**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

Henrique Moritz

**Desenvolvimento de motor de combustão interna para Fórmula
SAE**

SÃO CARLOS

2015

HENRIQUE MORITZ

Desenvolvimento de motor de combustão interna para Fórmula SAE

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos para a obtenção do título de mestre em engenharia mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Josmar Davilson Pagliuso

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL ENCONTRA-
SE DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECANICA DA
EESC-USP.

São Carlos

2015

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTA TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

M862d Moritz, Henrique
Desenvolvimento de Motor de Combustão Interna para
Formula SAE / Henrique Moritz; orientador Josmar
Daviilson Pagliuso. São Carlos, 2015.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em
Térmica e Fluidos -- Escola de Engenharia de São Carlos
da Universidade de São Paulo, 2015.

1. Projeto Mecânico. 2. Ensaios Experimentais. 3.
Simulação de Motores de Combustão Interna. 4. Motores
de Motocicleta. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **HENRIQUE MORITZ**.

Título da dissertação: "Desenvolvimento de um motor de combustão interna para Formula SAE".

Data da defesa: 01/09/2015

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Josmar Davilson Pagliuso**
(Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Dr. **Mario Eduardo Santos Martins**
(Universidade Federal de Santa Maria/UFSM)

Aprovado

Prof. Dr. **Márcio Turra de Ávila**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo César Lima Segantine**

AGRADECIMENTOS

A Deus, soberano Senhor, que esteve constantemente me ajudando durante este trabalho, através do favor de todas as pessoas que me ajudaram e também através das circunstâncias, que tornaram possível a conclusão desta dissertação.

Ao Professor Dr. Josmar Davilson Pagliuso pela amizade, apoio e orientação no desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu irmão, Carlos Alfredo Moritz, e minha cunhada, Milene, pela hospitalidade, paciência e ajuda constante.

Aos meus familiares, pelo apoio e encorajamento na realização deste trabalho.

Ao meu amigo Rafael Rocha Matazzio, pela amizade e pelo auxílio com as simulações computacionais.

Ao Helio Donisete Trebi pelo auxílio e pelo trabalho impecável na fabricação das peças deste trabalho.

Ao Jorge dos Santos e ao Roberto Prativiera, pelo auxílio nas instalações elétricas e eletrônicas do laboratório de motores.

Ao Roberto Lourenço, pela amizade e pelo apoio constante.

Ao José Francisco Torres, pelo auxílio na instrumentação do motor.

Ao José Carlos Risardi, pela paciência e ajuda na usinagem CNC.

Ao Professor Dr. Alessandro Roger Rodrigues, pela grande ajuda nas aulas de usinagem dos metais e na parte de manufatura deste projeto.

Ao Professor Dr. Roberto Hideaki Tsunaki, pela boa vontade e prontidão em ajudar.

Ao Genivaldo Resende de Lima, da empresa JSC, pelo grande apoio no tratamento térmico dos materiais deste projeto.

Ao Adolfo, pela prontidão em ajudar.

Ao Zé do laboratório do NETEF, pela ajuda em todos os momentos que foram necessários.

Ao Pedro, Edson e Flavio da oficina de motores da EESC, pela amizade e confiança.

Aos amigos e companheiros da equipe EESC-USP Formula SAE pela ajuda sempre que foi preciso.

RESUMO

MORITZ, Henrique. **Desenvolvimento de motor de combustão interna para Fórmula SAE**. 2015. 172 páginas. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

A presente dissertação trata do projeto de um motor de combustão interna de quatro tempos, ciclo Otto, destinado à categoria de competição Formula SAE, adequado ao mercado brasileiro. Uma extensa pesquisa bibliográfica e de mercado foi realizada para o direcionamento do projeto, além de análises experimentais para obtenção de dados. No estudo experimental foi utilizado um motor monocilíndrico de 300 cc de deslocamento volumétrico, arrefecido a ar, oriundo de uma motocicleta comercial atual, denominado nesta dissertação como “motor base”. Esse motor foi instalado em uma bancada de dinamômetro e instrumentado de forma a permitir sua avaliação mecânica e termodinâmica. Estudos de desempenho, análises de combustão e emissões também foram realizados, incluindo utilização de etanol, variações da razão ar/combustível e sobrealimentação. Igualmente, foram feitos ensaios experimentais de componentes específicos utilizados no projeto. Os dados experimentais foram utilizados como parâmetros para o projeto mecânico do novo motor Formula SAE, e para a modelagem e simulação do motor base em fluidodinâmica computacional unidimensional (CFD-1D), que foi utilizada como ferramenta auxiliar do projeto. O escopo do projeto mecânico do motor foi restrito ao bloco, virabrequim e alguns componentes de integração, uma vez que todos os demais componentes foram extraídos do motor base e de outros motores presentes no mercado nacional. O motor Formula SAE foi projetado em ambiente computacional (CAD), sendo que para o projeto mecânico do bloco e virabrequim foram realizadas simulações computacionais estruturais, utilizando o método dos elementos finitos (FEA), para verificação da distribuição de tensões nos componentes projetados. O novo motor Formula SAE apresentou vantagens significativas em relação aos custos para aquisição de peças de montagem e reposição, e proporcionou flexibilidade de montagem e operação.

Palavras-chave: Projeto de Mecânico. Ensaios Experimentais. Simulação de Motores de Combustão Interna. Motores de Motocicleta.

ABSTRACT

MORITZ, Henrique. **Development of an internal combustion engine for Formula SAE**. 2015. 172 pages. Dissertation (Master) – Escola de Engenharia de São Carlos, University of São Paulo, São Carlos, 2015.

The present dissertation addresses the design of a 4 stroke Otto cycle internal combustion engine dedicated to Formula SAE student program and fitted to the Brazilian market. An extensive literature review and a market benchmark were performed, in order to provide guidance to the project, and experimental analysis for data acquisition. For the experimental study, a 300 cm³ single cylinder air cooled motorcycle engine has been used, taken from a motorcycle currently in production, available in Brazilian market, called in this dissertation as “base engine”. This engine has been installed in a dynamometer test bench and instrumented in order to allow its mechanical and thermodynamic evaluation. Performance, combustion and emissions analysis were also performed, including ethanol fueling, air/fuel ratio variation and supercharging. Experimental tests with specific engine components were performed to provide necessary design data. The experimental data were used as input parameters for the mechanical design, as well as for modeling and simulation of the base engine on one-dimensional computer fluid dynamics, which was used as an auxiliary tool for this project. The scope of mechanical design of this engine was restrict to the crankcase, crankshaft and some assembly components, since all other components were taken from the base engine and other engines from the national market. The design was assisted by computer aided design (CAD). In order to verify the crankcase and crankshaft mechanical design regarding stress distribution, computational structural analysis have been performed using the finite element method (FEA). The new Formula SAE engine presented significant advantages regarding purchasing costs of parts for assembly and maintenance, and provided assembly and operation flexibility.

Key-words: Mechanical Design. Experimental Tests. Internal Combustion Engine Simulation. Motorcycle Engines.

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Romanas

A_1	Área do tubo ou duto, m^2
A_2	Área do orifício da placa m^2
BSFC	Consumo específico de combustível, g/kW.h
C_d	Coefficiente de descarga, adimensional
c_m	Folga radial do mancal, m
COV	Coefficiente de variação, %
D_m	Diâmetro do mancal, m
D_v	Diâmetro das válvulas do motor, mm
F_p	Força inercial gerada pelo conjunto biela-manivela, N
IMEP	Pressão média efetiva indicada, bar
L	Comprimento da biela, m
L_m	Largura do mancal, m
L_v	Levantamento ou “lift” das válvulas do motor, mm
$\dot{m}$	Fluxo mássico, kg/s
$\dot{m}_c$	Vazão mássica de combustível, kg/s
N_d	Número de dentes da engrenagem
N_m	Velocidade de rotação do eixo do mancal, RPM
P_1	Pressão medida a montante, Pa
P_2	Pressão medida a jusante, Pa
P_{atm}	Pressão atmosférica, Pa
P_e	Potência de eixo do motor, kW
P_m	Pressão sobre o mancal, Pa
PME	Pressão Média Efetiva, bar
Q	Vazão volumétrica, m^3/s
R	Raio ou braço do virabrequim, m
Re_D	Número de Reynolds, adimensional
R_g	Constante dos gases, J/Kg.K

r_m	Raio do mancal, m
S_m	Número de Sommerfeld
T_e	Torque de eixo do motor, N.m
T_e	Temperatura do escoamento, °C
V_1	Velocidade do escoamento a montante, m/s
V_2	Velocidade do escoamento a jusante, m/s
W_t	Força aplicada sobre os dentes da engrenagem
Y	Fator de Expansão, adimensional

Letras Gregas

β	Relação de diâmetros D_1/D_2 , adimensional
γ	Coeficiente politrópico do ar, adimensional
θ	Ângulo de rotação do virabrequim, graus
λ	Razão de equivalência inversa, adimensional
λ_m	Razão diâmetro/largura do mancal, adimensional
μ	Viscosidade do ar, m^2/s
μ_l	Viscosidade dinâmica do óleo lubrificante, Cst
η_c	Eficiência de combustão, %
ρ	Densidade do ar, kg/m^3
φ	Ângulo de deflexão do eixo, rad
$\emptyset$	Razão de equivalência, adimensional

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Princípio de operação do dinamômetro.....	29
Figura 2.2 – Variação da eficiência de combustão com a razão de equivalência.....	34
Figura 2.3 – (a) Pressões no cilindro para diferentes avanços de ignição. (b) Efeito do avanço de ignição sobre o torque de eixo	37
Figura 2.4 – (a) Diagrama pressão-volume e (b) $\log P \times \log(V/V_{\text{máximo}})$	39
Figura 2.5 – Ciclo 4 tempos em carga parcial, mostrando a fase bombeamento e os eventos de válvulas: AVA = abertura da válvula de admissão, AVE = abertura da válvula de exaustão, FVA = fechamento da válvula de admissão, FVE = fechamento da válvula de exaustão	40
Figura 2.6 – Pressões no cilindro de 10 ciclos consecutivos de um motor de ignição por centelha	41
Figura 2.7 – Mecanismos de formação dos poluentes em um motor de ignição por centelha	44
Figura 2.8 – Variação das concentrações de NO _x , CO e HC nos gases de exaustão em função da razão ar/combustível (fora de escala).....	45
Figura 2.9 – Sistema biela – manivela	46
Figura 2.10 – Distribuição de massas da biela	49
Figura 2.11 – Forças atuantes num conjunto biela-manivela	50
Figura 2.12 – Coeficientes da equação da força F_p	51
Figura 2.13 – Força desbalanceada F_a e suas componentes em função da posição angular da manivela	52
Figura 2.14 – Contrapesos auxiliares para balanceamento de forças de primeira ordem (a) e segunda ordem (b)	53
Figura 2.15 – Diagrama das forças alternativas de um motor em V	53
Figura 2.16 – Posições angulares dos moentes de um virabrequim	56

Figura 2.17 – Área projetada do mancal de deslizamento	57
Figura 2.18 – Ilustração dos parâmetros modelados e calculados na fluidodinâmica computacional unidimensional	62
Figura 2.19 – Ilustração dos parâmetros modelados e calculados na fluidodinâmica computacional unidimensional	63
Figura 2.20 – Cálculo da integral de $F(x)$ através dos métodos numéricos, utilizando 4 secções (a) e 8 secções (b).....	64
Figura 2.21 – Elementos finitos comuns e seus números de nós	65
Figura 2.22 – Mola linear: diagrama de corpo livre de cada elemento (a) e malha com 2 elementos (b).....	65
Figura 3.1 – Vazão e número de Mach através de um restritor de 20mm	71
Figura 3.2 – Célula de potência do motor Honda CB300.....	76
Figura 3.3 – Montagem das bielas no virabrequim na disposição V2 a 90°	78
Figura 3.4 – Conceito de virabrequim desmontável com mancais de rolamento	79
Figura 3.5 – Funcionamento da bomba de óleo trocoidal	80
Figura 3.6 – Coeficiente de transferência de calor em função da pressão do óleo encontrado por ISSA (2011)	81
Figura 4.1 – Ilustração do teste dos cabeçotes em bancada de fluxo	83
Figura 4.2 – Levantamento (L) e diâmetro (D) da válvula	84
Figura 4.3 – Diâmetro de referência para o cálculo do coeficiente de descarga	85
Figura 4.4 – Cabeçote do motor Honda CBR600F4i montado na bancada de fluxo	85
Figura 4.5 – Comparação dos coeficientes de descarga de admissão	86
Figura 4.6 – Comparação dos coeficientes de descarga de exaustão	87
Figura 4.7 – Disposição dos termopares instalados no cilindro e cabeçote	88
Figura 4.8 – de ar construído para arrefecimento do motor no dinamômetro	89
Figura 4.9 – Disposição geral dos componentes do aparato experimental	92
Figura 4.10 – Bancada de teste da bomba de óleo	94

Figura 5.1 – Torque do motor original: pontos de medição e curvas de tendência para diferentes condições de carga	97
Figura 5.2 – Torque do motor original: pontos correspondem às médias dos valores medidos	98
Figura 5.3 – Razão de equivalência do motor original	99
Figura 5.4 – Avanço de ignição do motor original	100
Figura 5.5 – Posição de máxima pressão no cilindro	101
Figura 5.6 – Coeficientes de variação da pressão média efetiva indicada (COVimep) do motor original em todas as condições de carga testadas	101
Figura 5.7 – Temperatura de parede no cabeçote do motor original	102
Figura 5.8 – Emissões do motor base à plena carga, em função da razão ar/combustível (gasolina): monóxido de carbono (a), óxidos de nitrogênio (b) e hidrocarbonetos (c)	103
Figura 5.9 – Emissões de NOx do motor base em plena carga, operando com etanol (a), e comparação das temperaturas de escape (b) e cabeçote (c) para operação com gasolina e etanol, em função da razão ar/combustível	105
Figura 5.10 – Consume específico de combustível do motor base em plena carga em função da razão de equivalência, para gasolina (a) e etanol (b)	106
Figura 5.11 – Consume específico de combustível do motor base em função da carga e velocidade de rotação, para $\lambda=0,9$ (a) e $\lambda=1,2$ (b)	107
Figura 5.12 – COVimep do motor operando com etanol em função da carga, para diferentes razões de equivalência	108
Figura 5.13 – Pressão de óleo do motor base em função da velocidade de rotação	109
Figura 5.14 – Pressão de óleo do motor base em função da velocidade de rotação	110
Figura 5.15 – Vazão da bomba de óleo em função da pressão e da velocidade de rotação ..	111
Figura 5.16 – Vazão média da bomba de óleo em função da velocidade de rotação	112
Figura 6.1 – Comparação entre as curvas de torque divulgada, calculada e medida	113
Figura 6.2 – Discretização do bloco do motor Formula SAE em elementos finitos, utilizando programa Ansys	114

Figura 7.1 – Bloco do motor Formula SAE e suas partes	116
Figura 7.2 – Opções de montagem do motor Formula SAE com 1 (direita) ou 2 cilindros (esquerda).....	117
Figura 7.3 – Bloco do motor Formula SAE e integração dos componentes	118
Figura 7.4 – Conjunto de partida de alternador do motor Honda NX4 Falcon	120
Figura 7.5 – Cálculo computacional do torque instantâneo ao longo do ciclo motor	121
Figura 7.6 – Dimensões e esforços sobre o virabrequim e mancais de rolamento	122
Figura 7.7 – Modelagem computacional do virabrequim usando o programa Ftool	124
Figura 7.8 – Braço do virabrequim: momento de inércia da área extraído do programa CAD	125
Figura 7.9 – Deformação do virabrequim devido ao carregamento	126
Figura 7.10 – Diagramas de forças cortantes e momentos fletores ao longo do virabrequim, devido às forças Fc1 (a) e (b), e Fc2 (c) e (d).....	128
Figura 7.11 – Virabrequim do motor Formula SAE e seus acoplamentos	129
Figura 7.12 – Virabrequim desmontável do motor Formula SAE	129
Figura 7.13 – Desenho do pino da biela do motor Formula SAE e suas solicitações	130
Figura 7.14 – Distribuições das tensões normal e de cisalhamento em uma viga circular maciça	131
Figura 7.15 – Virabrequim do motor Formula SAE: eixos e engrenagens motoras dos comandos de válvulas	132
Figura 7.16 – Componentes verticais (a) e horizontais (b) das forças de inércia atuantes sobre o virabrequim	134
Figura 7.17 – Dimensões dos canais de lubrificação do motor Formula SAE	138
Figura 7.18– Montagem da bomba de óleo do motor Formula SAE	139
Figura 7.19 – Resultado de FEA do bloco do motor Formula SAE	140
Figura A1 – Equação linear das leituras da célula de carga em função do torque	149
Figura B1 – Razões adimensionais de excentricidade e espessura do filme fluido em função do número de Sommerfeld e da razão diâmetro/comprimento do mancal	151

Figura B2 – Máxima razão de pressão sobre o filme de óleo em função do número de Sommerfeld e da razão L_m/D_m	152
Figura B3 – Resultado Coeficiente de atrito adimensional em função do número de Sommerfeld e da razão D_m/L_m	152
Figura B4 – Coeficiente adimensional de vazão volumétrica em função do número de Sommerfeld e da razão D_m/L_m	153
Figura D1 – Esquema do sistema de lubrificação do motor base Honda CB300, Manual de serviços Honda CB300R	171
Figura D2 – Esquema do sistema de lubrificação do motor Formula SAE	172

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Especificações técnicas dos motores analisados	74
Tabela 4.2 –	77
Tabela 4.1 – Parâmetros medidos nos testes em bancada de dinamômetro	90
Tabela 7.1 – Possibilidades de montagem do motor Formula SAE	117
Tabela 7.2 – Forças resultantes dos cálculos de carregamentos dos mancais	125
Tabela 7.3 – Deslocamentos angulares na região dos mancais	126
Tabela A1 – Leituras da célula de carga em função da carga aplicada (torque)	148
Tabela C1 – Parâmetros operacionais do motor base operando com gasolina	155
Tabela C2 – Parâmetros de desempenho do motor base operando com gasolina	157
Tabela C3 – Temperaturas do motor base operando com gasolina	159
Tabela C4 – Emissões do motor base operando com gasolina	161
Tabela C5 – Parâmetros operacionais do motor base operando com etanol	163
Tabela C6 – Parâmetros de desempenho do motor base operando com etanol	165
Tabela C7 – Temperaturas do motor base operando com etanol	167
Tabela C8 – Emissões do motor base operando com etanol	169

SUMARIO

1	INTRODUÇÃO	27
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1	Torque e potência de eixo	29
2.2	Pressão média efetiva	30
2.3	Razão ar/combustível e estequiometria	31
2.4	Eficiência de Combustão	33
2.5	Consumo específico de combustível e eficiência de conversão	34
2.6	Características do processo de combustão	36
2.7	Análises de pressão no cilindro	37
2.8	Variações da combustão ciclo a ciclo	41
2.9	Combustão anormal e detonação	42
2.10	Emissões	43
2.11	Balanceamentos de forças e momentos em motores alternativos	46
2.12	Projeto de mancais de deslizamento	56
2.13	Dimensionamento de engrenagens	58
2.14	Resolução de problemas hiperestáticos	59
2.15	Simulações computacionais como ferramentas auxiliares	60
2.16	Fluidodinâmica computacional unidimensional	61
2.17	Análises em elementos finitos (FEA)	63
3	PESQUISA PRELIMINAR PARA DIRECIONAMENTO E DEFINIÇÕES DO PROJETO	69
3.1	Definição do deslocamento volumétrico do novo motor	69
3.2	Definição do motor base	72

3.3	Determinação da disposição dos cilindros do motor	76
3.4	Definição do virabrequim e mancais	78
3.5	Definição da bomba de óleo	79
4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	83
4.1	Medições de cabeçotes em bancada de fluxo	83
4.2	Ensaio do motor base em bancada de dinamômetro	87
4.3	Ensaio da bomba de óleo	94
5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES	97
5.1	Mapeamento do motor base	97
5.2	Mapeamento da bomba de óleo	110
6	SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS E RESULTADOS	113
6.1	Fluidodinâmica computacional unidimensional	113
6.2	Resultados de análises em elementos finitos (FEA).....	114
7	PROJETO MECÂNICO	115
7.1	Projeto do bloco do motor	115
7.2	Dimensionamento das engrenagens da tomada de força auxiliar	118
7.3	Conjunto de partida e alternador	119
7.4	Dimensionamento dos Mancais de Rolamento	120
7.5	Projeto do virabrequim	128
7.6	Balanceamento do Motor Formula SAE	133
7.7	Sistema de lubrificação	135
7.8	Verificação do projeto do bloco com FEA	139
8	CONCLUSÃO	141
9	REFERÊNCIAS	143
Apêndice A – CALIBRAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA		147
Apêndice B – DIAGRAMAS		151
Apêndice C – RESULTADOS EXPERIMENTAIS		155

Apêndice D – SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO 171

1 INTRODUÇÃO

A categoria de competição Formula SAE objetiva o desenvolvimento de veículos protótipos do tipo fórmula por equipes multidisciplinares de estudantes de engenharia. Cada universidade é desafiada a formar uma equipe para projetar e construir um protótipo, respeitando um conjunto de regras estabelecidas pela organização, as quais visam dar direcionamento e segurança ao projeto. A competição, organizada em eventos de níveis nacional e mundial, é o ambiente onde cada projeto é submetido a provas teóricas e práticas, em que são avaliados desde os fundamentos teóricos aplicados no seu desenvolvimento até o desempenho dinâmico do veículo.

As regras da categoria estabelecem que os motores utilizados devem ser de 4 tempos, do ciclo Otto e com deslocamento volumétrico máximo de 610 cc. Além disso, é obrigatória a utilização de um restritor do tipo Venturi na admissão de ar, tendo 19 mm ou 20 mm de diâmetro em sua menor seção de passagem, caso o motor seja alimentado com etanol ou gasolina, respectivamente, visando limitar a potência máxima dos motores, por motivos de segurança.

Em relação ao desempenho, é desejável que os motores de Formula SAE apresentem alto torque em regimes de baixa e média rotação (2000 a 8000 rpm), devido à característica de frequentes acelerações dos circuitos nas provas dinâmicas, e alta eficiência térmica, uma vez que o consumo de combustível tem grande peso na avaliação dos projetos.

Dadas as características particulares exigidas dos motores na aplicação Formula SAE, as equipes buscam implementar modificações nos motores adquiridos comercialmente, redimensionando os sistemas de admissão, exaustão e de lubrificação, e os componentes internos de forma a adequá-los aos requisitos do projeto, havendo algumas equipes que se dedicam a projetar o motor completo.

Uma das maiores dificuldades enfrentadas pelas equipes de Formula SAE do Brasil tem sido a aquisição de motores de combustão interna para seus protótipos, pelo fato das características exigidas pelo regulamento serem quase que exclusivamente encontradas em motores de motocicletas importadas, o que torna o custo elevado e o acesso a peças de reposição limitado, inibindo a exploração e o aprendizado por parte dos estudantes.

Tendo em vista o cenário apresentado acima, este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um motor de combustão interna que atenda às especificações exigidas pela categoria de Formula SAE, construído a partir do maior número possível de componentes

de motores nacionais, de fácil aquisição e baixo custo, que permita aos alunos de engenharia uma maior liberdade e flexibilidade de desenvolvimento dos protótipos e, conseqüentemente, um maior aproveitamento do aprendizado que o projeto Formula SAE possa oferecer.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, é apresentada uma revisão bibliográfica contendo os fundamentos teóricos e parâmetros de projeto e operação dos motores de combustão interna do ciclo Otto que foram utilizados ao longo do desenvolvimento do motor Formula SAE.

2.1 – Torque e potência de eixo

O torque do motor é medido em bancada de dinamômetro, em que o motor é fixado à bancada de teste e seu eixo de saída é conectado ao rotor do dinamômetro. A Figura 2.1 ilustra o princípio de operação do dinamômetro.

Figura 2.1 – Princípio de operação do dinamômetro, Heywood (1988).

O rotor do dinamômetro transmite torque ao estator que é suportado por mancais de baixo atrito. A transmissão do torque pode ser feita através de interação eletromagnética, hidráulica ou por fricção mecânica. O estator é balanceado com o rotor parado. O torque exercido sobre o estator, quando o rotor está girando, é medido balanceando-se o estator com pesos, molas, ou meios pneumáticos. O dinamômetro utilizado neste trabalho é do tipo eletromagnético, e a medição do torque é feita através de uma célula de carga.

Dessa forma, o torque exercido pelo eixo do motor, denominado torque de eixo, é dado por:

$$T_e = b \cdot F \quad (2.1)$$

A potência gerada pelo motor e absorvida pelo dinamômetro, denominada potência de eixo, é calculada pelo produto do torque pela velocidade angular:

$$P_e = 2\pi \cdot N \cdot T \quad (2.2)$$

onde N é a velocidade angular do motor. Em unidades do Sistema Internacional tem-se:

$$P_e [kW] = 2\pi \cdot N \left[\frac{rev}{s} \right] \cdot T[N \cdot m] \cdot 10^{-3} \quad (2.3)$$

Assim, o torque é uma medida da capacidade do motor de realizar trabalho, e a potência é a quantidade de trabalho realizado num intervalo de tempo.

2.2 – Pressão média efetiva

Sendo o torque uma medida da capacidade de um determinado motor de realizar trabalho, é dependente do seu tamanho. Dessa forma, uma medida útil para a comparação de desempenho entre motores de diferentes tamanhos é a pressão média efetiva (PME), obtida dividindo-se o trabalho realizado por ciclo pelo volume deslocado por ciclo motor:

$$\text{Trabalho por ciclo} = \frac{P \cdot n_r}{N}$$

onde n_r é o número de revoluções do motor por combustão. Em motores de 4 tempos, cada cilindro realiza uma combustão a cada duas revoluções, sendo então $n_r = 2$. Assim:

$$PME = \frac{P \cdot n_r}{V_d \cdot N} \quad (2.4)$$

Em unidades do Sistema Internacional:

$$PME [kPa] = \frac{P[kW] \cdot n_r \cdot 10^3}{V_d[m^3] \cdot N \left[\frac{rev}{s} \right]} \quad (2.5)$$

A pressão média efetiva pode também ser expressa em termos do torque de eixo, sendo denominada potência média efetiva de eixo:

$$PME_e = \frac{2.\pi.n_r.T [N.m]}{V_d[m^3]} \quad (2.6)$$

Segundo Heywood (1988), a máxima pressão média efetiva de eixo de motores bem projetados está estabelecida, e é essencialmente constante em uma ampla faixa de tamanhos de motores. Assim, a pressão média efetiva de eixo que um motor particular desenvolve pode ser comparada com esta norma, e a efetividade com que o projetista utilizou o volume deslocado pelo motor pode ser avaliada. Para motores naturalmente aspirados com ignição por centelha, os valores máximos de pressão média efetiva estão na faixa de 850 a 1050 kPa, sendo em torno de 3000 rpm a velocidade em que o máximo torque é obtido.

2.3 – Razão ar/combustível e estequiometria

Dois parâmetros muito comumente medidos em testes de dinamômetro são as vazões mássicas de ar e de combustível. A razão ar/combustível (A/C) é determinada a partir dessas duas vazões, e é útil para definição das condições de operação do motor:

$$A/C = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{combustível}} \quad (2.7)$$

A partir do equacionamento da reação química de combustão, é possível se estabelecer a relação entre a composição dos reagentes (ar e combustível) e dos produtos da combustão. Como essa relação depende apenas da conservação da massa de cada elemento químico presente nos reagentes, apenas a composição elementar do combustível e a razão entre ar e combustível são necessárias.

Se houver oxigênio suficiente, o combustível poderá ser completamente oxidado. Nesse caso, todo o carbono presente no combustível será convertido em dióxido de carbono (CO₂), e todo o hidrogênio será convertido em água (H₂O). Por exemplo, podemos equacionar de forma simplificada a combustão completa de 1 mol de octano (C₈H₁₈) da seguinte forma:

Através do balanço do carbono entre os reagentes e os produtos tem-se $b = 8$, do balanço do hidrogênio, tem-se $c = 9$, e do balanço do oxigênio, tem-se $a = 12,5$. Assim, a equação 2.8 fica:

As massas moleculares aproximadas do carbono atômico, hidrogênio atômico, oxigênio e nitrogênio atmosférico são, respectivamente, 12, 1, 32 e 28, o que resulta em uma proporção de 114 g de combustível para cada 1720,550 g de ar, logo tem-se que a razão ar/combustível estequiométrica $(A/C)_e$ para a combustão do octano é de $1720,550/114 = 15,093$.

A partir das razões ar/combustível real e estequiométrica, definem-se outros dois parâmetros informativos da condição de operação do motor, a razão de equivalência ($\emptyset$) e a razão ar/combustível relativa (λ):

$$\emptyset = \frac{A/C_e}{A/C} \quad (2.10)$$

$$\lambda = \frac{1}{\emptyset} = \frac{A/C}{A/C_e} \quad (2.11)$$

Quando o processo de combustão ocorre com menos ar do que a proporção estequiométrica ($\lambda < 1$), denomina-se a mistura ar/combustível de mistura rica. Nesse caso, haverá oxigênio insuficiente para oxidar completamente o carbono a dióxido de carbono e o hidrogênio a água, e os produtos da combustão irão conter, além dos componentes da combustão estequiométrica, monóxido de carbono e hidrogênio. Caso a combustão ocorra com excesso de ar ($\lambda > 1$), denominada mistura pobre, esse excesso aparecerá nos produtos.

2.4 – Eficiência de Combustão

Na prática, os gases de exaustão de um motor de combustão interna contêm produtos de combustão incompleta, como monóxido de carbono, hidrogênio, hidrocarbonetos não queimados e fuligem, além dos produtos da combustão completa. Quando o motor opera com mistura pobre, a quantidade de produtos de combustão incompleta tende a ser pequena, enquanto com mistura rica essa quantidade tende a aumentar substancialmente devido à falta de oxigênio para oxidar completamente o combustível.

Como parte da energia química do combustível não é totalmente liberada durante o processo de combustão, define-se o parâmetro denominado eficiência de combustão. Conforme sugerido por Heywood (1988), um motor de combustão interna pode ser analisado como um sistema aberto que troca calor e trabalho com o ambiente ao seu redor. Os reagentes (ar e combustível) fluem para dentro do sistema, enquanto os produtos (gases de exaustão) fluem para fora. A quantidade de energia química liberada na combustão é dada pela diferença de entalpia entre os produtos e reagentes que, por sua vez, pode ser calculada através das respectivas entalpias de formação:

$$H_R(TA) - H_P(TA) = m(\sum_{i, reagentes} n_i \Delta h_{f,i}^0 - \sum_{i, produtos} n_i \Delta h_{f,i}^0) \quad (2.12)$$

onde H_R e H_P representam, respectivamente, as entalpias dos reagentes e dos produtos, e $\Delta h_{f,i}^0$ as entalpias de formação dos reagentes e produtos à temperatura ambiente, TA, e os índices i representam o número de moles dos componentes dos reagentes e produtos.

A energia total fornecida ao sistema é dada pela massa vezes o poder calorífico do combustível. Assim, a fração da energia fornecida ao sistema que é liberada no processo de combustão, ou eficiência da combustão, é dada por:

$$\eta_c = \frac{H_R(TA) - H_P(TA)}{m_c \cdot PC} \quad (2.13)$$

A Figura 2.2 ilustra como a eficiência de combustão varia em relação à razão de equivalência (ϕ) nos motores de combustão interna. Para motores de ignição por centelha operando com misturas pobres, a eficiência de combustão fica entre 95 e 98 por cento. Para misturas ricas os valores são menores, devido à combustão incompleta.

Figura 2.2 – Variação da eficiência de combustão com a razão de equivalência, Heywood (1988).

Ainda segundo Heywood (1988), a eficiência de combustão é pouco afetada por outros parâmetros de operação e projeto do motor, contanto que o processo de combustão permaneça estável. Para motores de ignição por compressão (ciclo Diesel), que operam sempre com razões pobres, a eficiência de combustão é normalmente mais alta, acima de 98 por cento.

2.5 – Consumo específico de combustível e eficiência de conversão

Em testes de dinamômetro, o consumo de combustível é medido na forma de vazão mássica. Um parâmetro mais útil para análise de consumo é o consumo específico de combustível (BSFC – *brake specific fuel consumption*), que é a vazão de combustível por unidade de potência de eixo. Essa grandeza mede quão eficientemente o motor está utilizando o combustível para produzir trabalho.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_c}{P_e} \quad (2.14)$$

Com unidades, tem-se:

$$BSFC\left[\frac{mg}{J}\right] = \frac{\dot{m}_c \left[\frac{g}{s}\right]}{P_e [kW]} \quad (2.15)$$

$$BSFC\left[\frac{g}{kW.h}\right] = \frac{\dot{m}_c \left[\frac{g}{h}\right]}{P_e [kW]} \quad (2.16)$$

Segundo Heywood (1988), para motores de ignição por centelha, os valores típicos de consumo específico de combustível de eixo, em condições de máxima eficiência, estão entre 230 e 270 g/kW.h para motores à gasolina e entre 370 e 440g/kW.h para motores a etanol. Alves (2007) registrou consumo de 420 g/kW.h de etanol em condições de operação de máxima eficiência, com mistura estequiométrica. Attard *et al.* (2006) registraram consumo de 240 g/kW.h em um motor de Formula SAE operando com gasolina e mistura rica, em torno de $\lambda = 0,92$.

Um parâmetro adimensional que também relaciona o trabalho realizado por ciclo, ou potência, com o consumo de combustível é a eficiência de conversão. A energia que o combustível pode fornecer no processo de combustão é dada pela massa de combustível fornecida ao motor por ciclo vezes o seu poder calorífico (PC). O calor específico de um combustível é definido pela quantidade de energia liberada na combustão completa de uma unidade de massa do mesmo. Por combustão completa entende-se que todo o carbono é convertido em dióxido de carbono, todo hidrogênio é convertido em água, e qualquer conteúdo de enxofre presente é convertido em dióxido de enxofre (SO₂). A quantidade denominada de poder calorífico superior (PCS) é determinada trazendo-se todos os produtos da combustão de volta à temperatura pré-combustão, usualmente padronizada a 25°C, condensando-se o vapor de água produzido. O poder calorífico inferior (PCI), por sua vez, é determinado subtraindo-se a energia perdida para o vapor d'água, uma vez que essa energia não pode ser utilizada para a realização de trabalho no motor. Definidos esses termos, a eficiência de conversão de um motor é dada por:

$$\eta = \frac{P}{\dot{m}_c.PCI} = \frac{3600}{BSFC\left[\frac{g}{kW.h}\right].PCI\left[\frac{MJ}{kg}\right]} \quad (2.17)$$

Pode-se notar que o consumo específico de combustível é inversamente proporcional à eficiência de conversão. Valores típicos de calor específico inferior estão entre 42 e 44 MJ/kg para gasolina e entre 23 e 25 MJ/kg para etanol, e de eficiência de conversão de eixo para motores de ignição por centelha entre 30 a 40 por cento.

É importante notar que a energia fornecida ao motor a cada ciclo não é totalmente liberada na forma de energia térmica no processo de combustão, pois o processo de combustão real é incompleto. Quando ar suficiente está presente no cilindro para oxidar completamente o combustível, quase toda a energia do combustível (mais de 96 por cento) é transferida como energia térmica ao fluido de trabalho. Quando não há ar suficiente para oxidar completamente o combustível, a falta de oxigênio impede a energia do combustível fornecido de ser completamente liberada (Heywood, 1988).

2.6 – Características do processo de combustão

O processo de combustão em motores de ignição por centelha é grandemente influenciado pelos eventos que ocorrem imediatamente antes dele. Entre esses eventos (ou fatores) podemos citar a composição do combustível, a formação e homogeneidade da mistura ar/combustível, razão de equivalência, temperatura do ar de admissão, presença de gases residuais na câmara de combustão, movimento da mistura no interior do cilindro e também o instante do ciclo no qual a centelha ocorre (avanço de ignição). Conforme relatado por Moura *et al.* (2009), os tempos de abertura e fechamento das válvulas e a posição de abertura da borboleta de aceleração têm grande influência sobre a variação ciclo a ciclo da combustão, pelo fato de serem parâmetros determinantes do enchimento dos cilindros e dos níveis de turbulência dos gases no interior da câmara de combustão.

A duração total do processo de combustão, desde a formação da frente de chama na vela de ignição até o final da sua propagação e extinção, fica tipicamente entre 30 e 90 graus de rotação do virabrequim, iniciando-se no final da compressão e se estendendo pela parte inicial da expansão. O momento de início e a duração da combustão são parâmetros determinantes do desempenho do motor. Se o início do processo de combustão for progressivamente avançado em relação ao ponto morto superior (PMS), o trabalho de compressão aumenta. No caso contrário, se o início do processo for progressivamente atrasado, o pico de pressão ocorre tardiamente na expansão e em menor magnitude, o que causa a redução do trabalho produzido pelos gases sobre o pistão. O avanço de ignição que

proporciona o máximo torque de eixo (MTE, ou MBT – *maximum brake torque*) é aquele que balanceia esses dois efeitos opostos. A Figura 2.3 (a) mostra o comportamento da pressão no interior do cilindro com relação ao momento da centelha para avanços de ignição excessivo (50°), ótimo (30°) e retardado (10°), e (b) o efeito do avanço de ignição sobre o torque de eixo, para um motor operando com velocidade de rotação e razão de equivalência constantes, a plena carga.

Figura 2.3 – (a) Pressões no cilindro para diferentes avanços de ignição. (b) Efeito do avanço de ignição sobre o torque de eixo, Heywood (1988).

Empiricamente, observa-se que, em condições de máximo torque de eixo, o pico de pressão no cilindro ocorre usualmente entre 13 e 16 graus após o ponto morto superior para a grande maioria dos motores de combustão interna. No entanto, o avanço de ignição para obtenção do máximo torque de eixo varia amplamente, dependendo de parâmetros de projeto e operação do motor e das propriedades do combustível.

2.7 – Análises de pressão no cilindro

Uma prática comum em trabalhos de pesquisa e desenvolvimento de motores de combustão interna é a instalação de transdutores de pressão de alta frequência no interior da câmara de combustão, capazes de medir a pressão ao longo do ciclo motor. Como a pressão é

resultante da combustão, esse tipo de medição permite a obtenção de parâmetros importantes para entendimento e avaliação das características do processo de combustão.

A pressão no cilindro é geralmente medida através de transdutores piezelétricos, os quais geram uma carga elétrica proporcional à variação da pressão à qual são submetidos. Essas cargas elétricas são de baixa intensidade, por isso amplificadores são utilizados para produzir tensões de saída proporcionais às cargas geradas pelo transdutor, permitindo o processamento dos valores medidos. É importante notar que essa técnica limita a medição de pressões relativas, uma vez que os cristais piezelétricos reagem apenas a diferenças de pressão.

Conforme relatado por Heywood (1988), dados precisos de pressão no cilindro versus ângulo do virabrequim podem ser obtidos através desse tipo de medição contanto que os seguintes passos sejam seguidos: a correta pressão de referência seja usada para converter os sinais medidos em pressões absolutas, o sincronismo entre o sinal de pressão e o sinal de posição do virabrequim tenha uma precisão de 0,2 graus, o volume morto do cilindro (acima do pistão em PMS) seja estimado com suficiente precisão, e as variações de temperatura do transdutor (que podem alterar seu fator de calibração) ao longo do ciclo sejam minimizadas. Gráficos bilogarítmicos da pressão contra a posição do virabrequim ($\log P \times \log V$) podem ser usados para verificação da qualidade dos dados medidos. Os primeiros três requerimentos citados acima podem ser validados através do gráfico $\log P \times \log V$ para o motor rodando sem combustão. Se as variações de temperatura do sensor ao longo do ciclo forem significantes, o período de expansão apresentará curvatura excessiva no gráfico $\log P \times \log V$. A Figura 2.4 mostra os gráficos de pressão contra volume nas escalas linear (a) e bilogarítmica (b) de um motor operando a 1500rpm, em MTE e carga parcial.

Figura 2.4 – (a) Diagrama pressão-volume e (b) $\log P \times \log(V/V_{\text{máximo}})$, Heywood (1988).

Os dados de pressão no cilindro ao longo do ciclo motor podem ser usados para calcular a transferência de trabalho do gás para o pistão. Integrando-se a pressão em relação ao volume ao longo do ciclo é possível se calcular o parâmetro denominado trabalho indicado por ciclo:

$$W_{c,i} = \oint p \, dV \quad (2.18)$$

Para motores de ciclo 2 tempos a aplicação da equação 2.18 é direta. No caso de ciclos 4 tempos, surgem duas definições de trabalho indicado: trabalho indicado bruto ($W_{c,i \text{ B}}$) e trabalho indicado líquido ($W_{c,i \text{ L}}$). Na Figura 2.5, o trabalho indicado bruto corresponde à soma (área A + área C), enquanto o trabalho indicado líquido corresponde a (área A + área C) – (área B + área C) = (área A – área B).

Figura 2.5 – Ciclo 4 tempos em carga parcial, mostrando a fase de bombeamento e os eventos de válvulas: AVA = abertura da válvula de admissão, AVE = abertura da válvula de exaustão, FVA = fechamento da válvula de admissão, FVE = fechamento da válvula de exaustão, Heywood (1988).

Em motores naturalmente aspirados, a região compreendida por (área B + área C) – denominada fase de bombeamento – corresponde à transferência de trabalho do pistão para os gases do cilindro, uma vez que a pressão na fase de admissão é geralmente menor do que na exaustão. Caso a pressão de admissão seja maior do que a de exaustão, haverá transferência de trabalho dos gases para o pistão também nessa fase, o que geralmente ocorre em motores sobrealimentados.

A partir da equação 2.18 é possível se calcular a potência indicada (P_i) por cilindro. Aplicando a potência indicada na equação 2.5, obtém-se o parâmetro denominado potência média efetiva indicada (PMEI, ou IMEP – *Indicated Mean Effective Pressure*):

$$P_i = \frac{W_{c,i} \cdot N}{n_r} \quad (2.19)$$

$$IMEP [kPa] = \frac{P_i[kW] \cdot n_r \cdot 10^3}{V_d[m^3] \cdot N[\frac{rev}{s}]} \quad (2.20)$$

2.8 – Variações da combustão ciclo a ciclo

Observando-se as medições de pressão no cilindro de ciclos consecutivos, nota-se que significativas variações podem ocorrer, especialmente em motores de ignição por centelha. Como a pressão é resultante da combustão, infere-se que a combustão pode apresentar grandes variações ciclo a ciclo. A Figura 2.6 mostra o comportamento da pressão no cilindro durante a combustão de 10 ciclos consecutivos, de um motor operando em regime de carga parcial, com pressão de admissão de 0,7 bar, mistura estequiométrica, avanço de ignição ajustado para MTE, em que se pode notar significativa variação ciclo a ciclo, tanto dos valores máximos de pressão quanto do trabalho realizado.

Figura 2.6 – Pressões no cilindro de 10 ciclos consecutivos de um motor de ignição por centelha, Heywood (1988).

Um parâmetro importante para quantificação da variação ciclo a ciclo da combustão, derivado das medições de pressão no cilindro, é denominado coeficiente de variação (COV – *coefficient of variation*) da pressão média efetiva indicada (COV_{imep}), que é definido como sendo o desvio padrão da pressão média efetiva indicada dividido pela média da pressão média indicada, e é usualmente expresso em porcentagem:

$$COV_{imep} [\%] = \frac{\sigma_{pmei}}{\overline{PMEI}} \cdot 100 \quad (2.21)$$

O coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada define a variabilidade do trabalho realizado por ciclo. Segundo Heywood (1988), para aplicações veiculares, problemas de dirigibilidade aparecem quando esse coeficiente atinge valores em torno de 10%. Na indústria automotiva, em geral se considera que a combustão é estável se o COVimep for menor ou igual a 3%.

2.9 – Combustão anormal e detonação

Em motores de ignição por centelha, comportamentos anormais da combustão podem ocorrer devido a diversos fatores, sendo os mais comuns a ignição de superfície e a detonação. Segundo Heywood (1988), quando um processo de combustão anormal acontece, há uma liberação extremamente rápida de energia química por parte da fração da mistura ar-combustível que até então não havia sido queimada, causando pressões localizadas muito elevadas e a propagação de ondas pressão de amplitude substancial através da câmara de combustão.

A ignição de superfície ocorre quando um ponto quente na câmara de combustão, como uma válvula superaquecida, depósitos de carbono ou até mesmo a própria vela de ignição, promove o início da combustão de forma independente da descarga elétrica da vela. Tal efeito ocorre geralmente devido a falhas de projeto da câmara de combustão.

O fenômeno de detonação ocorre devido ao superaquecimento da fração não queimada da mistura ar-combustível no interior da câmara de combustão, após o processo ter se iniciado pela descarga elétrica da vela. O processo de queima gradual da mistura ar-combustível causa a elevação da pressão e da temperatura no interior da câmara de combustão, e consequentemente, da fração que ainda não foi queimada. Dessa forma, a fração não queimada pode atingir uma condição em que simplesmente entre em combustão espontânea, causando pressões localizadas elevadas e a propagação de ondas de pressão pela câmara. As flutuações de pressão na câmara causam um ruído metálico agudo, característico do fenômeno de detonação.

2.10 – Emissões

Os gases de exaustão dos motores a combustão interna contêm, além de dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O), óxidos de nitrogênio, conhecidos por NO_x , monóxido de carbono (CO), e hidrocarbonetos não queimados ou parcialmente queimados (HC). As quantidades relativas desses compostos variam entre os diferentes motores e suas condições de operação. Segundo Heywood (1988), na indústria automotiva, as emissões dos motores a gasolina são da ordem de 500 a 1000 ppm de NO_x , 1 a 2% Vol de CO e 3000 ppm de HC . Contudo, ao longo dos últimos anos, foram estabelecidas regulamentações mais rígidas sobre as emissões veiculares, impondo limites cada vez menores, principalmente em países desenvolvidos.

Segundo Hirai (2009) e Alves (2007), ao longo das últimas décadas, os níveis médios de emissões pelos veículos automotores foram reduzidos drasticamente, principalmente devido às exigências estabelecidas pelo PROCONVE – Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores e PROMOT – Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos e Veículos Similares. Desde a implantação do PROCONVE, em 1986, as emissões de CO , HC e NO_x tiveram reduções acima de 90%, tanto para motores movidos a gasolina quanto a etanol.

Segundo Alves *et al.* (2007), em motores a etanol, os níveis de CO são muito inferiores, sendo facilmente controlados e ficando abaixo de 0,11% quando o motor opera com mistura ligeiramente pobre. Porém, os níveis de NO_x registrados são da ordem de 2000 ppm, e diminuem consistentemente apenas para misturas com mais de 35% de excesso de ar.

Os processos pelos quais os poluentes são formados dentro do cilindro de um motor de ignição por centelha convencional são ilustrados qualitativamente na Figura 2.7, que mostra o que geralmente ocorre em cada um dos quatro tempos do ciclo motor. Óxidos de nitrogênio são formados durante a queima, na região de alta temperatura atrás da frente de chama, através de reações químicas entre átomos e moléculas de nitrogênio e oxigênio que ainda não alcançaram o equilíbrio químico, sendo que a taxa de formação é tão maior quanto maior for a temperatura dos gases. O monóxido de carbono também é formado durante a combustão, principalmente quando o motor opera com mistura rica, uma vez que não há oxigênio suficiente para oxidar completamente o combustível a CO_2 . Durante a expansão, a formação de NO_x e CO cessam com a diminuição da temperatura da câmara de combustão. Os hidrocarbonetos não queimados têm diferentes mecanismos de formação. Durante a compressão e a combustão, o aumento da pressão no cilindro força uma parcela da mistura

ar/combustível não queimada para dentro das pequenas cavidades da câmara de combustão, como os volumes compreendidos entre o pistão, os anéis e a parede do cilindro. Essa pequena parcela da mistura não participa do processo principal da combustão, pois não é alcançada pela frente de chama, e é liberada quando a pressão no cilindro diminui nas fases de expansão e exaustão, sendo a principal fonte de HC. Outras fontes de formação de HC incluem os filmes de óleo nas paredes do cilindro e regiões porosas da câmara de combustão (como depósitos formados), que podem absorver e liberar hidrocarbonetos do combustível, respectivamente, antes e depois do processo de combustão.

Figura 2.7 – Mecanismos de formação dos poluentes em um motor de ignição por centelha, Heywood (1988).

Um dos parâmetros mais determinantes da formação de poluentes nos motores de ignição por centelha é a razão ar/combustível, que normalmente são operados com misturas próximas da estequiométrica ou ligeiramente ricas, visando garantir funcionamento estável e confiável. A Figura 2.8 mostra, qualitativamente, como as emissões de NOx, CO e HC variam com a mistura ar/combustível.

Figura 2.8 – Variação das concentrações de NOx, CO e HC nos gases de exaustão em função da razão ar/combustível (fora de escala), Heywood (1988).

Observa-se que em operações com misturas ricas, a formação de CO e HC aumenta de forma praticamente linear, sendo determinados pelo excesso de combustível que não é oxidado, e NOx decresce devido à diminuição da temperatura da câmara. Conforme constatado por Alves *et al.* (2007), misturas pobres proporcionam menores níveis de emissões, até o limite em que a combustão se torna instável, quando falhas de ignição da mistura ar/combustível começam a ocorrer, aumentando as emissões de hidrocarbonetos.

2.11 – Balanceamentos de forças e momentos em motores alternativos

Neste tópico é apresentada a análise das forças e momentos associados à operação dos motores de combustão interna. A abordagem será feita conforme descrita por Taylor (1985), aplicada a motores com disposição de cilindros em linha e em V, mas pode ser facilmente extrapolada para qualquer configuração de motor alternativo de combustão interna.

A Figura 2.9 representa um mecanismo biela-manivela, em que a biela tem comprimento L e a manivela tem comprimento R . Pode-se notar que a distância S entre o pino do pistão e o centro do virabrequim é dada por:

$$S = R \cos \theta + L \cos \phi \quad (2.22)$$

Figura 2.9 – Sistema biela – manivela, Taylor (1985).

Das relações geométricas do sistema, tem-se que:

$$R \sin \theta = L \sin \phi \quad \text{então,} \quad \sin \phi = \frac{R}{L} \sin \theta \quad (2.23)$$

Da trigonometria, sabemos que $\cos\emptyset = \sqrt{1 - \text{sen}^2\emptyset}$, logo da equação 2.23 resulta que:

$$\cos\emptyset = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \text{sen}^2\theta} \quad (2.24)$$

Segundo Taylor (1985), nos motores de combustão interna a relação R/L é sempre menor do que 0,33, com o que o termo $(R/L)^2$ da equação 2.24 se torna menor do que 0,11. Por essa razão, o radical pode ser expandido, pelo teorema binomial, em uma série convergente:

$$\cos\emptyset = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{R}{L}\right)^2 \text{sen}^2\theta - \frac{1}{8}\left(\frac{R}{L}\right)^4 \text{sen}^4\theta - \frac{1}{16}\left(\frac{R}{L}\right)^6 \text{sen}^6\theta - \dots \quad (2.25)$$

Da trigonometria, tem-se que as potências de $\text{sen}\theta$ da equação acima podem ser substituídas por seus respectivos ângulos múltiplos:

$$\text{sen}^2\theta = \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\cos 2\theta$$

$$\text{sen}^4\theta = \frac{3}{8} - \frac{1}{2}\cos 2\theta + \frac{1}{8}\cos 4\theta$$

$$\text{sen}^6\theta = \frac{5}{16} - \frac{15}{32}\cos 2\theta + \frac{3}{16}\cos 4\theta - \frac{1}{32}\cos 6\theta$$

e assim por diante.

Substituindo as relações acima na equação, 2.25 obtém-se:

$$\cos\emptyset = a'_0 + a'_2\cos 2\theta + a'_4\cos 4\theta + a'_6\cos 6\theta + \dots \quad (2.26)$$

onde:

$$a'_0 = 1 - \left[\frac{1}{4}\left(\frac{R}{L}\right)^2 + \frac{3}{64}\left(\frac{R}{L}\right)^4 + \frac{5}{256}\left(\frac{R}{L}\right)^6 + \dots \right]$$

$$a'_2 = + \left[\frac{1}{4}\left(\frac{R}{L}\right)^2 + \frac{1}{16}\left(\frac{R}{L}\right)^4 + \frac{15}{512}\left(\frac{R}{L}\right)^6 + \dots \right]$$

$$a'_4 = - \left[\frac{1}{64} \left(\frac{R}{L} \right)^2 + \frac{3}{256} \left(\frac{R}{L} \right)^6 + \dots \right]$$

$$a'_6 = + \left[\frac{1}{512} \left(\frac{R}{L} \right)^6 + \dots \right]$$

Pode-se escrever a equação 2.22 da seguinte forma:

$$S = R(\cos\theta + \frac{L}{R}\cos\phi)$$

Utilizando a equação 2.20, tem-se:

$$S = R \left[\cos\theta + \frac{L}{R} (a'_0 + a'_2 \cos 2\theta + a'_4 \cos 4\theta + a'_6 \cos 6\theta + \dots) \right]$$

Fazendo

$$a_0 = \frac{L}{R} a'_0 \quad a_2 = \frac{L}{R} a'_2 \quad a_4 = \frac{L}{R} a'_4 \quad \text{etc.}$$

Tem-se finalmente:

$$S = R(a_0 + \cos\theta + a_2 \cos 2\theta + a_4 \cos 4\theta + a_6 \cos 6\theta + \dots) \quad (2.27)$$

Nota-se que o segundo termo da equação acima ($R\cos\theta$) é a projeção da manivela sobre o eixo do cilindro, exatamente conforme ilustrado na Figura 2.7. Os demais termos da equação são função da razão R/L , resultantes da posição angular da biela.

Assumindo que a manivela gira a uma velocidade angular Ω constante, as equações para a velocidade e aceleração do pistão podem ser obtidas derivando-se a equação 2.27 em relação ao tempo, como segue:

$$\frac{\partial S}{\partial t} = \dot{S} = -\Omega R(\sin\theta + 2a_2 \sin 2\theta + 4a_4 \sin 4\theta + \dots) \quad (2.28)$$

$$\frac{\partial^2 S}{\partial t^2} = \ddot{S} = -\Omega^2 R(\cos\theta + 4a_2 \cos 2\theta + 16a_4 \cos 4\theta + \dots) \quad (2.29)$$

A expressão da aceleração do pistão na forma da equação 2.29 acima facilita a soma de forças em diferentes fases (ou posições angulares), como é o caso de motores multicilíndricos.

Para efeito de simplificação das análises de forças apresentadas daqui em diante, a massa da biela será dividida em duas partes, conforme mostrado na Figura 2.10: uma porção da massa é concentrada na extremidade que se conecta ao pistão, a uma distância “b” do centro de massa, sendo considerada parte do conjunto que possui movimento alternativo (pistão, anéis, pino, etc.); a outra porção é concentrada na extremidade oposta, a uma distância “a” do centro de massa, e é considerada como possuindo apenas movimento rotativo junto ao munhão. Como a soma das massas é igual à massa da biela, e o centro de massa permanece no mesmo ponto, a intensidade e direção das forças resultantes dessa abordagem são iguais à intensidade e direção das forças da biela real. Momentos que possam existir não serão considerados aqui.

Figura 2.10 – Distribuição de massas da biela.

As forças geradas por um sistema biela-manivela estão representadas na Figura 2.11, e são: a força F_p , na direção do eixo do cilindro, atuando sobre o conjunto alternativo, a qual produz uma força de reação F_a no bloco do motor (de mesma intensidade, com direção oposta), e a força F_{cp} , que atua no munhão, direcionada radialmente para o centro de rotação da manivela, que por sua vez produz a força de reação F_{ct} no bloco do motor (de mesma intensidade, com direção oposta). A força F_{ct} pode ser facilmente balanceada por um

contrapeso de massa adequada posicionado do lado oposto ao munhão, ou pela disposição dos outros munhões em motores multicilíndricos.

Figura 2.11 – Forças atuantes num conjunto biela-manivela, Taylor (1985).

As reações F_a e F_{ct} são as duas forças de maior intensidade que atuam sobre o bloco do motor. Segundo Taylor (1985), as forças geradas por outros componentes do motor, como válvulas, comandos, e até pela aceleração dos gases de exaustão são usualmente pequenas quando comparadas às forças geradas pelo sistema biela-manivela, e por isso podem ser negligenciadas neste estudo.

Tendo sido a força F_{ct} balanceada conforme descrito acima, resta a força desbalanceada F_a . Sendo a aceleração do conjunto alternativo dada pela equação 2.29, M_p a massa desse conjunto, tem-se que:

$$F_p = M_p \ddot{S} = -M_p \Omega^2 R (\cos\theta + 4a_2 \cos 2\theta + 16a_4 \cos 4\theta + \dots) \quad (2.30)$$

Os valores dos coeficientes $4a_2$, $16a_4$, e etc. são mostrados na Figura 2.12, em função da razão R/L . Conforme mencionado anteriormente, para os valores de R/L usuais de motores de combustão interna ($R/L < 0.3$), a convergência da série é rápida o suficiente para negligenciar os termos $16a_4$ em diante.

Figura 2.12 – Coeficientes da equação da força F_p , Taylor (1985).

Pode-se notar ainda que, numericamente, o termo $4a_2$ é praticamente igual à razão R/L . Dessa forma, com boa aproximação, tem-se:

$$F_a = -F_p \cong M_p \Omega^2 R \left(\cos\theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) \quad (2.31)$$

Para simplificação, pode-se fazer $-M_p \Omega^2 R = Z$. Assim:

$$F_a \cong Z \left(\cos\theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) \quad (2.32)$$

Os coeficientes de θ na expressão 2.32 são referidos como sendo a ordem do harmônico, ou ordem da vibração. Assim, o primeiro termo da equação representa a componente de primeira ordem da força F_a , que varia, ciclicamente, uma vez por revolução da manivela. O segundo termo, por sua vez, representa a componente de segunda ordem da força F_a , a qual varia, ciclicamente, duas vezes a cada revolução da manivela. A Figura 2.13 mostra o comportamento da força desbalanceada F_a e das suas componentes de primeira e segunda ordem para um conjunto biela-manivela:

Figura 2.13 – Força desbalanceada F_a e suas componentes em função da posição angular da manivela, Taylor (1985).

A forma de balanceamento da força F_a depende do número e arranjo de cilindros do motor, sendo que a força total atuante sobre o bloco é dada pela soma vetorial das forças F_a produzidas por cada conjunto alternativo. Em motores multicilíndricos, o balanceamento dessas forças pode ser feito pelo arranjo das posições angulares de cada manivela do virabrequim, de forma que a soma vetorial faz com que as forças sejam nulas. Em motores monocilíndricos e em alguns arranjos de motores multicilíndricos, a única forma de balanceamento é através do uso de contrapesos auxiliares, conforme ilustrado na Figura 2.14. Para balanceamento de forças de primeira ordem, geralmente emprega-se um único contrapeso, que gira com a mesma velocidade angular do virabrequim. Já para balanceamento de forças de segunda ordem, é necessário o uso de 2 contrapesos, posicionados um de cada lado do virabrequim, girando em sentidos opostos um ao outro, e com o dobro da velocidade do virabrequim.

Figura 2.14 – Contrapesos auxiliares para balanceamento de forças de primeira ordem (A) e segunda ordem (B).

Em motores com cilindros dispostos em V, geralmente é feita a montagem de duas bielas em cada moente do virabrequim. A Figura 2.15 ilustra as direções das forças F_{aR} e F_{aL} resultantes dos conjuntos alternativos da direita e esquerda, respectivamente, de um motor em V com ângulo β entre os cilindros.

Figura 2.15 – Diagrama das forças alternativas de um motor em V, Taylor (1985).

De acordo com o diagrama acima, as forças F_{aR} e F_{aL} são dadas pelas seguintes expressões:

$$F_{aR} = Z \left(\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) \quad (2.33)$$

$$F_{aL} = Z \left[\cos (\theta - \beta) + \frac{R}{L} \cos 2(\theta - \beta) \right] \quad (2.34)$$

As projeções dessas forças nas direções horizontal (X) e vertical (Y), denotadas, respectivamente, por F_{aY} e F_{aX} , são dadas por:

$$F_{aY} = F_{aR} \cos \left(\frac{\beta}{2} \right) + F_{aL} \cos \left(\frac{\beta}{2} \right) = (F_{aR} + F_{aL}) \cos \left(\frac{\beta}{2} \right)$$

$$F_{aX} = F_{aR} \sin \left(\frac{\beta}{2} \right) + F_{aL} \sin \left(\frac{\beta}{2} \right) = (F_{aR} + F_{aL}) \sin \left(\frac{\beta}{2} \right)$$

Substituindo as equações 2.33 e 2.34 nas expressões de F_{aY} e F_{aX} acima, tem-se:

$$F_{aY} = Z \cos \frac{\beta}{2} \left\{ [(\cos \theta + \cos(\theta - \beta))] + \frac{R}{L} [\cos 2\theta + \cos 2(\theta - \beta)] \right\} \quad (2.35)$$

$$F_{aX} = Z \sin \frac{\beta}{2} \left\{ [(\cos \theta + \cos(\theta - \beta))] + \frac{R}{L} [\cos 2\theta + \cos 2(\theta - \beta)] \right\} \quad (2.36)$$

Das equações de F_{aX} e F_{aY} acima, pode-se separar os termos de primeira ordem, denotados por F_{aX1} e F_{aY1} , e segunda ordem, denotados por F_{aX2} e F_{aY2} :

$$F_{aY1} = Z \cos \frac{\beta}{2} [\cos \theta + \cos(\theta - \beta)]$$

$$F_{aY2} = Z \frac{R}{L} \cos \frac{\beta}{2} [\cos 2\theta + \cos 2(\theta - \beta)]$$

$$F_{aX1} = Z \sin \frac{\beta}{2} [\cos \theta + \cos(\theta - \beta)]$$

$$F_{aX2} = Z \frac{R}{L} \sin \frac{\beta}{2} [\cos 2\theta + \cos 2(\theta - \beta)]$$

Pode-se, ainda, simplificar essas expressões empregando as seguintes relações matemáticas:

$$\cos A + \cos B = 2 \cos \left(\frac{1}{2} [A + B] \right) \cdot \cos \left(\frac{1}{2} [A - B] \right)$$

$$\cos A - \cos B = -2 \sin \left(\frac{1}{2} [A + B] \right) \cdot \sin \left(\frac{1}{2} [A - B] \right)$$

Fazendo $A = \theta$ e $B = (\theta - \beta)$, tem-se:

$$F_{aY1} = 2Z \cos^2 \frac{\beta}{2} \left[\cos \left(\theta - \frac{\beta}{2} \right) \right]$$

$$F_{aY2} = 2Z \frac{R}{L} \cos \frac{\beta}{2} \left[\cos \beta \cdot \cos 2 \left(\theta - \frac{\beta}{2} \right) \right]$$

$$F_{aX1} = -2Z \sin^2 \frac{\beta}{2} \left[\sin \left(\theta - \frac{\beta}{2} \right) \right]$$

$$F_{aX2} = -2Z \frac{R}{L} \sin \frac{\beta}{2} \left[\sin \beta \cdot \sin 2 \left(\theta - \frac{\beta}{2} \right) \right]$$

No caso do motor em V a 90° , tem-se que $\beta = 90^\circ$ e $\sin^2(\beta/2) = \cos^2(\beta/2) = 1/2$, então:

$$F_{aY1} = Z \cos \left[\cos \left(\theta - \frac{\beta}{2} \right) \right]$$

$$F_{aX1} = -Z \sin \left(\theta - \frac{\beta}{2} \right)$$

Conforme definido anteriormente, $Z = -M_p \Omega^2 R$, logo, as componentes de primeira ordem são equivalentes àquelas que seriam produzidas por uma massa M_p (massa alternativa, composta por pistão, anéis, pino e parte superior da biela) concentrada no munhão do virabrequim, podendo ser, portanto, balanceadas através do dimensionamento dos contrapesos do próprio virabrequim. Já a força inercial resultante de segunda ordem atua apenas no plano horizontal. Com $\beta = 90^\circ$ resulta em $\cos \beta = 0$ e $F_{aY2} = 0$, restando apenas $F_{aX2} = -\sqrt{2}Z(R/L)\sin 2(\theta - \beta/2)$.

Após o balanceamento das forças inerciais dos conjuntos alternativos do motor, é necessário verificar o balanceamento dos momentos gerados por essas forças. A Figura 2.16 ilustra o virabrequim de um motor com 3 cilindros em linha, cujos moentes são separados por uma distância “d”, e suas posições angulares em relação ao eixo dos cilindros (vertical) são respectivamente θ_1 , θ_2 e θ_3 .

Figura 2.16 – Posições angulares dos moentes de um virabrequim, Taylor (1985).

Analisando separadamente os momentos de primeira e segunda ordem, denotados por M_1 e M_2 , respectivamente, e tomando como referência o primeiro cilindro, tem-se as seguintes expressões:

$$M_1 = Z(d \cos\theta_2 + 2d \cos\theta_3) \quad (2.37)$$

$$M_2 = Z \left(\frac{R}{L} \right) [d \cos(2\theta_2) + 2d \cos(2\theta_3)] \quad (2.38)$$

O balanceamento dos momentos de um virabrequim pode ser feito utilizando números pares de cilindros e moentes dispostos simetricamente em relação a um plano perpendicular ao eixo do virabrequim. Assim, a força desbalanceada de um moente é compensada pela força de mesma intensidade gerada por outro moente, do lado oposto do virabrequim, de forma que os braços dos momentos são iguais.

2.12 – Projeto de mancais de deslizamento

Neste tópico é apresentado um procedimento de cálculo para dimensionamento de mancais de deslizamento. Segundo Shigley (2008), mancais de deslizamento podem ser dimensionados de forma simplificada através de parâmetros adimensionais tabelados, que serão apresentados nesta seção e utilizados no capítulo 7 apenas para estimar a vazão de óleo lubrificante do motor Formula SAE.

Segundo Shigley (2008), o projeto de um mancal de deslizamento se inicia pela estimativa de suas dimensões (diâmetro e largura), que geralmente são definidas durante o dimensionamento do eixo. Os parâmetros adimensionais do mancal são:

→ Razão entre o diâmetro e a largura do mancal:

$$\lambda_m = D_m / L_m \quad (2.39)$$

→ Número característico do mancal, ou número de Sommerfeld:

$$S_m = \left(\frac{r_m}{c_m} \right) \cdot \frac{\mu \cdot N}{P_m} \quad (2.40)$$

onde:

r_m = raio do mancal [mm];

c_m = folga radial do mancal [mm];

μ = viscosidade dinâmica do óleo lubrificante [μ reyn] (1μ reyn = 6,895 m.Pa.s);

N_m = velocidade de rotação do eixo [rps];

P_m = pressão aplicada sobre o mancal [N/mm^2] = Força/Área projetada, conforme ilustrado na Figura 2.17.

Figura 2.17 – Área projetada do mancal de deslizamento, Norton (2013).

Os demais parâmetros adimensionais de projeto do mancal são tabelados em função de S_m e λ_m , e são:

→ h_0/c_m = espessura mínima adimensional do filme de óleo (Figura B1);

→ $\varepsilon_m = e_m/c_m$ = excentricidade adimensional entre centros do mancal e do eixo (figura B1);

→ P_m/P_{mmax} = razão de pressão máxima sobre o filme de óleo (Figura B2);

→ $(r_m/c_m) \cdot f$ = coeficiente de atrito adimensional (Figura B3);

→ $Q_m / (r_m \cdot c_m \cdot N_m \cdot L_m)$ = vazão adimensional de óleo lubrificante (Figura B4);

Uma vez que os parâmetros acima são adimensionalizados em relação aos parâmetros conhecidos c_m , r_m e W , é possível se calcular em todos os parâmetros dimensionais de projeto do mancal. Todos os gráficos referentes aos parâmetros adimensionais são apresentados no Apêndice B.

2.13 – Dimensionamento de engrenagens

O dimensionamento das engrenagens de dentes retos é feito através do cálculo da tensão de flexão no dente, considerando que toda a carga é aplicada sobre apenas um dente da engrenagem por vez. Segundo Norton (2013), as tensões de flexão são dadas por:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{L_d \cdot m_d \cdot J_e} \cdot \frac{K_a K_m}{K_v} \cdot K_S \cdot K_B \cdot K_I \quad (2.41)$$

onde:

W_t = força atuante sobre o dente;

L_d = a largura do dente;

m_d = módulo diametral do dente;

J_e = o fator de forma do dente;

K_a = fator de aplicação da engrenagem;

K_m = fator de distribuição de carga do dente, igual a 1,6 para $L_d < 50\text{mm}$;

K_v = fator dinâmico da engrenagem;

K_S = fator de tamanho, igual a 1, exceto em dentes muito grandes;

K_B = fator de espessura de borda da engrenagem, igual a 1 para engrenagens sólidas;

K_I = fator de ciclo de carga da engrenagem, igual a 1, exceto para engrenagens intermediárias (não acopladas a eixos).

A maior parte dos fatores listados acima são tabelados. O fator K_a é igual a 1,5 para transmissões de alto impacto como as que ocorrem em motores a combustão. O fator

dinâmico K_v leva em conta a velocidade tangencial dos dentes da engrenagem, e é dado pelas seguintes equações empíricas:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 \cdot V_{te}}} \right)^B \quad (2.42)$$

onde:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

V_{te} = velocidade tangencial da engrenagem

Q_v = índice de qualidade do engrenamento = 10 a 11 para engrenagens automotivas.

Assumindo $Q_v = 10$, tem-se que $B = 0,4$ e $A = 83,6$.

O dimensionamento de engrenagens muitas vezes é um processo iterativo, quando se deseja otimizar a dimensão e massa dos componentes.

2.14 – Resolução de problemas hiperestáticos

Do ponto de vista de projeto mecânico, a virabrequim de um motor de combustão interna consiste um problema hiperestático, por se tratar de um eixo rígido geralmente apoiado sobre mais do que 2 mancais. Existem vários meios para se equacionar e calcular os valores das forças sobre cada mancal, que são as incógnitas em questão. Segundo Norton (2013), um dos métodos empregados, cujo procedimento de cálculo será apresentado brevemente a seguir, consiste do uso de funções de singularidade, que são tipicamente aplicadas a vigas com carregamentos descontínuos ao longo do comprimento. Funções de singularidade são frequentemente denotadas por um binômio entre parênteses angulados ou chaves, em que o primeiro valor é a variável de interesse – no presente estudo, é a distância x ao longo do comprimento da barra – e o segundo valor “ a ” é um parâmetro que denota em qual posição de x a função de singularidade começa a atuar. Os diferentes tipos de carregamento são representados da seguinte forma:

- carregamento quadrático, representado por uma função parabólica:

$$q = \langle x - a \rangle^2$$

- carregamento de distribuição linear, representado por uma função rampa:

$$q = \langle x - a \rangle^1$$

- carregamento de distribuição uniforme, representado por uma função degrau:

$$q = \langle x - a \rangle^0$$

- forças concentradas, representadas por uma função impulso:

$$q = \langle x - a \rangle^{-1}$$

- momentos concentrados, representados por uma função dipolo:

$$q = \langle x - a \rangle^{-2}$$

Da teoria de resistência dos materiais, sabe-se que, para uma viga de comprimento L , as funções força cortante $V(x)$, momento fletor $M(x)$, deflexão angular $\theta(x)$ e deflexão linear $y(x)$ podem ser obtidas através de integrações sucessivas da equação de carregamento:

$$V(x) = \int_0^L q(x)dx + C_1 \quad (2.43)$$

$$M(x) = \int_0^L V(x)dx + C_1x + C_2 \quad (2.44)$$

$$\theta(x) = \int_0^L \frac{M(x)}{E \cdot I} dx + \frac{C_1}{2}x^2 + C_2x + C_3 \quad (2.45)$$

$$y(x) = \int_0^L \theta(x)dx + \frac{C_1}{6}x^3 + \frac{C_2}{2}x^2 + C_3x + C_4 \quad (2.46)$$

onde C_1 , C_2 , C_3 e C_4 são as constantes de cada integração, E é o módulo de elasticidade do material da viga, e I é o momento de inércia da área da secção transversal em relação ao eixo y .

2.15 – Simulações computacionais como ferramentas auxiliares

Na engenharia mecânica, simulações computacionais ou CAE (Computer Aided Engineering) são frequentemente empregadas com o objetivo de auxiliar, aprimorar ou facilitar o cálculo e análise de parâmetros de um determinado projeto. Os códigos ou rotinas computacionais utilizadas consistem basicamente de métodos numéricos destinados à resolução de equações matemáticas em processos iterativos.

Conforme mencionado por Calviti (2008), muitos dos problemas de engenharia encontrados no projeto dos componentes de um motor de combustão interna podem ser

estudados por modelos analíticos consagrados. No entanto, esses modelos analíticos são difíceis de ser aplicados em muitos casos práticos de projeto e desenvolvimento de componentes com geometria complexa. Nesse cenário, os métodos de simulação numérica podem contribuir mais significativamente, tanto na predição de resultados quanto no entendimento de fenômenos. Algumas aplicações mais comuns das ferramentas de CAE são a verificação preliminar de protótipos e os processos iterativos de um determinado projeto, devendo haver sempre uma etapa de validação experimental posterior para verificação ou confirmação dos resultados computacionais.

A maior parte dos resultados obtidos das simulações computacionais neste trabalho poderia ter sido estimada, com alguma simplificação, a partir de técnicas clássicas de solução analítica, através do emprego de equações bem conhecidas das áreas de termodinâmica, mecânica dos fluidos e resistência dos materiais. No entanto, para auxiliar nos cálculos mais complexos dos parâmetros do presente projeto foram utilizados dois recursos de simulação computacional: fluidodinâmica computacional unidimensional (CFD-1D) e método dos elementos finitos (FEA), os quais serão brevemente descritos a seguir. Assim, os recursos de simulação computacional foram aqui empregados visando uma análise mais detalhada dos problemas e simplificação de cálculo.

2.16 – Fluidodinâmica computacional unidimensional

Os cálculos empregados na fluidodinâmica computacional unidimensional consistem, basicamente, da resolução das equações de Navier-Stokes em uma única direção, ou seja, considera-se que as propriedades dos escoamentos são uniformes na seção dos dutos e componentes de fluxo. Durante a modelagem computacional, cada componente do motor pode ser particionado em subcomponentes mais simples, permitindo que um sistema complexo seja representado por estruturas unidimensionais. Neste trabalho, foi utilizada a plataforma computacional GT-Power, desenvolvida pela Gamma Technologies, que é dedicada à modelagem e simulação de motores de combustão interna.

Como exemplo, a Figura 2.18 ilustra alguns dos parâmetros empregados na modelagem da célula de potência do motor. Parâmetros geométricos como diâmetro e curso do pistão, dimensões dos dutos de admissão e exaustão e comprimento da biela devem ser fornecidos ao modelo, bem como o levantamento (L) das válvulas de admissão e exaustão em função da posição angular (θ) do virabrequim, e os coeficientes de descarga das válvulas (Cd)

em função do levantamento (L). Neste exemplo, o modelo seria representado por 6 componentes: os dutos de admissão e exaustão, o cabeçote, o comando de válvulas (com seus perfis de levantamento), o cilindro e o conjunto composto por pistão, biela e manivela.

Figura 2.18 – Ilustração dos parâmetros modelados e calculados na fluidodinâmica computacional unidimensional.

Dessa forma, o programa computacional é capaz de calcular, para cada deslocamento angular infinitesimal $\Delta\theta$, a variação do volume da câmara de combustão e, conseqüentemente, a variação da pressão no cilindro. A variação da temperatura também é calculada através da modelagem de transferência de calor. Nos instantes em que as válvulas estão abertas, o fluxo de gases para dentro ou para fora do cilindro é calculado através dos coeficientes de descarga e das diferenças entre as pressões P_1 e P_2 . Para o cálculo da energia liberada durante a combustão, a razão de queima da mistura em função da posição angular do virabrequim deve ser informada, a qual pode ser medida experimentalmente ou estimada por meio de modelos pré-definidos. Análises detalhadas de desempenho de motores requerem que a razão de queima seja informada com precisão. Para análises qualitativas, razões de queima pré-definidas proporcionam resultados satisfatórios. À partir da razão de queima, o programa

computacional é capaz de calcular a elevação de pressão no cilindro durante a combustão, e assim determinar o torque no virabrequim a cada instante do ciclo motor.

2.17 – Análises em elementos finitos (FEA)

Análises através do método dos elementos finitos, ou FEA (do inglês “finite element analysis”), consiste de uma técnica matemática de divisão de um domínio de cálculo complexo em partes menores e mais simples, denominadas elementos finitos, que foi desenvolvida inicialmente para resolução de problemas da mecânica dos sólidos.

As condições de contorno, ou solicitações externas, que agem sobre uma estrutura ou um componente mecânico são geralmente conhecidas ou facilmente calculáveis. No entanto, muitas vezes deseja-se conhecer as tensões e deformações que ocorrem em cada ponto do material em questão.

O princípio empregado no método dos elementos finitos é apresentado a seguir através de um exemplo simples:

➔ Problema: calcular $F(x) = \int_{-1}^1 (x^2 + 6) dx$

Sabemos que a solução exata para esse problema é:

$$F = \left(\frac{1}{3} x^3 + 6x \right) \Big|_{-1}^1 = \frac{38}{3} \approx 12,667$$

E que integração acima representa a área sob a curva mostrada na Figura 2.19:

Figura 2.19 – Área sob a curva correspondente à integração da função F.

Utilizando métodos numéricos, a integração poderia ser feita através de 4 procedimentos, ilustrados na Figura 2.20:

- 1 – dividir o intervalo de integração em um número N de seções;
- 2 – Escolher uma função simples que aproxime a variação de $F(x)$ em cada seção. Nesse caso, a função mais simples é uma função constante cujo valor é igual a $F(x)$ no meio da seção;
- 3 – O produto dessa função constante pelo comprimento da seção é uma aproximação da integral da função $F(x)$ nessa seção;
- 4 – Somando os produtos calculados em todas as N seções, obtém-se o valor aproximado da integração de $F(x)$ no intervalo dado.

A Figura 2.20 compara também o erro do método numérico em função do número de seções. Como a solução exata da integração é conhecida, pode-se calcular o erro:

$$Erro [\%] = 100 \cdot \frac{F_{exata} - F_{método}}{F_{exata}}$$

Figura 2.20 – Cálculo da integral de $F(x)$ através dos métodos numéricos, utilizando 4 seções (a) e 8 seções (b).

Analogamente, o método dos elementos finitos consiste na discretização de uma geometria complexa em segmentos (ou elementos) menores, que podem ser uni, bi ou tridimensionais. Cada elemento é então tratado como um corpo rígido, e as tensões podem ser calculadas através de equações simples como a lei de Hooke. Os pontos de união entre cada elemento e os elementos vizinhos são chamados de “nós”, e o conjunto de todos os elementos finitos que compõem uma geometria é chamado de “malha”. O resultado numérico é uma solução aproximada cujo erro depende do número de elementos da malha.

Alguns dos elementos finitos tridimensionais mais comuns são apresentados na Figura 2.21, com seus respectivos números de nós.

Figura 2.21 – Elementos finitos comuns e seus números de nós.

Como exemplo da modelagem e cálculo realizados pelos programas de FEA, é apresentado a seguir o modelo do componente estrutural mais simples: uma mola linear. Ela possui rigidez característica $k_s = f / \Delta u$, e será representada por uma malha com 2 elementos, conforme mostrado na Figura 2.22:

Figura 2.22 – Mola linear: diagrama de corpo livre de cada elemento (a) e malha com 2 elementos (b).

Assumindo os deslocamentos positivos u_i e u_j , as forças em cada nó são dadas por:

$$\begin{aligned} f_{is} &= k_s \cdot u_i - k_s \cdot u_j \\ f_{js} &= -k_s \cdot u_i + k_s \cdot u_j \end{aligned} \quad (2.47)$$

na forma matricial tem-se:

$$\begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_i \\ u_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{is} \\ f_{js} \end{bmatrix} \quad \text{ou} \quad [k] \cdot [d] = [f]$$

onde k é a matriz de rigidez, d é o vetor de deslocamento nodal e f é o vetor de forças internas do elemento.

O elemento 1 é fixo em uma das extremidades, o que cria uma condição de contorno de restrição de movimento, e o elemento 2 tem a força F aplicada ao seu nó 3. Aplicando a equação 2.47 nos elementos 1 e 2, tem-se:

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{11} \\ f_{21} \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

$$\begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{22} \\ f_{32} \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

As forças dos vetores acima são internas aos elementos, e atuam nos nós. Para que haja equilíbrio, a soma dessas forças nodais deve ser igual à soma das forças externas aplicadas aos nós. Representando a força externa aplicada a cada nó por F_i , onde i é o número do nó, tem-se:

$$F_1 = f_{11} \quad (\text{nó 1})$$

$$F_2 = f_{21} + f_{22} \quad (\text{nó 2})$$

$$F_3 = f_{32} \quad (\text{nó 3})$$

Substituindo as expressões das equações 6.2a e 6.2b nas equações de F_i , tem-se:

$$\begin{aligned} k_1 \cdot u_1 & \quad - k_1 u_2 & & = F_1 \\ - k_1 \cdot u_1 & \quad + (k_1 + k_2) \cdot u_2 & \quad - k_2 \cdot u_3 & = F_2 \\ & & - k_2 \cdot u_2 + k_2 \cdot u_3 & = F_3 \end{aligned}$$

Na forma matricial tem-se então:

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} \quad \text{ou} \quad [K] \cdot [D] = [F]$$

As forças aplicadas e a matriz de rigidez são conhecidas. No caso de um componente de material isotrópico, os valores de k_s são todos iguais.

A abordagem utilizada por grande parte dos programas computacionais comerciais de análises de elementos finitos é o método de rigidez direta, em que a rigidez de cada elemento é utilizada para calcular os deslocamentos dos nós e as forças internas resultantes.

No caso das análises estruturais, o método dos elementos finitos apresenta as vantagens de proporcionar uma representação precisa de geometrias complexas, ao mesmo tempo em que é capaz de capturar efeitos locais de concentrações de tensão em pontos específicos de um componente.

A maior parte dos programas computacionais de FEA possibilita a geração de malhas a partir de geometrias geradas em programas CAD.

3 PESQUISA PRELIMINAR PARA DIRECIONAMENTO E DEFINIÇÕES DO PROJETO

O desenvolvimento do novo motor para o Formula SAE tem por objetivo proporcionar flexibilidade, baixo custo, fácil manutenção e confiabilidade às equipes brasileiras. Dessa forma, este trabalho busca a utilização do maior número possível de componentes de motores existentes no mercado nacional, com alta disponibilidade e baixo custo de aquisição. Os componentes a serem propriamente projetados são o bloco, o virabrequim e componentes secundários para integração dos demais. Componentes complexos como cabeçote, pistões e bomba de óleo devem ser definidos tendo em vista os objetivos mencionados para este trabalho.

Conforme mencionado por Souza (2004), o cabeçote do motor é um componente de extrema importância no processo de formação da mistura ar/combustível, sendo determinante das condições de queima durante a combustão. A geometria dos seus dutos, número e posicionamento das válvulas e formato da câmara de combustão devem ser cuidadosamente analisados de forma a garantir estruturas de fluxo e níveis de turbulência adequados no interior do cilindro.

3.1 – Definição do deslocamento volumétrico do novo motor

O deslocamento volumétrico de um motor de combustão interna é dado pela multiplicação do número de cilindros do motor pela diferença entre o volume máximo de cada cilindro, medido quando o pistão está na posição de ponto morto inferior (PMI), e o seu volume mínimo, medido quando o pistão está na posição de ponto morto superior (PMS).

Como ponto de partida para o desenvolvimento do novo motor de combustão interna para uso no Formula SAE, foi feita uma pesquisa para definição do seu deslocamento volumétrico. O regulamento da categoria Formula SAE estabelece que os motores devem ter deslocamento volumétrico menor ou igual a 610 cm^3 e utilizar um restritor do tipo Venturi na admissão de ar, sendo que todo o ar aspirado pelo motor deve necessariamente passar através do restritor. O diâmetro da garganta do restritor deve ser de 20 mm para motores movidos a gasolina e 19 mm para motores movidos a etanol. O uso de turbocompressores e compressores mecânicos é permitida, desde que eles sejam instalados à jusante do restritor.

Assim, calculando-se a máxima vazão de ar permitida pelo restritor, pode-se determinar o deslocamento volumétrico mais adequado para o novo motor.

Conforme citado por Attard *et al.* (2006), motores com deslocamento volumétrico menor, conhecidos como “downsized”, apresentam vantagens significativas, tanto em aplicações automotivas em geral quanto na categoria Formula SAE, como reduções de consumo de combustível, emissões, massa e volume do conjunto de potência, melhorando a compactidade e contribuindo para uma melhor dinâmica do veículo. No entanto, para que um motor “downsized” produza torque equivalente aos motores de 600 cm³, é necessário que ele seja sobrealimentado através de um compressor mecânico ou turbocompressor, o que aumenta a sua potência específica e, conseqüentemente, os esforços sobre os componentes internos. O aumento dos esforços conduz, inevitavelmente, à necessidade de reprojetos dos componentes internos do motor, aumentando consideravelmente o seu custo.

Moscetti *et al.* (2008) comentam que a escolha do motor pelas equipes de Formula SAE é feita muitas vezes com base na disponibilidade de peças de reposição no mercado. Ainda segundo os autores, dados de operação do motor coletados nas competições indicam que o desempenho do veículo pode ser beneficiado quando se prioriza o torque do motor em rotações abaixo de 10000 rpm, em detrimento da potência, devido à demanda de frequentes acelerações do veículo durante as provas.

Outra análise a ser feita é a de fluxo, devido ao restritor na admissão. Uma análise simplificada foi feita assumindo que o escoamento através do restritor é isoentrópico. Dessa forma, a vazão pode ser calculada da seguinte forma:

$$Q_r = C_d \cdot A \cdot \rho_{is} \cdot U_{is}$$

onde:

Q_r = vazão volumétrica através do restritor;

C_d = coeficiente de descarga (~0.99 para tubos usinados);

A = área da garganta = $\pi (0,01)^2 = 3,1416 \times 10^{-4}$

$$\rho_{is} = \rho_0 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

$$U_{is} = \sqrt{R \cdot T \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}}$$

R_g = constante dos gases ideais = 287,058 J/Kg.K

T = temperatura do escoamento

ρ_0 = massa específica do ar ambiente

γ = coeficiente isoentrópico do ar = 1,4

P1 = pressão a montante do restritor = 1 bar (ambiente)

P2 = pressão a jusante do restritor

Considerando-se uma rotação máxima do motor de 8000 rpm, que é o limite da maioria dos motores automotivos e de motocicletas comuns no Brasil, a vazão volumétrica aspirada por um motor de 610 cm³, com 100% de eficiência volumétrica, pode ser calculada da seguinte forma:

$$Q_r = \frac{8000 \left[\frac{\text{rotações}}{\text{minuto}} \right] \cdot 0,610 \left[\frac{\text{litros}}{\text{ciclo}} \right]}{60 \left[\frac{\text{segundos}}{\text{minuto}} \right] \cdot 2 \left[\frac{\text{rotações}}{\text{ciclo}} \right]} \cong 40,7 \text{ litros/s} \quad (3.1)$$

A Figura 3.1 apresenta os resultados dos cálculos de vazão em função da pressão na saída do restritor de 20 mm. A vazão aspirada pelo motor calculada acima está obviamente superestimada para um motor naturalmente aspirado, dada a consideração de 100% de eficiência volumétrica. Mesmo assim, a análise indica que a velocidade no restritor é subsônica, sendo alcançada com uma pressão na saída do restritor em torno de 0,93 bar.

Figura 3.1 – Vazão e número de Mach através de um restritor de 20mm.

Pressões da ordem de 0,9 bar na saída do restritor podem facilmente ser atingidas com a utilização de turbocompressores ou compressores mecânicos instalados no sistema de admissão, permitindo ainda a sobrealimentação do motor.

Attard *et al.* (2006) realizaram testes em um motor de 434 cm³ de deslocamento volumétrico, turboalimentado, com restritor Venturi de 20mm na admissão, atingindo pressões no coletor de admissão (saída do compressor) da ordem de 1,7 bar à rotação de 10000 rpm. Para efeito de comparação, utilizando a equação 3.1 e assumindo uma eficiência volumétrica de 170% devido à sobrealimentação, a vazão atingida nos testes foi de:

$$Q_r = 1,7 \cdot \frac{10000 \left[\frac{\text{rotações}}{\text{minuto}} \right] \cdot 0,434 \left[\frac{\text{litros}}{\text{ciclo}} \right]}{60 \left[\frac{\text{segundos}}{\text{minuto}} \right] \cdot 2 \left[\frac{\text{rotações}}{\text{ciclo}} \right]} \cong 61,5 \text{ litros/s}$$

Dessa forma, dos pontos de vista de custo e desempenho, é confirmada a viabilidade de se projetar o novo motor com deslocamento volumétrico próximo ao limite máximo de 610 cm³.

3.2 – Definição do motor base

Foi feita uma extensa pesquisa dos motores existentes no mercado, visando definir um motor que pudesse ser utilizado como base para o novo projeto. Inicialmente, foram avaliados tanto motores automotivos quanto de motocicletas, porém, a possibilidade de utilização de componentes automotivos foi descartada devido principalmente às três seguintes características limitantes para este projeto:

1- motores automotivos possuem deslocamento volumétrico muito maior do que o limite estabelecido pela categoria Formula SAE, sendo mais complexa a adequação dos componentes para a construção de um motor menor;

2- motores automotivos são produzidos majoritariamente com materiais de massa específica maior (geralmente ferro fundido e aço). Motores de motocicleta, por outro lado, são fabricados com ligas de alumínio ou magnésio, que possuem massa específica mais adequada ao projeto em questão.

3- ao contrário de muitas motocicletas, motores automotivos não utilizam o conceito de célula de potência removível, tornando mais complexo o projeto do bloco do novo motor.

Assim, foi feito o levantamento das características construtivas e de desempenho dos motores de motocicletas existentes no mercado. A Tabela 3.1 apresenta alguns dos motores analisados e suas principais características.

Um dos principais objetivos deste projeto é a utilização do maior número possível de componentes comercialmente disponíveis e preferencialmente de fabricação nacional, visando simplificação e baixo custo do projeto final. Dessa forma, os componentes a serem propriamente projetados são apenas o bloco do motor, o virabrequim e alguns elementos de integração para montagem do conjunto.

Para auxiliar na escolha do motor base mais adequado, foi calculado um fator de custo dos principais componentes que compõem a célula de potência dos motores, que são cabeçote, cilindro, pistão e biela. Esse fator consiste de uma proporção entre o custo dos componentes do motor em questão em relação ao custo do motor mais caro. Os motores cujas peças não foram encontradas à venda no mercado nacional foram classificadas com fator igual a 1.

Para comparação de desempenho entre os motores analisados, foi também calculada a máxima pressão média efetiva de eixo, conforme a equação (2.6) apresentada anteriormente.

Os componentes analisados mais detalhadamente durante a pesquisa foram os cabeçotes dos motores, uma vez que apresentam significativa influência no desempenho e se mostram inviáveis de serem projetados frente ao escopo deste trabalho. Alguns dos cabeçotes dos motores analisados foram submetidos a ensaios de medição de fluxo em bancada, para fins de comparação e aquisição de dados. O procedimento de medição dos cabeçotes é descrito no capítulo 4.

Tabela 3.1 – Especificações técnicas dos motores analisados

Motor	Nº Cilindros e Disposição	Nº Válvulas e Comando	Diâmetro x Curso [mm]	Deslocamento [cc]	Tipo de Arrefecimento	Pressão Média Efetiva [bar]	Ano de fabricação	Fator de Custo
Honda CB500	2 em linha	8 duplo	73 x 59,6	499	liquido	11,33	1993-2003	0,87
Yamaha XTZ 750	2 em linha	10 duplo	87 x 63	749	ar	11,07	1989-1996	1,00
Kawasaki 250R	2 em linha	8 duplo	62 x 41,2	249	liquido	11,10	2009-atual	0,70
Suzuki GS500E	2 em linha	4 único	74 x 56,6	487	ar	10,32	1989-2009	0,51
Honda CB300	1	4 duplo	79 x 59,5	292	ar	11,84	2009-atual	0,63
Suzuki DR-Z 400	1	4 duplo	90 x 62,6	398	liquido	10,96	2001-atual	1,00
Honda CBX250	1	4 duplo	73 x 59,5	249	ar	12,26	2001-2008	0,61
Yamaha VMAX 1200	4 em V	4 duplo		1198	liquido	10,38	1985-2007	1,00
Honda Shadow 600	2 em V	6 único	75 x 66	583	liquido	10,36	1989-1997	0,93

Dadas as especificações técnicas e as características construtivas dos motores acima, foi escolhido o motor da motocicleta Honda CB300 como base para o projeto, por ser um motor que tem sido fabricado desde o ano de 2009 até o presente, amplamente comercializado – consequentemente, possibilita fácil acesso a peças de reposição novas e usadas – possui baixo custo, e apresenta a possibilidade de remoção completa da sua célula de potência, além de ser um motor que utiliza mancais de rolamento nos moentes e munhões, o que proporciona uma significativa simplificação ao projeto do bloco do motor.

Do ponto de vista de desempenho, este motor apresenta alta pressão média efetiva de eixo, menor apenas do que a do motor Honda CBX250. A análise do cabeçote em bancada de fluxo indica coeficientes de descarga relativamente altos, tanto para admissão quanto para a exaustão, quando comparado aos outros cabeçotes analisados, conforme mostrado no capítulo 4.

Durante o levantamento dos dados desta pesquisa, verificou-se que as células de potência dos motores Honda CBX250 e Honda CB300 são intercambiáveis. Os dois motores possuem curso de 59,5mm e mesmo comprimento de biela. As diferenças são o diâmetro do cilindro e do pino do pistão, e a geometria dos dutos dos cabeçotes.

A célula de potência do motor Honda CB300 foi medida e desenhada em programa CAD (sigla em inglês para “Computer Aided Design”, que significa, em tradução livre, projeto auxiliado por computador), conforme ilustrado na Figura 3.2:

Figura 3.2 – Célula de potência do motor Honda CB300.

3.3 – Determinação da disposição dos cilindros do motor

A escolha da célula de potência do motor Honda CB300 conduz ao projeto de um motor de 2 cilindros, resultando em um deslocamento volumétrico total de 584 centímetros cúbicos, sendo mantidas as características originais de diâmetro e curso da célula de potência do motor base. Tal deslocamento volumétrico é ligeiramente inferior ao limite máximo estabelecido pelo regulamento da categoria.

Quanto à disposição dos cilindros, foram avaliadas todas as possibilidades de montagem dos 2 cilindros do ponto de vista das vibrações produzidas pelos conjuntos de potência, conforme apresentado na Tabela 3.2, onde $\lambda=R/L$. As configurações “em linha” e “opostos” em que as bielas são montadas em moentes diferentes foram descartadas devido às maiores vibrações e complexidade de construção do virabrequim. As configuração de montagem de ambas bielas no mesmo moente é mais adequada para o presente projeto, sendo a configuração “em V” com os cilindros dispostos a 90 graus a que produz menores vibrações quando são dimensionados corretamente os contrapesos.

Tabela 3.2 – Vibrações de primeira e segunda ordem produzidas pelas diferentes configurações dos conjuntos biela-manivela

	Primeira Ordem		Segunda Ordem	
	Força oscilante	Momento	Força oscilante	Momento
em linha	$V = 0$ $H = 0$	$M_v = a.Z.\cos\theta$	$V = 2.\lambda.Z.\cos2\theta$ $H = 0$	$M = 0$
opostos	$V = 0$ $H = 0$	$M_v = a.Z.\cos\theta$	$V = 0$ $H = 0$	$M_v = a.\lambda.Z.\cos2\theta$
opostos	$V = 2.Z.\cos\theta$ $H = 0$	$M = 0$	$V = 0$ $H = 0$	$M = 0$
em V	$V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$V = 0$ $H = \sqrt{2}.\lambda.Z.\cos2\theta$	$M = 0$

Outra disposição possível para os 2 cilindros do motor Formula SAE seria a de cilindros contrapostos, em que as forças oscilantes são totalmente canceladas devido aos movimentos opostos dos pistões. Tal disposição não foi considerada neste projeto devido à sua maior complexidade construtiva e à impossibilidade da utilização de células de potência existentes no mercado.

Dessa forma, foi definida a disposição em “V”, com ângulo de 90° entre cilindros, pelo fato de possibilitar a união das duas bielas no mesmo moente do virabrequim, conforme mostrado na Figura 3.3.

Figura 3.3 – Montagem das bielas no virabrequim na disposição V2 a 90°.

Esse conceito simplifica o projeto do virabrequim, além de permitir o balanceamento completo das vibrações de primeira ordem sem a necessidade de eixos auxiliares de balanceamento, conforme descrito no capítulo 2, seção 2.11.

3.4 – Definição do virabrequim e mancais

Um conceito de projeto de virabrequim amplamente utilizado, principalmente em motores de motocicleta, é o de “virabrequim desmontável”, em que esse componente é formado pela união de partes menores, ao invés de ser fabricado como uma peça única. Tal conceito torna-se interessante para motores com menor número de cilindros, sendo geralmente utilizado em motores monocilíndricos, pois permite a montagem de mancais de rolamento tanto nos munhões quando nos moentes, conforme ilustrado na Figura 3.4:

Figura 3.4 – Conceito de virabrequim desmontável com mancais de rolamento.

Para o projeto do motor Formula SAE, a utilização de mancais de rolamento é preferível aos mancais de deslizamento, uma vez que os primeiros tendem a tolerar falhas momentâneas de lubrificação sem comprometimento da vida útil, ao contrário dos últimos, que geralmente falham instantaneamente em tais condições de operação.

Conforme mencionado por Strzelecki (2005), mancais de deslizamento necessitam operar em condições de paralelismo e coaxialidade precisas para manter a confiabilidade. Porém, o carregamento sobre eixos e rotores, que geralmente são apoiados sobre dois mancais, causa deflexões e, conseqüentemente, desalinhamentos que podem fazer os mesmos operarem em condições instáveis ou de fricção mista, reduzindo significativamente sua vida e ocasionando sua falha.

Mancais de rolamento proporcionam vantagem em relação à manutenção e durabilidade do motor, pelo fato de poderem ser substituídos sem a necessidade de retífica do bloco ou do virabrequim, e tolerarem desalinhamentos maiores. Assim, foi definido o uso de mancais de rolamento para o projeto do motor Formula SAE, o que, conseqüentemente, conduziu à necessidade de ser utilizado o conceito de virabrequim desmontável.

3.5 – Definição da bomba de óleo

Motores de motocicletas, em sua grande maioria, utilizam bombas de óleo do tipo trocoidal, que são compostas por dois rotores excêntricos, um interno e outro externo, sendo que o rotor interno possui N dentes, enquanto o externo possui $N+1$ dentes. A diferença de geometria entre os rotores produz cavidades cujos volumes variam continuamente com o movimento de rotação do conjunto, sendo que cada cavidade aumenta até um volume máximo

e diminui até volume praticamente nulo a cada ciclo. O aumento do volume de uma cavidade causa a diminuição da pressão, gerando a sucção do óleo para dentro do corpo da bomba. A diminuição do volume causa a compressão do óleo, que é assim bombeado através do sistema de lubrificação do motor.

A bomba de óleo utilizada inicialmente no projeto do novo motor Formula SAE é oriunda de uma motocicleta de 500 cm³, de fabricação nacional. A definição da bomba foi feita com base na estimativa de vazão de óleo necessária para o sistema de lubrificação, cujo cálculo é apresentado no capítulo 7.

A Figura 3.5 mostra o desenho CAD da bomba e o seu princípio de funcionamento.

Figura 3.5 – Funcionamento da bomba de óleo trocoidal.

Para verificação da vazão de óleo da bomba em função da sua velocidade de rotação e pressão na saída, foram realizados testes em bancada que são descritos nos capítulos 4 e 5.

Tendo em mente que o arrefecimento do motor Formula SAE será a ar, a bomba de óleo foi dimensionada de forma a fornecer um fluxo maior de fluido lubrificante, visando o arrefecimento do motor por meio de resfriadores de esguicho, ou “Jet Coolers”, direcionados para a superfície inferior dos pistões.

ISSA (2011) realizou estudos para avaliação da transferência de calor proporcionada por um jato de óleo incidindo sobre a face inferior de uma placa de aço inoxidável, em função da pressão de óleo, temperatura da superfície e distância do esguichador até a superfície. Sua conclusão foi que o fator mais significativo para favorecer a troca térmica é a vazão do fluxo de óleo, uma vez que o maior momento do fluxo causa um maior espalhamento do óleo sobre a superfície, aumentando o contato e favorecendo a troca térmica. A Figura 3.6 mostra os dados obtidos através dos ensaios experimentais, com pressões de óleo entre 3 psi e 12 psi (0,2 e 0,8 bar).

Figura 3.6 – Coeficiente de transferência de calor em função da pressão do óleo encontrado por ISSA (2011).

Pelos dados apresentados por ISSA (2011), não é possível saber se a curva do coeficiente de transferência de calor em função da pressão possui alguma inflexão para pressões acima de 0,8 bar. No entanto, pressões de óleo entre 0,2 e 0,8 bar são exatamente aquelas aferidas nos testes com o motor base, as quais serão apresentadas no capítulo 5.

4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Este capítulo descreve os procedimentos experimentais realizados para obtenção dos parâmetros necessários ao desenvolvimento do projeto mecânico do motor Formula SAE e para definição dos componentes a serem utilizados.

4.1 – Medições de cabeçotes em bancada de fluxo

A Figura 4.1 mostra esquematicamente o princípio de medição utilizado, em que cada cabeçote é submetido a uma diferença de pressão constante entre a entrada e a saída da válvula (de admissão ou exaustão) medida, denominada de pressão de teste, gerada por uma bomba de vácuo. A vazão de ar que passa pelo sistema é medida através de uma placa de orifício calibrada, e corrigida devido à variação da temperatura. Em cada cabeçote, foram medidas as vazões através das válvulas de admissão e exaustão, para levantamentos de válvula variando de zero (válvulas fechadas) até o máximo levantamento imposto pelo comando de válvulas daquele cabeçote.

Figura 4.1 – Ilustração do teste dos cabeçotes em bancada de fluxo.

Um dos objetivos da medição dos cabeçotes em bancada de fluxo é avaliar a restrição imposta pelos seus dutos e válvulas quando submetidos a uma diferença de pressão entre o

cilindro e o ambiente externo. A vazão de ar é influenciada pela área dos dutos e suas variações de forma, bem como pela geometria e posição de abertura das válvulas.

A comparação de vazão entre cabeçotes é geralmente feita em função do parâmetro adimensional L/D , onde L é o levantamento e D o diâmetro das válvulas de admissão ou exaustão medidas, conforme mostrado na Figura 4.2. Nesse tipo de análise, o diâmetro da válvula é tomado como uma referência aproximada da dimensão do duto – basicamente, considera-se que para um dado levantamento L , quanto maior a válvula (D), maior será o duto, e maior a vazão.

Figura 4.2 – Levantamento (L) e diâmetro (D) da válvula.

Porém, como o objetivo da análise de fluxo neste projeto é comparar cabeçotes de diferentes motores, os quais possuem diferentes números de cilindros, deslocamentos volumétricos e número de válvulas por cilindro, torna-se mais adequado adimensionalizar também os dados de vazão, através do cálculo dos coeficientes de descarga (CD), que consistem da razão entre a vazão medida (real) e a vazão teórica (ideal) para um dado diâmetro de referência:

$$CD = \frac{\dot{V}_{real} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{\dot{V}_{ideal} \left[\frac{m^3}{s} \right]}$$

Os diâmetros dos dutos de admissão e exaustão foram utilizados como referências (D_{ref}) para o cálculo da vazão ideal, conforme ilustrado na Figura 4.3.

Figura 4.3 – Diâmetro de referência para o cálculo do coeficiente de descarga.

O parâmetro L/D foi também recalculado como L/D_m , onde D_m corresponde ao diâmetro médio equivalente à soma das áreas das válvulas, devido ao fato dos cabeçotes analisados possuírem diferentes números de válvulas de admissão e exaustão. Dessa forma, um cabeçote com 2 válvulas de admissão, por exemplo, tem diâmetro médio $D_m = \sqrt{2}D$, enquanto um cabeçote com 3 válvulas tem diâmetro $D_m = \sqrt{3}D$.

A Figura 4.4 mostra o cabeçote do motor Honda CBR600F4i montado na bancada de fluxo, enquanto as Figuras 4.5 e 4.6 apresentam os coeficientes de descarga calculados em função da abertura de válvula dos cabeçotes medidos.

Figura 4.4 – Cabeçote do motor Honda CBR600F4i montado na bancada de fluxo.

Figura 4.5 – Comparação dos coeficientes de descarga na admissão.

Figura 4.6 – Comparação dos coeficientes de descarga na exaustão.

4.2 – Ensaios do motor base em bancada de dinamômetro

Visando a obtenção de parâmetros experimentais para o projeto do motor Formula SAE, foi feita a aquisição de um motor Honda CB300 e sua montagem em uma bancada de dinamômetro do laboratório de motores da Escola de Engenharia de São Carlos.

O dinamômetro utilizado nos testes é do tipo eletromagnético, da marca Schenck, modelo W70. A medição do torque aplicado ao dinamômetro foi feita através de uma célula de carga, previamente calibrada, cuja curva de calibração encontra-se no apêndice A.

O aparato experimental foi montado visando prover significativa quantidade de dados de referência e parâmetros para o projeto do motor Formula SAE. Para isso, foram instalados sensores de vazão mássica de ar e combustível, sensores de temperatura do ar de admissão, dos gases de exaustão e do óleo lubrificante, temperatura de parede ao redor do cilindro e do cabeçote, pressão do óleo lubrificante, além dos sensores usuais de rotação, avanço de ignição, sonda lambda e torque do motor (célula de carga).

Como o motor base é arrefecido a ar, foram instalados termopares para medição das temperaturas de parede em diferentes pontos do cilindro. Foi também instalado um termopar para medição da temperatura de parede na parte central do cabeçote, ao lado da vela de ignição, que é o ponto onde se esperava observar a temperatura mais alta. A Figura 4.7 ilustra o posicionamento dos 7 termopares instalados ao redor do cilindro e cabeçote, para medição de temperaturas de parede, e do termopar para medição de temperatura de óleo no cabeçote.

Figura 4.7 – Disposição dos termopares instalados no cilindro e cabeçote.

Visando ainda a verificação da estabilidade da combustão em diferentes condições de funcionamento, foi instalado um transdutor de pressão de alta frequência na câmara de combustão, e um sistema analisador de gases de exaustão da marca Tecnomotor, modelo TM131, para aferição de emissões.

Foi instalado também um sistema de admissão de ar que permitisse o controle de vazão e pressão, através do uso de um compressor mecânico controlado por um inversor de frequência. Devido ao fato do motor base ser arrefecido a ar, foi fabricado um soprador de ar capaz de gerar um fluxo com velocidade de até 90km/h em direção ao motor, acionado por um motor elétrico de 2HP, marca Voges, e controlado por um inversor de frequência Delta VFD-B, de modo a permitir a operação do motor de forma similar à motocicleta. O soprador é mostrado na Figura 4.8.

Figura 4.8 – Soprador de ar construído para arrefecimento do motor no dinamômetro.

A Tabela 4.1 lista em mais detalhes os parâmetros medidos, os instrumentos utilizados e a localização dos pontos de medição. A Figura 4.9 ilustra, de forma geral, o aparato experimental utilizado neste trabalho.

Tabela 4.1 – Parâmetros medidos nos testes em bancada de dinamômetro

Parâmetro	Instrumentação utilizada	Ponto(s) de medição
Rotação do motor	- Sensor de relutância variável - Gerador de pulsos 60 dentes	Eixo do dinamômetro
Torque	Célula de Carga	Braço do dinamômetro
Razão de equivalência	- Sonda Lambda Bosch, modelo LSU 4.9 - Lambda meter FuelTech	Coletor de escape, a 600 mm do cabeçote
Vazão mássica de combustível	Balança eletrônica	Entrada da bomba de combustível
Vazão mássica de ar	Sensor Bosch PBT-GF30	Entrada do sistema de admissão, após filtro
Pressão do Óleo	Transdutor 0 a 10 atm ...	Após filtro de óleo (indicado no Apêndice D, Figura D1)
Temperatura do Óleo	3 Termopares tipo K	- Cáster - Saída Radiador de Óleo - Cabeçote
Temperatura do ar de admissão	Termopar tipo K	Coletor de Admissão
Temperaturas de parede do cilindro	7 Termopares tipo K	- 3 pontos ao redor do cilindro, em 2 alturas cada - Cabeçote, ao lado da vela

Tabela 4.1 – Parâmetros medidos nos testes em bancada de dinamômetro (continuação)

Parâmetro	Instrumentação utilizada	Ponto(s) de medição
Temperatura de Escape	Termopar Automotivo tipo J	Coletor de escape, a 200 mm do cabeçote
Pressão no cilindro	Transdutor PCB	Câmara de combustão
Pressão de admissão	- compressor Eaton M24 - inversor WEG CFW09 - motor WEG 30CV, 2 polos	Coletor de Admissão
Pressão ambiente	Manômetro analógico	Sala de controle
Temperatura e umidade ambientes	Termômetro de mercúrio de bulbo seco e bulbo úmido	Sala de dinamômetro, próximo ao motor
Avanço de Ignição	Transformador de corrente	Cabo secundário da bobina
Emissões	- Analisador de Gases Tecnomotor TM131 - Condensador	Coletor de escape, a 100 mm do cabeçote

Figura 4.9 – Disposição geral dos componentes do aparato experimental.

Para aquisição dos dados de testes, foi utilizado um sistema modular da marca National Instruments, composto por placa de aquisição modelo NI SCXI-1300, capaz de medir dados com frequência de 36000 amostras por segundo, e possibilita a interface com computador através de uma placa PCI. A velocidade de rotação do motor e a posição do virabrequim foram calculadas através dos sinais produzidos por dois sensores de relutância variável, um deles medindo o sinal produzido por uma engrenagem de 60 dentes acoplada ao eixo de saída do motor e outro medindo o sinal produzido por uma engrenagem de 12 dentes – com 3 dentes faltando – acoplada ao volante do motor. Foi desenvolvido um programa em ambiente LabView que proporcionou as seguintes funcionalidades: tratamento dos sinais produzidos pelos sensores de relutância variável para determinação da posição e velocidade angular do virabrequim, medição da vazão mássica de combustível através da conexão com uma balança digital, monitoramento em tempo real de todos os parâmetros medidos pelo sistema, comando dos inversores de frequência para controle dos fluxos de ar de admissão e arrefecimento do motor, e aquisição e gravação instantânea de todos os dados medidos.

O transdutor de pressão utilizado para medição na câmara de combustão é do tipo piezelétrico, que gera cargas elétricas da ordem de picoCoulomb, por isso foi utilizado um amplificador de tensão da marca PCB modelo 482A16 para amplificação dos sinais medidos

pelo sensor, de forma a poderem ser aferidos pelo módulo de aquisição da National Instruments. Devido à frequência de medição da placa NI SCXI-1300, os dados de pressão no cilindro foram medidos em intervalos de 0,5 a 1,5 graus de rotação do virabrequim, dependendo da velocidade de rotação do motor. Como o sensor PCB 482A16 não fornece valores de pressão absoluta, durante o processamento dos dados, os valores de pressão medidos durante o tempo de admissão do ciclo motor foram igualados à pressão do coletor de admissão. Dessa forma, os valores de pressão no cilindro foram referenciados com base em um sensor de medição de pressão absoluta – sensor MAP (*manifold air pressure*).

O objetivo inicial do estudo experimental foi realizar o mapeamento do motor base em condições nominais de operação, visando à obtenção de parâmetros para o projeto do novo motor. Para isso, foi instalado o sistema de controle eletrônico original do motor, responsável pelo gerenciamento de injeção de combustível e avanço de ignição.

Para a medição dos dados do motor nas diferentes condições de operação, foram feitas aferições variando-se a rotação e a carga, através do seguinte procedimento: para uma dada velocidade de rotação, ajustada e mantida através do sistema de controle do dinamômetro, o motor foi levado à plena carga para medição do máximo torque naquela rotação. Após a medição em plena carga, foram feitas medições em cargas parciais, respectivamente a 75%, 50% e 25% do máximo torque para aquela rotação. Esse procedimento foi realizado para rotações variando de 2000 rpm a 8000 rpm, em intervalos de 1000 rpm, resultando em um total 28 pontos de medição.

Após o mapeamento do motor em sua configuração original e verificação dos seus limites de operação, principalmente em relação a temperaturas de parede, pressão de óleo e pressão média efetiva, foi iniciada a fase de testes para avaliação de diferentes condições de operação que pudessem ser aplicadas posteriormente ao motor de Formula SAE. Para isso, foi instalada uma unidade de controle motor programável modelo PE-1, do fabricante Performance Electronics, que possibilita a manipulação da injeção de combustível e ponto de ignição do motor, utilizando uma interface computacional.

Objetivando avaliar a operação do motor em diferentes razões de equivalência e verificar o limite de operação com mistura pobre, buscou-se medir novamente os 28 pontos de operação mencionados acima, variando-se a razão ar/combustível de λ 0,9 a 1,2, em intervalos de 0,1. O procedimento adotado nesse estudo foi o seguinte: para cada ponto de operação, os dados eram primeiramente medidos com o motor operando em razão estequiométrica. Em seguida, mantendo-se a quantidade de combustível fornecida, o motor era sobrealimentado controlando-se a rotação do compressor mecânico, para medição das

condições de λ 1,1 e 1,2, respectivamente. Após as medições com mistura pobre, a sobrealimentação era retirada, e a quantidade de combustível era aumentada até atingir λ 0,9, para medição da última condição. Esses testes foram repetidos utilizando gasolina e etanol, resultando num total de 224 medições.

Durante os testes, foram também feitas aferições de emissões, utilizando um analisador de gases portátil da marca Tecnomotor, modelo TM 131, com capacidade de aferir razoavelmente as concentrações de CO, HC e NOx nos gases de escape. O objetivo principal da medição de emissões foi analisar qualitativamente o processo de combustão, especialmente em condições de operação limites, com mistura pobre.

4.3 – Ensaios da bomba de óleo

A bomba de óleo utilizada no projeto do novo motor Formula SAE foi ensaiada em bancada para levantamento do mapa de vazão em função da pressão de saída e velocidade de rotação. Foi utilizado óleo SAE 40, que possui propriedades físicas equivalentes aos óleos lubrificantes empregados em motores de motocicletas. A Figura 4.10 ilustra o aparato experimental utilizado nos testes.

Figura 4.10 – Bancada de teste da bomba de óleo.

A bomba de óleo foi acionada por um motor elétrico trifásico de 2 pólos, marca Eberle, com potência nominal de 1/3 CV e rotação de 3360 RPM (quando alimentado com frequência de 60Hz). A velocidade rotação do eixo foi controlada por meio de um inversor de frequência marca Moeller, modelo DF51.

A vazão mássica de óleo através da bomba foi medida por meio de uma balança digital conectada a um computador, utilizando interface Labview, da mesma forma descrita na sessão anterior. A pressão na saída da bomba foi estabelecida por meio da restrição do fluxo de óleo, imposta por uma válvula de controle. A pressão foi medida com um manômetro analógico.

Foram realizados ensaios para 7 diferentes rotações da bomba, de 280 rpm a 3360 rpm. A máxima rotação testada foi limitada pela frequência de 60 Hz do motor elétrico. Para cada rotação, foram realizados ensaios com pressões de saída de 0,25 bar a 2 bar.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta uma análise dos resultados experimentais obtidos através dos procedimentos descritos no capítulo anterior. Conforme mencionado, os ensaios experimentais com o motor base foram separados em duas fases: mapeamento do motor base e variação das condições de operação. Todos os dados obtidos nos testes estão no Apêndice C.

5.1 – Mapeamento do motor base

Nesta fase, o motor foi testado em sua configuração original, incluindo os mesmos sistemas de admissão, exaustão e controle motor da motocicleta, porém sem o silenciador e o conversor catalítico. Os valores de torque aferidos foram corrigidos com base no padrão SAEJ1349 (2004). A Figura 5.1 mostra o torque do motor nos pontos de operação medidos, representados pelos círculos. As linhas mostram a tendência das curvas de torque. Após a medição do torque em plena carga, foram definidas 3 cargas parciais, que correspondem, respectivamente, a 75%, 50% e 25% do torque em plena carga, para uma dada rotação. Cada condição de operação foi medida 3 vezes, em dias diferentes, com o objetivo de se analisarem as variações do sistema de medição.

Figura 5.1 – Torque do motor original: pontos de medição e curvas de tendência para diferentes condições de carga.

A variação do torque foi da ordem de 3% para todos os pontos de operação. A velocidade de rotação do motor apresentou variação de até 100 rpm para mais ou para menos, em todos os pontos de operação, o que representa variação de até 10% para rotações mais baixas (2000 rpm) e até 2,5% para rotações altas (8000 rpm). A Figura 5.2 mostra o valor médio calculado para cada ponto de operação.

Figura 5.2 – Torque do motor original: pontos correspondem às médias dos valores medidos.

Os valores de torque medidos foram cerca de 20% inferiores aos declarados comercialmente, possivelmente devido ao estado de desgaste do motor testado e ao fato do motor base possuir câmbio integrado ao bloco do motor, sendo o torque medido no eixo de saída do câmbio, após ter sido transmitido por 2 pares de engrenagens e uma embreagem, o que pode ter gerado perdas de transmissão.

A queda do torque registrado nos testes a 3000 rpm se deve, possivelmente, a dois fatores: a ausência do silenciador no sistema de exaustão, que pode ter alterado a dinâmica das ondas de pressão – consequentemente, interferindo na eficiência volumétrica e combustão do motor – no sistema de controle motor original, que aplica avanços de ignição e razões de equivalência com tendências diferentes para rotações acima e abaixo de 3000 rpm, conforme será mostrado a seguir.

A razão de equivalência com a qual o motor original opera em cada condição de operação foi aferida através da sonda lambda “wide-band” Bosch LSU 4.9, instalada no

coletor de escape. Foi verificado que o motor operou com mistura rica em todos os pontos medidos, diminuindo a razão ar/combustível com o aumento da carga, chegando a operar com fator lambda abaixo de 0,7 em plena carga, conforme mostrado na Figura 5.3. Razões ar/combustível dessa ordem não são comumente aplicados na indústria automotiva, pois implicam em alto consumo de combustível e alta emissão de poluentes, principalmente monóxido de carbono. Motores de motocicleta, no entanto, são regulamentados por limites de emissões mais brandos do que os automóveis, e muitas vezes lança-se mão da estratégia de trabalhar com mistura rica visando o resfriamento da câmara de combustão, principalmente em motores arrefecidos a ar.

Figura 5.3 – Razão de equivalência do motor original.

Conforme descrito no capítulo 2, o máximo torque de eixo possível em cada condição de operação do motor, MBT, é função do avanço de ignição, o qual varia previsivelmente com a rotação e a carga do motor. O comportamento comum é que o avanço de ignição aumente gradativamente com a rotação e diminua com a carga. O mapeamento do avanço de ignição do motor base mostrou a tendência esperada, conforme mostrado na Figura 5.4.

Figura 5.4 – Avanço de ignição do motor original.

Outro parâmetro que varia em função do avanço de ignição é o momento de máxima pressão no cilindro. Segundo Heywood (1988) e Taylor (1985), quando o motor opera em MTE, a máxima pressão no cilindro ocorre entre 13 e 16 graus após o ponto morto superior (DPMS). O mapeamento do motor base indicou, no entanto, picos de pressão ocorrendo entre 15 e 25 graus DPMS, conforme mostrado na Figura 5.5. Isso se deve, provavelmente, ao fato do sistema de controle motor da motocicleta ser mais simples, não utilizando sensor de detonação. Assim, o funcionamento com avanço de ignição “atrasado” tem o objetivo de evitar o risco do motor sofrer detonação.

Figura 5.5 – Posição de máxima pressão no cilindro.

Com base nas medições de pressão no cilindro, foram calculados os coeficientes de variação da pressão média efetiva indicada (COVimep), que mensuram a estabilidade da combustão. Os valores medidos estão dentro do esperado, sendo que a maior parte dos pontos tiveram COVimep menor do que 2,5%, conforme mostrado na Figura 5.6.

Figura 5.6 – Coeficientes de variação da pressão média efetiva indicada (COVimep) do motor original em todas as condições de carga testadas.

Conforme descrito no capítulo 4, foram medidas as temperaturas de parede do cilindro em 6 pontos diferentes, e no cabeçote. Conforme esperado, o ponto de maior temperatura foi a

parte central do cabeçote, próximo à vela de ignição, pelo fato de ser o ponto mais próximo ao início da combustão, e que permanece sob alta temperatura durante mais tempo ao longo do ciclo motor. Assim, por ser o ponto mais crítico, a temperatura de parede no cabeçote foi tomada como referência para os demais testes. A Figura 5.7 mostra a média das temperaturas medidas nas diferentes condições de carga.

Figura 5.7 – Temperatura de parede no cabeçote do motor original.

A variação das temperaturas medidas foi de até 17% para todas as condições de carga. Tal variação pode ter sido influenciada pela diferença da temperatura ambiente nos diferentes dias de testes. O resfriamento do motor foi controlado variando-se a velocidade do fluxo de ar de arrefecimento. A velocidade do fluxo de arrefecimento foi definido para cada rotação do motor de forma a corresponder à velocidade da motocicleta original se deslocando em 5ª marcha.

Na fase de estudo do motor com o controle programável, foi analisado o funcionamento do motor em diferentes condições de mistura ar/combustível.

As medições de emissões apresentaram o comportamento esperado, conforme descrito no capítulo 2. A Figura 5.8 mostra as concentrações medidas de monóxido de carbono (a), óxidos de nitrogênio (b) e hidrocarbonetos (c) do motor base operando em plena carga.

(a)

(b)

(c)

Figura 5.8 – Emissões do motor base à plena carga, em função da razão ar/combustível (gasolina): monóxido de carbono (a), óxidos de nitrogênio (b) e hidrocarbonetos (c).

As concentrações de CO e HC estão de acordo com os valores esperados, mencionados na seção 2.9, embora a tendência de emissões de HC observada para a velocidade de rotação de 2000 rpm não pareça correta. A concentração de NOx, no entanto, ficou acima do esperado para motores automotivos, que seria de no máximo 2000 ppm, provavelmente devido à temperatura de funcionamento do motor base. Sendo a temperatura um dos principais mecanismos que desencadeiam a formação de NOx, e dado que o motor base, arrefecido a ar, opera em temperaturas mais elevadas do que os motores automotivos em geral, as emissões tendem a ser maiores. As concentrações de NOx aferidas com o motor operando a etanol foram significativamente menores, conforme mostrado na Figura 5.9 (a). Como o calor latente de vaporização do etanol é mais elevado do que o da gasolina, as temperaturas dos gases tendem a ser menores durante a combustão do etanol. A Figura 5.9 (b) mostra uma comparação das temperaturas dos gases de exaustão medidas durante os ensaios com gasolina e etanol, em plena carga, em que se pode verificar temperaturas, em geral, mais baixas para operação com etanol.

(a)

(b)

(c)

Figura 5.9 – Emissões de NOx do motor base em plena carga, operando com etanol (a), e comparação das temperaturas de escape (b) e cabeçote (c) para operação com gasolina e etanol, em função da razão ar/combustível.

Conforme visto na revisão bibliográfica, o consumo específico de combustível é reduzido com o empobrecimento da mistura ar/combustível. As Figuras 5.10 (a) e (b) apresentam os valores de BSFC encontrados nos testes em plena carga com gasolina e etanol, respectivamente.

(a)

(b)

Figura 5.10 – Consumo específico de combustível do motor base em plena carga em função da razão de equivalência, para gasolina (a) e etanol (b).

Nos resultados acima, o torque de eixo do motor foi mantido constante fazendo-se uso da sobrealimentação através do compressor mecânico; assim, os dados apresentados não consideram a potência consumida pelo compressor.

A Figura 5.11 mostra o consumo específico de etanol em função da carga e rotação do motor para fatores $\lambda=0,9$ (a) e $\lambda=1,2$ (b), mostrando a mesma tendência de redução do consumo com o empobrecimento da mistura, na faixa analisada, para todas as condições de carga.

(a)

(b)

Figura 5.11 – Consumo específico de combustível do motor base em função da carga e velocidade de rotação, para $\lambda=0,9$ (a) e $\lambda=1,2$ (b).

Os menores valores de consumo específico de combustível aferidos foram de 276,5 g/kW.h nos testes com gasolina e 448,5 g/kW.h nos testes com etanol, ambos com o motor operando em plena carga, $\lambda=1,2$ e na rotação de 5000 rpm. Como os valores de torque registrados foram cerca de 20% menores do que os declarados comercialmente,

provavelmente devido à condição de desgaste do motor, o consumo específico de combustível do motor novo seria cerca de 20% menor, resultando em aproximadamente 230g/kW.h para gasolina e 374 g/kW.h para etanol, que correspondem aos valores mínimos encontrados na revisão bibliográfica, citados no capítulo 2.

O coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada (COVimep) para operação do motor na faixa de razão de equivalência analisada permaneceu abaixo de 4%, tanto para gasolina quanto para etanol, indicando boa qualidade da mistura ar/combustível proporcionada pelo conjunto de admissão e câmara de combustão. A Figura 5.12 mostra os coeficientes de variação medidos nos testes com etanol em fatores λ variando de 0,9 a 1,2.

Figura 5.12 – COVimep do motor operando com etanol em função da carga, para diferentes fatores λ .

Os resultados de COVimep indicam a possibilidade do motor operar de forma estável com misturas pobres, permitindo que sejam feitos trabalhos futuros para avaliação de consumo de combustível e dirigibilidade nessas condições.

A pressão de óleo do motor foi aferida através de um transdutor conectado ao sistema de aquisição computacional. O transdutor foi instalado após o filtro de óleo, conforme indicado na Figura D1 do apêndice D. A Figura 5.13 apresenta as pressões de óleo aferidas nos ensaios de mapeamento do motor, em função da rotação.

Figura 5.13 – Pressão de óleo do motor base em função da velocidade de rotação.

As diferenças de pressão observadas para uma mesma velocidade de rotação se devem, principalmente, às diferentes condições de operação do motor em relação à carga, ao combustível (gasolina ou etanol) e razões de equivalência (que variaram de $\lambda = 0,9$ até $\lambda = 1,2$), visto que esses parâmetros têm grande influência sobre a temperatura de trabalho do motor, e consequentemente, sobre a temperatura e viscosidade do óleo lubrificante. Nos ensaios de mapeamento do motor, foram registradas variações de até 30°C na temperatura do óleo para uma mesma velocidade de rotação. A Figura 5.14 mostra, por exemplo, a tendência das pressões de óleo do motor para variações de temperatura de até 10°C, obtida com menores amplitudes de carga do motor, em que pode-se observar uma variação significativamente menor para cada velocidade de rotação.

Figura 5.14 – Pressão de óleo do motor base em função da velocidade de rotação.

As curvas de tendência da pressão de óleo em função da velocidade de rotação do motor, apresentadas nas Figuras 5.13 e 5.14, foram ajustadas pelo método dos mínimos quadrados.

5.2 – Mapeamento da bomba de óleo

A seguir são apresentados os resultados dos ensaios em bancada da bomba de óleo do novo motor Formula SAE, segundo o procedimento descrito no capítulo 4. A Figura 5.15 apresenta todos os pontos medidos. Para as rotações mais elevadas, a mínima pressão de teste se manteve acima de 0,5 bar, mesmo com a válvula de controle totalmente aberta, devido à restrição causada pela própria válvula.

Figura 5.15 – Vazão da bomba de óleo em função da pressão e da velocidade de rotação.

Nota-se que para cada rotação, a vazão de óleo através da bomba praticamente não se altera com o aumento da pressão. Isso se deve, provavelmente, ao fato desta bomba ter sido projetada para operar com pressões de saída mais elevadas, acima de 2,5 bar na motocicleta de 500 cm³. Segundo o manual de serviço e reparo do motor Honda CB500 (2004), a pressão nominal do óleo é de 2,4 bar na temperatura de 80°C com o motor operando a apenas 2000 rpm. Dessa forma, para pressões abaixo de 2 bar, pode-se assumir que a vazão da bomba é independente da pressão de saída, sendo função apenas da velocidade de rotação. A Figura 5.16 mostra os valores médios de vazão para cada velocidade de rotação da bomba. Como os testes foram limitados à rotação máxima de 3360 rpm, uma curva de tendência de segundo grau foi ajustada para estimar a vazão da bomba em velocidades mais elevadas.

Figura 5.16 – Vazão média da bomba de óleo em função da velocidade de rotação.

Através da função encontrada, estima-se que a bomba forneça uma vazão máxima de 18,372 L/min à velocidade de rotação de 4500 rpm.

6 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS E RESULTADOS

6.1 – Resultados de fluidodinâmica computacional unidimensional

A Figura 6.1 mostra a comparação entre as curvas de torque divulgada comercialmente, calculada pela simulação computacional e medida nos testes do motor base em dinamômetro.

Figura 6.1 – Comparação entre as curvas de torque divulgada, calculada e medida.

Pode-se notar que a simulação computacional reproduziu com boa precisão a região de torque máximo da curva divulgada, em torno da velocidade de 6000 rpm, que é de interesse para obtenção de dados de projeto do novo motor Formula SAE. A simulação CFD previu também um vale semelhante ao da curva de torque medido, porém, em uma rotação diferente. As diferenças entre a curva calculada e a medida, além dos motivos apontados na seção 5.1, podem ser resultantes da simplificação da modelagem computacional, dado que as informações detalhadas dos sistemas de admissão e exaustão (geometrias do filtro de ar, abafador e conversor catalítico) e de combustão não foram impostas ao modelo.

6.2 – Resultados de análises em elementos finitos

A Figura 6.2 mostra a malha do bloco do motor Formula SAE, previamente desenhada em CAD, e discretizada em elementos finitos com o uso do programa Ansys. Este programa possui recursos de geração de malha automática capazes de definir os tipos de elementos mais adequados para cada região da geometria, além de possibilitar o refinamento da malha apenas em regiões mais complexas.

Figura 6.2 – Discretização do bloco do motor Formula SAE em elementos finitos, utilizando programa Ansys.

7 PROJETO MECÂNICO

O projeto mecânico do motor Formula SAE foi iniciado com a medição e desenho computacional de todos os componentes a serem aproveitados do motor base. Todo o desenho e projeto dos componentes foi desenvolvido em ambiente SolidEdge V18. A partir do desenho dos componentes comerciais, foi projetado o bloco, o virabrequim e os demais componentes do novo motor. O auxílio computacional possibilitou a definição da melhor disposição dos componentes, bem como a correta integração entre eles.

Os processos de fabricação dos componentes foram definidos com base na disponibilidade de recursos das equipes de Formula SAE, que, em geral, têm apoio de empresas de usinagem e beneficiamento de metais, e de fornecimento de material bruto (alumínio, aço carbono e suas diferentes ligas).

7.1 – Projeto do bloco do motor

Conforme descrito por Londhe e Sen (2008), na indústria automotiva, o projeto do bloco de um motor envolve desafios relacionados a disciplinas variadas, tais como vibrações, ruído, durabilidade, dissipação térmica e arranjo do sistema de lubrificação. Além disso, análises de fadiga são necessárias, especialmente quando se busca a redução de massa, o que conduz o projeto a um processo iterativo de otimização.

Neste trabalho, o projeto do bloco do motor foi simplificado, tendo em vista o objetivo final de verificar a viabilidade de fabricação de um motor por equipes de Formula SAE. Assim, optou-se pelo superdimensionamento do bloco, tomando como referência o motor base do projeto, e abrindo-se mão da preocupação com a redução da massa e ruído neste trabalho. A espessura das paredes do novo bloco é cerca de 3 vezes maior do que as do motor base, mantendo-se a geometria semelhante. Dessa forma, espera-se que o coeficiente de segurança seja superior a 3 nas regiões de maior concentração de tensão.

O conceito de montagem do bloco foi o mesmo do motor base, que é utilizado na maioria das motocicletas de pequeno deslocamento volumétrico, em que o bloco é particionado verticalmente. Esse conceito foi empregado para simplificação do processo de usinagem, pois permite a remoção de material das cavidades a uma profundidade de corte constante. Caso o bloco fosse particionado horizontalmente, a usinagem das cavidades

internas do bloco seria significativamente dificultada, pois as profundidades de corte teriam que ser escalonadas de forma a obter a geometria desejada.

O bloco do motor foi projetado, primeiramente, de forma a permitir a montagem e integração das duas células de potência, com seus sistemas de comandos de válvulas (sincronizados por correntes), tendo em vista a sua fabricação a partir de um bloco cilíndrico maciço de alumínio, de 10 polegadas de diâmetro, através de processos de usinagem convencional ou em máquinas CNC (comando numérico computadorizado).

Assim, o bloco do motor Formula SAE é constituído de três partes, sendo que as duas maiores formam a cavidade do virabrequim e das bielas, e a terceira parte tem a função de interface e montagem do conjunto de partida e alternador. A Figura 7.1 mostra as três partes que compõem o bloco do motor Formula SAE.

Figura 7.1 – Bloco do motor Formula SAE e suas partes.

O bloco foi dimensionado de forma a permitir a flexibilidade de montagem em relação ao número de cilindros e deslocamento volumétrico. Conforme mencionado no capítulo 3, as células de potência dos motores Honda CBX250 e Honda CB300 são intercambiáveis. Assim, o motor Formula SAE pode ser montado com 1 ou 2 células de potência, com deslocamento volumétrico de 250 cm³ ou 300 cm³ cada uma, resultando num total de 4 combinações possíveis de montagem do motor Formula SAE, conforme mostrado na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Possibilidades de montagem do motor Formula SAE.

Célula de potência	Arranjo de montagem	Deslocamento volumétrico total [cc]	Massa estimada do motor [kg]
CBX250	Monocilíndrico	250	28
CB300	Monocilíndrico	300	28
CBX250	V2 a 90°	500	37
CB300	V2 a 90°	600	37

A Figura 7.2 ilustra as possibilidades de montagem monocilíndrica ou bicilíndrica do motor. Em motocicletas monocilíndricas em geral se utiliza um eixo de balanceamento dimensionado para atenuar as vibrações de primeira ordem geradas pelo conjunto biela-manivela. No caso da montagem em V a 90°, as vibrações de primeira ordem são balanceadas pelo dimensionamento dos contrapesos do próprio virabrequim, conforme demonstrado no capítulo 2, não sendo necessário, portanto, o uso do eixo de balanceamento auxiliar.

Figura 7.2 – Opções de montagem do motor Formula SAE com 1 (direita) ou 2 cilindros (esquerda).

Após a integração das células de potência, o projeto objetivou a inserção dos demais componentes no bloco do motor, tais como bomba, filtro e galerias de óleo, conjunto de partida e alternador, buscando o arranjo mais compacto possível. Foi projetada também uma tomada de força auxiliar, acionada por um par de engrenagens ligado ao virabrequim, com o objetivo de possibilitar o acoplamento de componentes externos como compressores

mecânicos, bombas auxiliares ou alternadores, conforme a necessidade do projeto de cada equipe. A Figura 7.3 ilustra a integração dos componentes ao bloco do motor.

Figura 7.3 – Bloco do motor Formula SAE e integração dos componentes.

7.2 – Dimensionamento das engrenagens da tomada de força auxiliar

As engrenagens da tomada de força foram projetadas para transmitir torque máximo de 17 N.m. Como referência, foram pesquisados dados de desempenho de compressores mecânicos que pudessem vir a ser utilizados no motor Formula SAE. O compressor Eaton M24, por exemplo, que equipa veículos com motores de 1000 cm³, solicita torque máximo da ordem de 8,7 N.m, praticamente metade do torque de projeto da tomada de força.

As engrenagens definidas para a tomada de força têm distância entre centros de 72,11 mm e largura L_d de 6 mm. O espaço disponível para alojamento das engrenagens no bloco permite uma relação de transmissão de até 1,6:1. Visando aumentar a resistência das engrenagens, foi definida uma relação de transmissão de 1,1:1, que permite a utilização de

módulo diametral 4, resultando em engrenagens motora e movida com 17 e 19 dentes, respectivamente, cujos fatores de forma J_e são 0,27 e 0,21.

A força aplicada sobre os dentes, para um torque de 17 N.m pode ser calculado por:

$$\text{raio de referência} = \frac{m_d \cdot N_d}{2}$$

$$W_t = \frac{\text{Torque}}{\text{raio de}} = \frac{17 [\text{N.m}]}{0,034[\text{m}]} = 500 \text{ N}$$

Logo, a tensão sobre os dentes das engrenagens motora e movida é dada por:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{L_d \cdot m_d \cdot J_e} \cdot \frac{K_a K_m}{K_v} \cdot K_S \cdot K_B \cdot K_I$$

$$V_{te} = \frac{2 \cdot 0,034 [\text{m}] \cdot \pi \cdot 8000 [\text{rpm}]}{60 [\frac{\text{s}}{\text{min}}]} = 37,7 \text{ m/s}$$

$$K_v = \left(\frac{83,6}{83,6 + \sqrt{200 \cdot 37,7}} \right)^{0,4} = 0,752$$

$$\sigma_{motora} = \frac{500}{0,006 \cdot 0,004 \cdot 0,27} \cdot \frac{1,5 \cdot 1,6}{0,752} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 247 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{movida} = \frac{500}{0,006 \cdot 0,004 \cdot 0,21} \cdot \frac{1,5 \cdot 1,6}{0,752} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 317 \text{ MPa}$$

Para suportar as tensões calculadas, as engrenagens devem ser fabricadas em aços com médio teor de carbono, que geralmente possuem resistência superior a 500 MPa.

7.3 – Conjunto de partida e alternador

O flange de interface do bloco permite que o conjunto de partida e alternador do motor Formula SAE seja modificado conforme a necessidade de cada equipe, bastando para isso a fabricação de um novo flange. Neste trabalho, o flange foi desenhado de forma a permitir a montagem do conjunto de partida e alternador do motor Honda NX4 Falcon, de fabricação nacional, mostrado na Figura 7.4. A escolha desse conjunto foi baseada na capacidade carga gerada pelo alternador, que é de 308 Watts a 5000 rpm, segundo consta no seu manual de serviços, similar à capacidade dos motores de 600 cm³, que geram em torno de 333 Watts na mesma velocidade de rotação.

Figura 7.4 – Conjunto de partida de alternador do motor Honda NX4 Falcon.

7.4 – Dimensionamento dos Mancais de Rolamento

Foi definido o uso de mancais de rolamento em todos os eixos do motor Formula SAE, por apresentarem vantagens significativas para este projeto, em relação aos mancais de deslizamento, tais como: maior tolerância a falhas momentâneas de lubrificação, maior tolerância a eventuais desalinhamentos, maior capacidade de carga em dimensões pequenas, e simplificação do sistema de lubrificação.

A estimativa das cargas sobre os mancais foi feita com o auxílio de simulações em fluidodinâmica computacional unidimensional, conforme descrito no capítulo 6. A Figura 7.5 mostra o resultado computacional do torque ao longo do ciclo motor aplicado ao virabrequim para o motor Formula SAE operando em plena carga, a 6000 rpm, sobrealimentado, com IMEP de 24 bar e torque no eixo de saída de 70 N.m. Tal condição de operação é considerada extrema para o carregamento sobre os componentes mecânicos do motor e para o controle de detonação da mistura ar/combustível, conforme apontado por Attard *et al.* (2006), e será tomada como referência para o dimensionamento do novo motor Formula SAE.

Figura 7.5 – Cálculo computacional do torque instantâneo ao longo do ciclo motor.

Nota-se que, embora o torque nominal de eixo do motor seja da ordem de 70 N.m, picos de torque da ordem de 520 N.m ocorrem durante a combustão. Logo, os mancais, o bloco do motor e o virabrequim devem ser projetados de forma a suportar esses esforços de pico. Como o braço de manivela do virabrequim (b) tem 29,75 mm, a força de pico que atua sobre ele, que será denominada aqui de F_c , é dada por:

$$F_c = \frac{T}{b} = \frac{520 \text{ [N.m]}}{29,75 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}} = 17479 \text{ N}$$

A Figura 7.6 mostra posicionamento dos mancais de rolamento ao longo do virabrequim e os pontos de aplicação das forças que atuam sobre ele, com dimensões em milímetros. As forças de combustão dos dois cilindros, representadas por F_{c1} e F_{c2} , não atuam simultaneamente e possuem pontos de atuação diferentes, logo, para a determinação dos esforços de pico sobre cada mancal, representados por F_{M1} , F_{M2} , F_{M3} e F_{M4} , serão necessárias duas análises de tensão, uma para cada força de combustão.

Figura 7.6 – Dimensões e esforços sobre o virabrequim e mancais de rolamento.

Considerando-se o virabrequim como um eixo rígido, nota-se que o cálculo das forças sobre os mancais constitui um problema estaticamente indeterminado, ou hiperestático. Como análise inicial, consideremos o virabrequim como um eixo de secção transversal constante, de 19 mm de diâmetro.

No problema em questão, representado acima na Figura 7.6, estão presentes apenas carregamentos concentrados. Nesse caso, quando o sistema está sob atuação da força F_{C1} , a função carregamento é dada por:

$$q(x) = F_{M1}\langle x - 0 \rangle^{-1} + F_{M2}\langle x - 67,1 \rangle^{-1} - F_{C1}\langle x - 110,55 \rangle^{-1} + F_{M3}\langle x - 176,9 \rangle^{-1} + F_{M4}\langle x - 233,15 \rangle^{-1}$$

Para calcular o valor das forças atuantes sobre cada mancal, tem-se:

$$\begin{aligned} V(x) &= F_{M1}\langle x - 0 \rangle^0 + F_{M2}\langle x - 67,1 \rangle^0 - F_{C1}\langle x - 110,55 \rangle^0 + F_{M3}\langle x - 176,9 \rangle^0 \\ &\quad + F_{M4}\langle x - 233,15 \rangle^0 + C_1 \\ M(x) &= F_{M1}\langle x - 0 \rangle^1 + F_{M2}\langle x - 67,1 \rangle^1 - F_{C1}\langle x - 110,55 \rangle^1 + F_{M3}\langle x - 176,9 \rangle^1 \\ &\quad + F_{M4}\langle x - 233,15 \rangle^1 + C_1x + C_2 \\ \theta(x) &= \frac{1}{E \cdot I} \left(\frac{F_{M1}}{2}\langle x - 0 \rangle^2 + \frac{F_{M2}}{2}\langle x - 67,1 \rangle^2 - \frac{F_{C1}}{2}\langle x - 110,55 \rangle^2 + \frac{F_{M3}}{2}\langle x - 176,9 \rangle^2 \right. \\ &\quad \left. + \frac{F_{M4}}{2}\langle x - 233,15 \rangle^2 + \frac{C_1}{2}x^2 + C_2x + C_3 \right) \end{aligned}$$

$$y(x) = \frac{1}{E \cdot I} \left(\frac{F_{M1}}{6} \langle x - 0 \rangle^3 + \frac{F_{M2}}{6} \langle x - 67,1 \rangle^3 - \frac{F_{C1}}{6} \langle x - 110,55 \rangle^3 + \frac{F_{M3}}{6} \langle x - 176,9 \rangle^3 + \frac{F_{M4}}{6} \langle x - 233,15 \rangle^3 + \frac{C_1}{6} x^3 + \frac{C_2}{2} x^2 + C_3 x + C_4 \right)$$

Assim, são 8 as incógnitas a serem determinadas para solução do problema: F_{M1} , F_{M2} , F_{M3} , F_{M4} , C_1 , C_2 , C_3 e C_4 . Também existem 8 condições de contorno conhecidas, que podem ser aplicadas para obtenção de 8 equações, formando-se assim um sistema de equações possível e determinado. As condições de contorno são:

- ➔ $y(0) = y(67,1) = y(176,9) = y(233,15) = 0$: a deflexão longitudinal do eixo é nula nos mancais;
- ➔ $M(0) = M(233,15) = 0$: o momento fletor nas extremidades do eixo é nulo;
- ➔ $V(0) = V(233,15^+) = 0$: a força cortante é nula nas posições infinitesimalmente à esquerda força F_{M1} e à direita da força F_{M4} .

A solução do sistema de equações fornece os seguintes valores para os carregamentos:

$$F_{M1} = -2706 \text{ N}$$

$$F_{M2} = +13550 \text{ N}$$

$$F_{M3} = +9357 \text{ N}$$

$$F_{M4} = -2702 \text{ N}$$

Conforme mencionado anteriormente, essa solução corresponde a uma análise simplificada do problema, aproximando-se a geometria do virabrequim por um eixo de secção transversal constante. Para que o cálculo contemple os escalonamentos existentes na peça real, é necessário que as integrações da equação de carregamento sejam feitas por trechos, levando-se em conta as variações do momento de inércia da área. Essa análise detalhada foi feita com o auxílio do aplicativo computacional Ftool, desenvolvido por Luis Fernando Martha, do departamento de engenharia civil da PUC (Pontifícia Universidade Católica) do Rio de Janeiro, para o cálculo de problemas bidimensionais complexos. A Figura 7.7 (a) mostra a interface simples do programa, em que o virabrequim é modelado através de um diagrama de forças, sendo os mancais considerados como restrições ao movimento na direção do eixo y. As propriedades físicas e geométricas utilizadas em cada trecho da peça são mostradas em (b).

Figura 7.7 – Modelagem computacional do virabrequim usando o programa Ftool.

O cálculo dos momentos de inércia das áreas das secções 1, 2, 4 e 5 é trivial, visto que representam geometrias circulares ou anulares. O momento de inércia da área da secção 3, que corresponde ao braço de manivela do virabrequim, foi extraído do programa CAD, por se tratar de uma geometria mais complexa. Os momentos de área da peça foram separados em 2 partes, conforme mostrado na Figura 7.8: a parte indicada como “cubo” corresponde às secções 2 apresentadas acima (secções em que são montados os mancais de rolamento principais), e a parte indicada como “braço” corresponde à secção 3, cujo momento de inércia da área em relação ao eixo y foi extraído do programa.

Figura 7.8 – Braço do virabrequim: momento de inércia da área extraído do programa CAD.

Conforme esperado, os valores dos carregamentos calculados pelo programa Ftool foram diferentes daqueles encontrados na análise inicial, porém com ordens de grandeza semelhantes. Foram realizados cálculos computacionais para as condições de carregamento devido à atuação das forças F_{c1} e F_{c2} separadamente. A Tabela 7.2 comprara os valores encontrados em cada uma das análises realizadas:

Tabela 7.2 – Forças resultantes dos cálculos de carregamentos dos mancais.

Força	Análise inicial sob ação de F_{c1}	Cálculo computacional sob ação de F_{c1}	Cálculo computacional sob ação de F_{c2}
F_{c1} [N]	-17500	-17500	0
F_{c2} [N]	0	0	-17500
F_{M1} [N]	-2706,4	-823,5	-736,7
F_{M2} [N]	+13550,9	+11329,8	+7475,5
F_{M3} [N]	+9357,5	+8110,0	+12003,8
F_{M4} [N]	-2702,0	-1116,3	-1242,6
Soma	0	0	0

Devido ao maior momento de inércia da área das seções compreendidas entre os mancais 2 e 3, as deformações do eixo são menores do que a estimativa inicial e, consequentemente, a carga transferida para os mancais externos também é menor. A Figura

7.9 mostra a deformação resultante da linha neutra do virabrequim sob atuação da força F_{c1} . As dimensões estão em escala, e a deformação está amplificada em 1000 vezes para efeito de visualização.

Figura 7.9 – Deformação do virabrequim devido ao carregamento.

Os deslocamentos angulares na região dos mancais, indicados pelos ângulos φ_1 , φ_2 , φ_3 e φ_4 , são parâmetros importantes para o projeto, visto que o ângulo de desalinhamento permissível dos rolamentos é, em geral, menor do que 12×10^{-4} radianos, a não ser que se opte pelo uso de rolamentos autocompensadores, que podem operar com desalinhamentos de até 2,5 graus, segundo o catálogo geral do fabricante NSK (2013). A Tabela 7.3 apresenta os deslocamentos angulares calculados para as duas condições de carregamento:

Tabela 7.3 – Deslocamentos angulares na região dos mancais.

	Deslocamento devido à atuação de F_{c1}	Deslocamento devido à atuação de F_{c2}
φ_1 [rad]	$4,408 \times 10^{-4}$	$3,968 \times 10^{-4}$
φ_2 [rad]	$6,572 \times 10^{-4}$	$5,934 \times 10^{-4}$
φ_3 [rad]	$5,874 \times 10^{-4}$	$6,478 \times 10^{-4}$
φ_4 [rad]	$4,144 \times 10^{-4}$	$4,512 \times 10^{-4}$

Devido à disposição dos componentes do motor, definida na seção 7.1, a espessura máxima disponível para os mancais centrais é de 20 mm. Rolamentos de esferas com essa medida não possuem capacidade de carga suficiente para suportar os esforços calculados. Dessa forma, os rolamentos centrais devem ser de rolos cilíndricos, modelo NJ2206ET, que

possuem capacidade de carga básica de 50 kN e limite de velocidade de rotação de 12000 rpm (quando lubrificados com óleo), suficientes para suportar as condições de operação limites do motor Formula SAE.

A Figura 7.10 mostra a distribuição das forças cortantes e momentos fletores ao longo do virabrequim, que serão utilizados para os cálculos de dimensionamento dos seus componentes.

(a)

(b)

(c)

(d)

Figura 7.10 – Diagramas de forças cortantes e momentos fletores ao longo do virabrequim, devido às forças F_{c1} (a) e (b), e F_{c2} (c) e (d).

7.5 – Projeto do virabrequim

O virabrequim do motor Formula SAE é um componente de integração, sendo responsável por acionar outros componentes como comandos de válvulas, bomba de óleo, tomada de força e conjunto alternador, além de conduzir o óleo lubrificante até os mancais de rolamento das bielas através de seus canais internos. A Figura 7.11 mostra o virabrequim com os seus acoplamentos.

Figura 7.11 – Virabrequim do motor Formula SAE e seus acoplamentos.

Conforme definido no capítulo 3, o projeto do virabrequim foi conduzido utilizando o conceito de virabrequim desmontável, de forma a permitir a montagem dos mancais de rolamento nas bielas e nos munhões. A Figura 7.12 mostra as partes que compõem o virabrequim do motor Formula SAE.

Figura 7.12 – Virabrequim desmontável do motor Formula SAE.

O dimensionamento e seleção dos materiais para manufatura das partes do virabrequim foram feitos considerando os esforços de pico estimados pela simulação computacional unidimensional.

Os componentes que sofrem maior carregamento são o pino da biela, sob ação das forças cortantes resultantes da combustão (F_{c1} e F_{c2}), e o eixo direito, que transmite o torque produzido por essas forças.

O dimensionamento do pino da biela é determinado pela dimensão do componente original do motor base. A Figura 7.13 mostra o desenho do pino da biela do motor Formula SAE, com suas dimensões principais e os dutos de lubrificação. O cálculo analítico da tensão de cisalhamento na menor seção do pino é apresentado a seguir.

Figura 7.13 – Desenho do pino da biela do motor Formula SAE e suas solicitações.

Para simplificação de cálculo, será considerado que as forças de reação F_{p1} e F_{p2} são concentradas no meio dos rebaixos, conforme mostrado na figura acima. Pelos diagramas apresentados na Figura 7.10, tem-se que os valores máximos assumidos pelas forças F_{p1} e F_{p2} são:

$$F_{p1} = 10506,0 \text{ N}$$

$$F_{p2} = 10761,2 \text{ N}$$

Assim, a tensão de cisalhamento mais crítica, quando é aplicada a força F_{p2} , dado que o pino também está sob flexão, é dada por:

$$\tau_{\max,f} = \frac{4 \cdot F_{p1}}{3 \cdot A_{\text{cis}}} = \frac{4 \cdot 10761,2}{3 \cdot \pi \left(\left[\frac{26 \cdot 10^{-3}}{2} \right]^2 - \left[\frac{7 \cdot 10^{-3}}{2} \right]^2 \right)} = 29,137 \text{ MPa}$$

O momento fletor é máximo no ponto de aplicação da força F_{c2} , sendo a máxima tensão normal de flexão dada por:

$$\sigma_{\max,f} = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{397,7 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \left(\frac{[32 \cdot 10^{-3}]^4 - [7 \cdot 10^{-3}]^4}{64} \right)} = 123,909 \text{ MPa}$$

As distribuições das tensões normal e de cisalhamento na secção são tais que uma é máxima quando a outra é nula, conforme ilustrado na Figura 7.14.

Figura 7.14 – Distribuições das tensões normal e de cisalhamento em uma viga circular maciça.

A superfície da secção de maior diâmetro do pino serve como pista interna para seu rolamento, tendo, portanto, dureza elevada, acima de 62HC, conforme ensaios de dureza realizados. Tal dureza é obtida através do tratamento térmico de cementação, em que apenas a superfície da peça é endurecida, mantendo a parte interna com propriedades dúcteis, evitando-se, assim, que ocorra o mecanismo de fratura frágil devido às forças de combustão. O material comumente utilizado para cementação é o aço carbono SAE8620, que possui limite de resistência igual ou superior a 450MPa. Assim, o coeficiente de segurança do pino em relação aos esforços é dado por:

$$C_s = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \geq 3,6$$

O eixo direito do virabrequim é o componente mais crítico do projeto. Ele é responsável pela transmissão do torque do motor aos demais componentes de transmissão, e precisa suportar os picos de 520 N.m estimados anteriormente. O seu diâmetro é limitado devido à montagem das engrenagens motoras dos comandos de válvulas, conforme mostrado

na Figura 7.15. O diâmetro da raiz das estrias é de 18 mm, e será usado para o cálculo das tensões no eixo.

Figura 7.15 – Virabrequim do motor Formula SAE: eixos e engrenagens motoras dos comandos de válvulas.

A tensão de cisalhamento devido à torção do eixo é dada por:

$$\tau_{\max,t} = \frac{T \cdot r}{J}$$

onde T é o torque máximo (520 N.m), r é o raio do eixo (9 mm) e J é o momento polar de inércia da sua secção transversal. Assim, tem-se:

$$\tau_{\max,t} = \frac{520 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{\pi \frac{(18 \cdot 10^{-3})^4}{32}} = 454,105 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento devido à força cortante é dada por:

$$\tau_{\max,f} = \frac{4 \cdot F_{\text{cortante}}}{3 \cdot A_{\text{cis}}} = \frac{4 \cdot 1242,6}{3 \cdot \pi \left(\left[\frac{18 \cdot 10^{-3}}{2} \right]^2 \right)} = 6,511 \text{ MPa}$$

Logo, a tensão de cisalhamento total é $\tau_{\max,c} = 454,105 + 6,511 = 460,616 \text{ MPa}$

A tensão normal devido ao momento fletor é dada por:

$$\sigma_{\max,f} = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{69,9 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \left(\frac{[18 \cdot 10^{-3}]^4}{64} \right)} = 122,084 \text{ MPa}$$

Por fim, máxima tensão de cisalhamento e as tensões principais podem ser obtidas pela seguinte equação:

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} \right)^2 + \tau_{xz}^2} = \sqrt{\left(\frac{122,084 - 0}{2} \right)^2 + (460,616)^2} \\ &= 464,643 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} + \tau_{\max} = \frac{122,084 + 0}{2} + 464,643 = 525,685 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} - \tau_{\max} = \frac{122,084 + 0}{2} - 464,643 = -342,559 \text{ MPa}$$

Dadas as magnitudes das solicitações sobre o eixo, o material a ser utilizado deverá ser o aço carbono SAE4340, que é comumente aplicado pela indústria em componentes de alta exigência. Essa liga possibilita o tratamento térmico de têmpera e revenimento, atingindo resistência de escoamento acima de 1100 MPa, suficiente para resistir aos esforços previstos.

7.6 – Balanceamento do Motor Formula SAE

Conforme mencionado nos capítulos iniciais deste trabalho, a disposição dos cilindros do motor Formula SAE foi definida em “V” com ângulo de 90° entre os cilindros, visando simplificar a integração dos componentes mecânicos e também o balanceamento das componentes rotativas e alternativas das forças geradas pelo conjunto composto por pistão, biela e manivela, chamadas de forças de inércia.

A massa alternativa (M_p) total do novo motor é de 384 gramas, e a massa rotativa 367 gramas, sendo a força de inércia resultante equivalente àquela produzida por uma massa de 751 gramas concentrada no munhão, devendo ser balanceada por um contrapeso de mesma

massa, posicionado do lado oposto ao munhão, e com centro de massa à distância de 29,75 mm do eixo de giro do virabrequim. A Figura 7.16 mostra como variam as componentes vertical e horizontal das forças de inércia geradas pela massa alternativa M_p e pela massa de balanceamento, e as forças resultantes após o balanceamento.

(a)

(b)

Figura 7.16 – Componentes verticais (a) e horizontais (b) das forças de inércia atuantes sobre o virabrequim.

Pode-se observar que as componentes verticais são anuladas após o balanceamento, restando apenas uma força desbalanceada de segunda ordem no plano horizontal, que varia senoidalmente entre +3275 N e – 3275 N.

7.7 – Sistema de lubrificação

O sistema de lubrificação do novo motor Formula SAE foi dimensionado de forma a prover condições de lubrificação equivalentes, em relação a pressão e vazão, aos componentes oriundos do motor base: mancais de rolamento das bielas e mancais de deslizamento dos comandos de válvulas. O projeto contemplou ainda o dimensionamento de resfriadores de esguicho (conhecidos como “jet coolers”) direcionados para as superfícies inferiores dos pistões, visando reforçar a lubrificação e o arrefecimento das células de potência.

Os canais de lubrificação foram dimensionados de forma que em cada ponto de divisão do fluxo de óleo a soma das áreas de passagem a jusante fosse equivalente à área de passagem a montante, visando à redução da perda de carga através do sistema. Parte dos pontos de lubrificação já estava determinada pelo uso dos componentes oriundos do motor base, como os mancais de rolamento das bielas e os mancais de deslizamento dos comandos de válvulas. Os demais pontos foram dimensionados com base na capacidade de vazão da bomba de óleo escolhida para o motor Formula SAE.

Como aproximação para cálculo, os mancais de rolamento das bielas e os jet coolers foram todos considerados como orifícios abertos, pelos quais o óleo flui para fora do sistema de lubrificação pressurizado. Os cálculos iniciais foram feitos considerando o motor operando em sua velocidade máxima, 8000 rpm.

A vazão de óleo nos mancais de deslizamento do cabeçote é significativamente menor do que a dos orifícios abertos, podendo ser estimada através dos cálculos apresentados na seção 2.12. Os parâmetros para os cálculos são conhecidos do motor base:

$$r_m = 12,5 \text{ mm (raio dos mancais de deslizamento dos comandos);}$$

$$c_m = 0,05 \text{ mm (folga radial máxima admissível, segundo manual de serviço do motor base);}$$

$$N_m = 4000 \text{ rpm} = 66,667 \text{ rps (comandos de válvulas giram com metade da velocidade de rotação do motor);}$$

$$L_m = 13,5 \text{ mm (largura dos mancais de deslizamento);}$$

$$\mu = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ reyns (viscosidade dinâmica do óleo lubrificante a } 100^{\circ}\text{C);}$$

$$\lambda_m = 2r_m/L_m = 1,852;$$

$$S_m < 0,026 \text{ (considerando a carga nos mancais superior a 1000 N);}$$

$$\frac{Q_m}{r_m \cdot c_m \cdot N_m \cdot L_m} \cong 6 \text{ (Figura B4)} \rightarrow \dot{V}_m = 3,375 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Assim, a vazão de óleo lubrificante estimada para os 4 mancais de deslizamento do cabeçote é de 13,5 cm³/s, ou 0,0135 l/s.

A estimativa de vazão de óleo necessária para o motor Formula SAE foi feita com base na equação de Bernoulli para fluidos incompressíveis:

$$\frac{\rho \cdot V^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h + p = \text{constante}$$

Como primeira análise, foi considerado o sistema pressurizado a 0,8 bar, que corresponde à pressão média de óleo do motor base operando na velocidade de rotação máxima, 8000 rpm, conforme mostrado na Figura 5.13. Pela equação de Bernoulli, pode-se calcular a velocidade do fluxo de óleo em cada ponto de lubrificação. Considerando desprezíveis as parcelas de pressão devido à altura, tem-se:

$$\frac{\rho_l \cdot V_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho_l \cdot V_2^2}{2} + p_2$$

onde:

p_1 = pressão absoluta do sistema = 180000 Pa;

p_2 = pressão ambiente = 100000 Pa;

V_1 = velocidade do fluxo no interior do sistema = 0;

ρ_l = densidade do óleo lubrificante = 872 Kg/m³.

$$V_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{p_1 - p_2}{\rho}} = 13,546 \text{ m/s}$$

A vazão máxima da bomba de óleo, calculada na seção 5.2, é de 18,372 l/min a 4500 rpm. Subtraindo-se a vazão de 0,0135 l/s calculada para os mancais de deslizamento, tem-se que a vazão máxima pelos orifícios deve ser:

$$Q = 18,372 - (0,0135 \cdot 60) = 17,562 \text{ l/min}$$

Logo, a área total máxima de saída do fluxo de óleo pode ser calculada:

$$A_{total} = \frac{Q}{V_2} = \frac{17,562 \left[\frac{l}{min} \right] \cdot 10^{-3} \left[\frac{m^3}{l} \right]}{60 \left[\frac{s}{min} \right] \cdot 13,546 \left[\frac{m}{s} \right]} = 2,161 \cdot 10^{-5} m^2 = 21,6 mm^2$$

A área de passagem de lubrificante para os mancais de rolamento das bielas é:

$$A_b = 2 \cdot \left(\pi \cdot \frac{2^2}{4} \right) = 6,283 mm^2 \text{ (2 orifícios com 2mm de diâmetro)}$$

Então, a área de passagem restante, disponível para alimentação dos “jet coolers” é:

$$A_{jc} = 21,6 - 6,283 = 15,317 mm^2$$

Sendo o diâmetro máximo de passagem de cada “jet cooler” dado por:

$$\varnothing_{jc} = 2 \cdot \sqrt{\frac{15,317}{2 \cdot \pi}} = 3,123 mm$$

Por segurança, foi definido o diâmetro de 2,5 mm para os “jet coolers”.

A Figura 7.17 mostra os canais de lubrificação do motor Formula SAE e suas dimensões.

Figura 7.17 – Dimensões dos canais de lubrificação do motor Formula SAE.

As considerações feitas para estimativa da vazão através do sistema de lubrificação do motor Formula SAE são conservadoras, subestimando a vazão, uma vez que os mancais de rolamento e os orifícios de lubrificação impõem perdas de carga ao fluxo de óleo.

A bomba de óleo é montada no bloco do motor por meio de uma base, conforme mostrado na Figura 7.18. Dessa forma, a substituição da bomba de óleo por outro modelo pode ser feita fabricando-se uma nova base de interface com o motor. O acionamento da bomba é feito por meio de corrente, sendo a engrenagem motora montada no eixo esquerdo do virabrequim.

Figura 7.18– Montagem da bomba de óleo do motor Formula SAE.

7.8 – Verificação do projeto do bloco com FEA

Devido ao fato do bloco do motor ser uma estrutura tridimensional complexa, a verificação das tensões foi realizada com o auxílio de simulação computacional de elementos finitos. Os esforços de pico calculados anteriormente foram impostos ao modelo estrutural para análise das tensões resultantes. A Figura 7.19 mostra a discretização da geometria do bloco em elementos finitos. As tensões calculadas pelo modelo estão representadas pela escala de cores indicada.

Figura 7.19 – Resultado de FEA do bloco do motor Formula SAE.

Os resultados da FEA indicaram valores máximos de tensão da ordem de 80 MPa nas regiões dos mancais e nas fixações dos cilindros do motor. O limite de escoamento do material utilizado no bloco (Alumínio 6351-T6) é de 255 MPa a 330 MPa, resultando num fator de segurança acima de 3,2. Conforme mencionado no início deste capítulo, um coeficiente de segurança acima de 3 era esperado, uma vez que a espessura das paredes do bloco foram triplicadas em relação às do motor base.

8 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou inicialmente uma pesquisa bibliográfica da área de motores de combustão interna, mostrando os principais parâmetros de análise e cálculo para os projetos mecânico e termodinâmico de um motor. A pesquisa bibliográfica incluiu também a análise das características construtivas dos motores de combustão interna existentes no mercado, a qual forneceu as informações necessárias para direcionamento do projeto do novo motor Formula SAE e da escolha do motor base utilizado na fase experimental.

A fase experimental do projeto envolveu ensaios do motor base em bancada de dinamômetro, que permitiram a análise das diferentes condições de operação com relação à razão de equivalência, combustíveis (gasolina e etanol) e sobrealimentação. Foi verificada a possibilidade de o motor operar de forma estável em na faixa de fator λ entre 0,9 até 1,2 tanto para operação com gasolina quanto com etanol. A operação com etanol apresentou vantagem em relação ao arrefecimento do motor, devido ao seu maior calor latente de vaporização, que foi indicada em função de menores temperaturas do cabeçote e dos gases de escape e menores níveis de emissões de NO_x. Utilizando sobrealimentação, o torque de eixo original pôde ser mantido, mesmo com misturas pobres.

Adicionalmente, foram realizados ensaios experimentais com a bomba de óleo definida para o novo motor Formula SAE os quais forneceram informações importantes para o dimensionamento do sistema de lubrificação.

O projeto mecânico contemplou o dimensionamento do virabrequim e mancais de rolamento e bloco do novo motor. O projeto do virabrequim e dos mancais foi auxiliado por cálculos realizados através de simulações em fluidodinâmica computacional unidimensional que permitiram a estimativa das cargas máximas aplicadas sobre esses componentes em condições extremas de operação do motor sobrealimentado, com IMEP de 24 bar e torque no eixo de 70 N.m. O projeto do bloco foi analisado estruturalmente através do método dos elementos finitos, que indicou tensões dentro dos limites de resistência do material utilizado, conforme esperado, devido ao superdimensionamento das suas paredes.

A partir dos resultados e do projeto apresentado, pode-se concluir que o novo motor Formula SAE apresenta vantagens para a categoria. Com base no fator de custo calculado, a aquisição dos componentes para montagem do motor Formula SAE é cerca de 30% mais barata que a maioria dos motores de deslocamento volumétrico semelhante presentes no mercado. Além disso, o novo motor Formula SAE proporciona flexibilidade de montagem,

permitindo que seus componentes sejam facilmente substituídos, modificados ou redimensionados conforme as necessidades de cada equipe, e flexibilidade de operação, podendo operar com diferentes razões de equivalência e sobrealimentação.

Este trabalho apresentou uma proposta inicial de motor para Formula SAE que pode ser aprimorada, tendo em vista a obtenção do melhor desempenho possível para cada equipe. Análises detalhadas para redução de massa e otimização da eficiência térmica do motor não foram realizadas, sendo sugeridas para trabalhos futuros.

Por fim, vale frisar que este trabalho foi desenvolvido considerando que as equipes de Formula SAE, em geral, possuem disponibilidade de recursos de manufatura e materiais através das universidades ou de patrocinadores. Assim, a viabilidade do projeto é dependente dessa condição.

Os desenhos CAD apresentados estão disponíveis no CD-ROM que acompanha esta dissertação, bem como os códigos CNC para usinagem das três partes que compõem o bloco do motor Formula SAE em comando numérico Fanuc.

9 REFERÊNCIAS

ALVES, F. J. Produção e fornecimento de vapor de etanol para motor de combustão interna operando com combustível pré-vaporizado, 2007. Dissertação. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

ALVES, F. J., SOUZA, S. G. e PAGLIUSO, J. D. Fuel Feeding System for a Pre-Vaporized Ethanol Engine, 19th International Congress of Mechanical Engineering, Brasília, 2007.

ATTARD, W., HARRY, C. W., KONIDARIS, S., KHAN, M. A. Comparing the Performance and Limitations of a Downsized Formula SAE Engine in Normally Aspirated, Supercharged and Turbocharged Modes. SAE Technical Paper 2006-32-0072. San Antonio, 2006.

CALVITI, C. M. A. Estudo do processo de desenvolvimento de motores de combustão interna, 2008. Dissertação. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

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

HIRAI, E. Y. Estudo comparativo das emissões de aldeídos originados pelo veículo à diesel com o uso de óleo diesel comercial, biodiesel e suas misturas, 2009. Dissertação. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2009.

HONDA MOTOS DA AMAZÔNIA LTDA. Cb300r: manual de serviços.

HONDA MOTOS DA AMAZÔNIA LTDA. NX-4 Falcon: manual de serviços.

ISSA, R. J. Heat Transfer Performance of an Oil Jet Impinging on a Downward-Facing Stainless Steel Plate, Thermal Science, v. 15, pp.397-408, Canyon, 2011. doi: 10.2298/TSCI090406011I

LONDHE, A. e SEN, A. A Systematic Approach for Design of Engine Crankcase Through Stress Optimization, SAE Technical Paper 2010-01-0500, 2010. doi:10.4271/2010-01-0500

MATHER, P. Honda cb500 Service and Repair Manual. Haynes Service and Repair Manual. USA, 2004.

MOSCETTI, J. P., SMITH B. G., SICK, V. Design and Development of a Turbocharged E85 Engine for Formula SAE Racing. SAE Technical Paper 2008-01-1774. Shanghai, 2008.

MOURA, M., SILVA, J. A., PAU, F. S., SANTOS, A. M. Estudo das oscilações da pressão no interior do cilindro em um motor de combustão interna sob diferentes condições operacionais. Minerva, 21 de Abril de 2015. Disponível em: <[www.fipai.org.br/Minerva%2005\(03\)%2012.pdf](http://www.fipai.org.br/Minerva%2005(03)%2012.pdf)>. Acesso em: 21 de Abril de 2015.

NORTON, R.L, Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada, 4ed., Bookman, Porto Alegre, 2013.

NSK. Rolamentos – Catálogo Geral: catálogo. São Paulo, 2013.558p.

SAE, Engine Power Test Code – Spark Ignition and Compression Ignition – Net Power Rating, SAE J 1349, Society of Automotive Engineers, 2004.

SHIGLEY, J., Shigley's Mechanical Engineering Design, 8ed., McGraw-Hill, New York, 2008, p597-648.

SOUZA, S. G. Um estudo sobre a evolução das câmaras de combustão dos motores do ciclo Otto à gasolina e sua aplicação ao etanol hidratado como combustível alternativo, 2004. Dissertação. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.

STRZELECKI, S. Operating Characteristics of Heavy Loaded Cylindrical Journal Bearing with Variable Axial Profile, 2005. Materials Research, Vol. 8, No. 4, pp. 481-486, Poland.

TAYLOR, C.F., The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, v. 2, The M.I.T. Press, Cambridge, 1985.

Apêndice A – CALIBRAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA

A célula de carga utilizada neste trabalho foi aferida com o auxílio de massas conhecidas penduradas na extremidade de um dos braços do estator do dinamômetro. O estator possui dois braços, em lados opostos ao eixo do dinamômetro. A célula de carga é presa em um dos braços, conforme ilustrado na Figura 2.1, podendo operar, portanto, em tração ou compressão, dependendo do sentido de giro do eixo do dinamômetro. Massas penduradas no mesmo braço da célula de carga resultam em cargas de compressão, enquanto massas penduradas no braço oposto resultam em carga de tração.

Para cada carga aplicada sobre um braço do estator, um valor era mostrado no visor digital da bancada do dinamômetro. Sabendo que os braços de tração e compressão possuem comprimentos de 0,94 m e 0,98 m, respectivamente, foi possível fazer o levantamento da curva de torque aplicado ao dinamômetro em função do valor indicado pela célula de carga. A aferição foi feita uma vez para cargas de tração e duas vezes para as cargas de compressão, e os resultados estão apresentados na tabela A1. Valores de leitura negativos e decrescentes com o aumento da carga indicam que a célula está operando em compressão.

Tabela A1 – Leituras da célula de carga em função da carga aplicada (torque).

Célula de carga em compressão						Célula de carga em tração		
Carga [kg]	Torque [N.m]	Leitura	Carga [kg]	Torque [N.m]	Leitura	Carga [kg]	Torque [N.m]	Leitura
0,0000	0,000	20,0	0,0000	0,000	20,6	0,0000	0,000	19,2
0,2498	-2,389	18,6	0,2498	-2,389	19,5	0,2498	2,291	20,5
0,4988	-4,771	17,2	0,4988	-4,771	18,2	0,4988	4,575	21,9
0,9252	-8,849	14,9	0,9252	-8,849	15,9	0,9252	8,486	23,9
2,0324	-19,439	9,0	2,0324	-19,439	9,9	2,0324	18,642	30,0
2,9576	-28,289	3,7	2,9576	-28,289	4,5	2,9576	27,128	35,0
4,1027	-39,241	-2,4	4,3157	-41,279	-3,0	4,1027	37,631	42,5
5,0075	-47,895	-7,5	5,0075	-47,895	-7,3	5,0075	45,931	46,3
5,9327	-56,745	-12,9	5,9327	-56,745	-12,5	5,9327	54,417	51,0
7,0399	-67,335	-19,2	7,0399	-67,335	-18,6	7,0399	64,572	57,0
7,9651	-76,184	-24,2	7,9651	-76,184	-23,8	7,9651	73,059	62,1
8,9522	-85,626	-30,0	8,9522	-85,626	-29,6	8,9522	82,113	68,3
10,0249	-95,886	-36,3	9,8774	-94,475	-34,8	10,0249	91,952	73,5
10,8823	-104,086	-41,6	10,8823	-104,086	-41,3	10,8823	99,816	78,0
12,0019	-114,795	-47,9	12,0573	-115,325	-47,9	12,0019	110,086	84,3
13,2111	-126,361	-54,8	13,1656	-125,926	-54,8	12,9271	118,572	89,9
14,1363	-135,210	-60,0	14,0908	-134,775	-59,9	13,9597	128,043	95,8
15,2435	-145,800	-66,5	15,1980	-145,365	-66,5	14,8849	136,530	101,0
16,1687	-154,650	-72,5	15,9466	-152,525	-71,4	15,9921	146,685	107,0
17,0648	-163,221	-77,8	16,8718	-161,375	-76,6	16,9173	155,171	112,5

A Figura A1 mostra a relação entre os valores de leitura indicados pela célula de carga e o do torque aplicado sobre o dinamômetro, apresentados na Tabela A1 em forma de diagrama, e a equação linear dos pontos medidos, obtida pelo método dos mínimos quadrados.

Figura A1 – Equação linear das leituras da célula de carga em função do torque.

O coeficiente de determinação (R^2) do ajuste linear obtido foi de 99,97%, confirmando o comportamento linear da célula de carga na faixa de operação aferida.

Apêndice B – DIAGRAMAS

Nesta seção, são apresentados os diagramas utilizados nos cálculos de dimensionamento dos mancais de deslizamento.

Figura B1 – Razões adimensionais de excentricidade e espessura do filme fluido em função do número de Sommerfeld e da razão diâmetro/comprimento do mancal, Norton (2013).

Figura B2 – Máxima razão de pressão sobre o filme de óleo em função do número de Sommerfeld e da razão L_m/D_m , Norton (2013).

Figura B3 – Coeficiente de atrito adimensional em função do número de Sommerfeld e da razão D_m/L_m , Norton (2013).

Figura B4 – Coeficiente adimensional de vazão volumétrica em função do número de Sommerfeld e da razão D_m/L_m , (Norton 2013).

Apêndice C – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nesta seção são apresentados os resultados experimentais obtidos dos testes do motor base Honda CB300 em bancada de dinamômetro.

Tabela C1 – Parâmetros operacionais do motor base operando com gasolina.

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Press Oleo [bar]	Ignição [°DPMS]	Vazão ar [g/s]	Vazão comb [g/s]	Press Amb [mmHg]	TBS [°C]	TBU [°C]
1938,9	100	1,00	0,297	-28,0	4,441321	0,352780	702,5	26,0	24,0
1984,1	100	0,98	0,264	-23,7	4,413013	0,356242	702,5	26,0	24,0
1938,2	100	1,10	0,238	-26,4	5,096678	0,355240	702,5	26,0	24,0
1872,9	100	1,20	0,229	-	5,592555	0,356165	702,5	26,0	24,0
1986,1	100	1,00	0,235	-	4,466906	0,349057	702,5	26,0	24,0
1992,3	100	0,98	0,229	-	4,399389	0,349057	702,5	26,0	24,0
1980,9	100	0,88	0,214	-	4,460390	0,399098	702,0	27,5	24,0
1948,0	75	0,99	0,232	-	3,528338	0,269121	702,0	28,0	24,5
1929,6	75	1,10	0,250	-	3,894791	0,273923	702,0	28,0	24,5
1937,5	75	1,20	0,262	-	4,201219	0,270798	702,0	28,0	24,5
1937,6	75	0,92	0,268	-	3,522701	0,286513	702,0	28,0	24,5
2066,1	50	1,02	0,308	-	2,696219	0,194315	702,0	28,0	24,5
2036,4	50	1,10	0,323	-	2,897047	0,196598	702,0	28,0	24,5
2030,0	50	1,20	0,332	-	3,158102	0,197927	702,0	27,0	24,5
2076,3	50	1,20	0,338	-	3,146225	0,195603	702,0	27,0	24,5
2020,4	50	0,87	0,345	-	2,653676	0,228444	702,0	27,0	24,5
2073,1	50	0,87	0,346	-	2,658574	0,228444	702,0	27,0	24,5
2957,8	100	0,99	0,282	-	6,762572	0,510549	702,0	27,0	24,5
2940,7	100	1,10	0,318	-	7,458893	0,505527	702,0	27,0	24,5
2941,5	100	1,20	0,290	-	8,202222	0,502400	702,0	29,0	25,0
2959,9	100	1,20	0,294	-	8,231777	0,502400	702,0	29,0	25,0
2950,7	100	0,89	0,260	-	6,807439	0,579099	702,0	29,0	25,0
2959,7	75	1,00	0,294	-	5,681281	0,421735	702,0	29,0	25,0
2969,6	75	1,10	0,331	-	6,335472	0,417343	702,0	29,0	25,0
2956,8	75	1,20	0,313	-	6,835655	0,413642	702,0	29,0	25,0
2968,1	75	0,90	0,340	-	5,609219	0,464088	702,0	28,5	25,0
2950,5	75	0,90	0,302	-	5,625365	0,468786	702,0	28,5	25,0
3067,1	50	1,02	0,362	-	3,909747	0,282639	702,0	28,5	25,0
3033,4	50	1,10	0,391	-	4,142727	0,278129	702,0	28,5	25,0
3045,4	50	1,18	0,441	-	4,480931	0,279612	702,0	28,5	25,0
3042,2	50	0,88	0,430	-	3,839145	0,332017	702,0	27,0	24,0
3128,0	25	0,98	0,474	-	3,146830	0,232546	702,0	27,0	24,5
3206,8	25	1,10	0,461	-	3,497103	0,234235	702,0	27,0	24,5
3134,2	25	1,20	0,482	-	3,821505	0,236124	702,0	27,0	24,5
3151,2	25	0,93	0,464	-	3,069442	0,246085	702,0	27,0	24,5
4002,9	100	1,00	0,421	-	9,233022	0,695452	702,0	28,0	25,0
4006,9	100	1,00	0,400	-	9,046622	0,690093	702,0	28,0	25,0
3896,5	100	1,10	0,410	-	10,411255	0,691026	702,0	29,0	25,0
3885,3	100	1,20	0,395	-	11,105563	0,683500	702,0	29,5	25,0
3912,7	100	1,20	0,405	-	11,146627	0,683500	702,0	29,5	25,0
3898,4	100	0,99	0,414	-	9,141537	0,689694	702,0	29,5	25,0
3909,7	100	0,91	0,414	-	9,244200	0,763657	702,0	30,0	25,5
3909,0	100	0,91	0,407	-	9,224929	0,763657	702,0	30,0	25,5

Tabela C1 – Parâmetros operacionais do motor base operando com gasolina
(continuação)

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Press Oleo [bar]	Ignição [°DPMS]	Vazão ar [g/s]	Vazão comb [g/s]	Press Amb [mmHg]	TBS [°C]	TBU [°C]
3897,2	75	0,99	0,386	-	7,677919	0,573423	702,0	30,0	25,5
3897,4	75	1,10	0,409	-	8,582011	0,591223	702,0	29,5	25,5
3895,6	75	1,20	0,413	-	9,380712	0,575262	702,0	29,5	25,5
3933,4	75	0,91	0,422	-	7,765368	0,648937	702,0	29,5	25,5
3908,8	50	0,99	0,442	-	5,086943	0,380278	702,0	29,0	25,5
3945,7	50	1,10	0,489	-	5,683631	0,379993	702,0	28,5	25,5
3907,0	50	1,10	0,476	-	5,655549	0,381006	702,0	28,5	25,5
3896,4	50	1,19	0,508	-	6,210735	0,379617	702,0	28,5	25,5
3897,1	50	1,18	0,507	-	6,168470	0,379817	702,0	28,5	25,5
3910,5	50	0,90	0,502	-	5,192233	0,429714	702,0	28,5	25,5
4103,8	25	1,00	0,585	-	3,623003	0,262327	702,0	28,5	25,5
4115,5	25	1,10	0,560	-	3,855861	0,265056	702,0	28,5	25,5
4057,1	25	1,20	0,583	-	4,245868	0,266478	702,0	28,5	25,5
4114,9	25	0,89	0,588	-	3,535355	0,300152	702,0	28,5	25,5
5041,3	100	1,02	0,529	-	12,070386	0,901341	702,0	28,5	25,5
5040,4	100	1,10	0,469	-40,4	12,914409	0,892757	702,0	28,5	25,5
5040,5	100	1,10	0,458	-37,5	12,984636	0,890048	702,0	30,0	26,0
5184,1	100	1,22	0,457	-38,0	14,321653	0,885723	702,0	30,0	26,0
5161,2	100	1,22	0,454	-38,3	14,319306	0,884494	702,0	31,0	26,0
5164,0	100	0,91	0,445	-28,4	11,971757	1,009187	702,0	31,0	26,0
5173,5	50	0,99	0,452	-	6,891855	0,521197	702,0	31,0	26,0
5179,4	50	1,10	0,478	-	7,444747	0,520300	702,0	31,0	26,0
5163,9	50	1,10	0,485	-	7,492828	0,513933	702,0	31,0	26,0
5159,9	50	1,10	0,514	-	8,114756	0,510163	702,0	31,0	26,0
5152,0	50	1,10	0,521	-	8,086833	0,511469	702,0	30,0	26,0
5148,4	50	0,92	0,544	-	7,080485	0,587206	702,0	30,0	26,0
5162,7	75	1,00	0,495	-	10,181240	0,756262	702,0	30,0	26,0
5162,1	75	1,10	0,481	-	11,049279	0,757942	702,0	30,0	26,0
5164,0	75	1,20	0,495	-	12,065204	0,754420	702,0	30,0	26,0
5164,1	75	0,90	0,480	-	10,006337	0,848320	702,0	30,0	26,0

Tabela C2 – Parâmetros de desempenho do motor base operando com gasolina.

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Torque [N.m]	Potência [kW]	BSFC [g/kW.h]	P _{máx} [bar]	θP _{máx} [°DPMS]	IMEP [bar]	COV _{imep} [%]
1938,9	100	1,00	-	1,684	754,12	37,13	20,49	8,57	1,09
1984,1	100	0,98	-	1,723	744,16	39,12	18,29	8,52	0,63
1938,2	100	1,10	14,876	3,019	423,56	37,35	21,68	9,08	0,43
1872,9	100	1,20	14,876	2,918	439,45	-	-	-	-
1986,1	100	1,00	13,913	2,894	434,25	-	-	-	-
1992,3	100	0,98	13,913	2,903	432,91	-	-	-	-
1980,9	100	0,88	14,234	2,953	486,58	-	-	-	-
1948,0	75	0,99	10,167	2,074	467,12	-	-	-	-
1929,6	75	1,10	10,488	2,119	465,30	-	-	-	-
1937,5	75	1,20	10,702	2,171	448,94	-	-	-	-
1937,6	75	0,92	10,381	2,106	489,67	-	-	-	-
2066,1	50	1,02	6,528	1,412	495,25	-	-	-	-
2036,4	50	1,10	6,582	1,404	504,24	-	-	-	-
2030,0	50	1,20	6,582	1,399	509,24	-	-	-	-
2076,3	50	1,20	6,689	1,454	484,18	-	-	-	-
2020,4	50	0,87	6,957	1,472	558,75	-	-	-	-
2073,1	50	0,87	7,171	1,557	528,30	-	-	-	-
2957,8	100	0,99	17,231	5,337	344,38	-	-	-	-
2940,7	100	1,10	17,391	5,356	339,81	-	-	-	-
2941,5	100	1,20	17,391	5,357	337,62	-	-	-	-
2959,9	100	1,20	17,659	5,474	330,43	-	-	-	-
2950,7	100	0,89	17,659	5,457	382,07	-	-	-	-
2959,7	75	1,00	13,645	4,229	358,98	-	-	-	-
2969,6	75	1,10	14,181	4,410	340,70	-	-	-	-
2956,8	75	1,20	14,181	4,391	339,15	-	-	-	-
2968,1	75	0,90	13,913	4,324	386,34	-	-	-	-
2950,5	75	0,90	13,913	4,299	392,58	-	-	-	-
3067,1	50	1,02	8,027	2,578	394,67	-	-	-	-
3033,4	50	1,10	7,920	2,516	398,00	-	-	-	-
3045,4	50	1,18	7,759	2,475	406,79	-	-	-	-
3042,2	50	0,88	8,455	2,694	443,75	-	-	-	-
3128,0	25	0,98	5,672	1,858	450,56	-	-	-	-
3206,8	25	1,10	6,421	2,156	391,04	-	-	-	-
3134,2	25	1,20	5,886	1,932	439,99	-	-	-	-
3151,2	25	0,93	5,084	1,678	528,09	-	-	-	-
4002,9	100	1,00	17,819	7,470	335,18	-	-	-	-
4006,9	100	1,00	17,659	7,410	335,28	-	-	-	-
3896,5	100	1,10	19,425	7,926	313,86	-	-	-	-
3885,3	100	1,20	19,318	7,860	313,07	-	-	-	-
3912,7	100	1,20	19,478	7,981	308,31	-	-	-	-
3898,4	100	0,99	19,157	7,821	317,48	-	-	-	-
3909,7	100	0,91	19,746	8,084	340,06	-	-	-	-
3909,0	100	0,91	19,799	8,105	339,20	-	-	-	-
3897,2	75	0,99	15,679	6,399	322,61	-	-	-	-
3897,4	75	1,10	16,054	6,552	324,84	-	-	-	-
3895,6	75	1,20	16,214	6,614	313,09	-	-	-	-
3933,4	75	0,91	16,482	6,789	344,12	-	-	-	-
3908,8	50	0,99	9,418	3,855	355,12	-	-	-	-
3945,7	50	1,10	9,525	3,936	347,59	-	-	-	-
3907,0	50	1,10	9,525	3,897	351,96	-	-	-	-
3896,4	50	1,19	10,114	4,127	331,17	-	-	-	-

Tabela C2 – Parâmetros de desempenho do motor base operando com gasolina
(continuação)

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Torque [N.m]	Potência [kW]	BSFC [g/kW.h]	P_{máx} [bar]	θP_{máx} [°DPMS]	IMEP [bar]	COVimep [%]
3897,1	50	1,18	10,114	4,127	331,28	-	-	-	-
3910,5	50	0,90	10,328	4,229	365,78	-	-	-	-
4103,8	25	1,00	5,619	2,415	391,11	-	-	-	-
4115,5	25	1,10	5,619	2,422	394,05	-	-	-	-
4057,1	25	1,20	5,351	2,274	421,96	-	-	-	-
4114,9	25	0,89	5,351	2,306	468,60	-	-	-	-
5041,3	100	1,02	20,548	10,848	299,12	-	-	-	-
5040,4	100	1,10	21,030	11,100	289,54	42,74	13,37	8,17	1,13
5040,5	100	1,10	21,030	11,100	288,65	41,63	13,83	8,18	2,77
5184,1	100	1,22	21,244	11,533	276,48	40,24	16,31	8,53	3,01
5161,2	100	1,22	21,244	11,482	277,32	39,61	17,42	8,53	2,21
5164,0	100	0,91	21,405	11,575	313,87	38,75	16,80	8,23	3,08
5173,5	50	0,99	10,702	5,798	323,60	-	-	-	-
5179,4	50	1,10	10,756	5,834	321,07	-	-	-	-
5163,9	50	1,10	10,756	5,816	318,10	-	-	-	-
5159,9	50	1,10	10,702	5,783	317,59	-	-	-	-
5152,0	50	1,10	10,702	5,774	318,89	-	-	-	-
5148,4	50	0,92	11,344	6,116	345,63	-	-	-	-
5162,7	75	1,00	16,963	9,171	296,87	-	-	-	-
5162,1	75	1,10	17,498	9,459	288,46	-	-	-	-
5164,0	75	1,20	17,766	9,607	282,69	-	-	-	-
5164,1	75	0,90	17,819	9,636	316,92	-	-	-	-

Tabela C3 – Temperaturas do motor base operando com gasolina.

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Oleo3 [°C]	Cilind1 [°C]	Cilind2 [°C]	Cilind3 [°C]	Cilind4 [°C]	Cilind5 [°C]	Cilind6 [°C]	Cilind7 [°C]	Escape [°C]
1938,9	100	1,00	90,0	101,0	121,0	87,8	94,7	104,4	116,3	180,5	480,3
1984,1	100	0,98	94,9	104,3	123,5	89,9	96,2	108,5	120,3	184,0	482,1
1938,2	100	1,10	99,8	106,4	121,0	91,0	96,3	108,8	119,8	184,3	472,8
1872,9	100	1,20	97,5	103,6	118,8	89,1	94,7	106,8	116,3	177,3	454,0
1986,1	100	1,00	102,0	108,6	127,2	94,6	100,6	111,6	123,9	190,9	480,9
1992,3	100	0,98	102,6	108,6	127,5	92,6	101,8	112,8	123,7	190,1	483,7
1980,9	100	0,88	103,7	111,5	128,6	94,5	100,6	115,4	126,7	187,2	463,2
1948,0	75	0,99	102,2	105,2	121,7	90,4	95,6	109,0	119,7	177,8	456,3
1929,6	75	1,10	97,5	101,5	117,4	87,2	91,3	105,0	115,2	170,8	446,2
1937,5	75	1,20	93,9	99,5	113,5	84,9	89,7	102,6	111,1	163,7	432,5
1937,6	75	0,92	94,4	102,2	117,7	86,9	91,7	104,8	115,3	171,0	445,2
2066,1	50	1,02	89,3	92,4	104,6	79,2	83,6	95,5	105,0	155,0	384,2
2036,4	50	1,10	87,8	91,1	102,8	77,8	82,3	94,1	102,6	151,2	381,6
2030,0	50	1,20	85,3	88,2	98,8	76,0	79,3	90,8	100,4	146,3	384,2
2076,3	50	1,20	86,1	88,3	98,5	75,5	79,2	90,3	99,0	146,3	382,2
2020,4	50	0,87	83,9	89,1	101,3	77,3	81,6	93,7	102,9	150,2	352,6
2073,1	50	0,87	85,0	90,3	101,7	78,1	80,8	93,5	103,5	151,0	352,9
2957,8	100	0,99	110,6	118,9	140,6	102,6	114,6	126,3	140,3	219,3	574,2
2940,7	100	1,10	107,7	117,1	135,2	97,7	105,9	121,4	133,8	207,7	547,4
2941,5	100	1,20	104,3	113,0	129,7	95,2	102,3	115,9	125,9	196,7	513,6
2959,9	100	1,20	103,1	111,6	128,8	93,3	100,7	115,7	126,1	195,2	513,2
2950,7	100	0,89	107,9	121,9	142,7	101,6	108,8	126,5	140,1	219,8	551,5
2959,7	75	1,00	108,8	117,9	136,2	95,3	104,4	120,1	132,7	206,7	553,4
2969,6	75	1,10	103,8	112,7	130,0	93,6	101,4	116,1	127,2	196,5	529,3
2956,8	75	1,20	98,8	108,4	124,0	90,2	97,7	110,3	119,8	185,5	505,7
2968,1	75	0,90	104,0	113,8	134,0	95,3	104,2	119,5	132,3	205,4	535,8
2950,5	75	0,90	104,6	116,0	134,3	95,6	103,5	119,7	132,5	206,3	535,4
3067,1	50	1,02	98,1	104,1	118,9	87,0	93,4	107,9	119,0	178,8	484,1
3033,4	50	1,10	93,5	100,1	115,8	84,7	88,8	104,1	113,9	171,9	479,7
3045,4	50	1,18	86,8	94,0	107,7	78,9	84,5	97,5	105,5	160,9	470,3
3042,2	50	0,88	89,5	96,7	114,3	83,9	90,6	103,6	114,6	174,2	465,5
3128,0	25	0,98	85,8	92,3	107,6	78,4	83,6	96,5	106,0	160,9	424,7
3206,8	25	1,10	84,5	92,7	105,6	76,0	81,0	94,6	103,8	155,2	425,1
3134,2	25	1,20	81,6	87,9	99,6	74,0	78,8	91,3	99,2	147,8	428,9
3151,2	25	0,93	84,3	91,0	106,9	78,1	82,3	96,0	106,2	159,5	411,6
4002,9	100	1,00	108,0	126,5	148,2	103,8	114,2	132,8	147,1	241,8	620,3
4006,9	100	1,00	121,3	136,8	154,3	110,0	119,9	141,2	157,3	251,2	624,2
3896,5	100	1,10	117,8	128,6	143,3	103,0	113,0	132,5	145,9	227,3	584,2
3885,3	100	1,20	111,3	123,1	137,3	100,5	107,2	126,7	138,4	214,5	556,0
3912,7	100	1,20	110,8	123,1	136,0	98,1	106,2	125,0	136,6	213,7	555,4
3898,4	100	0,99	113,1	126,1	143,8	103,1	114,5	130,4	144,8	233,4	622,6
3909,7	100	0,91	118,1	131,5	151,6	109,1	117,5	137,3	151,6	238,9	620,2
3909,0	100	0,91	117,5	133,9	152,6	107,6	116,8	137,4	152,1	240,1	620,6
3897,2	75	0,99	118,0	127,1	142,9	103,4	112,0	130,9	144,9	226,9	615,3
3897,4	75	1,10	111,5	121,1	136,6	96,5	105,8	123,5	135,9	214,3	576,8
3895,6	75	1,20	107,4	116,5	130,0	94,9	102,3	118,3	130,7	203,4	548,2
3933,4	75	0,91	110,9	121,8	141,7	99,2	109,1	126,1	140,5	224,6	595,1
3908,8	50	0,99	102,8	111,8	125,2	92,6	99,2	115,2	127,2	197,4	554,1
3945,7	50	1,10	96,7	106,0	118,2	87,9	93,8	109,8	121,1	186,8	538,9
3907,0	50	1,10	95,2	105,0	116,3	87,6	93,5	108,8	119,6	186,4	536,4
3896,4	50	1,19	91,3	100,2	113,3	83,0	89,5	104,5	114,9	178,6	517,4

Tabela C3 – Temperaturas do motor base operando com gasolina (continuação)

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Oleo3 [°C]	Cilind1 [°C]	Cilind2 [°C]	Cilind3 [°C]	Cilind4 [°C]	Cilind5 [°C]	Cilind6 [°C]	Cilind7 [°C]	Escape [°C]
3897,1	50	1,18	90,5	100,2	112,7	83,7	88,9	104,3	114,4	177,4	517,6
3910,5	50	0,90	94,3	105,4	118,7	87,6	95,7	110,5	122,3	192,1	547,4
4103,8	25	1,00	92,0	98,7	108,3	83,3	88,0	104,1	113,6	170,2	468,0
4115,5	25	1,10	87,7	95,7	104,5	80,7	84,4	99,6	109,1	163,8	464,8
4057,1	25	1,20	85,8	93,4	100,6	77,7	82,5	95,9	106,0	159,3	470,4
4114,9	25	0,89	85,9	94,4	103,6	78,7	84,5	99,4	109,3	164,4	448,7
5041,3	100	1,02	102,6	118,2	139,0	103,6	115,8	127,6	143,5	244,2	674,3
5040,4	100	1,10	114,9	128,4	149,5	109,5	121,6	137,0	152,5	251,2	645,4
5040,5	100	1,10	117,2	128,6	147,3	108,6	121,4	137,9	154,9	250,9	645,0
5184,1	100	1,22	116,6	126,6	146,4	108,1	119,3	135,0	150,2	237,5	609,1
5161,2	100	1,22	115,7	126,2	143,7	107,0	118,4	134,5	146,8	235,6	609,7
5164,0	100	0,91	118,3	133,8	154,5	112,0	125,6	144,1	158,7	257,8	670,5
5173,5	50	0,99	120,6	124,0	143,2	103,5	113,3	132,0	147,6	228,3	631,1
5179,4	50	1,10	115,6	119,6	137,5	101,8	108,8	127,5	141,6	219,2	600,2
5163,9	50	1,10	115,8	118,8	136,1	100,2	107,9	127,0	140,5	218,8	599,1
5159,9	50	1,10	109,8	114,8	129,7	97,2	104,3	120,9	133,8	206,2	584,4
5152,0	50	1,10	107,6	113,5	128,6	96,7	104,1	119,9	132,1	205,1	582,7
5148,4	50	0,92	110,4	115,3	134,6	98,8	108,3	125,9	139,9	223,1	618,0
5162,7	75	1,00	111,5	122,3	142,9	104,4	117,2	131,7	146,6	240,7	677,3
5162,1	75	1,10	113,6	123,0	142,3	105,6	116,9	132,4	146,9	238,5	638,9
5164,0	75	1,20	113,0	121,9	139,4	103,1	113,4	130,2	143,3	228,7	605,5
5164,1	75	0,90	113,3	126,0	147,0	106,6	118,0	134,8	149,2	242,5	645,3

Tabela C4 – Emissões do motor base operando com gasolina.

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	CO [%Vol]	NOx [ppmVol]	HC [ppmVol]
1938,9	100	1,00	0,58	2490	344
1984,1	100	0,98	-	-	-
1938,2	100	1,10	0,06	3222	322
1872,9	100	1,20	0,06	2951	367
1986,1	100	1,00	-	-	-
1992,3	100	0,98	-	-	-
1980,9	100	0,88	3,90	705	323
1948,0	75	0,99	0,32	1937	194
1929,6	75	1,10	0,06	1894	202
1937,5	75	1,20	0,05	1278	241
1937,6	75	0,92	1,86	1085	182
2066,1	50	1,02	0,15	685	557
2036,4	50	1,10	0,07	657	280
2030,0	50	1,20	-	-	-
2076,3	50	1,20	0,07	366	264
2020,4	50	0,87	4,06	326	225
2073,1	50	0,87	-	-	-
2957,8	100	0,99	0,18	3562	175
2940,7	100	1,10	0,06	3183	251
2941,5	100	1,20	0,05	2086	425
2959,9	100	1,20	-	-	-
2950,7	100	0,89	2,97	1609	250
2959,7	75	1,00	0,18	2943	143
2969,6	75	1,10	0,05	2975	159
2956,8	75	1,20	0,05	1558	194
2968,1	75	0,90	2,38	1614	167
2950,5	75	0,90	-	-	-
3067,1	50	1,02	0,09	1296	94
3033,4	50	1,10	0,08	832	99
3045,4	50	1,18	0,07	461	170
3042,2	50	0,88	-	-	-
3128,0	25	0,98	0,28	717	107
3206,8	25	1,10	0,08	666	122
3134,2	25	1,20	0,10	325	299
3151,2	25	0,93	1,39	676	155
4002,9	100	1,00	0,28	4979	255
4006,9	100	1,00	-	-	-
3896,5	100	1,10	0,06	4830	452
3885,3	100	1,20	0,06	2835	634
3912,7	100	1,20	-	-	-
3898,4	100	0,99	0,16	4445	368
3909,7	100	0,91	1,96	2451	288
3909,0	100	0,91	-	-	-
3897,2	75	0,99	0,15	3428	158
3897,4	75	1,10	0,06	3641	233
3895,6	75	1,20	0,06	2307	326
3933,4	75	0,91	2,36	2049	214
3908,8	50	0,99	0,18	2566	105
3945,7	50	1,10	0,07	1983	95
3907,0	50	1,10	-	-	-
3896,4	50	1,19	0,06	1470	130

Tabela C4 – Emissões do motor base operando com gasolina (continuação)

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	CO [%Vol]	NOx [ppmVol]	HC [ppmVol]
3897,1	50	1,18	-	-	-
3910,5	50	0,90	2,32	1502	127
4103,8	25	1,00	0,13	1192	57
4115,5	25	1,10	0,11	854	50
4057,1	25	1,20	0,13	354	143
4114,9	25	0,89	2,90	649	101
5041,3	100	1,02	0,22	4115	485
5040,4	100	1,10	0,08	4644	589
5040,5	100	1,10	-	-	-
5184,1	100	1,22	0,07	2519	697
5161,2	100	1,22	-	-	-
5164,0	100	0,91	2,30	2282	579
5173,5	50	0,99	0,27	2995	174
5179,4	50	1,10	0,08	3114	117
5163,9	50	1,10	-	-	-
5159,9	50	1,10	0,08	1256	120
5152,0	50	1,10	-	-	-
5148,4	50	0,92	2,02	2071	127
5162,7	75	1,00	0,33	3500	204
5162,1	75	1,10	0,08	4019	322
5164,0	75	1,20	0,07	2990	447
5164,1	75	0,90	2,71	2007	329

Tabela C5 – Parâmetros operacionais do motor base operando com etanol.

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Press Oleo [bar]	Ignição [°DPMS]	Vazão ar [g/s]	Vazão comb [g/s]	Press Amb [mmHg]	TBS [°C]	TBU [°C]
2098,7	100	0,8	0,311	-22,1	-	0,587854	702,5	22,0	19,0
2071,2	100	1,0	0,301	-17,7	-	0,561070	702,5	22,0	19,0
1873,5	100	1,0	0,365	-19,1	-	0,483516	702,5	23,5	20,0
1773,5	100	1,0	0,326	-24,5	-	0,484275	702,5	23,5	20,0
1884,6	100	0,9	0,262	-21,2	-	0,543478	702,5	27,5	20,5
1765,2	100	1,1	0,253	-22,0	-	0,446362	703,5	27,5	20,5
1881,6	100	1,2	0,260	-19,4	-	0,448771	703,5	27,5	20,5
1828,8	75	1,0	0,298	-27,5	-	0,382598	703,5	27,5	20,5
1956,7	75	1,1	0,304	-23,8	-	0,373870	703,5	29,0	21,0
1951,4	75	1,2	0,308	-37,1	-	0,377794	703,5	29,0	21,0
1955,5	75	0,9	0,303	-8,3	-	0,398599	703,5	29,0	21,0
2117,0	50	1,0	0,348	-25,8	-	0,291854	703,5	30,0	22,0
2092,9	50	1,1	0,377	-25,6	-	0,292147	703,5	30,0	22,0
2240,3	50	1,2	0,387	-37,0	-	0,292679	703,5	30,0	22,0
2123,8	50	0,9	0,375	-26,3	-	0,292180	703,0	29,5	22,0
2913,9	100	1,1	0,312	-21,0	-	0,698768	702,0	30,5	22,0
2924,5	100	1,2	0,335	-37,1	-	0,696668	702,0	30,5	22,0
2856,3	100	1,1	0,314	-24,6	-	0,711378	702,0	34,0	23,0
2893,0	100	1,0	0,299	-21,4	-	0,710699	702,0	34,0	23,0
2878,8	100	0,9	0,269	-6,0	-	0,808547	702,0	35,0	23,5
2948,1	75	1,1	0,306	-33,9	-	0,571990	702,0	33,0	23,0
2957,8	75	1,2	0,306	-37,0	-	0,570530	702,0	33,0	23,0
2958,5	75	1,2	0,321	-27,9	-	0,573175	702,0	33,0	23,0
2878,8	75	0,9	0,269	-17,2	-	0,808547	702,0	35,0	23,5
2891,1	50	1,0	0,364	-	-	0,466640	702,0	33,5	22,5
2891,0	50	1,1	0,378	-	-	0,468610	702,0	34,0	22,5
2879,0	50	0,9	0,466	-	4,245736	0,537218	701,5	29,0	21,0
2887,5	50	1,2	0,440	-	5,268592	0,480329	701,5	29,0	21,0
3172,6	25	1,0	0,502	-	2,929756	0,313894	701,5	32,0	23,0
3095,9	25	1,1	0,493	-	3,189629	0,312678	701,5	32,0	23,0
3182,5	25	1,2	0,514	-	3,543692	0,307685	701,5	32,0	23,0
3155,8	25	0,9	0,496	-	2,896690	0,346586	701,5	32,0	23,0
4270,8	100	1,0	0,508	-	10,022169	1,128444	701,5	32,0	23,0
4180,1	100	1,1	0,491	-	10,938533	1,111582	701,5	32,0	23,0
4181,8	100	1,2	0,488	-	11,838162	1,098956	701,5	33,0	23,0
4165,6	100	1,0	0,484	-	9,759949	1,107329	701,5	33,0	23,0
4274,3	100	0,9	0,447	-	9,797662	1,252776	701,5	33,5	23,0
4154,4	75	1,0	0,433	-	8,308885	0,937958	701,5	33,5	23,0
4164,8	75	1,1	0,445	-	9,043869	0,931885	701,5	33,5	23,0
4152,3	75	1,2	0,471	-	9,908834	0,921325	701,5	34,0	23,5
4153,4	75	0,9	0,468	-	8,148998	1,078571	701,5	34,0	23,5
4188,3	50	1,0	0,519	-	6,010621	0,668880	701,5	34,0	23,5
4192,5	50	1,1	0,550	-	6,532435	0,663931	701,5	32,5	22,5
4154,4	50	1,2	0,576	-	7,113815	0,659264	701,5	32,5	22,5
4154,1	50	0,9	0,547	-	5,815085	0,750492	701,5	32,5	23,0
4386,7	25	1,0	0,575	-	4,477849	0,499198	701,5	32,0	22,5
4337,1	25	1,1	0,574	-	5,008908	0,505915	701,5	32,0	22,5
4299,7	25	1,2	0,593	-	5,522555	0,492991	701,5	32,0	22,5
4309,1	25	0,9	0,597	-	4,407397	0,536859	701,5	32,0	22,5
5092,1	100	1,0	0,437	-	12,324811	1,422836	702,0	28,0	21,5
5093,8	100	1,1	0,474	-	13,464746	-	702,0	30,0	23,0
5094,4	100	1,2	0,460	-	14,845385	1,404812	702,0	30,0	23,0

Tabela C5 – Parâmetros operacionais do motor base operando com etanol (continuação)

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Press Oleo [bar]	Ignição [°DMPS]	Vazão ar [g/s]	Vazão comb [g/s]	Press Amb [mmHg]	TBS [°C]	TBU [°C]
5118,2	100	0,9	0,458	-	12,107165	40,2	702,0	30,0	23,0
5115,9	75	1,0	0,468	-	9,826292	30,2	702,0	30,0	23,0
5116,1	75	1,1	0,481	-	10,693029	28,6	702,0	31,6	23,0
5116,1	75	1,2	0,505	-	11,752954	29,4	702,0	31,6	23,0
5116,9	75	0,9	0,478	-	9,842263	29,0	702,0	31,6	23,0
5091,4	50	1,0	0,501	-	7,625704	20,0	702,0	31,0	23,0
5116,8	50	1,1	0,522	-	8,315217	20,8	702,0	31,0	23,0
5097,0	50	1,2	0,530	-	9,307177	21,3	702,0	31,0	23,0
5117,6	50	0,9	0,544	-	7,777758	21,2	702,0	30,0	22,0
5096,0	25	1,0	0,576	-	6,007369	12,2	702,0	30,0	22,0
5113,8	25	1,1	0,595	-	6,454457	12,9	702,0	30,0	22,0
5094,0	25	1,2	0,616	-	7,108747	13,3	702,0	30,0	22,0
5092,0	25	0,9	0,622	-	5,906175	13,9	702,0	30,0	22,0
6096,4	100	1,0	0,575	-	14,714508	37,8	702,0	30,0	22,0
6119,1	100	1,1	0,530	-	16,251726	38,5	702,0	30,0	22,0
6097,3	100	1,2	0,555	-	17,522878	38,8	702,0	30,0	22,0
6116,8	100	0,9	0,503	-	14,529994	38,3	702,0	30,0	22,0
6118,7	50	1,0	0,468	-	8,720790	17,8	702,0	32,0	23,5
6118,0	50	1,1	0,483	-	9,703379	18,9	702,0	32,0	23,5
6096,4	50	1,2	0,534	-	10,648621	19,5	702,0	32,0	23,5
6116,8	50	0,9	0,503	-	14,529994	38,3	702,0	30,0	22,0
7096,4	100	1,0	0,733	-31,3	16,990038	36,8	702,0	32,0	23,5
7101,1	100	1,1	0,776	-38,4	18,814593	38,3	702,0	32,0	23,5
7082,0	100	1,2	0,785	-44,0	20,161862	38,5	702,0	32,0	23,5

Tabela C6 – Parâmetros de desempenho do motor base operando com etanol.

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Torque [N.m]	Potência [kW]	BSFC [g/kW.h]	Pmáx [bar]	θPmáx [°DPMS]	IMEP [bar]	COVimep [%]
2098,7	100	0,8	13,913	3,058	692,10	37,32	20,01	8,48	1,08
2071,2	100	1,0	13,913	3,018	669,35	40,31	16,93	8,54	0,89
1873,5	100	1,0	13,271	2,604	668,54	39,91	17,12	8,32	0,28
1773,5	100	1,0	13,378	2,485	701,70	39,39	17,61	8,49	1,46
1884,6	100	0,9	13,378	2,640	741,06	43,20	13,73	8,44	0,35
1765,2	100	1,1	13,378	2,473	649,79	37,21	18,73	8,31	0,95
1881,6	100	1,2	13,645	2,689	600,86	36,62	20,96	8,43	0,95
1828,8	75	1,0	10,328	1,978	696,39	29,96	20,06	6,63	1,53
1956,7	75	1,1	10,328	2,116	636,02	31,45	19,20	6,86	1,53
1951,4	75	1,2	10,809	2,209	615,72	32,89	18,62	7,12	1,50
1955,5	75	0,9	10,060	2,060	696,54	31,50	17,45	6,45	0,57
2117,0	50	1,0	6,689	1,483	708,53	23,39	17,57	4,74	0,65
2092,9	50	1,1	7,117	1,560	674,26	21,41	23,24	5,03	0,55
2240,3	50	1,2	7,117	1,670	631,04	22,01	21,11	5,04	4,11
2123,8	50	0,9	6,207	1,381	761,93	22,70	17,49	4,52	1,06
2913,9	100	1,1	16,214	4,948	508,43	36,31	22,45	9,07	2,14
2924,5	100	1,2	16,321	4,998	501,76	44,04	16,39	9,42	1,36
2856,3	100	1,1	16,589	4,962	516,14	43,13	16,63	9,21	1,52
2893,0	100	1,0	16,054	4,863	526,08	40,84	17,21	9,03	1,58
2878,8	100	0,9	16,856	5,082	572,82	41,06	18,83	9,42	1,18
2948,1	75	1,1	12,629	3,899	528,16	35,36	16,77	7,57	0,67
2957,8	75	1,2	12,843	3,978	516,33	37,09	15,91	7,76	0,46
2958,5	75	1,2	12,308	3,813	541,14	33,37	17,41	7,39	1,23
2878,8	75	0,9	16,856	5,082	572,82	29,97	22,38	7,50	1,87
2891,1	50	1,0	9,525	2,884	582,54	-	-	-	-
2891,0	50	1,1	9,632	2,916	578,52	-	-	-	-
2879,0	50	0,9	10,167	3,065	630,94	-	-	-	-
2887,5	50	1,2	10,274	3,107	556,59	-	-	-	-
3172,6	25	1,0	4,763	1,582	714,18	-	-	-	-
3095,9	25	1,1	4,816	1,561	720,94	-	-	-	-
3182,5	25	1,2	4,816	1,605	690,12	-	-	-	-
3155,8	25	0,9	5,244	1,733	719,95	-	-	-	-
4270,8	100	1,0	19,960	8,927	455,08	-	-	-	-
4180,1	100	1,1	19,157	8,386	477,20	-	-	-	-
4181,8	100	1,2	18,729	8,202	482,37	-	-	-	-
4165,6	100	1,0	18,729	8,170	487,93	-	-	-	-
4274,3	100	0,9	19,639	8,790	513,06	-	-	-	-
4154,4	75	1,0	15,090	6,565	514,35	-	-	-	-
4164,8	75	1,1	15,625	6,815	492,28	-	-	-	-
4152,3	75	1,2	15,786	6,864	483,20	-	-	-	-
4153,4	75	0,9	16,268	7,076	548,77	-	-	-	-
4188,3	50	1,0	9,579	4,201	573,16	-	-	-	-
4192,5	50	1,1	9,632	4,229	565,20	-	-	-	-
4154,4	50	1,2	9,739	4,237	560,15	-	-	-	-
4154,1	50	0,9	9,739	4,237	637,70	-	-	-	-
4386,7	25	1,0	5,565	2,557	702,95	-	-	-	-
4337,1	25	1,1	6,047	2,746	663,17	-	-	-	-
4299,7	25	1,2	6,100	2,747	646,14	-	-	-	-
4309,1	25	0,9	5,886	2,656	727,62	-	-	-	-
5092,1	100	1,0	20,334	10,843	472,39	-	-	-	-
5093,8	100	1,1	20,977	11,189	-	-	-	-	-
5094,4	100	1,2	21,137	11,276	448,49	-	-	-	-

Tabela C6 – Parâmetros de desempenho do motor base operando com etanol**(continuação)**

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Torque [N.m]	Potência [kW]	BSFC [g/kW.h]	Pmáx [bar]	θPmáx [°DPMS]	IMEP [bar]	COVimep [%]
5118,2	100	0,9	21,512	11,530	491,45	-	-	-	-
5115,9	75	1,0	16,161	8,658	476,99	-	-	-	-
5116,1	75	1,1	15,304	8,199	496,21	-	-	-	-
5116,1	75	1,2	15,732	8,429	472,73	-	-	-	-
5116,9	75	0,9	15,518	8,315	551,01	-	-	-	-
5091,4	50	1,0	10,702	5,706	566,31	-	-	-	-
5116,8	50	1,1	11,130	5,964	537,53	-	-	-	-
5097,0	50	1,2	11,398	6,084	524,52	-	-	-	-
5117,6	50	0,9	11,344	6,080	618,48	-	-	-	-
5096,0	25	1,0	6,528	3,484	687,63	-	-	-	-
5113,8	25	1,1	6,903	3,697	651,69	-	-	-	-
5094,0	25	1,2	7,117	3,797	627,92	-	-	-	-
5092,0	25	0,9	7,438	3,966	667,84	-	-	-	-
6096,4	100	1,0	20,227	12,913	479,90	-	-	-	-
6119,1	100	1,1	20,602	13,202	464,90	-	-	-	-
6097,3	100	1,2	20,763	13,257	457,87	-	-	-	-
6116,8	100	0,9	20,495	13,128	526,36	-	-	-	-
6118,7	50	1,0	9,525	6,103	603,92	-	-	-	-
6118,0	50	1,1	10,114	6,480	585,80	-	-	-	-
6096,4	50	1,2	10,435	6,662	541,74	-	-	-	-
6116,8	50	0,9	20,495	13,128	526,36	-	-	-	-
7096,4	100	1,0	19,692	14,634	486,80	38,94	15,77	8,21	3,27
7101,1	100	1,1	20,495	15,241	466,46	42,27	14,60	8,30	2,78
7082,0	100	1,2	20,602	15,279	455,93	45,14	12,41	8,27	3,69

Tabela C7 – Temperaturas do motor base operando com etanol.

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Oleo3 [°C]	Cilind1 [°C]	Cilind2 [°C]	Cilind3 [°C]	Cilind4 [°C]	Cilind5 [°C]	Cilind6 [°C]	Cilind7 [°C]	Escape [°C]
2098,7	100	0,8	78,9	98,6	118,3	84,5	103,7	104,6	111,8	101,7	459,4
2071,2	100	1,0	80,2	100,3	119,5	83,4	104,7	104,5	113,7	102,8	468,2
1873,5	100	1,0	73,6	90,6	110,8	82,7	97,1	94,8	105,1	100,2	463,1
1773,5	100	1,0	77,3	94,1	114,5	83,9	99,7	98,2	109,1	157,7	466,0
1884,6	100	0,9	82,4	100,7	120,0	88,8	99,4	103,7	112,5	161,7	446,6
1765,2	100	1,1	83,5	97,8	116,0	85,5	91,8	100,1	109,9	156,7	450,5
1881,6	100	1,2	80,5	94,5	111,2	82,8	89,0	97,8	107,1	148,6	433,4
1828,8	75	1,0	83,1	95,5	112,3	85,2	86,0	99,2	113,5	156,7	445,9
1956,7	75	1,1	81,6	93,2	110,0	82,0	85,2	96,1	105,3	152,0	434,1
1951,4	75	1,2	80,4	91,9	107,4	82,3	83,2	94,2	103,3	145,8	415,5
1955,5	75	0,9	81,5	94,2	110,6	83,2	85,1	97,6	106,7	151,5	417,3
2117,0	50	1,0	79,4	88,9	103,4	81,2	79,2	92,4	102,0	145,0	374,8
2092,9	50	1,1	75,9	86,5	99,7	80,7	78,4	88,5	97,8	140,1	389,8
2240,3	50	1,2	74,9	84,0	96,7	76,1	73,7	86,6	95,1	136,4	382,4
2123,8	50	0,9	75,9	85,8	100,7	78,5	75,6	89,8	99,4	139,9	349,9
2913,9	100	1,1	82,7	104,2	123,8	94,7	97,4	107,6	117,0	183,6	527,2
2924,5	100	1,2	83,9	100,6	118,4	92,6	92,8	107,0	113,7	173,5	490,1
2856,3	100	1,1	87,0	104,6	128,3	98,4	99,2	114,4	122,9	187,6	524,3
2893,0	100	1,0	92,0	108,4	135,8	102,5	103,5	117,9	129,2	196,2	548,1
2878,8	100	0,9	91,5	113,4	138,5	104,3	104,6	122,7	131,2	198,2	541,2
2948,1	75	1,1	93,5	107,1	128,6	97,1	97,4	112,3	123,1	182,8	508,4
2957,8	75	1,2	87,5	107,3	121,6	93,9	93,6	108,1	117,0	173,7	482,0
2958,5	75	1,2	87,8	103,4	126,5	94,1	98,7	108,5	118,4	181,5	521,8
2878,8	75	0,9	91,5	113,4	138,5	104,3	104,6	122,7	131,2	198,2	541,2
2891,1	50	1,0	88,7	101,3	121,3	92,4	94,7	106,9	117,9	176,2	497,1
2891,0	50	1,1	85,7	98,3	116,7	88,8	89,1	103,3	111,3	166,5	479,7
2879,0	50	0,9	74,8	93,7	113,6	85,2	86,1	98,7	113,5	165,8	487,7
2887,5	50	1,2	77,0	92,9	106,7	82,7	82,9	95,9	103,6	153,9	462,3
3172,6	25	1,0	74,5	86,8	102,3	77,3	76,5	89,0	98,8	147,5	394,9
3095,9	25	1,1	74,9	86,7	100,9	77,5	79,8	89,0	98,5	144,5	403,3
3182,5	25	1,2	72,8	85,2	96,7	75,6	78,3	86,6	94,6	138,6	402,9
3155,8	25	0,9	74,8	87,5	104,0	78,4	78,3	92,1	101,2	148,3	383,2
4270,8	100	1,0	83,3	116,0	133,1	103,3	110,6	121,6	131,1	211,3	625,8
4180,1	100	1,1	87,0	118,3	132,4	102,5	107,9	121,2	128,6	204,8	589,2
4181,8	100	1,2	84,7	114,1	127,2	99,7	103,1	115,6	122,3	194,0	554,1
4165,6	100	1,0	85,4	117,8	133,8	101,8	109,2	121,3	128,5	209,1	623,2
4274,3	100	0,9	89,8	124,3	143,2	109,7	115,0	129,6	137,9	220,3	623,1
4154,4	75	1,0	94,0	121,9	137,3	106,1	109,8	124,9	135,1	211,8	612,9
4164,8	75	1,1	92,7	118,0	132,8	100,4	106,3	121,9	131,0	202,0	582,9
4152,3	75	1,2	88,0	113,6	129,2	99,1	101,1	116,7	123,5	192,8	550,9
4153,4	75	0,9	88,8	119,4	137,0	103,4	107,9	123,0	131,7	209,3	602,2
4188,3	50	1,0	86,6	106,3	122,7	95,7	96,2	111,7	121,0	191,1	579,9
4192,5	50	1,1	85,3	105,4	120,0	95,4	94,6	109,4	118,9	184,6	557,2
4154,4	50	1,2	81,8	100,8	114,1	89,8	92,0	105,0	112,9	174,8	532,1
4154,1	50	0,9	84,0	106,1	123,6	95,8	97,8	113,0	121,9	190,3	567,1
4386,7	25	1,0	84,9	100,8	116,9	90,1	93,1	107,0	117,3	177,2	538,9
4337,1	25	1,1	83,9	99,1	112,7	88,8	91,8	104,8	113,6	170,5	519,4
4299,7	25	1,2	82,2	95,8	108,2	85,6	86,8	100,6	108,5	162,8	502,5
4309,1	25	0,9	82,1	100,4	115,6	90,4	91,9	106,3	115,8	179,8	524,6
5092,1	100	1,0	92,0	126,6	146,0	145,3	182,8	137,4	145,5	251,9	701,0
5093,8	100	1,1	93,1	122,9	139,5	108,5	116,1	132,4	138,6	233,8	634,4
5094,4	100	1,2	93,3	120,7	136,5	106,2	113,1	129,9	134,1	221,7	591,1

Tabela C7 – Temperaturas do motor base operando com etanol (continuação)

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	Oleo3 [°C]	Cilind1 [°C]	Cilind2 [°C]	Cilind3 [°C]	Cilind4 [°C]	Cilind5 [°C]	Cilind6 [°C]	Cilind7 [°C]	Escape [°C]
5118,2	100	0,9	96,0	129,1	147,3	113,2	122,4	140,8	146,3	243,5	658,1
5115,9	75	1,0	97,9	124,5	143,1	110,0	115,6	134,9	142,6	231,3	665,2
5116,1	75	1,1	95,0	120,9	137,9	105,8	113,9	130,7	137,2	226,7	619,5
5116,1	75	1,2	91,5	115,6	130,0	100,2	106,1	123,5	127,7	208,2	589,2
5116,9	75	0,9	93,9	121,3	139,7	104,5	115,2	131,3	137,4	227,8	642,4
5091,4	50	1,0	97,6	116,9	132,8	102,7	111,2	127,0	135,5	218,5	638,2
5116,8	50	1,1	94,0	113,0	129,8	100,0	107,6	122,5	130,6	210,2	610,6
5097,0	50	1,2	92,5	111,1	125,0	97,1	102,2	120,5	125,8	201,3	577,0
5117,6	50	0,9	88,3	113,2	131,5	100,5	107,3	125,2	130,8	212,3	606,4
5096,0	25	1,0	94,3	107,2	123,9	95,2	100,8	118,1	127,0	200,2	597,8
5113,8	25	1,1	91,3	105,1	120,1	92,4	99,1	116,0	124,0	193,0	569,5
5094,0	25	1,2	89,5	102,2	116,2	89,4	95,2	112,7	119,2	183,5	547,5
5092,0	25	0,9	88,8	105,3	122,3	93,4	98,0	115,1	123,3	196,3	584,5
6096,4	100	1,0	91,6	120,6	135,2	108,7	121,7	134,9	141,5	246,7	711,5
6119,1	100	1,1	94,9	122,2	138,3	107,8	123,0	135,4	142,3	242,8	672,3
6097,3	100	1,2	96,7	124,4	138,2	111,1	120,1	135,3	141,2	236,7	638,6
6116,8	100	0,9	104,3	135,0	149,7	119,2	131,3	148,1	155,5	261,1	689,4
6118,7	50	1,0	107,1	125,4	140,8	110,2	120,1	138,6	147,1	236,7	674,1
6118,0	50	1,1	107,1	122,4	135,0	106,1	116,0	138,3	144,2	227,0	637,6
6096,4	50	1,2	100,3	118,0	131,2	102,5	110,6	128,4	136,2	213,2	606,5
6116,8	50	0,9	104,3	135,0	149,7	119,2	131,3	148,1	155,5	261,1	689,4
7096,4	100	1,0	97,9	125,5	141,4	113,1	128,1	143,5	150,7	257,0	741,6
7101,1	100	1,1	103,6	129,9	143,4	116,2	128,0	148,8	153,4	258,8	698,6
7082,0	100	1,2	104,1	130,26	143,1	116,4	129,4	149,3	154,6	253,7	665,7

Tabela C8 – Emissões do motor base operando com etanol.

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	CO [%Vol]	NOx [ppmVol]	HC [ppmVol]
2098,7	100	0,8	3,37	536,00	-
2071,2	100	1,0	2,15	950,00	-
1873,5	100	1,0	-	-	-
1773,5	100	1,0	0,52	2149,00	-
1884,6	100	0,9	3,24	666,00	284
1765,2	100	1,1	0,08	2440,00	263
1881,6	100	1,2	0,07	1363,00	251
1828,8	75	1,0	0,40	1130,00	158
1956,7	75	1,1	0,07	1380,00	159
1951,4	75	1,2	0,06	1132,00	187
1955,5	75	0,9	2,90	423,00	210
2117,0	50	1,0	0,45	723,00	-
2092,9	50	1,1	0,08	219,00	-
2240,3	50	1,2	0,06	175,00	273
2123,8	50	0,9	2,34	202,00	192
2913,9	100	1,1	0,06	1719,00	206
2924,5	100	1,2	0,06	1508,00	-
2856,3	100	1,1	0,06	2809,00	281
2893,0	100	1,0	0,18	2689,00	225
2878,8	100	0,9	2,40	1370,00	177
2948,1	75	1,1	0,20	2003,00	248
2957,8	75	1,2	0,07	2400,00	238
2958,5	75	1,2	0,06	1767,00	234
2878,8	75	0,9	2,16	838,00	234
2891,1	50	1,0	0,16	1591,00	421
2891,0	50	1,1	0,07	1075,00	170
2879,0	50	0,9	2,19	705,00	-
2887,5	50	1,2	0,07	570,00	207
3172,6	25	1,0	0,19	400,00	-
3095,9	25	1,1	-	-	-
3182,5	25	1,2	-	-	-
3155,8	25	0,9	-	-	-
4270,8	100	1,0	-	-	-
4180,1	100	1,1	0,16	2497,00	-
4181,8	100	1,2	0,08	1479,00	-
4165,6	100	1,0	0,23	2581,00	-
4274,3	100	0,9	1,87	1582,00	-
4154,4	75	1,0	0,23	2546,00	-
4164,8	75	1,1	0,08	2363,00	-
4152,3	75	1,2	0,07	1695,00	-
4153,4	75	0,9	2,16	1527,00	-
4188,3	50	1,0	0,15	1865,00	139
4192,5	50	1,1	0,08	1743,00	121
4154,4	50	1,2	0,07	889,00	134
4154,1	50	0,9	2,29	1117,00	155
4386,7	25	1,0	0,18	1074,00	99
4337,1	25	1,1	0,11	897,00	76
4299,7	25	1,2	0,08	501,00	94
4309,1	25	0,9	1,62	1324,00	133
5092,1	100	1,0	0,40	2743,00	-
5093,8	100	1,1	0,10	3186,00	-
5094,4	100	1,2	0,09	2087,00	-

Tabela C8 – Emissões do motor base operando com etanol (continuação)

Rotação [rpm]	Carga [%]	Lambda [-]	CO [%Vol]	NOx [ppmVol]	HC [ppmVol]
5118,2	100	0,9	1,83	1773,00	-
5115,9	75	1,0	0,25	2349,00	-
5116,1	75	1,1	0,09	3387,00	-
5116,1	75	1,2	0,09	1609,00	292
5116,9	75	0,9	2,08	1375,00	-
5091,4	50	1,0	0,33	2102,00	323
5116,8	50	1,1	0,09	2129,00	179
5097,0	50	1,2	0,08	1565,00	142
5117,6	50	0,9	3,22	1019,00	223
5096,0	25	1,0	0,17	1332,00	143
5113,8	25	1,1	0,11	1224,00	111
5094,0	25	1,2	0,08	595,00	106
5092,0	25	0,9	1,89	998,00	128
6096,4	100	1,0	0,39	2613,00	-
6119,1	100	1,1	0,09	2571,00	-
6097,3	100	1,2	0,08	1874,00	-
6116,8	100	0,9	2,46	1667,00	-
6118,7	50	1,0	0,51	1944,00	245
6118,0	50	1,1	0,09	1877,00	158
6096,4	50	1,2	0,07	1270,00	128
6116,8	50	0,9	2,69	1124,00	237
7096,4	100	1,0	0,30	2377,00	-
7101,1	100	1,1	0,07	2666,00	269
7082,0	100	1,2	0,07	2108,00	203

Apêndice D – SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

Esquemas dos sistemas de lubrificação do motor base Honda CB300R e do novo motor Formula SAE.

Figura D1 – Esquema do sistema de lubrificação do motor base Honda CB300.

Figura D2 – Esquema do sistema de lubrificação do motor Formula SAE.