CUBO	-21	8,0	180
PONTO CENTRAL	0	8,5	200
MAX CUBO	21	9,0	220

Fonte: Autor

A partir dos limites definidos, o experimento em RSM foi configurado, sendo selecionado o projeto (*design*) de experimento como padrão (*default*) com os seguintes parâmetros:

- a) tipo de projeto (*design*): composto central;
- b) número de fatores: 3;
- c) *design* do experimento: Completo (Full) com **20 iterações**;
- d) *design* do experimento, blocos: 1;
- e) *design* do experimento, pontos centrais: 6 (padrão do software);
- f) *design* do experimento, alfa: 1,682 (padrão do software);
- g) *design* do experimento, réplicas: 1 (padrão do software);
- h) dados de entrada: **pontos do cubo**.

Os pontos do experimento resultante são apresentados na tabela 17. A tabela completa do experimento encontra-se disponível no APÊNDICE B, tabela 34.

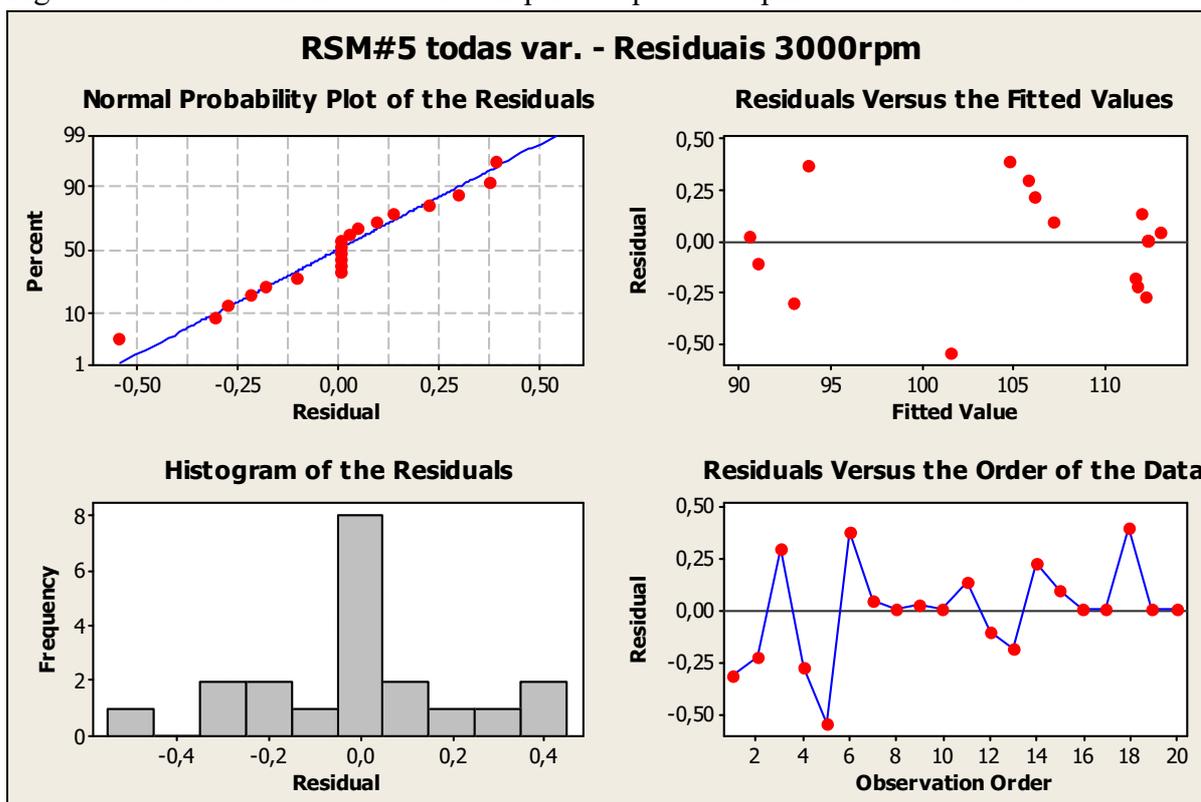
Tabela 17 - Pontos do estudo RSM#5

DESCRIÇÃO	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]
MIN AXIAL	-35,3	7,66	166
MIN CUBO	-21	8,0	180
PONTO CENTRAL	0	8,5	200
MAX CUBO	21	9,0	220
MAX AXIAL	35,3	9,34	234

Fonte: Autor

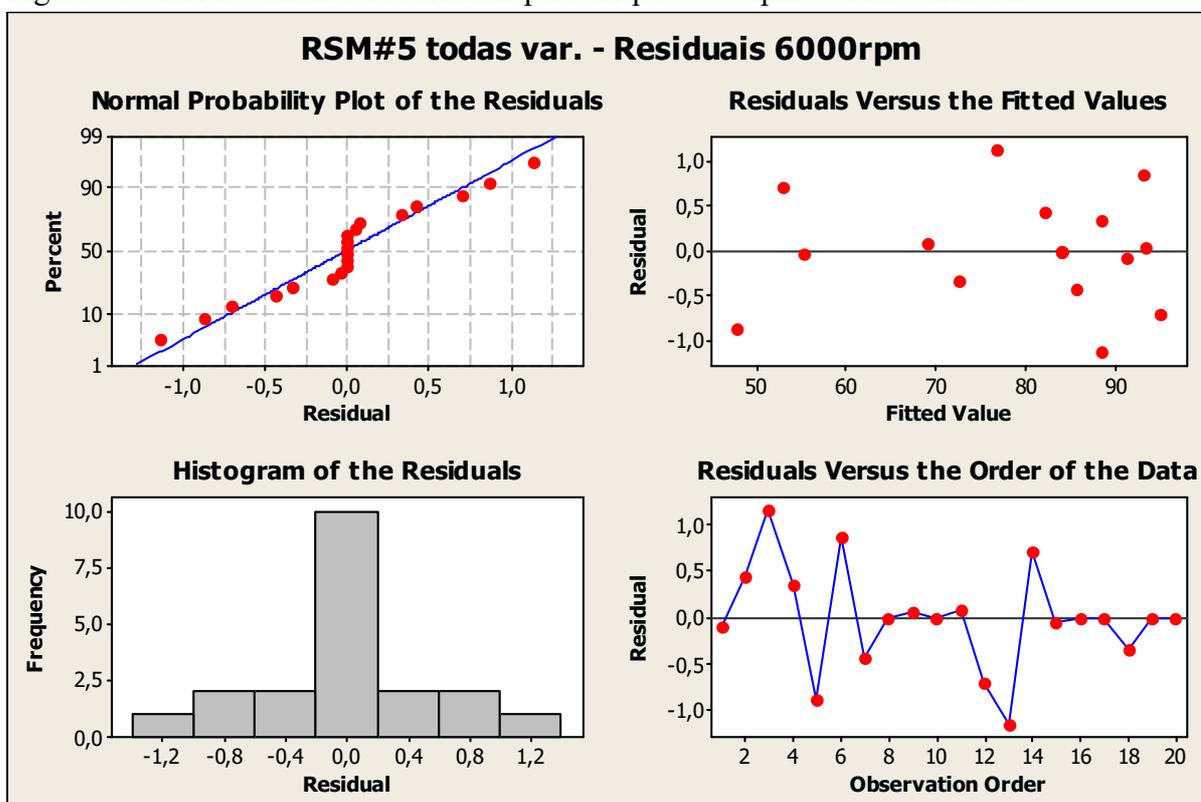
O experimento resultante foi executado no software GT-Power® e em seguida retornado ao Minitab para análise estatística. A síntese da análise estatística do modelo resultante é apresentada nas figuras 57 e 58 e tabela 18.

Figura 57 - RSM#5 análise de residuais para torque 3000 rpm – todas variáveis



Fonte: Autor

Figura 58 - RSM#5 análise de residuais para torque 6000 rpm – todas variáveis



Fonte: Autor

Tabela 18 - Síntese da análise estatística do modelo RSM#5 todas variáveis

Parâmetro	Resultado 3000 rpm	Resultado 6000 rpm
s (desvio padrão)	0,3204	0,7589
R^2	99,9%	99,8%
Pvalor (falta de ajuste)	*	*
Quantidade de observações inesperadas	3	2
Máximo residual padrão observações inesperadas	-2,71R	2,63R

Fonte: Autor

Na tabela 18 observa-se que o modelo final apresentou um valor de R^2 de 99,9% e 99,8%, significando que o nas hipóteses adotadas obtiveram **bom ajuste à curva proposta**, o que é **possível para um modelo numérico** de motor, o qual não está sujeito a dispersões externas. O relatório da análise detalhada do Minitab é apresentado nas figuras 75 e 76.

Outro ponto positivo em relação aos experimentos anteriores é a redução de observações inesperadas para ambas rotações em quantidade e no valor máximo do residual **inferior a 3**, valor considerado satisfatório.

Por outro lado, ainda persiste a falta de ajuste do Pvalor. As análises das figuras 57 e 58 mostram indícios relacionados a esta não conformidade. Apesar do bom ajuste dos dados a uma distribuição normal nos gráficos (gráficos do lado esquerdo), foi observado no gráfico “residuais versus ordem de execução” que, a partir da iteração 16 à exceção da 18, os residuais são zero para ambas figuras.

Na tabela de dados 34 do apêndice B foi observado que estes **quatro pontos eram pontos centrais**. Esta observação pode explicar a **falta de ajuste do modelo devido ao Pvalor**.

4.6.7 Experimento RSM#5a

Baseada na constatação do capítulo anterior foi identificada a causa potencial para a falta de ajuste do Pvalor: modelos estatísticos que contém pontos repetidos (no caso da RSM a repetição de pontos centrais) necessitam de dispersão para apresentar convergência, mas repetições de simulação de modelos matemáticos de motores apresentam sempre o mesmo resultado para iterações de mesma configuração de variáveis.

A proposta foi **adicionar dispersão aos pontos repetidos**. Para não prejudicar o modelo, foi proposto um acréscimo variando de -100% a 100% do valor do desvio padrão conforme tabela 19. Esta atualização foi renomeada como RSM#5a. A tabela completa do experimento com os dados modificados encontra-se disponível no APÊNDICE C, tabela 35.

Tabela 19 - Proposta de adição de dispersão aos pontos centrais

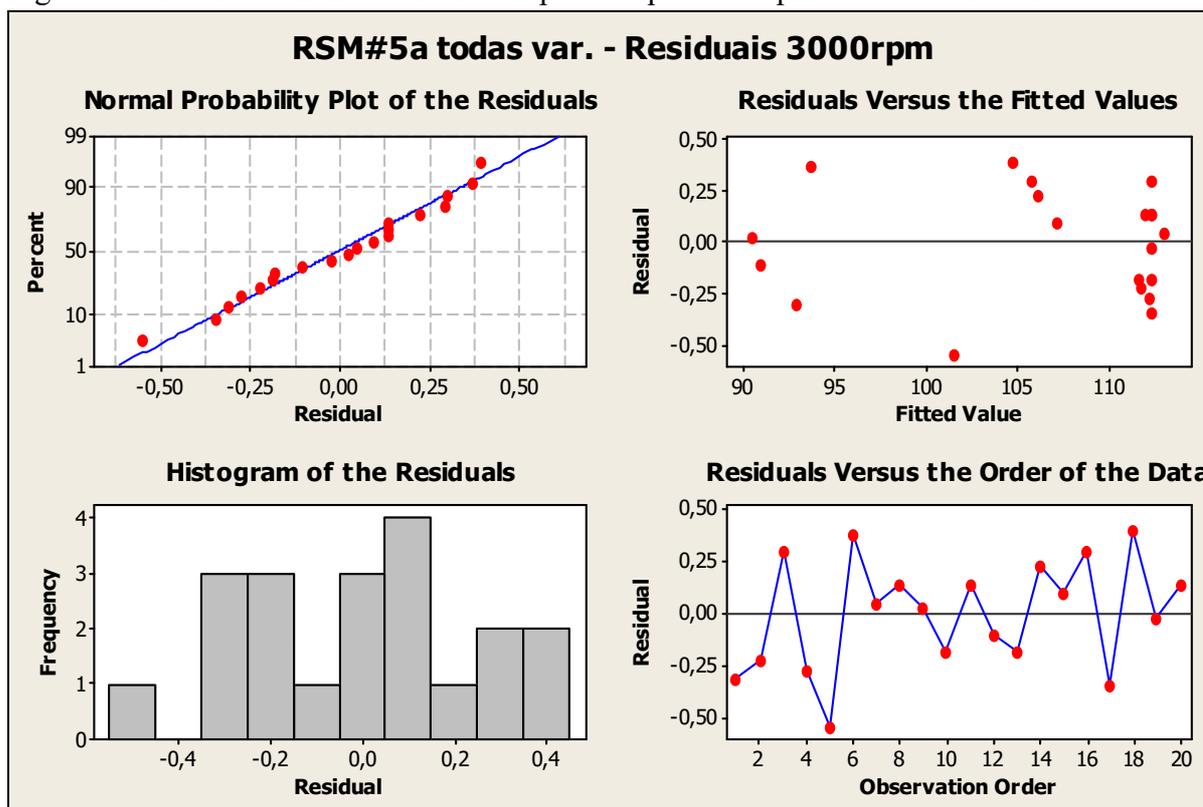
Ordem Padrão	Ordem Exp.	Dispersão Desv. Pad.	3000 rpm	3000 rpm	6000 rpm	6000 rpm
			Valor inicial	Valor Ajustado	Valor inicial	Valor Ajustado
15	19	Ref.	112,3200	Ref.	83,9956	Ref.
16	10	-50%	112,3200	112,1598	83,9956	83,6162
17	17	-100%	112,3200	111,9996	83,9956	83,2367
18	8	50%	112,3200	112,4802	83,9956	84,3751
19	16	100%	112,3200	112,6404	83,9956	84,7545
20	20	50%	112,3200	112,4802	83,9956	84,3751

Fonte: Autor

4.6.7.1 Experimento RSM#5a – 3000 rpm

A reavaliação estatística enfim resultou em **convergência para um modelo ajustado a uma curva de resposta**, como evidenciado com Pvalor acima de 0,05, conforme demonstrado na figura 59 e tabela 20.

Figura 59 - RSM#5a análise de residuais para torque 3000 rpm – todas variáveis



Fonte: Autor

Tabela 20 - Síntese da análise estatística RSM#5a para torque 3000 rpm todas variáveis

Parâmetro	Valor
s (desvio padrão)	0,3614
R^2	99,9%
Pvalor (falta de ajuste)	0,089
Quantidade de observações inesperadas	1
Máximo residual padrão observações inesperadas	-2,41 R

Fonte: Autor

A inserção de dispersão no desvio padrão resultou em um incremento de 12,8% em relação ao valor original do experimento 5. A conformidade desta estratégia foi confirmada pela manutenção de um alto valor de R^2 . Houve um ponto com residual inesperado, mas ainda abaixo do limite adotado de 3 conforme descrito anteriormente. O relatório da análise detalhada do Minitab é apresentado na figura 77.

A resposta torque útil do modelo é o polinômio equivalente da iteração das **variáveis codificadas** da equação 41, que será considerado nas análises da subseção 4.7 que trata da análise e otimização do experimento:

$$T_{\text{codificado}[3000\text{rpm}]} = 112,342 + 2,317.AA_{ADM} + 0,396.L_{ADM} - 5,650.Perm_{ADM} - 5,195.AA_{ADM} * AA_{ADM} - 0,022.L_{ADM} * L_{ADM} - 3,497.Perm_{ADM} * Perm_{ADM} + 0,128.AA_{ADM} * L_{ADM} + 4,957.AA_{ADM} * Perm_{ADM} + 0,003.L_{ADM} * Perm_{ADM} \quad (41)$$

A próxima etapa em modelos estatísticos do tipo DOE, é o refinamento desconsiderando as iterações de variáveis não significativas (Pvalor >0,05); neste caso, **L_ADM*L_ADM**, **AA_ADM*L_ADM** e **L_ADM*Perm_ADM** destacadas em negrito na tabela 21.

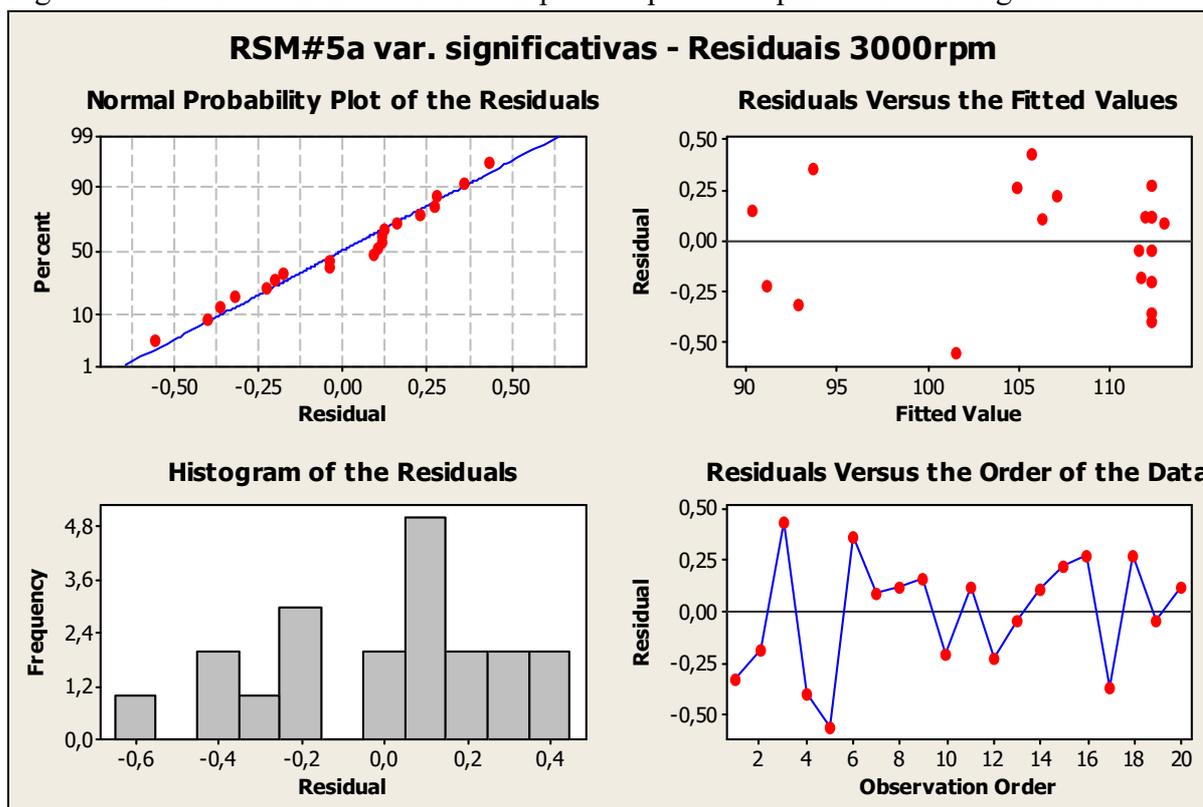
Tabela 21 - RSM#5 - torque 3000 rpm todas variáveis: Pvalor das variáveis estudadas

Variáveis	Pvalor
Constante	0,000
AA_ADM	0,000
L_ADM	0,002
Perm_ADM	0,000
AA_ADM* AA_ADM	0,000
L_ADM*L_ADM	0,824
Perm_ADM*Perm_ADM	0,000
AA_ADM*L_ADM	0,339
AA_ADM*Perm_ADM	0,000
L_ADM*Perm_ADM	0,983

Fonte: Autor

A análise estatística com a nova configuração foi repetida no Minitab, e sua síntese é apresentada na figura 60 e tabela 22.

Figura 60 - RSM#5a análise de residuais para torque 3000 rpm – variáveis significativas



Fonte: Autor

Tabela 22 - Síntese da análise estatística RSM#5a torque 3000 rpm variáveis significativas

Parâmetro	Valor
s (desvio padrão)	0,3333
R^2	99,9%
Pvalor (falta de ajuste)	0,152
Quantidade de observações inesperadas	1
Máximo residual padrão observações inesperadas	-2,60R

Fonte: Autor

Os dados validam o modelo; somente um ponto apresentou um residual alto comparado com os demais pontos ajustados, mas ainda assim aceitável (abaixo de 3), a análise detalhada do Minitab é apresentada na figura 79.

A equação 42 descreve o polinômio equivalente da iteração das **variáveis significativas codificadas**, a ser avaliado na subseção 4.7 que trata da análise e otimização do experimento:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{codificado_var_signif}[3000rpm]} = & 112,360 + 2,317.AA_{ADM} + 0,396.L_{ADM} - \\
 & -5,650.Perm_{ADM} - 5,197.AA_{ADM} * AA_{ADM} - 3,499.Perm_{ADM} * Perm_{ADM} + \\
 & +4,957.AA_{ADM} * Perm_{ADM}
 \end{aligned}
 \tag{42}$$

4.6.7.2 Experimento RSM#5a – 6000 rpm

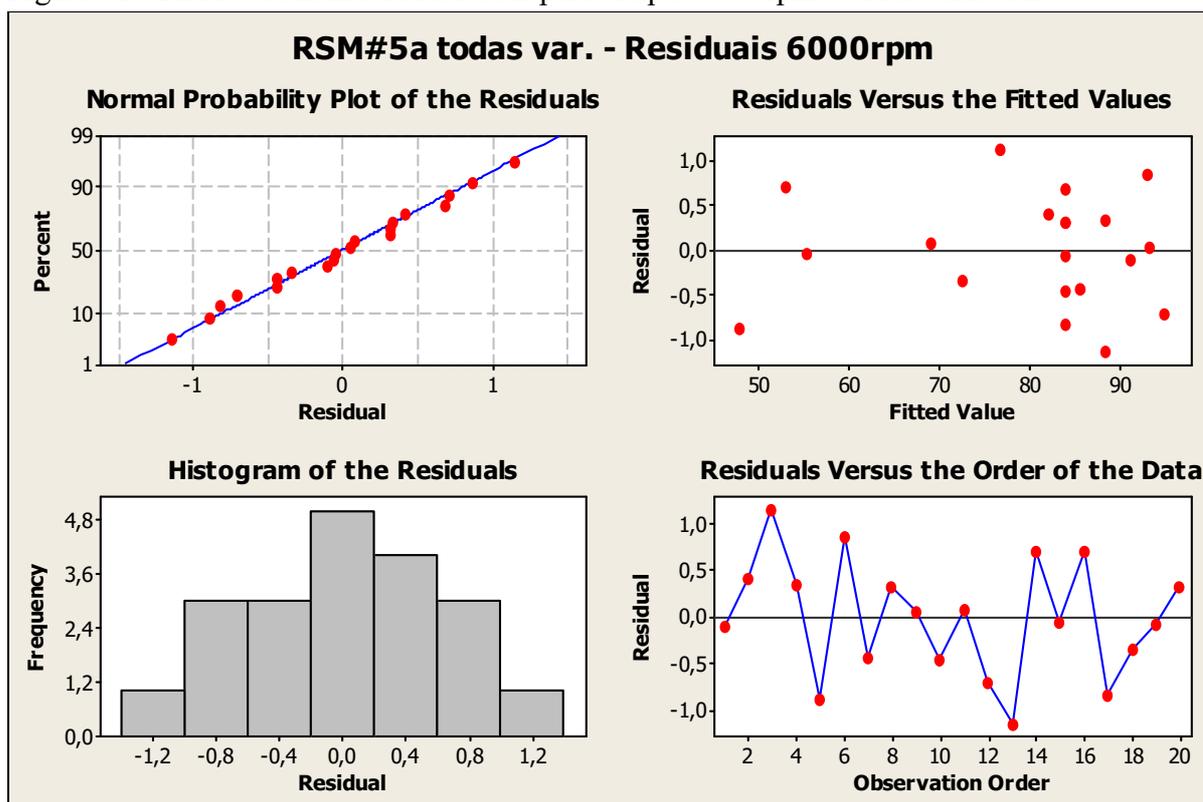
A estratégia aplicada a 3000 rpm foi eficaz também para 6000 rpm na convergência do **Pvalor** conforme apresentado na tabela 23 e figura 61.

Tabela 23 - Síntese da análise estatística RSM#5a para torque 6000 rpm todas variáveis

Parâmetro	Valor
s (desvio padrão)	0,8555
R^2	99,8%
Pvalor (falta de ajuste)	0,089
Quantidade de observações inesperadas	2
Máximo residual padrão observações inesperadas	2,33R

Fonte: Autor

Figura 61 - RSM#5a análise de residuais para torque 6000 rpm – todas variáveis



Fonte: Autor

A inserção de dispersão no desvio padrão resultou em incremento de 12,7% em relação ao valor original do experimento 5, mesmo incremento apurado para a rotação de 3000 rpm. Como o R^2 foi de 99,8%, este modelo também é considerado aceitável pelos

mesmos motivos explanados na subseção anterior. A análise detalhada do Minitab é apresentada na figura 78.

O polinômio equivalente da iteração das **variáveis codificadas**, a ser avaliado na subseção 4.7 que trata da análise e otimização do experimento, é apresentado na equação 43:

$$T_{\text{codificado}[6000rpm]} = 84,0585 - 13,4487.AA_{ADM} + 0,9913.L_{ADM} + 6,5359.Perm_{ADM} - 4,8001.AA_{ADM} * AA_{ADM} - 0,0735.L_{ADM} * L_{ADM} - 1,3840.Perm_{ADM} * Perm_{ADM} + 0,5729.AA_{ADM} * L_{ADM} + 3,7416.AA_{ADM} * Perm_{ADM} + 0,4383.L_{ADM} * Perm_{ADM} \quad (43)$$

A tabela 24 apresenta o Pvalor da iteração das variáveis:

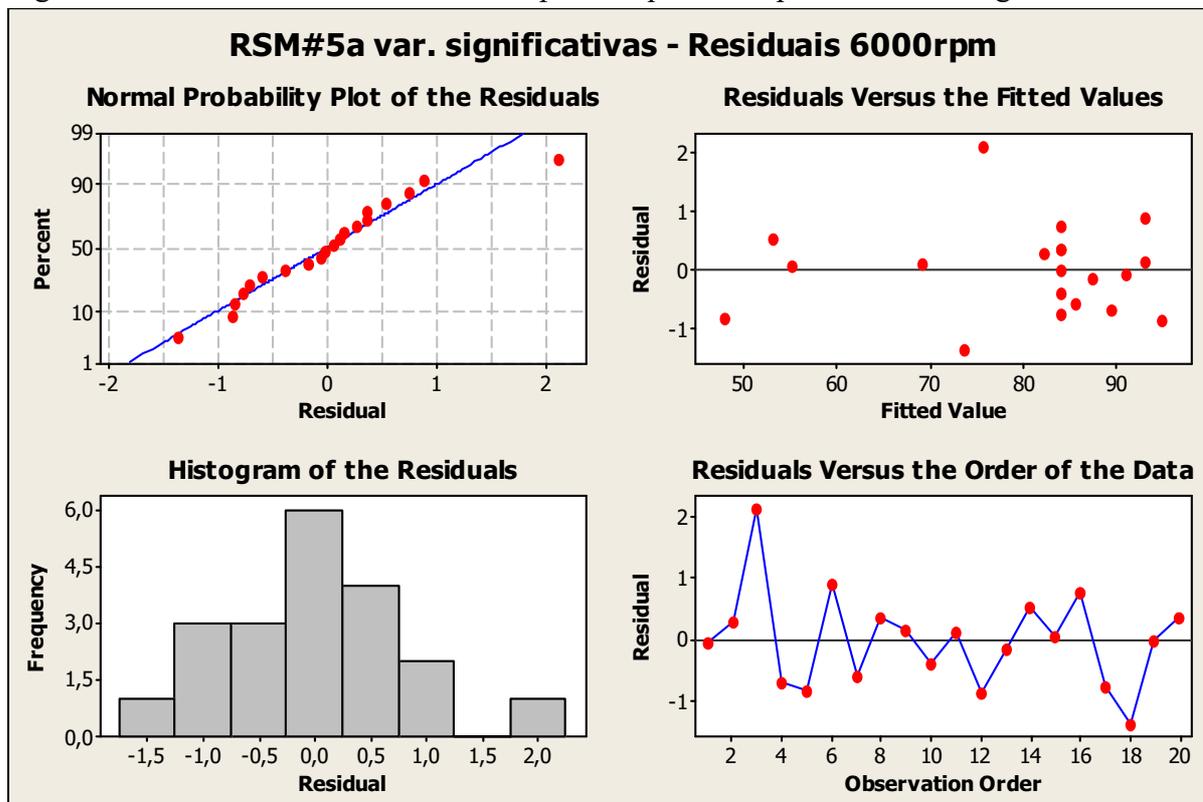
Tabela 24 - RSM#5a - torque 6000 rpm todas variáveis: Pvalor das variáveis estudadas

Variáveis	Pvalor
Constante	0,000
AA_ADM	0,000
L_ADM	0,002
Perm_ADM	0,000
AA_ADM* AA_ADM	0,000
L_ADM*L_ADM	0,751
Perm_ADM*Perm_ADM	0,000
AA_ADM*L_ADM	0,087
AA_ADM*Perm_ADM	0,000
L_ADM*Perm_ADM	0,178

Fonte: Autor

A análise estatística no Minitab foi repetida desconsiderando as iterações não significativas (Pvalor maior que 0,05) destacadas em negrito na tabela 24. Estes são os mesmos fatores irrelevantes resultantes na análise da rotação de 3000 rpm. A síntese da análise estatística é apresentada na figura 52 e tabela 25, a análise detalhada do Minitab é apresentada na figura 80.

Figura 62 - RSM#5a análise de residuais para torque 6000 rpm – variáveis significativas



Fonte: Autor

Tabela 25 - Síntese da análise estatística RSM#5a torque 6000 rpm variáveis significativas

Parâmetro	Valor
s (desvio padrão)	0,9430
R^2	99,7%
Pvalor (falta de ajuste)	0,071
Quantidade de observações inesperadas	1
Máximo residual padrão observações inesperadas	2,94 R

Fonte: Autor

A equação 44 descreve o polinômio equivalente da iteração das **variáveis significativas codificadas**, a ser avaliado na subseção 4.7 que trata da análise e otimização do experimento:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{codificado_var_signif}[6000\text{rpm}]} = & 83,9983 - 13,4487 \cdot AA_{ADM} + 0,9913 \cdot L_{ADM} + \\
 & + 6,5359 \cdot Perm_{ADM} - 4,7928 \cdot AA_{ADM} * AA_{ADM} - 1,3767 \cdot Perm_{ADM} * Perm_{ADM} + \\
 & + 3,7417 \cdot AA_{ADM} * Perm_{ADM}
 \end{aligned}
 \tag{44}$$

4.7 ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DO EXPERIMENTO RSM#5a

A partir da **validação estatística** do experimento RSM, análises e otimizações serão conduzidas visando identificar a melhor configuração dos parâmetros de came que atendam os objetivos apresentados na subseção 4.6.1 deste capítulo.

O foco do estudo será mantido nas rotações analisadas ao invés de avaliar a curva de desempenho do motor para todas as rotações. Pela necessidade de um estudo de otimização do AA_ADM para cada rotação, qualquer análise sem considerar este parâmetro poderia mascarar os potenciais individuais de cada rotação.

4.7.1 Resposta ótima para 3000 rpm

Nesta subseção do capítulo serão explorados os resultados do modelo, focando exclusivamente na rotação de 3000 rpm. O valor escolhido como alvo foi o **objetivo do trabalho**, ganho de 1,5% a 3000rpm, que resulta em valor de 113 Nm. No capítulo 3 foram explanados os critérios para configuração do otimizador. Na tabela 26 são apresentados os valores para análise a 3000 rpm:

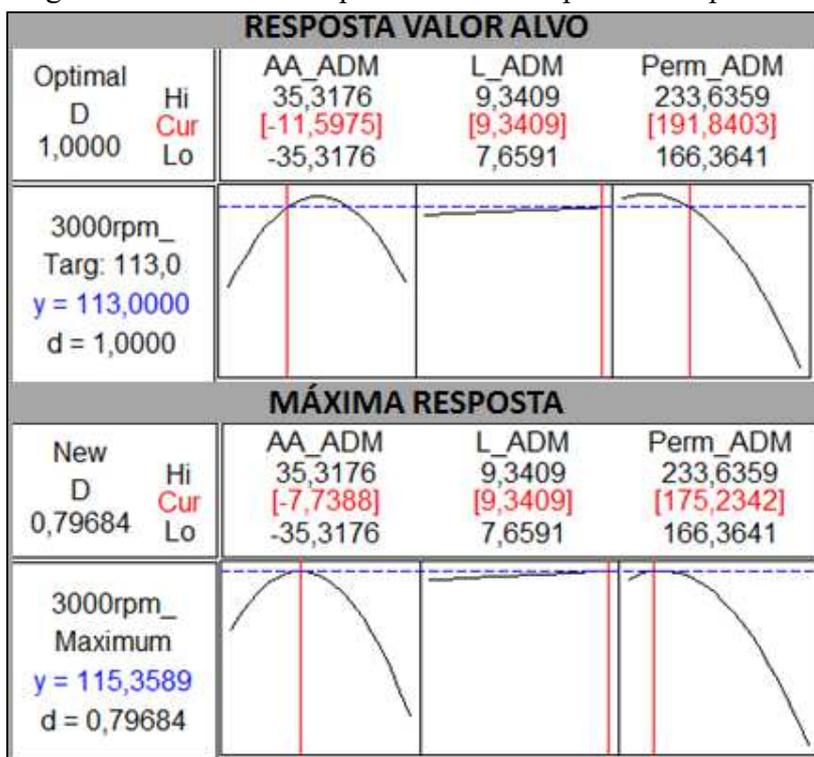
Tabela 26 - RSM#5a: Configuração do otimizador para 3000 rpm

Resposta	Objetivo	Limite Inferior	Valor Alvo	Limite Superior	Peso	Importância
torque 3000 rpm	Valor alvo	105	113	120	10	2
torque 3000 rpm	maximizar	105	118	-	1	1

Fonte: Autor

O software apresenta uma síntese gráfica, apresentada na figura 63. A partir do comportamento das variáveis é observada uma influência linear de baixo impacto para a variável L_ADM. As variáveis AA_ADM e Perm_ADM tem correlação não linear quadrática e ambas são significativas.

Figura 63 - RSM#5a: resposta otimizador para 3000 rpm



Fonte: Autor

O otimizador indica a configuração que possibilita atingir o valor objetivo do estudo (satisfação global e individual igual a 1), e o ponto ótimo que chega a 115,4 Nm, 3,7% superior ao torque nesta condição para o motor de referência. O próximo passo é avaliar os impactos da proposta para a rotação de 6000 rpm.

4.7.2 Resposta ótima para 6000 rpm

Neste capítulo será analisado somente para efeito de estudo a condição de máximo torque a **6000 rpm**, lembrando que o objetivo do estudo para esta rotação é o mínimo impacto negativo para privilegiar o torque a 3000 rpm.

Os critérios adotados são semelhantes aos do capítulo anterior, porém o valor alvo a 6000 rpm foi modificado para ganho de 1,5% de torque a 6000 rpm, portanto 96 Nm. A configuração é apresentada na tabela 27:

Tabela 27 - RSM#5a: Configuração do otimizador para 6000 rpm

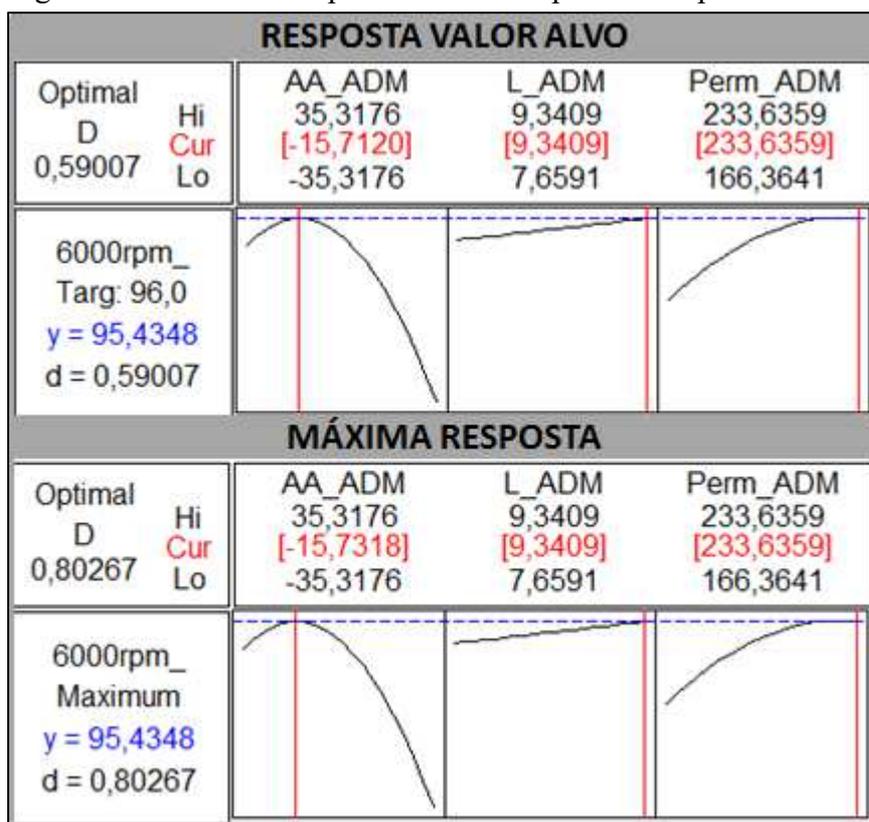
Resposta	Objetivo	Limite Inferior	Valor Alvo	Limite Superior	Peso	Importância
torque 6000 rpm	Valor alvo	85	96	100	10	1
torque 6000 rpm	maximizar	85	98	-	1	1

Fonte: Autor

Na figura 64, é repetida a influência linear de baixo impacto para a variável L_ADM e não linear quadrática para a variável AA_ADM. O impacto da variável Perm_ADM é minimizado e seu aspecto se aproxima ao de uma curva linear nos limites estudados.

Uma consideração importante é a mudança do aspecto das curvas de resposta devido ao **auto ajuste da escala** do otimizador à medida que se desloca o cursor. Este fato deve ser considerado para evitar interpretações incorretas dos resultados.

Figura 64 - RSM#5a: resposta otimizador para 6000 rpm



Fonte: Autor

O valor objetivo estipulado não é factível (satisfação global e individual igual a 1). O ponto ótimo **individualizado** para torque de 6000 rpm chega somente a 95,4 Nm, 0,8% superior ao torque nesta condição para o motor de referência.

4.7.3 Resposta ótima com compromisso para ambas as rotações

Nesta subseção a configuração dos parâmetros do otimizador apresentada na tabela 28 é a tradução do objetivo do trabalho descrito no capítulo 1: maximizar a resposta rotação de 3000 rpm e que a eventual perda de torque a 6000 rpm seja limitada ao ganho na rotação objetivo.

O objetivo a 3000 rpm foi escolhido como maximização. Foi adotado para o limite inferior o ganho mínimo esperado de 1,5% e para o valor nominal a média do ganho mínimo esperado com o ganho máximo obtido na otimização individual apresentada anteriormente.

Para 6000 rpm o objetivo selecionado foi também a maximização com valor nominal sendo o torque do motor de referência. Para o limite inferior foi adotado valor hipotético devido ao conflito de pontos adequados para ambas as rotações.

O peso e importância foram ponderados como 2 para 3000 rpm e 1 para 6000 rpm refletindo a priorização no trabalho.

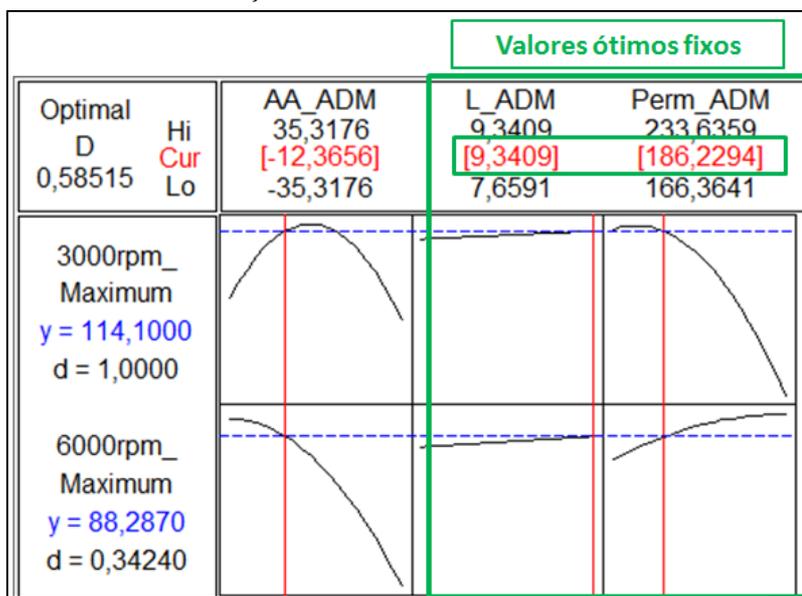
Tabela 28 - RSM#5a: Configuração do otimizador compromisso para ambas as rotações

Resposta	Objetivo	Limite Inferior	Valor Alvo	Limite Superior	Peso	Importância
torque 3000 rpm	Maximizar	113	114,1		2	2
torque 6000 rpm	Maximizar	85	94,6		1	1

Fonte: Autor

O resultado do otimizador é apresentado na figura 65. Como o resultado é **fortemente influenciado** pelo ângulo de abertura de admissão (AA_ADM) e o mesmo **pode ser ajustado independente da rotação**, as condições ótimas das variáveis L_ADM e Perm_ADM serão fixadas e será otimizado o AA_ADM para cada condição.

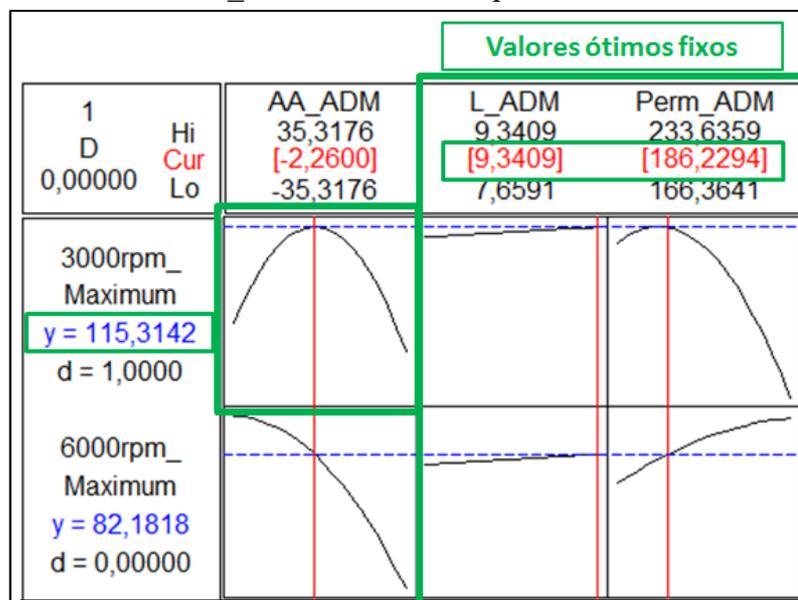
Figura 65 - Resposta otimizador com compromisso para ambas as rotações



Fonte: Autor

A figura 66 apresenta o ganho no torque a 3000 rpm com ajuste individualizado de AA_ADM.

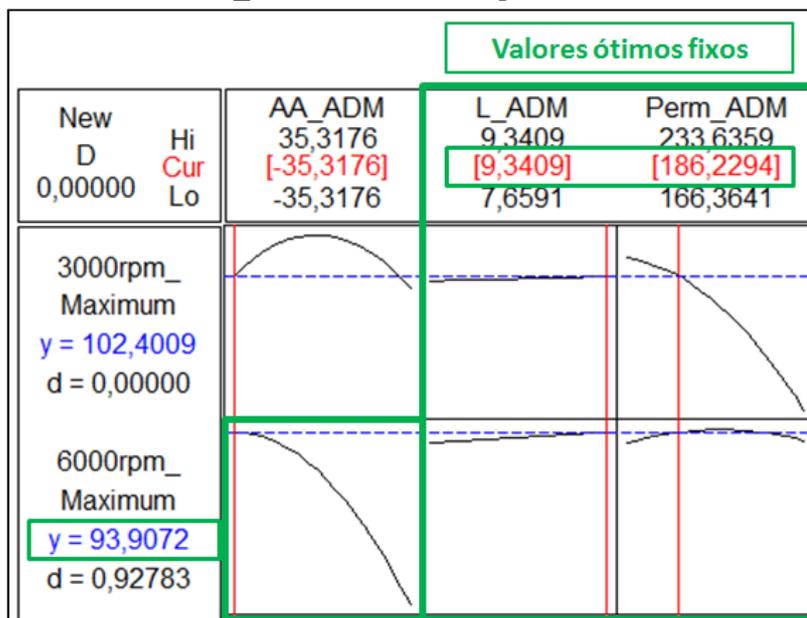
Figura 66 - RSM#5a: otimizador compromisso das rotações AA_ADM ótimo 3000 rpm



Fonte: Autor

A figura 67 apresenta o potencial de ganho no torque a 6000 rpm com ajuste individualizado de AA_ADM. Nesta configuração o ponto de abertura de ADM foi **atrasado 124%** em relação à configuração ótima individual de 6000 rpm para compensar o efeito da redução da permanência.

Figura 67 - RSM#5a: otimizador compromisso das rotações AA_ADM ótimo 6000 rpm



Fonte: Autor

4.7.4 Sumário dos resultados das otimizações

Baseado na conclusão dos potenciais de otimização, é necessária uma avaliação dos seus resultados para identificar os impactos no torque para as rotações estudadas, visando confirmar a escolha dos parâmetros a alterar na proposta de melhoria final. A tabela 29 apresenta a síntese das otimizações.

Tabela 29 - Pontos do estudo RSM#5a

Otimização	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]	Torque 3000 [rpm]	Torque 6000 [rpm]
Somente 3000 rpm	-11,6	9,34	175	3,7%	-
Compromisso ambas rotações e AA_ADM 3000 rpm	-2,3	9,34	186	3,7%	-
Compromisso ambas rotações	-12,4	9,34	186	2,5%	-6,7%
Compromisso ambas rotações e AA_ADM 6000 rpm	-35,3	9,34	186	-	-0,7%
Somente 6000 rpm	-15,7	9,34	234	-	0,8%

Fonte: Autor

Os valores em negrito na tabela 29 indicam os parâmetros com melhor resultado de torque, portanto estas serão as configurações dos parâmetros a selecionar para a proposta final. A tabela 30 traz a comparação da definição inicial e a otimizada (considerando referência de abertura e fechamento de válvulas 1,26mm):

Tabela 30 - Comparativo de configuração do came

Rotação [rpm]	AA_ADM [°]		L_ADM [mm]		Perm_ADM [°]		Cruzamento de válvulas [°]	
	Inicial	Final	Inicial	Final	Inicial	final	Inicial	final
3000	9,8	-2,3	8,6	9,34	210	186	20	8
6000	-18,8	-35,3	8,6	9,34	210	186	0	0

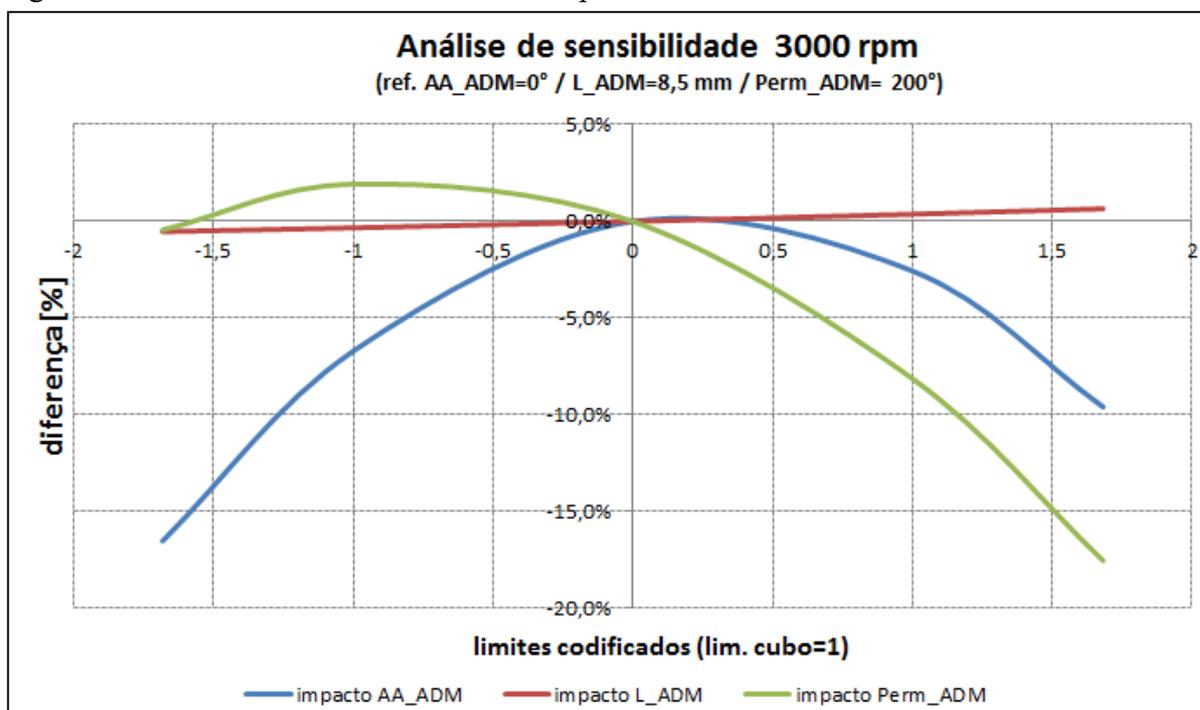
Fonte: Autor

A síntese do modelo RSM para a rotação de 3000 rpm mostra que são significativos os fatores com resposta linear, quadrática e a interação entre parte deles, evidenciado pela seção de análise de variâncias da figura 77, através do Pvalor menor que 0,05 para estas análises de convergência.

Aprofundando as análises com a tabela 21, conclui-se que a variável L_ADM tem relação linear com a resposta, as variáveis AA_ADM e PERM_ADM por outro lado, tem relação quadrática. Considerando como referência o ponto **central** do experimento (AA_ADM=0°, L_ADM=8,5 mm e PERM_ADM=200°), que são condições plausíveis para um motor como o do estudo de caso, foi feita uma análise de sensibilidade das variáveis com

o polinômio da equação 41, que está indicada na figura 68: fica claro para estas condições que, tanto AA_ADM quanto PERM_ADM, tem um grande impacto na resposta e uma definição inadequada destas variáveis pode alterar o resultado acima de 15%. Uma vantagem que minimiza os impactos do AA_ADM é a liberdade de ajuste desta variável com a aplicação do variador de fases (VVT), recurso comum em motores modernos como o objeto de estudo.

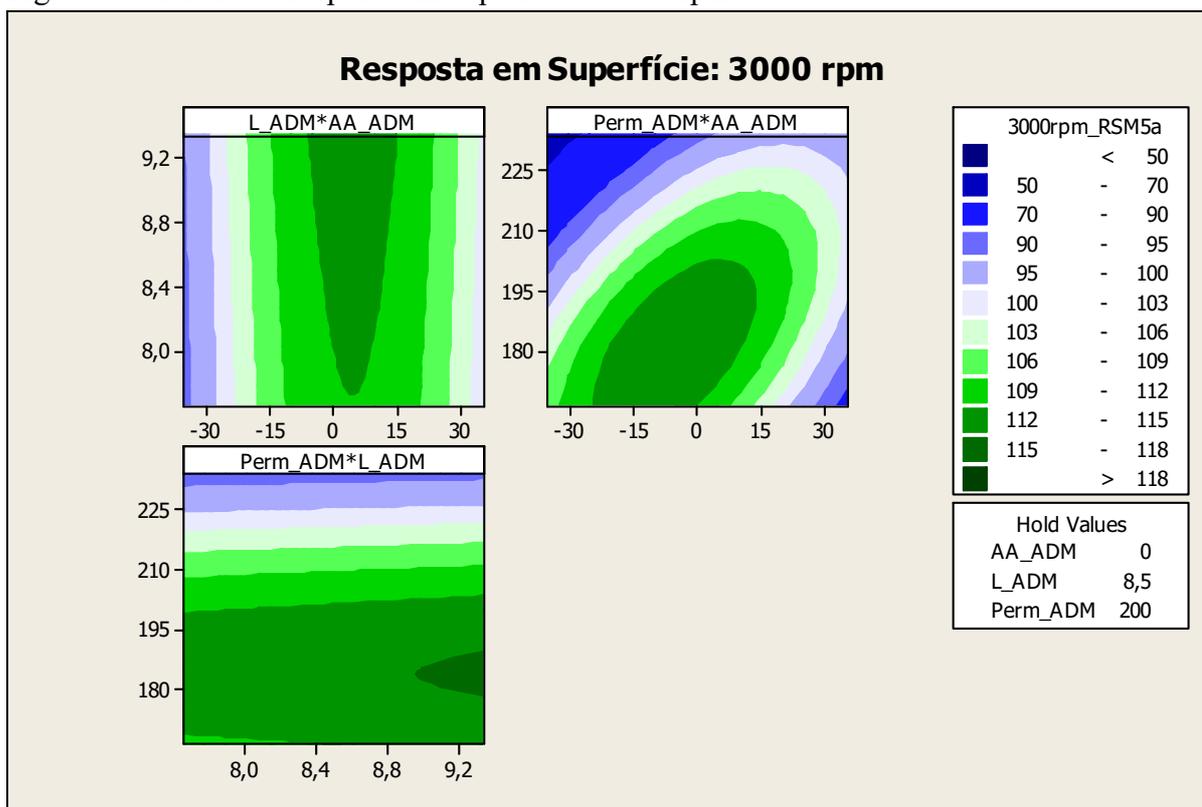
Figura 68 - Análise de sensibilidade a 3000 rpm



Outro ponto importante é a iteração das variáveis. A partir da tabela 21 conclui-se que nenhuma iteração com a variável L_ADM é significativa, adicionando as análises das respostas de superfície da figura 69, a conclusão relevante para esta variável é de que a região ótima está relacionada com o levante máximo do estudo. Isto se deve ao fato das demais variáveis terem relação quadrática com a resposta e L_ADM ter um coeficiente angular pequeno, ou seja, pouco impacto nos limites estudados, evidenciado na figura 68.

Já a iteração entre as variáveis Perm_ADM e AA_ADM mostrou-se relevante, a região ótima identificada na figura 69 compreende a região aproximada onde estas variáveis estão entre os limites de -20° a 0° para o AA_ADM e PERM_ADM de 166° a 195°.

Figura 69 - RSM#5a: resposta em superfície a 3000 rpm



Fonte: Autor

Analisando os perfis e as fases iniciais e finais dos cames de ADM e EXA para 3000 rpm na figura 72, observa-se a redução do cruzamento de válvulas (na referência de 1,26 mm, redução de 20° para 8°), o que levanta a hipótese de ganho relacionado com as diferenças de pressão entre ADM e EXA, conforme explicado no capítulo 2. Nessa relação de pressões também há influência do fenômeno de sintonia acústica, mas a análise do impacto de ambos os fenômenos requer métodos mais sofisticados, não abordados neste estudo. Ainda considerando a figura 72, a otimização do motor para esta rotação mostra que o ganho está relacionado ao aumento do L_ADM associado a uma redução da PERM_ADM e atraso de AA_ADM em relação à condição inicial.

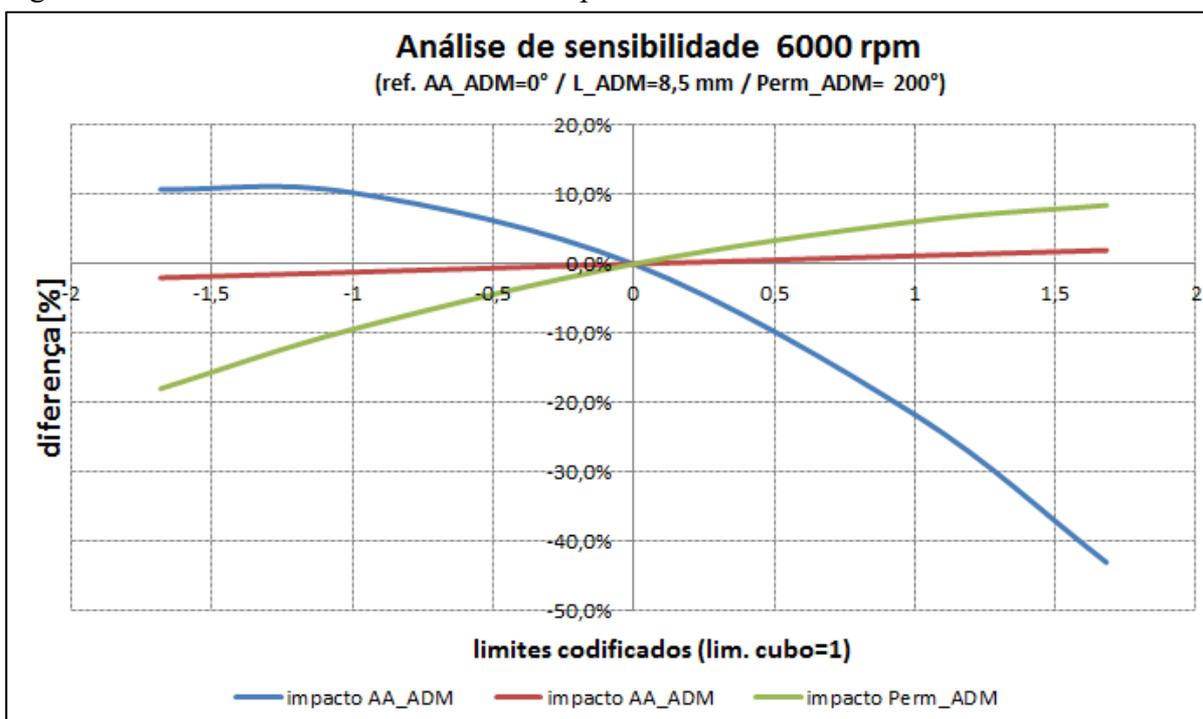
Comparando os perfis e as fases finais dos cames de ADM e EXA 3000 rpm da figura 72 com os perfis e as fases finais dos cames de ADM e EXA 6000 rpm da figura 73, observa-se o fechamento tardio da válvula de ADM a 6000 rpm comparado com o fechamento a 3000 rpm, este comportamento é associado ao fenômeno RAM descrito no capítulo 2.

Avaliando agora os resultados para a rotação de 6000 rpm, a síntese do modelo RSM mostra que, assim como para a rotação de 3000 rpm, são significativos os fatores com resposta linear, quadrática e a interação entre parte deles, evidenciado pela seção de análise de

variâncias da figura APENDICE - 5, através do Pvalor menor que 0,05 para estas análises de convergência.

Analisando-se a relação destas variáveis com os dados da tabela 24, conclui-se que a variável L_ADM tem relação linear com a resposta, mas as variáveis AA_ADM e PERM_ADM tem relação quadrática. Considerando como referência o ponto central do experimento ($AA_ADM=0^\circ$, $L_ADM=8,5^\circ$ mm e $PERM_ADM=200^\circ$) pelas mesmas razões apresentadas para a análise a 3000 rpm, foi repetida a análise de sensibilidade das variáveis com o polinômio da equação 44, resultando nas curvas indicadas na figura 70: diferentemente da análise para 3000 rpm, a variável mais sensível nesta rotação é o AA_ADM, com impacto acima de 50% na resposta. A variável PERM_ADM também tem um grande impacto próximo a 25%. Já L_ADM tem baixo impacto de 4% na resposta.

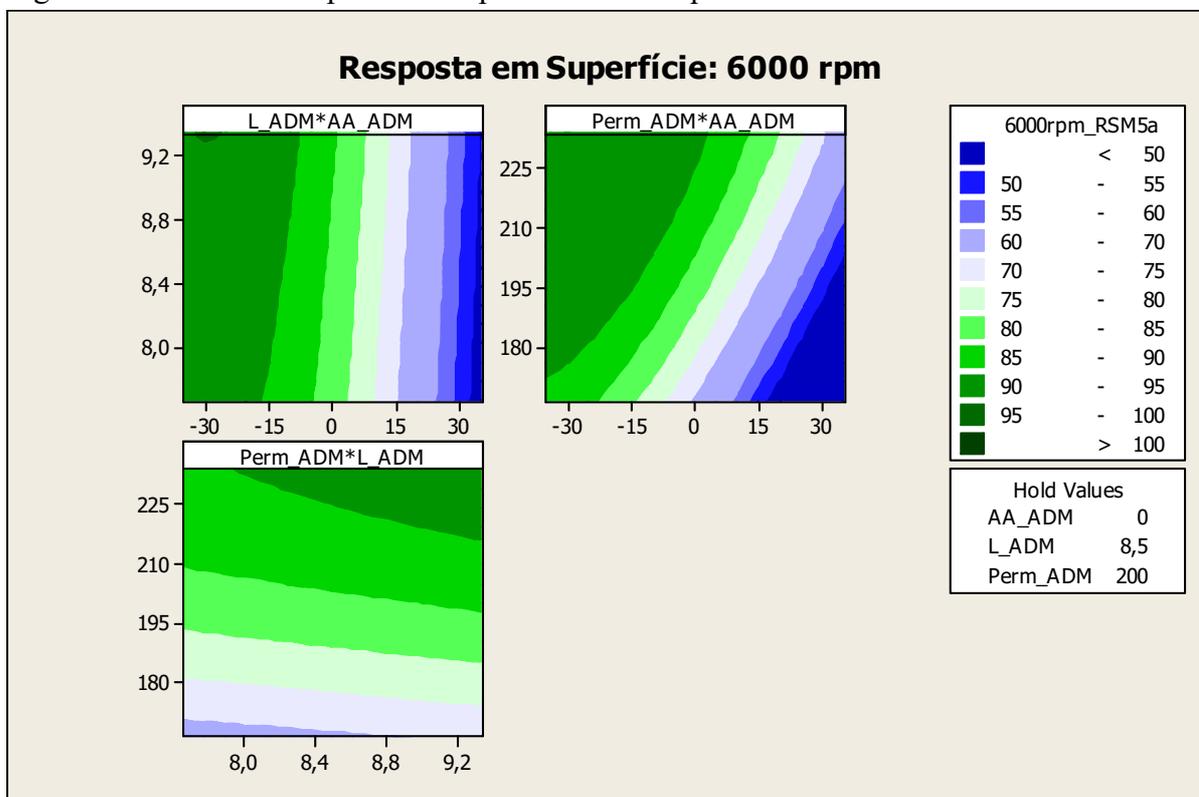
Figura 70 - Análise de sensibilidade a 6000 rpm



Quanto a iteração das variáveis, foi observado na tabela 24 o mesmo resultado que para a rotação de 3000 rpm em relação às variáveis significativas. A maior diferença observada na figura 71 é na iteração entre as variáveis Perm_ADM e AA_ADM, que ainda se mostrou relevante, mas com a região ótima tendendo aos limites do estudo, sendo para

AA_ADM próximo ao limite inferior abaixo -20° e para PERM_ADM, na direção do limite superior a partir de aproximadamente 180° .

Figura 71 - RSM#5a: resposta em superfície a 6000 rpm



Fonte: Autor

Em relação ao cruzamento de válvulas que já era inexistente para esta rotação, o comparativo entre os perfis e as fases iniciais e finais dos comes de ADM e EXA da figura 73 mostra que a distância entre os eventos de abertura da ADM e fechamento da EXA aumentou.

Para atender os objetivos do projeto focados na rotação de 3000 rpm, observa-se na figura 73 que, em relação à condição original, além das condições idênticas a rotação de 3000 rpm para L_ADM e PERM_ADM, houve incremento do atraso de AA_ADM em relação a condição inicial.

Baseado no sumário dos resultados obtidos associado à evidência de que os pontos de máximos das variáveis mais significativas AA_ADM e Perm_ADM estarem contidas nos limites do estudo para a rotação objetivo, é atestada a **qualidade do experimento**.

4.8 PROPOSTA FINAL DE PROJETO DE CAME

A configuração ótima proposta da tabela 30 foi utilizada como dado de entrada para a simulação no modelo matemático do GT-Power®. A tabela 31 apresenta os resultados da simulação e do polinômio do experimento comparados com a resposta do otimizador:

Tabela 31 - Comparação de resultados previstos do otimizador RSM e GT-Power®

Torque ótimo		3000 rpm Resultado	3000 rpm Otimizador	3000 rpm Diferença	6000 rpm Resultado	6000 rpm Otimizador	6000 rpm Diferença
Polinômio RSM - todas var.	[Nm]	115,3	115,4	-0,1%	91,6	93,9	-2,4%
Polinômio RSM - var. significativas	[Nm]	115,3	115,4	-0,1%	93,9	93,9	0,0%
Simulação GT-Power	[Nm]	115,4	115,4	0,0%	94,1	93,9	0,2%

Fonte: Autor

O comparativo evidencia a qualidade do experimento realizado. As previsões do otimizador apresentaram bons resultados, os quais foram confirmados tanto na simulação GT-Power® quanto nos polinômios de resposta. Os polinômios são uma excelente ferramenta para prever combinações em pontos não simulados dentro dos limites estabelecidos.

Para a rotação de 3000 rpm os resultados são excelentes, praticamente não há diferenças entre a previsão do otimizador e os resultados dos polinômios: “todas variáveis” e “somente variáveis significativas”. E o mais importante, estes resultados foram confirmados pela simulação do motor.

Para a rotação de 6000 rpm os resultados são bons e no modelo, apesar de haver diferenças entre a previsão do otimizador e os resultados do polinômio “todas variáveis”, o polinômio “somente variáveis significativas” teve boa correlação. As diferenças percentuais apresentadas são consideradas aceitáveis para a predição do modelo completo estatístico RSM em relação ao modelo simulado, porém para esta rotação será adotado o polinômio “somente variáveis significativas” como mais adequado.

A tabela 32 demonstra que a configuração proposta é factível do ponto de vista de dinâmica de trem de válvulas, pois está de acordo com o limite estipulado para o adimensional de aceleração pelas razões apresentadas na subseção 4.5 deste capítulo.

Tabela 32 - Comparação de acelerações máximas perfil da proposta final e de referência

Adimensional de aceleração máxima	Unidade	ADM Positiva	ADM Negativa
Perfil original	[mm/° ²]	0,0249	-0,0066
Perfil polinomial final	[mm/° ²]	0,0204	-0,0084
Diferença	[%]	-18%	27%

Fonte: Autor

O resultado de torque da proposta final de melhoria foi comparado ao desempenho de do motor de base, conforme tabela 33:

Tabela 33 - Comparação de resultados da proposta final e referência em GT-Power®

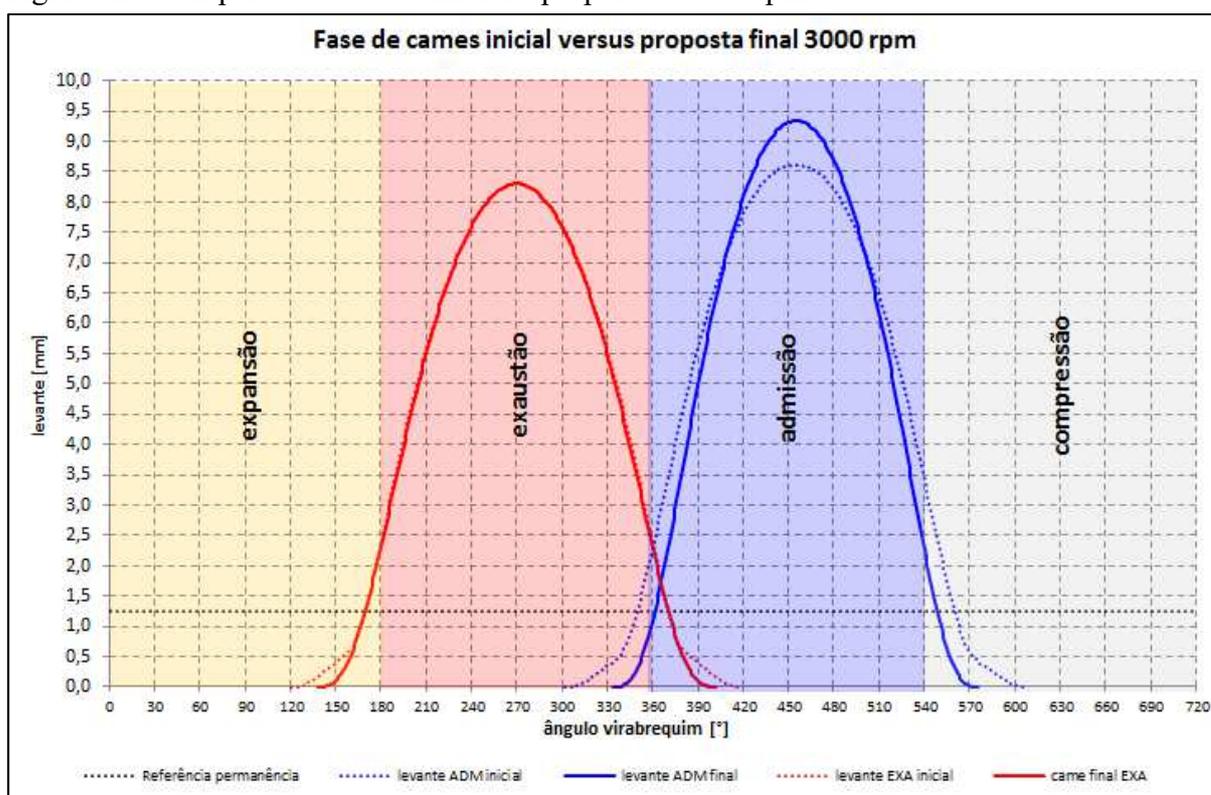
Simulação GT-Power	3000 rpm	6000 rpm
Motor de referência [Nm]	111,3	94,6
proposta final [Nm]	115,4	94,1
Diferença [%]	+3,7%	-0,5%

Fonte: Autor

O resultado demonstra o sucesso da proposta de aplicação do software de simulação de motor no software GT-Power® com a ferramenta RSM para otimização de motores.

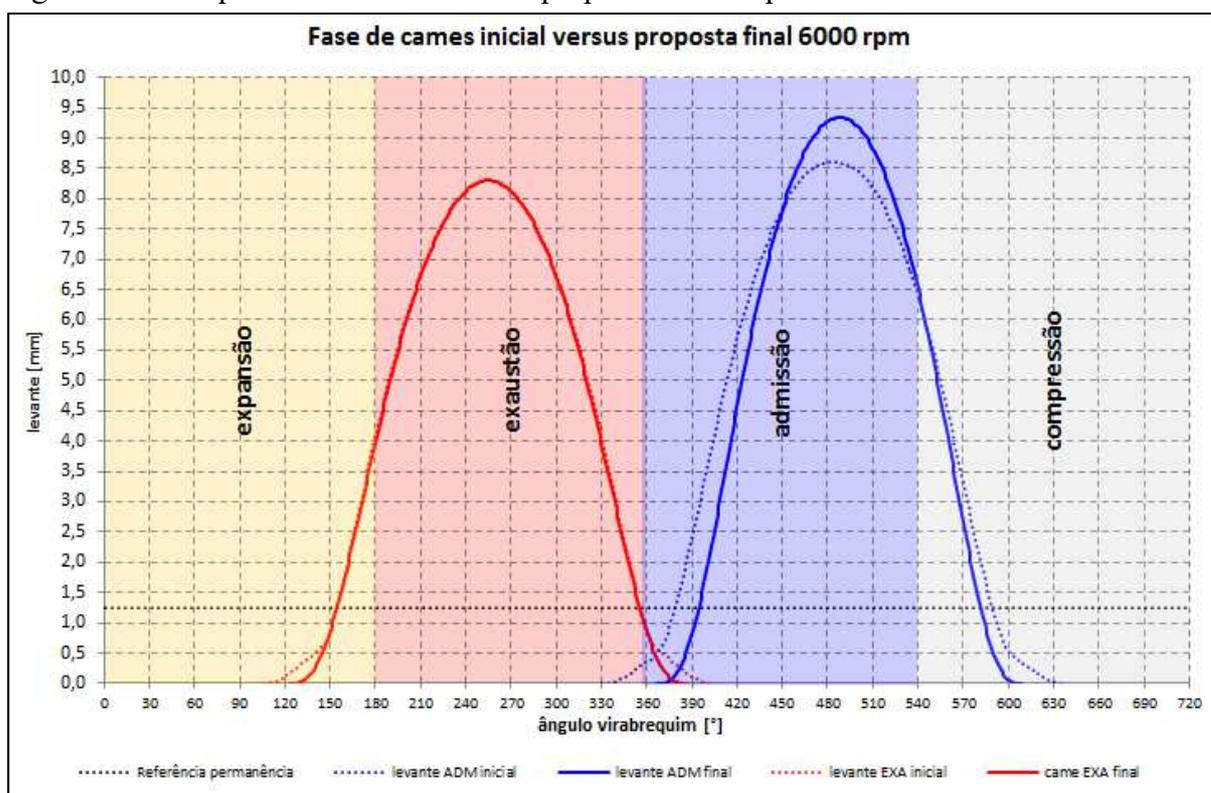
Por fim, as figuras 72 e 73 analisadas na subseção 4.7.4, demonstram a configuração inicial e a final dos comes para atender os objetivos propostos, a 3000 e 6000 rpm respectivamente.

Figura 72 - Comparativo de fase inicial e proposta a 3000 rpm



Fonte: Autor

Figura 73 - Comparativo de fase inicial e proposta a 6000 rpm



Fonte: Autor

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O potencial de aumento do torque útil 3,7% a 3000 rpm e a redução de 0,5% a 6000 rpm, rotação pouco explorada em rodagens urbanas, demonstraram a eficácia da abordagem proposta. Para se chegar a esses resultados, a ferramenta RSM foi combinada a um software de simulação numérica de motores para otimização de torque do motor três cilindros, utilizado neste estudo de caso. Com isso pode-se afirmar que o objetivo desta dissertação foi alcançado.

É importante ressaltar que o método tem limitações. Primeiramente, as condições de contorno devem ser restritas a uma faixa ótima identificada por *benchmark* da concorrência. A execução de um experimento amplo com muitas variáveis pode ser muito mais complexo e apresentar um resultado inferior a um experimento focado com poucas variáveis.

Entretanto, quando o experimento é bem definido como foi neste estudo, o potencial da proposta é notável. Além do otimizador identificar as regiões ótimas que foram confirmadas na simulação GT-Power®, também foi comprovada a correlação com o polinômio de resposta, o qual permite extrapolar condições além das simuladas.

O objetivo secundário de identificar as variáveis e as iterações mais significativas e também avaliar a pertinência de um ajuste a uma curva linear ou quadrática também foi atingido. Essas conclusões seriam restritas em métodos clássicos de experimentos como o DOE.

As variáveis de admissão mais significativas a 3000 rpm são, a permanência do came (relação quadrática) e o ângulo de abertura de válvulas (também com relação quadrática). A surpresa foi a relação linear do levante do came com baixo impacto na resposta. O ângulo de abertura de válvulas foi considerado no estudo de caso estratégico pela possibilidade de compensação pelo variador de fases (VVT). Foram realizadas as análises através de estudos de otimização dedicados.

Para a rotação de 6000 rpm também foram aferidos os mesmos graus para as curvas relacionando as variáveis de entrada e de saída. A grande diferença foi a região de máxima resposta e o impacto expressivo da variável ângulo de abertura de válvulas.

Uma contribuição significativa deste trabalho foi a estratégia proposta para convergência de uma ferramenta estatística (dependente de dispersão de iterações de mesma configuração de variáveis) com um modelo matemático de simulação de motores (apresenta sempre o mesmo resultado para iterações de mesma configuração de variáveis). Foi criada

uma dispersão artificial entre os pontos de mesma configuração a partir de uma porcentagem do desvio padrão do experimento. Desta forma, o experimento RSM inválido estatisticamente devido à repetição dos pontos centrais, tornou-se válido com baixo impacto no modelo, visto o resultado previsto do modelo e obtido no modelo matemático do motor.

A sugestão para trabalhos futuros que poderia complementar este estudo seria a de refinar as análises de escoamento com ferramentas numéricas 3D para que se possa correlacionar os fenômenos impactantes no rendimento volumétrico com os resultados obtidos nas regiões identificadas como ótimas.

Uma outra sugestão seria a extensão da abrangência do estudo, incluindo variáveis de exaustão, como o experimento RSM4.

Em um cenário mais abrangente, outra sugestão seria estender a aplicação da técnica proposta de indução de dispersão nos pontos fixos em outros estudos que envolvam a combinação de uma ferramenta matemática de simulação de resposta e a metodologia de resposta em superfície (RSM).

REFERÊNCIAS

- AHMADI, M. **Intake, Exhaust and Valve Timing Design Using Single and Multi-Objective Genetic Algorithms**, SAE paper 2007-24-0090, presented at the SAE International Conference on Engines for Automobile, Capri, Naples, Italy, Sept.16-20, SAE, 2007.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 1585**: Veículos rodoviários - Código de ensaio de motores - Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro, jun. 1996.
- BERTONCINI, R. B. **Estudo de melhoria da eficiência energética de um veículo flex fuel no contexto do inovar-auto**. 2014. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2014.
- BOSCH GmbH, R. **Bosch Automotive Handbook**. 8th Edition Germany: Flexibound, 2011.
- BRADLEY, N. **The response surface methodology**. 2007. 73 f. Dissertação de Mestrado - Indiana University of South Bend, South Bend, 2007.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2012. v. 1.
- _____. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2012. v. 2.
- COSTA, R. C.; DE MORAIS HANRIOT, S.; SODRÉ, J. R. Influence of intake pipe length and diameter on the performance of a spark ignition engine. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 36, n. 1, p. 29-35, 2014.
- DAMINATO, G. **Análises numérica e experimental em bancada do impacto entre válvula e anel inserto em motores de combustão interna**. 2015. 123 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2015.
- DE MELO, T. C. C.; MACHADO, G. B.; SERRÃO, F. A. Comparação entre os Modelos de Combustão Wiebe e Fractal Para Simulação Computacional de um Motor Flex Operando com Diferentes Misturas de Gasolina-Etanol. **Blucher Engineering Proceedings**, v. 1, n. 2, p. 255-274, 2014.
- DE NICOLAO, G.; SCATTOLINI, R.; SIVIERO, C. Modelling the volumetric efficiency of IC engines: parametric, non-parametric and neural techniques. **Control Engineering Practice**, v. 4, n. 10, p. 1405-1415, 1996.
- ELBAH, Mohamed et al. Application of response surface methodology in describing the performance of mixed ceramic tool when turning AISI 4140 steel. **Mechanics and Industry**, v. 17, n.3 p.309, 2016
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998.
- GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-Power®**: engine performance tutorials. EUA, 2012

GIACOSA, D. **Motori Endotermici**. 11. ed. Milano: Ulrico Hoepli, 1979.

HARTMANN, Frank et al. Spatially Resolved Experimental and Numerical Investigation of the Flow through the Intake Port of an Internal Combustion Engine. **Oil & Gas Science and Technology–Revue d’IFP Energies nouvelles**, v. 71, n. 1, p. 2, 2016.

HEISLER, H. **Advanced engine technology**. London: SAE International, 1995.

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

HIERETH, H.; PRENNINGER, P. **Charging the internal combustion engine**. Springer Science & Business Media, 2007.

HILL, W. J.; HUNTER, W. G. A review of response surface methodology: a literature survey. **Technometrics**, v. 8, n.4, p. 571-590, 1966.

HOSSE, D.; TEMP, A; WERTH, C. Restgassteuerung am Verbrennungsmotor mit variablen Steuerzeiten durch Zusatzventilhub. **MTZ-Motortechnische Zeitschrift**, v. 75, n. 2, p. 36-43, 2014.

HUANG, W. et al. **Optimization for One Gasoline Engine Exhaust System Based on BOOST**. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTROL AND AUTOMATION, 8th, 2010, Xiamen. **Control...** Xiamen: IEEE, 2010. p. 1086-1091

ISMAIL, A. R.; BAKAR, R. A. An Investigation of Valve Lift Effect on Air Flow and Coefficient of Discharge of four Stroke Engines Based On Experiment. **American Journal Of Applied Sciences**, v. 5, p. 963-971, 2008.

JEON, H.-S.; PARK, K.-J.; PARK, Y.-S. An optimal cam profile design considering dynamic characteristics of a cam-valve system. **Experimental Mechanics**, v. 29, n. 4, p. 357-363, 1989.

KOO, Junemo; BAE, Choongsik. Effect of breathing characteristics on the performance in spark-ignition engines. In: **Seoul 2000 Fisita World Automotive Congress**. 2000.

KUTZ, M. **Mechanical engineers’ handbook – Book 3: manufacturing and management**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006.

LAKATOS, E. M.; MARCONI M. A. **Metodologia Científica** 3. ed. São Paulo: Atlas, 2000.

LICHTY, L. C. **Internal Combustion Engines**. 6. ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1951.

LIVENGOOD, J. C.; ROGOWSKI A. R.; TAYLOR C. F. The volumetric efficiency of four-stroke engines. In: SAE ANNUAL MEETING, 1952, Detroit. **The Volumetric...** Detroit: SAE, 1952

LOPES, J. A. **Um controlador preditivo generalizado (GPC) aplicado ao problema da relação ar combustível em motores ciclo Otto, operando com gás natural, com vistas em redução de emissões.** 1996. 2. ed. 173 p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 1999.

MAHLE GmbH **Valvetrain Systems and components** 1. ed. Stuttgart: Springer Vieweg, 2013.

MOIN, S. **Petrol Engine.** 2013. 1 imagem. Disponível em <<https://shaikmoin.wordpress.com/tag/petrol-engine/>>. Acesso em 06 set. 2015.

MOLLA, M. et al. Intake Valve Modelling and Study of the Suction Air Pressure and Volumetric Efficiency in a Four Stroke Internal Combustion Engine. **Suranaree J. Sci. Technol**, v. 12, n. 4, p. 276-285, 2005.

MONTGOMERY, D. C. **Design and Analysis of Experiments: Response surface method and designs.** New Jersey: John Wiley and Sons, Inc., 2005.

MOREL, T.; SILVESTRI, J. J.; COSTELLO, M. **Study of Intake System WAVE Dynamics and Acoustics by Simulation and Experiments.** SAE Paper 940206 1994, Leicester, 1994

NEWLYN, H. A. ; FEW P. C. **Effects of Engine Geometry on the Air Consumption of a Single Cylinder Internal Combustion Engine.** SAE Paper 840424 1984, Warrendale, 1984.

NORTON, Robert. **Cam design and manufacturing handbook.** Industrial Press, 2009.

NGUYEN, Vu-Thinh; KIM, Do-Joong. Flexible cam profile synthesis method using smooth spline curves. **Mechanism and machine theory**, v. 42, n. 7, p. 825-838, 2007

OHATA, A. ; ISHIDA, Y. **Dynamic Inlet Pressure and Volumes Efficiency of Four Cycle Four Cylinder Engine,** SAE Paper 820407, SAE Trans, vol. 91, 1982.

PARVATE-PATIL, G. B.; HONG, H.; GORDON, B. An assessment of intake and exhaust philosophies for variable valve timing. **SAE transactions**, v. 112, n. 3, p. 2174-2189, 2003.

QIU, Hua et al. A universal optimal approach to cam curve design and its applications. **Mechanism and Machine Theory**, v. 40, n. 6, p. 669-692, 2005.

RIEGLER, U. G.; BARGENDE, M. **Direct coupled 1D/3D-CFD-computation (GT-Power/Star-CD) of the flow in the switch-over intake system of an 8-cylinder SI engine with external exhaust gas recirculation.** SAE Technical Paper, 2002.

SILVESTRI, J. J.; MOREL, T.; COSTELLO, M.. **Study of intake system wave dynamics and acoustics by simulation and experiment.** SAE Technical Paper, 1994.

TAKAHASHI, H. et al. **Study on Impulse Charger for Enhancement of Volumetric Efficiency of SI Engine.** SAE Technical Paper, 2006.

Treinamento IFP de motores na PSA do Brasil, 2011, São Paulo. **Atas...** São Paulo: [s. n.], 2010

Treinamento PSA de motores, 2011, São Paulo. **Atas...** São Paulo: [s. n.], 2011
VAN BASSHUYSEN, R. ; SCHÄFER, F. **Internal Combustion Engine Handbook.**
Warrendale: SAE International, 2004.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da termodinâmica.** Edgard Blucher, 2003.

WANG, Y. **Introduction to engine valvetrains.** [S.l.]: SAE International, 2007.
ZHAO, F.; LAI, M.-C.; HARRINGTON, D.L. **Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines.** Kidlington: Pergamon, 1999.

ZOTTIN, W. et al. **The application of virtual engine in a PSA 1.4l SI engine.** SAE paper 2010-36-153I, Brasil, 2010.

APÊNDICE A - ANÁLISE ESTATÍSTICA RSM#2 NO MINITAB

Figura 74 - Análise estatística RSM2 a 3000 rpm

Response Surface Regression: Torque_3000r versus Ang_Ab_Val_A; ...

The analysis was done using coded units.

Estimated Regression Coefficients for Torque_3000rpm

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	115,388	0,6115	188,691	0,000
Ang_Ab_Val_ADM	0,499	0,2648	1,886	0,064
Lift_Val_ADM	0,274	0,2648	1,034	0,305
Perman_Val_ADM	-3,135	0,2648	-11,841	0,000
Ang_Fe_Val_EXA	-0,111	0,2648	-0,417	0,678
Lift_Val_EXA	0,042	0,2648	0,158	0,875
Perman_Val_EXA	1,442	0,2648	5,447	0,000
Ang_Ab_Val_ADM*Ang_Ab_Val_ADM	-4,394	0,2179	-20,166	0,000
Lift_Val_ADM*Lift_Val_ADM	0,103	0,2179	0,474	0,637
Perman_Val_ADM*Perman_Val_ADM	-3,360	0,2179	-15,420	0,000
Ang_Fe_Val_EXA*Ang_Fe_Val_EXA	-3,692	0,2179	-16,943	0,000
Lift_Val_EXA*Lift_Val_EXA	0,091	0,2179	0,420	0,676
Perman_Val_EXA*Perman_Val_EXA	-1,194	0,2179	-5,481	0,000
Ang_Ab_Val_ADM*Lift_Val_ADM	0,143	0,2960	0,482	0,631
Ang_Ab_Val_ADM*Perman_Val_ADM	6,131	0,2960	20,708	0,000
Ang_Ab_Val_ADM*Ang_Fe_Val_EXA	0,328	0,2960	1,107	0,272
Ang_Ab_Val_ADM*Lift_Val_EXA	0,022	0,2960	0,073	0,942
Ang_Ab_Val_ADM*Perman_Val_EXA	0,789	0,2960	2,666	0,010
Lift_Val_ADM*Perman_Val_ADM	-0,077	0,2960	-0,261	0,795
Lift_Val_ADM*Ang_Fe_Val_EXA	0,015	0,2960	0,051	0,959
Lift_Val_ADM*Lift_Val_EXA	0,000	0,2960	0,000	1,000
Lift_Val_ADM*Perman_Val_EXA	-0,018	0,2960	-0,062	0,951
Perman_Val_ADM*Ang_Fe_Val_EXA	-0,888	0,2960	-2,999	0,004
Perman_Val_ADM*Lift_Val_EXA	0,007	0,2960	0,025	0,980
Perman_Val_ADM*Perman_Val_EXA	0,179	0,2960	0,604	0,548
Ang_Fe_Val_EXA*Lift_Val_EXA	0,058	0,2960	0,196	0,845
Ang_Fe_Val_EXA*Perman_Val_EXA	2,086	0,2960	7,046	0,000
Lift_Val_EXA*Perman_Val_EXA	-0,028	0,2960	-0,093	0,926

S = 2,368 R-Sq = 96,1% R-Sq(adj) = 94,4%

Analysis of Variance for Torque_3000rpm

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	27	8509,40	8509,40	315,163	56,19	0,000
Linear	6	979,96	979,96	163,326	29,12	0,000
Square	6	4744,30	4744,30	790,717	140,97	0,000
Interaction	15	2785,14	2785,14	185,676	33,10	0,000
Residual Error	62	347,78	347,78	5,609		
Lack-of-Fit	49	347,78	347,78	7,097	*	*
Pure Error	13	0,00	0,00	0,000		
Total	89	8857,17				

Unusual Observations for Torque_3000rpm

Obs	StdOrder	Torque_3000rpm	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
37	76	104,859	109,914	1,743	-5,055	-3,15 R
70	71	76,135	86,167	1,743	-10,033	-6,26 R
78	72	93,365	85,542	1,743	7,822	4,88 R
84	69	93,518	97,377	1,743	-3,859	-2,41 R

R denotes an observation with a large standardized residual.

Fonte: Autor

APÊNDICE B - ANÁLISE ESTATÍSTICA RSM#5 NO MINITAB

Tabela de dados do experimento RSM conforme explanação na subseção 3.4.2

Tabela 34: experimento RSM 5

Ordem Padrão	Ordem do Experimento	Tipo de ponto	Bloco	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]	Torque	Torque
							3000 rpm [Nm]	6000 rpm [Nm]
14	1	-1	1	0,0	8,50	234,0	91,0433	92,6406
11	2	-1	1	0,0	7,66	200,0	82,6097	111,5180
8	3	1	1	21,0	9,00	220,0	77,7799	106,1220
3	4	1	1	-21,0	9,00	180,0	88,7761	111,9530
10	5	-1	1	35,3	8,50	200,0	46,9845	100,9990
9	6	-1	1	-35,3	8,50	200,0	93,9667	94,1269
12	7	-1	1	0,0	9,34	200,0	85,0792	113,1170
18	8	0	1	0,0	8,50	200,0	83,9956	112,3200
5	9	1	1	-21,0	8,00	220,0	93,2369	90,5036
16	10	0	1	0,0	8,50	200,0	83,9956	112,3200
13	11	-1	1	0,0	8,50	166,0	69,2327	112,0910
7	12	1	1	-21,0	9,00	220,0	94,1979	90,9130
1	13	1	1	-21,0	8,00	180,0	87,3361	111,5190
2	14	1	1	21,0	8,00	180,0	53,6600	106,3870
4	15	1	1	21,0	9,00	180,0	55,1593	107,2980
19	16	0	1	0,0	8,50	200,0	83,9956	112,3200
17	17	0	1	0,0	8,50	200,0	83,9956	112,3200
6	18	1	1	21,0	8,00	220,0	72,2952	105,1640
15	19	0	1	0,0	8,50	200,0	83,9956	112,3200
20	20	0	1	0,0	8,50	200,0	83,9956	112,3200

Fonte: Autor

Figura 75 - Análise estatística RSM5 a 3000 rpm

Response Surface Regression: 3000rpm_RSM5 versus AA_ADM; L_ADM; Perm_ADM

The analysis was done using coded units.

Estimated Regression Coefficients for 3000rpm_RSM5

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	112,315	0,13067	859,520	0,000
AA_ADM	2,317	0,08670	26,722	0,000
L_ADM	0,396	0,08670	4,562	0,001
Perm_ADM	-5,650	0,08670	-65,173	0,000
AA_ADM*AA_ADM	-5,186	0,08440	-61,444	0,000
L_ADM*L_ADM	0,031	0,08440	0,365	0,723
Perm_ADM*Perm_ADM	-3,488	0,08440	-41,324	0,000
AA_ADM*L_ADM	0,128	0,11328	1,132	0,284
AA_ADM*Perm_ADM	4,957	0,11328	43,761	0,000
L_ADM*Perm_ADM	0,003	0,11328	0,025	0,981

S = 0,3204 R-Sq = 99,9% R-Sq(adj) = 99,8%

Analysis of Variance for 3000rpm_RSM5

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	9	1234,06	1234,063	137,118	1335,76	0,000
Linear	3	511,45	511,453	170,484	1660,80	0,000
Square	3	525,90	525,899	175,300	1707,71	0,000
Interaction	3	196,71	196,710	65,570	638,76	0,000
Residual Error	10	1,03	1,027	0,103		
Lack-of-Fit	5	1,03	1,027	0,205	*	*
Pure Error	5	0,00	0,000	0,000		
Total	19	1235,09				

Unusual Observations for 3000rpm_RSM5

Obs	StdOrder	3000rpm_RSM5	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
5	10	100,999	101,544	0,250	-0,545	-2,71 R
18	6	105,164	104,769	0,262	0,395	2,14 R

R denotes an observation with a large standardized residual.

Fonte: Autor

Figura 76 - Análise estatística RSM5 a 6000 rpm

Response Surface Regression: 6000rpm_RSM5 versus AA_ADM; L_ADM; Perm_ADM

The analysis was done using coded units.

Estimated Regression Coefficients for 6000rpm_RSM5

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	83,9954	0,3095	271,390	0,000
AA_ADM	-13,4487	0,2053	-65,493	0,000
L_ADM	0,9913	0,2053	4,828	0,001
Perm_ADM	6,5359	0,2053	31,828	0,000
AA_ADM*AA_ADM	-4,7786	0,1999	-23,905	0,000
L_ADM*L_ADM	-0,0520	0,1999	-0,260	0,800
Perm_ADM*Perm_ADM	-1,3624	0,1999	-6,815	0,000
AA_ADM*L_ADM	0,5729	0,2683	2,135	0,059
AA_ADM*Perm_ADM	3,7416	0,2683	13,946	0,000
L_ADM*Perm_ADM	0,4383	0,2683	1,634	0,133

S = 0,7589 R-Sq = 99,8% R-Sq(adj) = 99,7%

Analysis of Variance for 6000rpm_RSM5

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	9	3527,31	3527,31	391,92	680,58	0,000
Linear	3	3066,89	3066,89	1022,30	1775,22	0,000
Square	3	344,26	344,26	114,75	199,27	0,000
Interaction	3	116,16	116,16	38,72	67,24	0,000
Residual Error	10	5,76	5,76	0,58		
Lack-of-Fit	5	5,76	5,76	1,15	*	*
Pure Error	5	0,00	0,00	0,00		
Total	19	3533,07				

Unusual Observations for 6000rpm_RSM5

Obs	StdOrder	6000rpm RSM5	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
3	8	77,780	76,634	0,621	1,146	2,63 R
13	1	87,336	88,477	0,621	-1,141	-2,62 R

R denotes an observation with a large standardized residual.

Fonte: Autor

APÊNDICE C - ANÁLISE ESTATÍSTICA RSM#5a NO MINITAB

Tabela de dados do experimento RSM conforme explanação na subseção 3.4.2

Tabela 35: experimento RSM 5a

Ordem Padrão	Ordem do Experimento	Tipo de ponto	Bloco	AA_ADM [°]	L_ADM [mm]	Perm_ADM [°]	Torque	Torque
							3000 rpm [Nm]	6000 rpm [Nm]
14	1	-1	1	0,0	8,50	234,0	91,0433	92,6406
11	2	-1	1	0,0	7,66	200,0	82,6097	111,5180
8	3	1	1	21,0	9,00	220,0	77,7799	106,1220
3	4	1	1	-21,0	9,00	180,0	88,7761	111,9530
10	5	-1	1	35,3	8,50	200,0	46,9845	100,9990
9	6	-1	1	-35,3	8,50	200,0	93,9667	94,1269
12	7	-1	1	0,0	9,34	200,0	85,0792	113,1170
18	8	0	1	0,0	8,50	200,0	84,3751	112,4802
5	9	1	1	-21,0	8,00	220,0	93,2369	90,5036
16	10	0	1	0,0	8,50	200,0	83,6162	112,1598
13	11	-1	1	0,0	8,50	166,0	69,2327	112,0910
7	12	1	1	-21,0	9,00	220,0	94,1979	90,9130
1	13	1	1	-21,0	8,00	180,0	87,3361	111,5190
2	14	1	1	21,0	8,00	180,0	53,6600	106,3870
4	15	1	1	21,0	9,00	180,0	55,1593	107,2980
19	16	0	1	0,0	8,50	200,0	84,7545	112,6404
17	17	0	1	0,0	8,50	200,0	83,2367	111,9996
6	18	1	1	21,0	8,00	220,0	72,2952	105,1640
15	19	0	1	0,0	8,50	200,0	83,9956	112,3200
20	20	0	1	0,0	8,50	200,0	84,3751	112,4802

Fonte: Autor

Figura 77 - Análise estatística RSM5a a 3000 rpm - todas variáveis

Response Surface Regression: 3000rpm_RSM5a versus AA_ADM; L_ADM; Perm_ADM

The analysis was done using coded units.

Estimated Regression Coefficients for 3000rpm_RSM5a

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	112,342	0,14740	762,172	0,000
AA_ADM	2,317	0,09779	23,690	0,000
L_ADM	0,396	0,09779	4,044	0,002
Perm_ADM	-5,650	0,09779	-57,778	0,000
AA_ADM*AA_ADM	-5,195	0,09520	-54,567	0,000
L_ADM*L_ADM	0,022	0,09520	0,228	0,824
Perm_ADM*Perm_ADM	-3,497	0,09520	-36,731	0,000
AA_ADM*L_ADM	0,128	0,12777	1,003	0,339
AA_ADM*Perm_ADM	4,957	0,12777	38,795	0,000
L_ADM*Perm_ADM	0,003	0,12777	0,022	0,983

S = 0,3614 R-Sq = 99,9% R-Sq(adj) = 99,8%

Analysis of Variance for 3000rpm_RSM5a

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	9	1235,96	1235,957	137,329	1051,43	0,000
Linear	3	511,45	511,453	170,484	1305,29	0,000
Square	3	527,79	527,793	175,931	1346,99	0,000
Interaction	3	196,71	196,710	65,570	502,03	0,000
Residual Error	10	1,31	1,306	0,131		
Lack-of-Fit	5	1,03	1,028	0,206	3,70	0,089
Pure Error	5	0,28	0,278	0,056		
Total	19	1237,26				

Fonte: Autor

Figura 78 - Análise estatística RSM5a a 6000 rpm - todas variáveis

Response Surface Regression: 6000rpm_RSM5a versus AA_ADM; L_ADM; Perm_ADM

The analysis was done using coded units.

Estimated Regression Coefficients for 6000rpm_RSM5a

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	84,0585	0,3489	240,915	0,000
AA_ADM	-13,4487	0,2315	-58,095	0,000
L_ADM	0,9913	0,2315	4,282	0,002
Perm_ADM	6,5359	0,2315	28,233	0,000
AA_ADM*AA_ADM	-4,8001	0,2254	-21,300	0,000
L_ADM*L_ADM	-0,0735	0,2254	-0,326	0,751
Perm_ADM*Perm_ADM	-1,3840	0,2254	-6,141	0,000
AA_ADM*L_ADM	0,5729	0,3025	1,894	0,087
AA_ADM*Perm_ADM	3,7416	0,3025	12,371	0,000
L_ADM*Perm_ADM	0,4383	0,3025	1,449	0,178

S = 0,8555 R-Sq = 99,8% R-Sq(adj) = 99,6%

Analysis of Variance for 6000rpm_RSM5a

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	9	3530,54	3530,54	392,28	536,00	0,000
Linear	3	3066,89	3066,89	1022,30	1396,82	0,000
Square	3	347,49	347,49	115,83	158,26	0,000
Interaction	3	116,16	116,16	38,72	52,91	0,000
Residual Error	10	7,32	7,32	0,73		
Lack-of-Fit	5	5,76	5,76	1,15	3,69	0,089
Pure Error	5	1,56	1,56	0,31		
Total	19	3537,86				

Unusual Observations for 6000rpm_RSM5a

Obs	StdOrder	6000rpm_RSM5a	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
3	8	77,780	76,632	0,700	1,148	2,33 R
13	1	87,336	88,475	0,700	-1,139	-2,32 R

R denotes an observation with a large standardized residual.

Fonte: Autor

Figura 79 - Análise estatística RSM5a a 3000 rpm - variáveis significativas

Response Surface Regression: 3000rpm_RSM5a versus AA_ADM; L_ADM; Perm_ADM

The analysis was done using coded units.

Estimated Regression Coefficients for 3000rpm_RSM5a

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	112,360	0,11540	973,639	0,000
AA_ADM	2,317	0,09020	25,685	0,000
L_ADM	0,396	0,09020	4,385	0,001
Perm_ADM	-5,650	0,09020	-62,643	0,000
AA_ADM*AA_ADM	-5,197	0,08737	-59,481	0,000
Perm_ADM*Perm_ADM	-3,499	0,08737	-40,046	0,000
AA_ADM*Perm_ADM	4,957	0,11785	42,062	0,000

S = 0,3333 R-Sq = 99,9% R-Sq(adj) = 99,8%

Analysis of Variance for 3000rpm_RSM5a

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	6	1235,82	1235,818	205,970	1853,74	0,000
Linear	3	511,45	511,453	170,484	1534,37	0,000
Square	2	527,79	527,786	263,893	2375,06	0,000
Interaction	1	196,58	196,579	196,579	1769,22	0,000
Residual Error	13	1,44	1,444	0,111		
Lack-of-Fit	8	1,17	1,166	0,146	2,62	0,152
Pure Error	5	0,28	0,278	0,056		
Total	19	1237,26				

Unusual Observations for 3000rpm_RSM5a

Obs	StdOrder	3000rpm_RSM5a	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
5	10	100,999	101,557	0,255	-0,558	-2,60 R

R denotes an observation with a large standardized residual.

Fonte: Autor

Figura 80 - Análise estatística RSM5a a 6000 rpm - variáveis significativas

Response Surface Regression: 6000rpm_RSM5a versus AA_ADM; L_ADM; Perm_ADM

The analysis was done using coded units.

Estimated Regression Coefficients for 6000rpm_RSM5a

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	83,9983	0,3265	257,304	0,000
AA_ADM	-13,4487	0,2552	-52,707	0,000
L_ADM	0,9913	0,2552	3,885	0,002
Perm_ADM	6,5359	0,2552	25,615	0,000
AA_ADM*AA_ADM	-4,7928	0,2472	-19,391	0,000
Perm_ADM*Perm_ADM	-1,3767	0,2472	-5,570	0,000
AA_ADM*Perm_ADM	3,7417	0,3334	11,223	0,000

S = 0,9430 R-Sq = 99,7% R-Sq(adj) = 99,5%

Analysis of Variance for 6000rpm_RSM5a

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	6	3526,30	3526,30	587,72	660,98	0,000
Linear	3	3066,89	3066,89	1022,30	1149,74	0,000
Square	2	347,41	347,41	173,71	195,36	0,000
Interaction	1	112,00	112,00	112,00	125,96	0,000
Residual Error	13	11,56	11,56	0,89		
Lack-of-Fit	8	10,00	10,00	1,25	4,01	0,071
Pure Error	5	1,56	1,56	0,31		
Total	19	3537,86				

Unusual Observations for 6000rpm_RSM5a

Obs	StdOrder	6000rpm_RSM5a	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
3	8	77,780	75,649	0,604	2,131	2,94 R

R denotes an observation with a large standardized residual.

Fonte: Autor