

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Matheus Strapasson

DESENVOLVIMENTO DE UM MOTOR V8 DE ALTA PERFORMANCE

Santa Maria, RS
2021

Matheus Strapasson

DESENVOLVIMENTO DE UM MOTOR V8 DE ALTA PERFORMANCE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Engenheiro Mecânico**.

Orientador: Prof. Mario Eduardo Santos Martins, PhD.

Santa Maria, RS
2021

Matheus Strapasson

DESENVOLVIMENTO DE UM MOTOR V8 DE ALTA PERFORMANCE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Engenheiro Mecânico**.

Aprovado em 09 de setembro de 2021:

Mario Eduardo Santos Martins PhD. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Thompson Diordinis Metzka Lanzanova, PhD. (UFSM)

Vinícius Rückert Roso, Dr. (UFSM)

Santa Maria, RS
2021

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho:

- Aos meus pais

- A minha família

- Aos meus amigos

- A todos aqueles que depositaram confiança e amor em mim

AGRADECIMENTOS

Esse trabalho só pôde ser realizado e concluído, pois contei com o apoio de vocês.

Sou grato aos meus pais, *Nilva e Idacir* e à minha esposa *Helaís*, por terem me dado o amor e o suporte necessário para eu conseguir seguir em frente e no caminho correto.

Sou grato à minha filha *Mariana*, por me mostrar o que realmente é o amor incondicional e por fazer minha vida mais feliz a cada dia.

Sou grato a minha *família*, que sempre fizeram de tudo para me ver bem.

Sou grato ao professor *Mário Eduardo Santos Martins* por ter me oportunizado e orientado na realização desse trabalho.

Sou grato ao Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões, *GPMOT*, por ter me oportunizado a aprender tanto nesses anos de convivência.

Sou grato aos meus amigos e colegas de laboratório, em especial para *Igor Rodrigues dos Santos*, pelo imenso suporte providenciado para viabilizar este trabalho. Também agradeço a *Joelson Bilhão* e *Roberto Garlet*, por todo suporte técnico e tecnológico para a realização desse trabalho.

Sou grato a *José Antônio Sala*, por realizar o empréstimo do motor usado para fazer este trabalho. Sem isso, este trabalho não seria possível.

RESUMO

DESENVOLVIMENTO DE UM MOTOR V8 DE ALTA PERFORMANCE

AUTOR: MATHEUS STRAPASSON

ORIENTADOR: MARIO EDUARDO SANTOS MARTINS

O esporte automotor foi um grande contribuinte para o desenvolvimento dos motores a combustão interna, pois adotou-os como o mecanismo para impulsionar os veículos na corrida. Esse trabalho visa o desenvolvimento de um motor V8 de alto desempenho para veículos experimentais e de competições automobilísticas, promovendo o prazer de dirigir um automóvel potente e com som marcante, que remeta aos veículos da marca Ferrari. O objetivo deste trabalho é desenvolver um motor V8 de alto desempenho a partir da adaptação de um motor de 4 cilindros já existente no mercado para ser comercializado em competições de esporte automotor e entre entusiastas de motores. O primeiro passo para isso foi a escolha do motor mais adequado para a adaptação, levando em conta fatores como disponibilidade e custo das peças, facilidade de adaptação para a configuração em V, peso e potência. Após a escolha do motor, realizou-se a engenharia reversa do motor escolhido, medindo as principais características geométricas para a realização da adaptação para a configuração V8 em *software* CAD. Além disso, foram medidos parâmetros como o perfil de abertura e os coeficientes de descarga das válvulas para realizar uma simulação termodinâmica 1-D para obter as curvas de desempenho. Adicionalmente, realizou-se uma simulação dinâmica para avaliar as forças incidentes nos mancais devido à inércia e às forças de combustão. O motor escolhido foi o de uma motocicleta esportiva pelo fato deste ser leve, potente e possuir partes que facilitam a adaptação para a configuração V. Em seguida, fez-se a engenharia reversa desse motor e obteve-se os parâmetros necessários para a adaptação e para as simulações. As curvas de desempenho do motor simulado apresentaram semelhança com as curvas dos motores de 4 cilindros. Adicionalmente com a realização da simulação dinâmica, notou-se que, ao comparar o modelo com os contrapesos do motor original com o modelo sem contrapesos, os contrapesos modelados estavam aumentando o desbalanceamento do motor, não cumprindo sua função primordial de balancear as forças inerciais. Alterando o foco para a adaptação do motor V8, realizou-se a adaptação para a configuração V8 seguindo decisões do projeto como a utilização de um virabrequim plano e um sistema de cárter seco. O resultado dessa adaptação foi um bloco do motor de 625 mm de comprimento, 570 mm de largura e 445 mm de altura e uma massa de 85 kg. A simulação termodinâmica deste motor indicou um torque máximo de 282,6 Nm a 8.000 rpm e um pico de potência de 259,8 kW a 9.500 rpm, resultando em uma relação potência-peso de 4,09 hp/kg, comparando-se com motores V8 produzidos por empresas especializadas na adaptação de motores comerciais para a alta performance.

Palavras-chave: Motores de alto desempenho, virabrequim, bloco do motor, simulação de motores.

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF A HIGH PERFORMANCE V8 ENGINE

AUTHOR: MATHEUS STRAPASSON

ADVISOR: MARIO EDUARDO SANTOS MARTINS

Motorsports contributed greatly for the improvement of internal combustion engines because they adopted the engine as their primary power unit. This work aims the development of a high performance V8 engine for experimental vehicles and motorsport championships, promoting the pleasure of driving a powerful car with a remarkable sound, referring to Ferrari vehicles. The aim of this work is to develop a high performance V8 engine from adaptations in four-cylinder engines available on the market, to be marketed in motorsport championships and among engine enthusiasts. For that, the first step was to select a suitable engine for the adaptation, considering factors such as availability and cost of the components, ease of adaptation to the V configuration, weight and power. After choosing which engine to use, reverse engineering of this engine was made, measuring main geometric aspects to initiate the adaptation to the V arrangement in CAD software. Besides, parameters such as valve lifts and discharge coefficients were measured to perform 1-D thermodynamic simulations to obtain performance curves. Additionally, dynamic simulations were performed to evaluate the forces acting on the engine main bearings due to inertia and combustion forces. The chosen engine was a sport bike one, by the fact that it is a light, powerful engine and it has parts that help the adaptation to the V arrangement. Reverse engineering of this engine was made and the necessary parameters to the adaptation and the simulations were obtained. Furthermore, the simulated engine performance curves were similar to commercial four-cylinder engines. Besides, with the implementation of the dynamic simulation, it was noted that in comparison with the model without counterweights, the one with the four-cylinder counterweights increased the unbalance of the engine, not fulfilling its primary purpose of balancing the engine. Taking back to the V8 engine adaptation, this process followed design decisions such as the use of a flat-plane crankshaft and a dry sump system. The result of this adaptation was an engine block of 625 mm of length, 570 mm of width, 445 mm of height and a mass of 85 kg. Thermodynamic simulation of this engine indicated a peak torque of 282,6 Nm at 8.000 rpm and a peak power of 259,8 kW at 9.500 rpm, resulting in a power-to-weight ratio of 4,09 hp/kg, comparing with V8 engines designed by companies specialized in adapting commercial engines to high performance.

Keywords: High-performance engines, crankshaft, engine block, engine simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Dados históricos de peso e CG do motor da equipe Honda de Fórmula 1	15
Figura 2 – Ilustração da condição de mínimo valor de <i>deck height</i>	17
Figura 3 – Sistema de cárter seco.....	19
Figura 4 – Ilustração do movimento do pistão.....	21
Figura 5 – Demonstração do sistema de massas desbalanceadas.	22
Figura 6 – Variação das forças de primeira e segunda ordem em um motor monocilíndrico.	23
Figura 7 – Forças atuantes nos mancais do modelo simplificado.	24
Figura 8 – Forças inerciais em um motor 4 cilindros.	25
Figura 9 – Comparação entre um virabrequim plano e um de planos cruzados.	26
Figura 10 - (a) Pressão na porta de exaustão e de admissão; (b) vazão mássica através das válvulas de admissão e exaustão em cilindros da mesma bancada em um motor V8 de virabrequim de planos cruzados a 2200 rpm em carga plena.....	28
Figura 11 – Fluxograma das etapas percorridas no trabalho.	30
Figura 12 – (a) <i>Setup</i> para medir o perfil da came e (b) simulação no VT-Design® .	31
Figura 13 – Apresentação do experimento para obtenção dos coeficientes de descarga.....	33
Figura 14 – Discretização do tipo grade escalonada, ou do inglês, <i>staggered grid</i> ...35	
Figura 15 – Modelo termodinâmico do motor de 4 cilindros	37
Figura 16 – Modelo computacional para cálculo das forças inerciais do motor de 4 cilindros	39
Figura 17 – Modelo termodinâmico do motor V8.....	40
Figura 18 – Bancada de cilindros.	42
Figura 19 – Comparação entre a abertura realizada diretamente com uma came e com a ação da came em conjunto com o tucho na: (a) admissão e (b) exaustão.	46
Figura 20 – Gráfico dos coeficientes de descarga diretos e reversos para as válvulas de admissão e exaustão.	47
Figura 21 – Comparação das curvas de desempenho entre o motor de 4 cilindros comercial e simulado.....	48
Figura 22 – Desenho da biela em software CAD e posição do CG da mesma.	49
Figura 23 – Numeração dos mancais do motor de 4 cilindros.....	50
Figura 24 – (a) <i>Mockup</i> e (b) ordem de ignição.....	52
Figura 25 – Bloco do motor desenhado em <i>software</i> CAD.	54
Figura 26 – Virabrequim desenhado em <i>software</i> CAD.	54
Figura 27 – Referências para o sentido de rotação do motor.....	55
Figura 28 – Comparação entre o mecanismo do trem de válvulas original e o modificado.	56
Figura 29 – Motor desenvolvido com <i>software</i> CAD.	57
Figura 30 – Comparação das curvas de desempenho do motor V8 comercial e simulado.....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados da revisão do estado da arte.	29
Tabela 2 – Detalhes do modelo do GT-Power®	38
Tabela 3 – Características principais dos motores.	41
Tabela 4 – Valores das medidas do bloco do motor.	42
Tabela 5 – Valores das medidas do bloco de cilindros.	43
Tabela 6 – Valores medidos para cálculo do <i>CBC</i>	43
Tabela 7 – Valores das medidas do virabrequim.	44
Tabela 8 – Valores das medidas do conjunto pistão-biela.	44
Tabela 9 – Valores das medidas das cames e das válvulas.	45
Tabela 10 – Dados de torque e potência do motor escolhido.	48
Tabela 11 – Comparação da carga máxima no mancal entre o modelo com contrapesos originais e o modelo sem contrapesos.	50
Tabela 12 – Comparação da força inercial no mancal da extremidade do cilindro 1 no PMS e no PMI.	50
Tabela 13 – Comparação da carga máxima nos mancais no PMS da troca de gases na ausência de contrapesos e com contrapesos de 1 kg com CG a 6 mm do centro do mancal.	51

LISTA DE SIGLAS E SÍMBOLOS

A	Área da seção transversal do escoamento
A_{eff}	Área de escoamento
A_s	Área da superfície de troca de calor
c	Velocidade do som
CAD	Computed Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
C_f	Fator de atrito de Fanning
CFL	Número do Courant
CG	Centro de gravidade
CG_{BE}	Distância do big end até o centro de gravidade da biela
D	Diâmetro equivalente
dp	Diferencial de pressão agindo em dx
dx	Comprimento do elemento de massa na direção do escoamento
e	Energia específica interna total
F	Força
GPMOT	Grupo de pesquisa em motores, combustíveis e emissões
h	Coefficiente de transferência de calor
H	Entalpia específica total
H_{CB}	Distância entre a face superior e a inferior da bancada de cilindros
H_{PC}	Distância entre o centro do pino do pistão até a coroa do pistão
K_p	Coefficiente de perda de carga
L_B	Distância entre os centros dos orifícios da biela
\dot{m}	Vazão mássica no contorno do volume
m	Massa contida no volume
m_D	Massa desbalanceada
M_t	Massa total da biela
p	Pressão
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
r	Raio do centro do virabrequim até o centro do mancal de biela
R_m	Massa rotativa da biela
RPM	Rotações por minuto
S	Curso do pistão
T_f	Temperatura do fluido
t_m	Multiplicador temporal
T_p	Temperatura da parede
u	Velocidade no contorno
UFSM	Universidade Federal de Santa Maria
V	Volume
v	Velocidade do fluido
V_{DE}	Volume do divisor de escoamento
Δt	Passo de tempo
Δx	Comprimento mínimo de discretização espacial
θ	Ângulo do virabrequim em relação com o eixo do cilindro
ρ	Densidade
ω	Velocidade angular do motor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	CENÁRIO	12
1.2	PROBLEMÁTICA	12
1.3	OBJETIVO	13
1.3.1	Objetivo Geral	13
1.3.2	Objetivos Específicos	13
1.4	JUSTIFICATIVA	14
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1	MACRO-COMPONENTES DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	15
2.1.1	Bloco do motor	16
2.1.1.1	<i>Arranjos dos cilindros</i>	16
2.1.1.2	<i>Altura do bloco</i>	17
2.1.1.3	<i>Tipo de cárter</i>	18
2.1.2	Virabrequim	19
2.1.2.1	<i>Forças inerciais incidentes no motor</i>	20
2.1.2.2	<i>Arranjos de virabrequins em um motor V8</i>	25
2.1.3	Conjunto pistão-biela	26
2.1.4	Cabeçote	26
2.1.5	Processo de trocas gasosas	27
2.1.5.1	<i>Blowdown interference</i>	27
2.2	ESTADO DA ARTE	28
3	METODOLOGIA	30
3.1	MÉTODO DE CÁLCULO DO ESCOAMENTO NA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA 1-D	33
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	41
4.1	SELEÇÃO DO MOTOR BASE	41
4.2	ENGENHARIA REVERSA DO MOTOR BASE	42
4.2.1	Bloco do motor	42
4.2.1.1	<i>Bloco de cilindros</i>	43
4.2.1.2	<i>Deck height</i>	43
4.2.2	Virabrequim	44
4.2.3	Conjunto pistão-biela	44
4.2.4	Cabeçote	45
4.2.4.1	<i>Perfil da came</i>	45
4.2.4.2	<i>Coeficiente de descarga das válvulas</i>	47
4.3	MODELAGEM E VALIDAÇÃO DE MODELO TERMODINÂMICO 1D DO MOTOR BASE NO GT-POWER	47
4.4	MODELAGEM E VALIDAÇÃO DE MODELO DE FORÇAS DO MOTOR BASE NO GT-POWER	49
4.4.1	Influência da variação do CG dos contrapesos	51
4.5	ADAPTAÇÃO DO BLOCO DO MOTOR PARA ALTA PERFORMANCE	51
4.5.1	Bloco do motor	51
4.5.1.1	<i>Arranjos dos cilindros</i>	52
4.5.1.2	<i>Bloco do motor inferior e cárter</i>	53
4.5.2	Virabrequim	54
4.5.3	Cabeçote	55
4.6	MODELAGEM E SIMULAÇÃO 1D DO MOTOR PROJETADO	57
5	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	59

5.1	CONCLUSÃO	59
5.2	TRABALHOS FUTUROS.....	60
6	REFERÊNCIAS.....	61
	ANEXO 1 – VALORES DA MEDIÇÃO DO COEFICIENTE DE DESCARGA	64

1 INTRODUÇÃO

1.1 CENÁRIO

Desde que o motor a combustão interna foi inventado, sempre houve um constante desenvolvimento para melhorar seu desempenho e sua eficiência. O esporte automotor foi um grande contribuinte para esse desenvolvimento, pois adotou o motor a combustão interna como o mecanismo para impulsionar os veículos nas corridas (CHIODI et al., 2011). Além disso, de todas as indústrias focadas em alta performance, o automobilismo é a que melhor exemplifica a combinação de elementos essenciais da engenharia e de negócios vitais para um desenvolvimento de produto rápido, tecnológico e bem-sucedido (MEECHAN, 2006).

Com o aumento das preocupações com o meio ambiente, os órgãos reguladores restringiram o limite das emissões de gases poluentes e de efeito estufa, impactando severamente o setor automotivo. Dada a relação íntima entre a Fórmula 1 e a indústria automotiva, esforços foram feitos para que as tecnologias usadas nas competições de Fórmula 1 chegassem ao setor automotivo em geral (STEPIEN, 2016).

Desde 1995, nas competições de Fórmula 1, um motor do tipo “V” foi imposto pelas regras do campeonato (McLaren, 2016). Isso pode ser explicado pelo fato de que o motor em “V” se destacou em relação as outras configurações por serem compactos e poderem ser construídos rigidamente sem necessitar de aumentos de rigidez no chassi do carro (BORETTI, 2013). Além disso, ao longo dos anos, essas regras demandaram a redução de tamanho dos motores e um aprimoramento na eficiência do uso do combustível, isso levou os fabricantes a desenvolverem um motor eficiente, potente e confiável (BOPALAH; SAMUEL, 2020).

1.2 PROBLEMÁTICA

Esse trabalho visa o desenvolvimento de um motor V8 de alto desempenho para veículos experimentais e de competições automobilísticas, promovendo o prazer de dirigir um automóvel potente e com som marcante, que remeta aos veículos da marca Ferrari. Como o objetivo deste trabalho é desenvolver um motor para alto desempenho, este precisa entregar alta potência, que é o principal requisito para as aplicações de alto desempenho. Além disso, a fabricação desse motor deve ser

simples para reduzir o custo de sua manufatura, com o intuito de tornar esse motor uma alternativa viável para o consumidor aos motores sobrealimentados. Para isso, o projeto será feito a partir da adaptação de um motor de 4 cilindros disponível no mercado automotivo. Também é necessário que o motor seja compacto o suficiente para poder ser montado em um carro de corrida. Isso traz desafios como *packaging* e a necessidade do motor de se adaptar aos componentes desse carro. O presente trabalho apresentará a escolha do motor a ser usado como base para o projeto, pontos críticos no design desse motor e simulações para avaliar a potência e os esforços gerados nos mancais pelos seus componentes.

Atualmente, os motores de alta performance usam, em sua maioria, algum tipo de sobrealimentação, pois esse método aumenta a potência e a eficiência do motor sem aumentar seu volume deslocado (EAGLE RIDGE, 2017). Porém, o som emitido pelos pulsos de exaustão de um motor V8 têm seu próprio apelo cultural e não é substituído pelos motores de 4 cilindros sobrealimentados (VINCENT; WINDA; SOLIHIN, 2019). E, segundo Hiscutt e Ishikawa (2008), a intensidade sonora do motor é um grande atrativo para o consumidor de motores esportivos e de alta performance, com pesquisas mostrando que o volume do motor tem um efeito distinto na impressão do consumidor sobre a performance do veículo.

1.3 OBJETIVO

1.3.1 Objetivo Geral

Desenvolver um motor V8 de alto desempenho a partir da adaptação de dois motores de 4 cilindros já existentes no mercado.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Escolher um motor já existente no mercado como base para a adaptação;
- Realizar a engenharia reversa desse motor e, com isso, definir as características do novo motor;
- Desenvolver um modelo computacional para a simulação termodinâmica 1-D do motor original e do motor adaptado;

- Comparar os dados de operação do motor adaptado com o motor original;
- Realizar o arranjo do motor de modo que simplifique a sua fabricação através de ferramentas de desenho assistido por computador (CAD), de modo que seja possível a montagem do motor em um carro esportivo.

1.4 JUSTIFICATIVA

Este trabalho visa a viabilização do projeto de um motor V8 para a comercialização desse motor em setores de alta performance e para entusiastas de motores. Além disso, esse trabalho foi realizado a fim de proporcionar ao autor conhecimentos sobre o funcionamento de motores a combustão interna e seus componentes e do processo de projeto de motores de alto desempenho. Nesse processo, o autor também adquiriu conhecimentos sobre ferramentas de desenho assistido por computador (CAD) e de engenharia assistida por computador (CAE), além de conhecimentos sobre projeto para fabricação.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

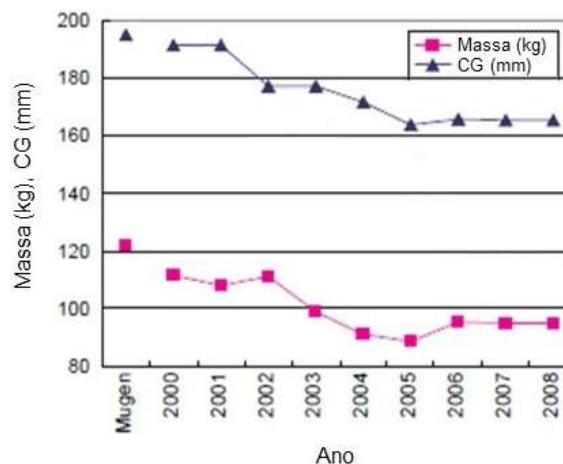
Os motores de combustão interna são máquinas térmicas que convertem a energia química do combustível em energia mecânica através de um processo de combustão que aumenta a pressão e temperatura dos gases que, por sua vez, se expandem dentro do cilindro, empurrando o mecanismo biela-manivela que transforma o movimento linear do pistão em movimento rotativo no virabrequim (PULKRABEK, 2014).

2.1 MACRO-COMPONENTES DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Por este trabalho se tratar do projeto de um motor de alta performance, esta seção fará uma breve revisão sobre os componentes e sistemas dos motores a combustão interna para posteriormente basear as decisões de projeto neste trabalho.

Em um veículo de alta performance o peso é um fator muito importante, pois um veículo mais leve possui uma aceleração e uma frenagem mais rápida, consome menos combustível e realiza curvas mais rapidamente (TOET, 2015). Aliado a isso, um baixo centro de gravidade (CG) é necessário para que o veículo consiga realizar curvas rapidamente sem tombar. A importância do baixo peso e CG do motor é evidenciada pela constante busca da equipe Honda de Fórmula 1 (figura 1) antes da implementação das regulamentações em 2006 para diminuir o peso e a altura do CG de seu motor (KONDO; ENDO; GOTOU, 2010).

Figura 1 – Dados históricos de peso e CG do motor da equipe Honda de Fórmula 1



Fonte: Adaptado de (KONDO; ENDO; GOTOU, 2010).

2.1.1 Bloco do motor

O bloco do motor, juntamente com o bloco de cilindros formam a estrutura principal de um motor de combustão interna. Essa estrutura suporta as forças geradas pela combustão e pela inércia das partes móveis do motor. As principais funções do bloco do motor são:

- Conter as forças da combustão e da inércia dos componentes móveis;
- Alojamento do virabrequim, as bielas e os pistões;
- Prover suporte para a montagem do cabeçote;
- Conter os fluidos para lubrificação e arrefecimento dos componentes do motor;
- Conter suportes para a montagem do motor no lugar onde será aplicado.

O material usado para esse componente varia de acordo com a aplicação do motor, indo desde ligas de alumínio e até as de ferro fundido, com um crescimento no uso de ferro vermicular nos motores para aplicações pesadas (*heavy-duty*) (MANNING, 2012).

2.1.1.1 Arranjos dos cilindros

As configurações mais comuns para motores multicilíndricos são os motores em linha e em V (MANNING, 2012). Motores em linha são mais comuns nas aplicações comerciais em veículos leves pelo fato dessa ser a configuração mais simples. Porém, conforme aumenta o número de cilindros e, conseqüentemente, o comprimento do virabrequim, as vibrações torcionais do virabrequim somadas ao aumento no tamanho do motor se tornam um fator limitante e, por isso, é incomum o uso de mais de 6 cilindros em um motor em linha. Alternativamente, motores em V se destacam nas aplicações de alta performance e também em aplicações de rua em que o volume do motor excede 2,4 L por serem compactos e possuírem alta densidade de potência (HEYWOOD, 2018; HOAG; DONDLINGER, 2016; RICHARD STONE, 2012).

2.1.1.2 Altura do bloco

A altura do bloco é um fator importante no dimensionamento do bloco, pois além de contribuir para o *packaging* do motor, seu valor afeta diretamente o curso do pistão, o comprimento da biela e a altura do pistão. O parâmetro usado para calcular a altura necessária para o bloco do motor é o *deck height*, que é caracterizado como a distância do eixo de giro do virabrequim até a face de contato entre o bloco de cilindros e o cabeçote. Esse parâmetro possui influência no CG do motor, pois ter um *deck height* menor significa ter um bloco mais baixo e compacto, reduzindo a altura do CG. Dito isso, o valor mínimo para o *deck height* pode ser deduzido a partir da figura 2 e é dado pela equação 1 (HOAG; DONDLINGER, 2016):

$$\text{Deck Height mínimo} = 0.5 \cdot S + L_B + H_{PC}, \quad (1)$$

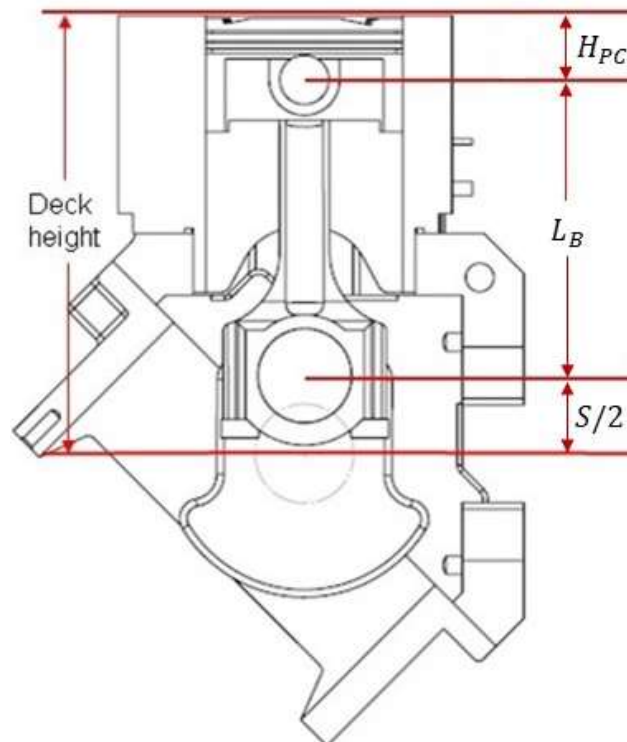
onde:

S : Curso do pistão

L_B : Distância entre os centros dos orifícios da biela

H_{PC} : Distância entre o centro do pino do pistão até a coroa do pistão

Figura 2 – Ilustração da condição de mínimo valor de *deck height*.

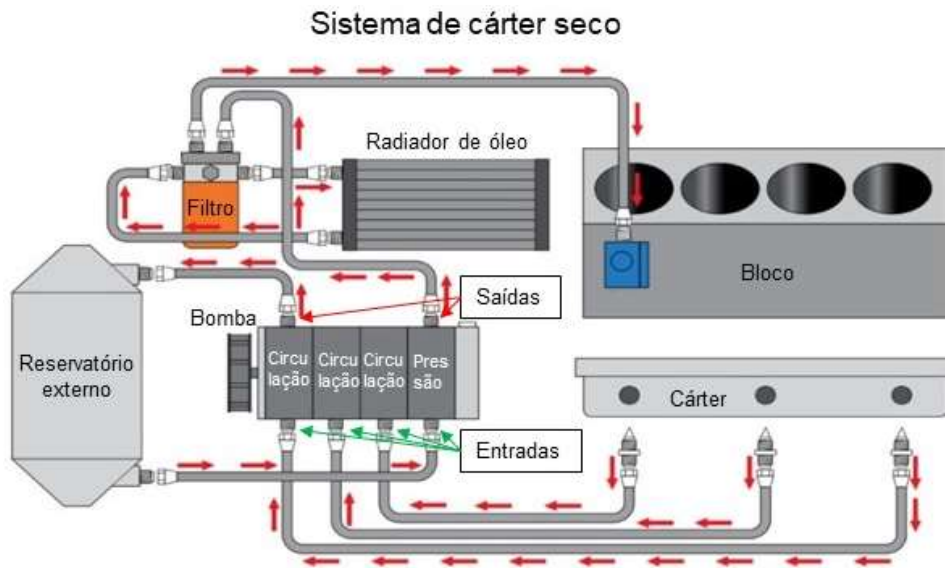


2.1.1.3 Tipo de cárter

Há dois arranjos possíveis para um cárter: cárter molhado (*wet sump*) e cárter seco (*dry sump*). O primeiro consiste em uma bacia que age como reservatório de óleo do motor e é o arranjo mais comum no mercado automotivo, devido a sua simplicidade e custo baixo, leveza e compactação, fatores que são grandes atrativos para esse setor (MANNING, 2012). No entanto, em uma corrida, onde as acelerações agindo no motor são altas, há um risco de que o motor usando esse arranjo não tenha o suprimento de óleo necessário. Isso se dá pelo fato de que nessas altas rotações o óleo passa mais tempo no bloco do motor do que no cárter, reduzindo o nível de óleo no mesmo. Essa falta de suprimento danifica o motor e reduz sua confiabilidade e sua vida útil (OSMAN, 2012).

Por outro lado, o cárter seco se destaca nas pistas de corrida, pois esse sistema não somente anula os efeitos das altas acelerações descritas no parágrafo anterior, como reduz o CG do motor, proporcionando mais desempenho para o veículo. Isso se deve ao fato de que esse sistema consiste em dois ciclos, um que retira o óleo do cárter e direciona o escoamento para um reservatório externo (circulação) e outro que retira o óleo desse reservatório e direciona para o motor (pressão), cada um desses ciclos tem sua própria bomba de óleo. Pode-se perceber que este é um sistema complexo e caro quando comparado com o cárter molhado, o que justifica seu uso somente em situações extremas como a alta performance e *off-road* (HOAG; DONDLINGER, 2016; KHANNA et al., 2019; MANNING, 2012). Além disso, ao substituir um Sistema de cárter molhado por um de cárter seco, Khanna *et al.* (2019) atingiu uma diminuição vertical no CG de um motor de Formula SAE de 26,5 mm ao trocar um sistema de cárter molhado por um de cárter seco, possibilitando uma maior estabilidade no veículo. A figura 3 ilustra o sistema de cárter seco.

Figura 3 – Sistema de cárter seco.



Fonte: Adaptado de (HOLLAND, 2019).

2.1.2 Virabrequim

O virabrequim é uma parte muito importante do sistema de *powertrain* do motor, pois é ele que recebe a energia do mecanismo pistão-biela e converte ela em torque útil do motor. Dentre suas principais funções se destacam:

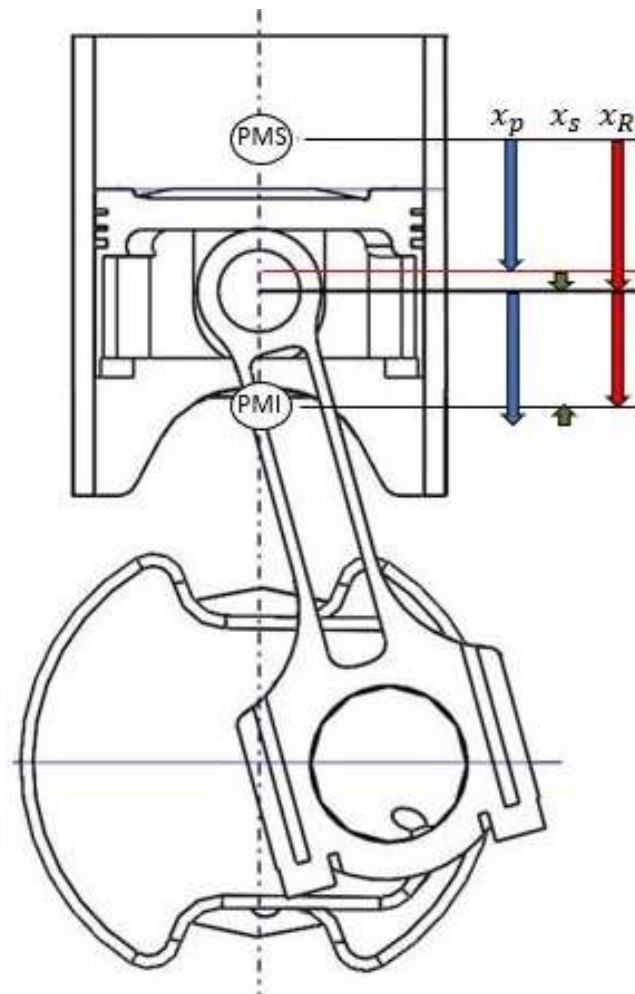
- Converter a energia recebida pela biela em torque útil para o motor;
- Suavizar os pulsos de torque provindos da combustão com um volante maciço montado no virabrequim;
- Transmitir torque para a transmissão.

Os principais materiais usados nos virabrequins são as ligas de ferro fundido e aço, sendo o primeiro usado em motores de aplicações leves (*light-duty*) pelo seu baixo custo e baixas cargas nos mancais, e o segundo em aplicações de motores *heavy-duty* e alta performance, para suportar as altas cargas incidentes nos mancais do virabrequim (MANNING, 2012).

2.1.2.1 Forças inerciais incidentes no motor

O virabrequim também é responsável por reduzir as forças inerciais que decorrem do movimento alternativo do pistão e do desbalanceamento gerado pelo mecanismo biela-manivela. As forças que mais impactam o funcionamento do motor são as forças de primeira ordem e de segunda ordem. A força de primeira ordem é a força inercial provinda das acelerações do movimento linear do pistão, completando um período a cada revolução do virabrequim. Esta é a força inercial de maior magnitude, que tem seus pontos máximos no ponto morto superior (PMS) e no ponto morto inferior (PMI). Por outro lado, a força de segunda ordem é originada pelo movimento assimétrico do pistão advindo da angulação da biela, completando um período a cada meia volta do virabrequim, chegando a seu máximo no PMS, no PMI e na metade do curso entre o PMS e o PMI. Com isso, quando o virabrequim está na metade do curso, ou seja, 90° após o PMS, o pistão não se posiciona na metade de seu curso, mas sim, um pouco abaixo dessa posição (figura 4). Isso faz com que o pistão precise percorrer uma distância maior na parte superior de seu curso, gerando uma força que se soma à força de primeira ordem nessa parte do curso e subtrai da força de primeira ordem na parte inferior. A figura 4 ilustra o movimento do pistão no motor estudado nesse trabalho, identificando a diferença na distância percorrida entre o PMS e o PMI com referência na metade desta distância (linha vermelha), sendo x_p a distância decorrente do movimento primário, x_s a distância decorrente do movimento secundário e x_R o movimento resultante.

Figura 4 – Ilustração do movimento do pistão.



Fonte: Próprio autor.

A equação 2 relaciona as forças de primeira e segunda ordem com o ângulo do virabrequim. O primeiro termo da equação representa a força de primeira, enquanto o segundo termo, a força de segunda ordem. (HEISLER, 1996). Adicionalmente, pode-se fazer um modelo de massas concentradas para descrever a contribuição de cada componente para o desbalanceamento do motor, tomando a região do orifício onde é inserido o pino do pistão (*small end*) na biela como uma massa alternativa e somando sua massa ao pistão. Já a região do orifício onde a biela é montada no virabrequim (*big end*) é tomada como uma massa rotativa junto ao mancal de biela (figura 5) (LIU; ORZECOWSKI, 2005).

$$F = m_D \omega^2 r * \cos\theta \pm m_D \omega^2 r \frac{\cos 2\theta * r}{L_B} \quad (2)$$

Onde:

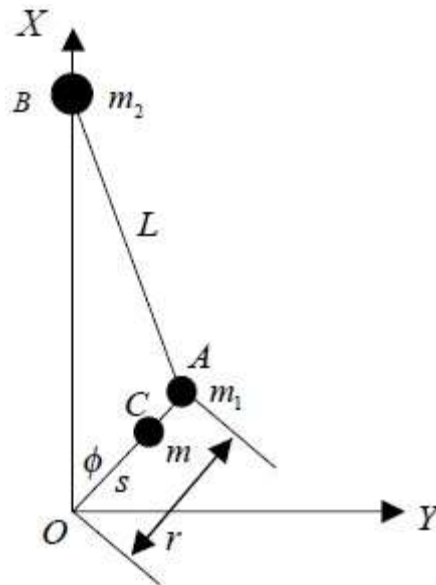
m_D : Massa desbalanceada

ω : Velocidade angular do motor

r : Raio do centro do virabrequim até o centro do mancal de biela

θ : Ângulo do virabrequim em relação com o eixo do cilindro

Figura 5 – Demonstração do sistema de massas desbalanceadas.



Fonte: (LIU; ORZECOWSKI, 2005)

A massa rotativa da biela é calculada pelo *software* GT-Power® com a equação

3:

$$R_m = M_t * \frac{(L_B * CG_{BE})}{L_B} \quad (3)$$

Onde:

R_m : Massa rotativa da biela

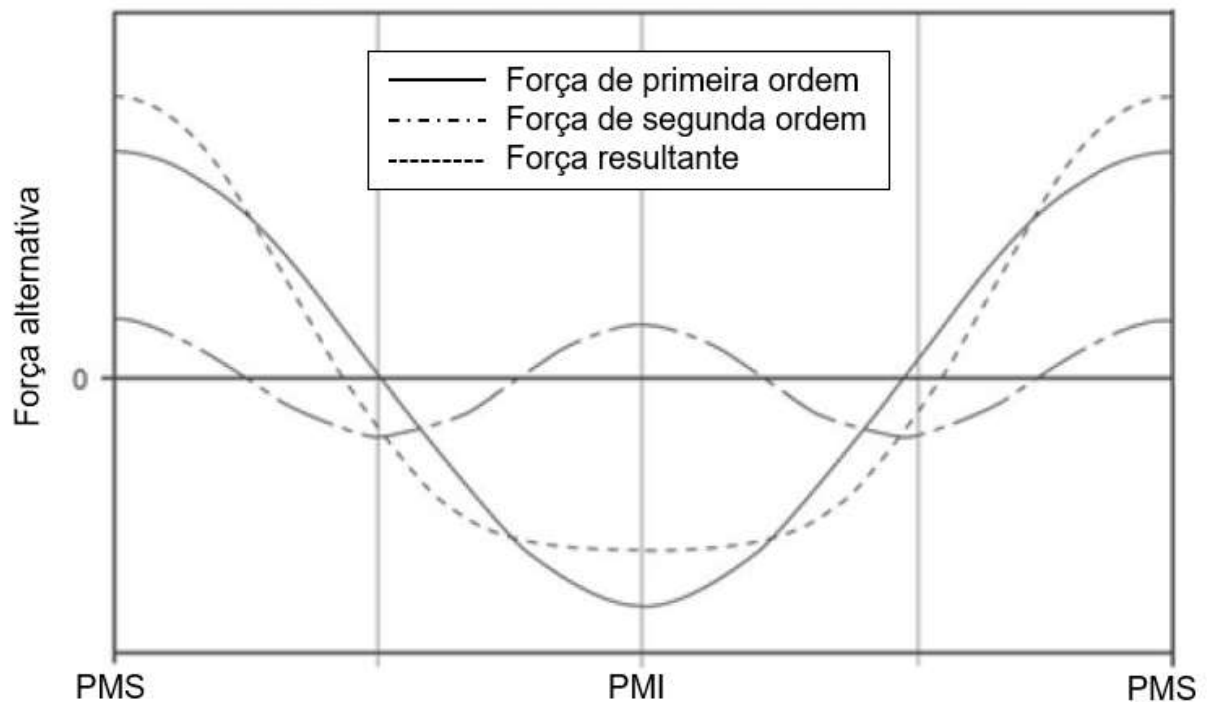
M_t : Massa total da biela

CG_{BE} : Distância do *big end* até o centro de gravidade da biela

Sendo assim, uma prática comum para atenuar as forças inerciais de primeira ordem é o uso de contrapesos no virabrequim. Esses contrapesos fazem uma força no sentido oposto à força gerada pelo pistão em seus pontos máximos contrabalanceando-os. Porém, a força gerada por esses contrapesos não contrabalanceia as forças de segunda ordem, pois essas forças possuem dois de seus máximos na metade do curso e, nesse momento, os contrapesos estão na posição

horizontal, tornando o balanceamento dessas forças possível somente pela adição de eixos balanceadores que girem no dobro da velocidade do virabrequim de forma a contrabalancear essa força. A figura 6 mostra como essas forças variam com o ângulo do virabrequim e a resultante dessas forças em um motor monocilíndrico.

Figura 6 – Variação das forças de primeira e segunda ordem em um motor monocilíndrico.

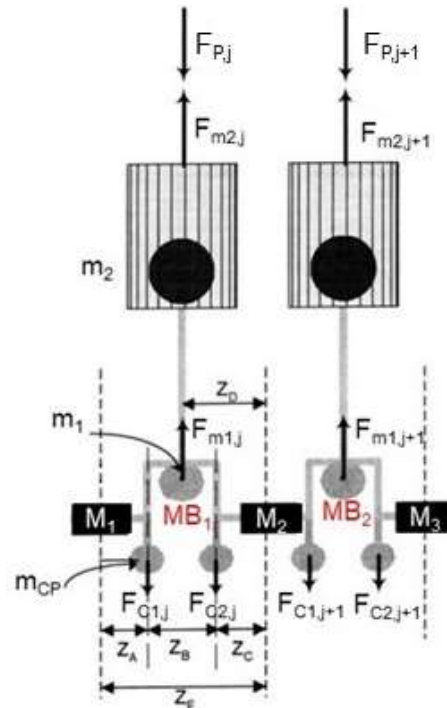


Fonte: Adaptado de (HOAG; DONDLINGER, 2016)

Um motor possui, pelo menos, dois mancais principais cuja função é dar suporte ao virabrequim, portanto as forças atuantes no virabrequim são transmitidas para esses mancais e, quando o motor possui mais de dois mancais, um modelo simplificado pode ser considerado para calcular a distribuição das cargas nos mancais principais. Essa simplificação, ilustrada na figura 7, leva em consideração que apenas os mancais adjacentes ao cilindro estudado exercem influência no suporte do virabrequim. Nessa figura, o mancal “M₂” compartilha a carga do mancal de biela “MB₁” com o mancal “M₁” e a carga do mancal de biela “MB₂” com o mancal “M₃”. Essa carga é proveniente da força da pressão no cilindro “F_P”, da força resultante do movimento alternativo do pistão “F_{m2}”, da força gerada pelo movimento rotativo do mancal de biela

“ F_{m1} ” e da força dos contrapesos “ F_{C1} ” e “ F_{C2} ”. É notável que, ao realizar uma análise sem contrapesos e com o eixo do cilindro na metade da distância entre os mancais “ Z_E ”, pode-se tomar a carga em cada mancal como a metade da carga total do mancal de biela estudado (STANLEY; TARAZA, 2004).

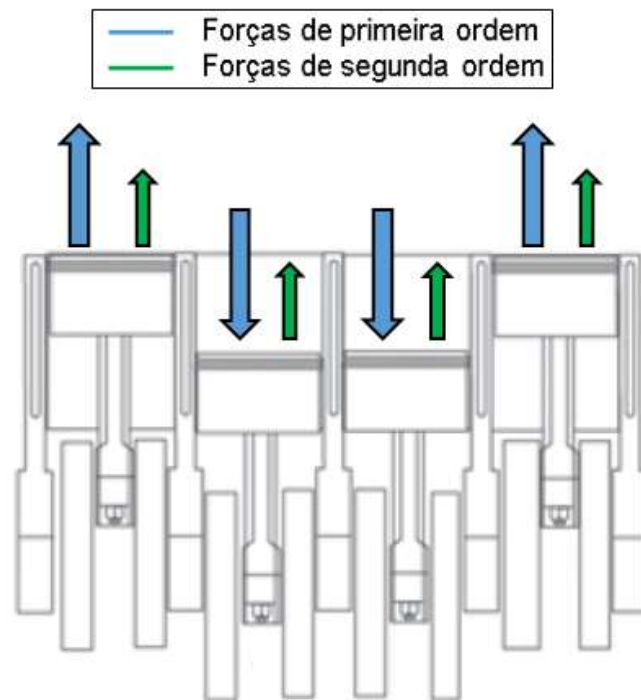
Figura 7 – Forças atuantes nos mancais do modelo simplificado.



Fonte: Adaptado de (STANLEY; TARAZA, 2004)

Já em um motor com múltiplos cilindros, é necessário considerar a influência de cada um no sistema. Por exemplo, em um motor de 4 cilindros em linha, dois pistões estão defasados em 180° , então consequentemente suas forças também estarão defasadas em 180° . Isso faz com que o motor consiga balancear as forças de primeira ordem e os momentos em relação ao mancal central, porém as forças de segunda ordem se somam e geram um desbalanceamento vertical. Adicionalmente, ao isolar dois pistões defasados em 180° , eles produzem um momento no mancal que está entre eles, fazendo-se necessário o uso de contrapesos para atenuar os efeitos desses momentos, mesmo que as forças de primeira ordem estejam naturalmente balanceadas. A figura 8 mostra as forças atuantes em um motor com 4 cilindros.

Figura 8 – Forças inerciais em um motor 4 cilindros.



Fonte: Adaptado de (HOAG; DONDLINGER, 2016).

2.1.2.2 Arranjos de virabrequins em um motor V8

Hoag e Dondlinger (2016) alegam que há duas possibilidades para a configuração de um virabrequim em um motor V8: um virabrequim plano (*flat-plane*) e um de planos cruzados (*cross-plane*). O primeiro é semelhante com um virabrequim de 4 cilindros em linha, mas com duas bielas compartilhando um único mancal de biela. Já o outro tem os mancais de biela separados em 90° um do outro, criando dois planos que se cruzam. O último gira mais suavemente que o primeiro, pelo fato de que sua configuração balanceia melhor as forças de segunda ordem, deixando apenas as forças de primeira ordem, as quais podem ser neutralizadas com o uso de contrapesos. Porém, isso leva o virabrequim a ter um maior momento de inércia e, portanto, maior dificuldade para acelerar até rotações maiores. Alternativamente, o virabrequim plano possui, por natureza, um balanceamento das forças de primeira ordem, e um desbalanceamento das forças de segunda ordem, as quais não podem ser balanceadas com o uso de contrapesos, somente com eixos balanceadores. Segundo McLuckie and Barret (2005) esse desbalanceamento gera um carregamento

maior na estrutura do mancal central do motor. A figura 9 mostra a comparação entre um virabrequim plano e um virabrequim de planos cruzados, sendo as letras A, B, C e D os mancais de biela do virabrequim.

Figura 9 – Comparação entre um virabrequim plano e um de planos cruzados.



Fonte: Adaptado de (WAN, 2017).

2.1.3 Conjunto pistão-biela

O conjunto pistão-biela tem como sua principal função converter a energia liberada pela combustão em movimento rotacional no virabrequim, mas também cumprem funções adicionais como (MAHLE GMBH, 2016; MANNING, 2012):

- Vedar o cilindro para que gases de alta pressão não vazem para dentro do bloco do motor;
- Dissipar calor;
- Guiar a troca de gases e a formação de mistura.

2.1.4 Cabeçote

Em motores 4 tempos o cabeçote é uma peça fundamental para uma combustão ótima e para o correto escoamento dos gases para dentro e fora do cilindro. O cabeçote é responsável pelo alojamento do mecanismo do trem de válvulas e pelo suporte da vela em motores com ignição por centelha e do injetor em motores com injeção direta. As principais funções desse componente são:

- Vedar o topo do cilindro contra as forças da combustão;

- Alojjar o trem de válvulas e os dutos da admissão e exaustão, bem como o injetor de combustível (injeção direta) e a vela (ignição por centelha);
- Comportar galerias de recirculação de água e óleo, tanto para arrefecimento do motor e seus componentes, quanto para a lubrificação dos elementos dinâmicos.

Os materiais mais comuns para o cabeçote são ligas de alumínio e ferro fundido (HEYWOOD, 2018; HOAG; DONDLINGER, 2016; MANNING, 2012; PULKRABEK, 2014).

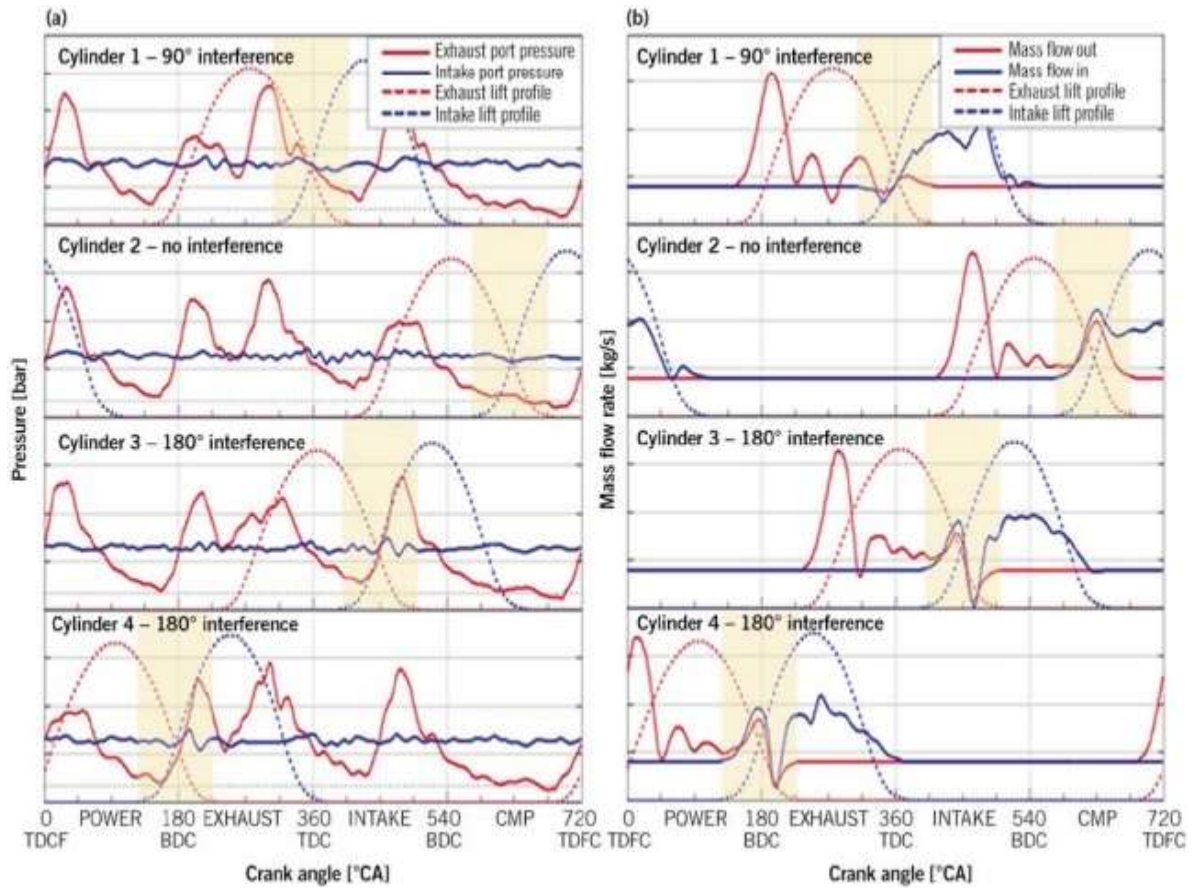
2.1.5 Processo de trocas gasosas

2.1.5.1 Blowdown interference

Em um virabrequim de planos cruzados, independente da sequência de ignição, dois cilindros no mesmo banco disparam sequencialmente fazendo com que o pulso da exaustão de um cilindro aconteça concomitantemente ao momento de troca de gases do cilindro adjacente. Isso resulta em um escoamento reverso na exaustão desse cilindro e, conseqüentemente, uma ineficiente troca de gases. A consequência de tudo isso é uma redução na performance do motor (PENZEL; BEVILACQUA; RAAB, 2017).

A figura 10 mostra a interferência dos pulsos de exaustão em um motor V8 90° com um virabrequim de planos cruzados. Quando as válvulas de exaustão do cilindro 3 abrem, o escoamento de gás queimado causa um forte aumento na pressão do coletor de exaustão. Fazendo com que a pressão na porta de exaustão do cilindro 1 fique maior que a pressão na porta de admissão no momento de sobreposição das válvulas, prejudicando o processo de troca de gases. Por outro lado, em um motor com um virabrequim plano, esse efeito é mitigado pelo fato de que os cilindros da mesma bancada têm seus intervalos de pulsos de exaustão separados em 180° cada, similarmente aos motores de 4 cilindros em linha (CORVAGLIA; BÖGER; BEVILACQUA, 2019).

Figura 10 - (a) Pressão na porta de exaustão e de admissão; (b) vazão mássica através das válvulas de admissão e exaustão em cilindros da mesma bancada em um motor V8 de virabrequim de planos cruzados a 2200 rpm em carga plena.



Fonte: (CORVAGLIA; BÖGER; BEVILACQUA, 2019)

2.2 ESTADO DA ARTE

Fez-se uma pesquisa de motores em V com virabrequim plano já produzidos no mercado que se encaixam nas aplicações de alta performance para identificar os potenciais competidores e compará-los com o motor projetado. Para uma comparação justa, sem a interferência da mudança de volume deslocado de cada motor, o parâmetro de comparação foi a relação potência-peso de motores em V naturalmente aspirados. A tabela 1 traz o resultado da pesquisa de motores V8 naturalmente aspirados com virabrequins *flat-plane* e um motor V10 naturalmente aspirado. Nela, são mostradas as informações de 3 motores de linha de produção, com um deles sendo adaptado para a competição A1GP. Além disso, foram consultadas duas empresas especializadas na adaptação de motores produzidos no mercado para a

configuração de alto desempenho (RPE e H1V8). Além disso, para efeitos de comparação, foram consultados dois motores V8 usados nas competições de Fórmula 1 pela Honda e pela BMW, pois esses motores são considerados o máximo estado da arte, onde as melhores tecnologias e materiais são implementados para o alto desempenho. Na tabela também pode-se notar que o peso do motor também é um fator importante a ser considerado quando se desenvolve um motor para a alta performance, não somente a potência.

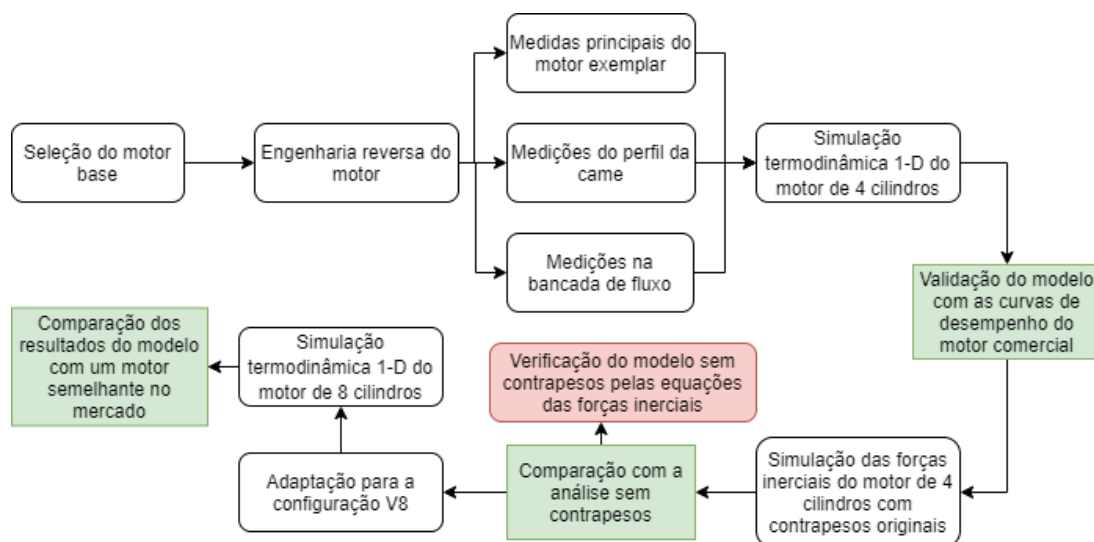
Tabela 1 – Dados da revisão do estado da arte.

	Configuração	Volume deslocado (L)	Potência de eixo (hp)	Massa (kg)	Relação potência-peso
Ford Voodoo	V8	5,2	526	194	2,71
Motor Porsche Carrera GT	V10	5,7	605	205	2,95
F136 (A1GP)	V8	4,5	603,5	160	3,77
RPE Macroblock	V8	2,7	431,3	105	4,11
H1V8	V8	2,8	400	91	4,4
BMW F1 2006	V8	2,4	738	95	7,77
Honda F1 2006	V8	2,4	747	95	7,86

3 METODOLOGIA

A metodologia para realização desse trabalho partiu da seleção de um motor disponível no mercado para ser usado como base para o projeto do novo motor, a partir da pesquisa em catálogos, revistas e artigos na internet. Na escolha desse motor foram levados em conta fatores como disponibilidade e custo das peças, peso, potência e uma boa adaptabilidade, ou seja, as peças originais do motor precisam facilitar a adaptação para outros arranjos com a menor mudança possível nos componentes do motor. Usar as peças originais do motor não somente simplifica a fabricação, mas também reduz o custo e diminui o tempo de desenvolvimento. A figura 11 mostra o fluxograma das etapas percorridas no trabalho.

Figura 11 – Fluxograma das etapas percorridas no trabalho.



Fonte: Próprio autor.

Após a seleção, realizou-se a engenharia reversa do motor original e dos componentes originais a serem usados no novo motor, com o intuito de identificar os parâmetros críticos para o projeto do novo motor e para realizar simulações termodinâmicas e dinâmicas no motor. Para isso, realizou-se a desmontagem de um exemplar do motor escolhido, identificando as principais medidas e comparando-as com manuais de serviço do motor. As medidas principais que constavam no manual e tinham uma tolerância de fabricação específica eram aferidas com um micrômetro que possuía a resolução 0,01 mm e, no caso de orifícios, um súbito com essa mesma

resolução. Na impossibilidade de uso destes equipamentos, usou-se um paquímetro com resolução de 0,02 mm.

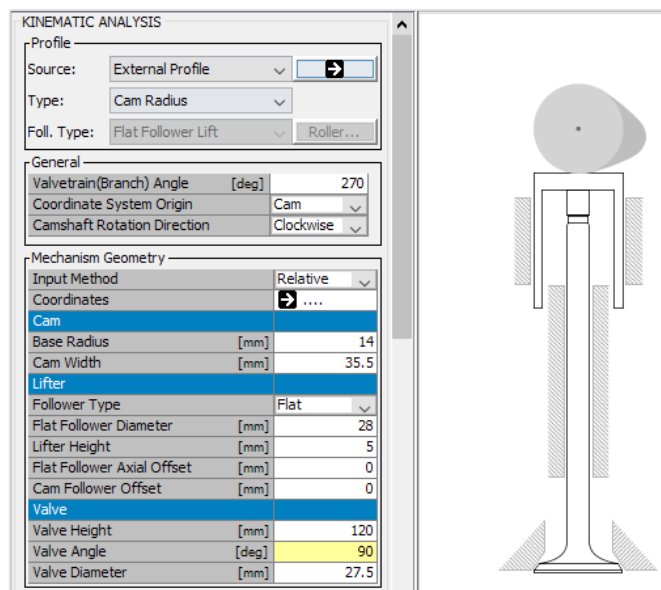
Para realizar a medição do perfil da came do comando de válvulas, fez-se uso de um equipamento próprio para medição de perfis de cames (figura 12). Este equipamento possuía dois apoios para montagem do eixo do comando e uma roda graduada com resolução de 1 grau de rotação. A medição da elevação era realizada através de um relógio comparador posicionado na came. Assim, registrando a elevação de cada válvula a cada 1 grau da árvore de manivelas. Com esses dados, utilizou-se *software* VT-Design® para simular a cinemática do mecanismo de abertura de válvulas (figura 12).

Figura 12 – (a) *Setup* para medir o perfil da came e (b) simulação no VT-Design®

(a)



(b)



Fonte: Próprio autor.

Outro parâmetro importante para a simulação termodinâmica do motor é o coeficiente de descarga das válvulas de admissão e exaustão. Os valores desse parâmetro foram adquiridos com o uso de uma bancada de fluxo presente no Laboratório de Motores da UFSM. O princípio de funcionamento desse equipamento consiste em uma bomba de ar que simula o escoamento no cabeçote de um motor. O escoamento se estabelece através da diferença de pressão entre o interior da bancada com a atmosfera, indicada por um manômetro em U, que mede a pressão na base do cilindro. Essa diferença de pressão resulta na passagem de ar por uma placa de orifícios situada no topo da bancada de fluxo, composta por cinco orifícios. Estes, por sua vez, podem formar 9 combinações de escalas para a obtenção de diferentes valores de vazão. Nessa placa, o cabeçote é montado com um adaptador cilíndrico de 100 mm de comprimento e com o mesmo diâmetro do cilindro do motor. Dessa forma, a válvula atua como a maior restrição para o escoamento, fazendo com que a vazão na placa de orifícios seja diferente do valor calibrado. Essa diferença é indicada em um manômetro inclinado que mede a pressão diferencial dos cinco orifícios no topo da bancada, indicando a porcentagem da vazão volumétrica calibrada que passa pela placa de orifícios. Portanto, para medir a vazão através das válvulas, realizou-se o teste impondo uma diferença de pressão padrão especificada no manual do equipamento e variando a razão de abertura da válvula pelo diâmetro em 0,05, 0,1, 0,15, 0,2, 0,25 e 0,3. A cada relação anotou-se os dados de vazão volumétrica e, através de uma planilha disponibilizada pela Gamma Technologies™, calculou-se o coeficiente de descarga das válvulas. A figura 13 apresenta o experimento para medição de vazão através das válvulas na bancada de fluxo.

Figura 13 – Apresentação do experimento para obtenção dos coeficientes de descarga.



Fonte: Próprio autor.

3.1 MÉTODO DE CÁLCULO DO ESCOAMENTO NA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA 1-D

O *software* GT-Power® calcula as propriedades do escoamento através do método de volumes finitos, a partir da resolução das equações de conservação de energia, massa e momento ao longo do sistema. Essas equações são resolvidas em uma dimensão, ou seja, os resultados oriundos desse processo correspondem a valores médios ao longo da direção do escoamento. A integração do tempo no modelo pode ser feita de duas formas: da forma explícita e da forma implícita. A forma em que o tempo é integrado ao modelo impacta no arranjo de variáveis das equações que são resolvidas no passo de tempo Δt . Para simulações de ciclo de motor, a fornecedora do *software* recomenda o uso do método de solução explícita, portanto, as equações de conservação são solucionadas com o seguinte arranjo:

Conservação da Massa:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{contornos}} \dot{m} \quad (4)$$

Conservação da Energia:

$$\frac{d(me)}{dt} = -\rho \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{contornos}} (\dot{m}H) - hA_s(T_f - T_p) \quad (5)$$

Conservação do Momento:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \left(dpA + \sum_{\text{contornos}} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{pu|u|}{2} \frac{dxA}{D} - K_p \left(\frac{1}{2} pu|u| \right) A \right) \frac{1}{dx} \quad (6)$$

Onde:

m : Massa contida no volume

\dot{m} : Vazão mássica no contorno do volume

V : Volume

p : Pressão

ρ : Densidade

A : Área da seção transversal do escoamento

A_s : Área da superfície de troca de calor

e : Energia específica interna total

H : Entalpia específica total

h : Coeficiente de transferência de calor

T_f : Temperatura do fluido

T_p : Temperatura da parede

u : Velocidade no contorno

C_f : Fator de atrito de Fanning

K_p : Coeficiente de perda de carga

D : Diâmetro equivalente

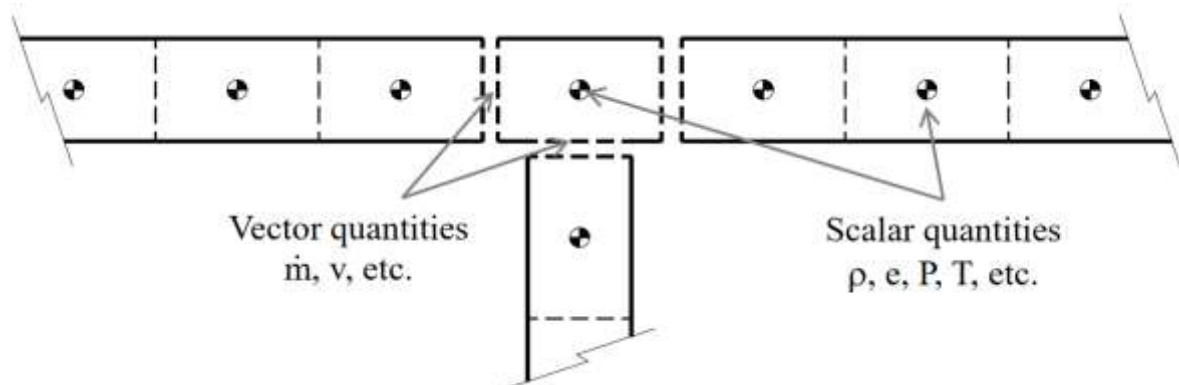
dx : Comprimento do elemento de massa na direção do escoamento

dp : Diferencial de pressão agindo em dx

Essas equações são solucionadas em pequenos volumes que discretizam o sistema inteiro. A figura 14 ilustra a forma em que o sistema é discretizado. Nessa discretização, cada componente do motor em que o fluido escoar representa um grande volume único. Então, esse grande volume único, por sua vez, é subdividido em uma série de volumes menores, conforme configurado pelo usuário no *software*. No caso de simulações de ciclo de motor, a desenvolvedora do *software* recomenda o uso de um comprimento de discretização de 0,4 vezes o diâmetro do cilindro para o sistema de admissão e de 0,55 vezes o diâmetro do cilindro para o sistema de exaustão. Essa diferença nos valores recomendados para os sistemas de admissão e exaustão é devido as diferenças nos resultados de velocidade do som em razão de sua dependência com a temperatura. Para simulações que necessitam uma análise

de componentes de alta frequência nos dutos ou análise de desempenho acima de 6.000 rpm, a desenvolvedora recomenda diminuir o tamanho do comprimento de discretização. Para uma análise acústica simples, caso em que é necessária uma análise de componentes de alta frequência nos dutos, é recomendado metade do comprimento de discretização usado para uma análise geral de desempenho. Voltando o foco para a forma em que as variáveis são solucionadas, como esses volumes são conectados pelas suas fronteiras, as variáveis escalares como pressão, temperatura, entre outras, são considerados uniformes ao longo de cada subvolume. Já as variáveis vetoriais como velocidade, vazão, entre outras, são avaliadas em cada fronteira. Esse tipo de discretização normalmente é chamada de *staggered grid*, ou em português, grade escalonada.

Figura 14 – Discretização do tipo grade escalonada, ou do inglês, *staggered grid*.



Fonte: (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016).

Os valores das variáveis de vazão mássica, massa específica e energia interna são calculados resolvendo o lado direito das equações de conservação, obtendo assim, as derivadas das variáveis primárias. A partir dessas derivadas, é realizada uma integração no tempo para obter o valor delas em um novo instante de tempo. A obtenção de variáveis primárias por meio de integração é recomendada em casos em que há uma descontinuidade numérica no comportamento do escoamento (ANDERSON, 1995), sendo assim, adequada para simulações em motores onde o escoamento se propaga de forma cíclica e pulsada. Para garantir a estabilidade numérica e a convergência da simulação, é necessário garantir que a condição de Courant-Friedrichs-Lewy (ou apenas condição de Courant) seja satisfeita. A condição de Courant surge para contrapor o aparecimento da difusão numérica devido à

instabilidade numérica oriunda da discretização do termo convectivo da equação de conservação. A difusão numérica acontece quando um processo de transporte ocorre numa escala menor que a resolução da discretização temporal (PEREIRA, 2006). Uma explicação mais didática e ilustrativa dessa condição é apresentada em (WENDT et al., 1992). A condição de Courant a ser satisfeita é dada pela seguinte relação:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|v| + c) \leq CFL \quad (7)$$

Onde:

Δt : Passo de tempo (s)

Δx : Comprimento mínimo de discretização espacial (m)

v : Velocidade do fluido (m/s)

c : Velocidade do som (m/s)

CFL : Número de Courant

O número de Courant (CFL) da equação acima, define qual é o tamanho do passo de tempo mínimo para poder descrever o fenômeno com base na discretização espacial, velocidade do fluido e velocidade do som. Como discutido anteriormente, para garantir que o passo de tempo seja suficiente para que a solução numérica detecte o real comportamento do escoamento, o valor de CFL deve ser menor ou igual a 1. No *software* GT-Power®, o número de Courant é definido como:

$$CFL = 0,8 \cdot t_m \quad (8)$$

onde t_m (definido por padrão como 1) é um multiplicador temporal que pode ser definido pelo usuário do *software* na configuração da simulação. O valor base CFL de 0,8 é usado pela desenvolvedora como padrão para compensar fenômenos físicos adicionais não contabilizados na dedução original realizada por Courant. Além disso, nas divisões de escoamento, o *software* usa uma variação do critério de Courant, dada por:

$$\Delta t \propto \frac{V_{DE}}{A_{eff}c} \quad (9)$$

Onde:

V : Volume do divisor de escoamento (m³)

A_{eff} : Área de escoamento (m^2)

Essa variação do critério de Courant garante que não ocorra difusão numérica mesmo em uma mudança brusca da área em que o fluido escoe. A área de escoamento A_{eff} é definida pela maior área que o fluido possa expandir ao sair da divisão de escoamento, pois nela está o mínimo passo de tempo para garantir a estabilidade da simulação do escoamento.

O modelo computacional para a simulação termodinâmica 1-D foi construído de modo que representasse precisamente o motor escolhido (figura 15). Isso foi feito utilizando os valores das medidas realizadas no motor para obter os parâmetros geométricos e de escoamento (coeficiente de descarga). Também se usou o mesmo arranjo do motor original para os dutos de admissão e exaustão. Para verificação do modelo computacional, comparou-se as curvas de desempenho do motor simulado com as curvas do motor base. Os detalhes do modelo utilizado estão presentes na tabela 2.

Figura 15 – Modelo termodinâmico do motor de 4 cilindros

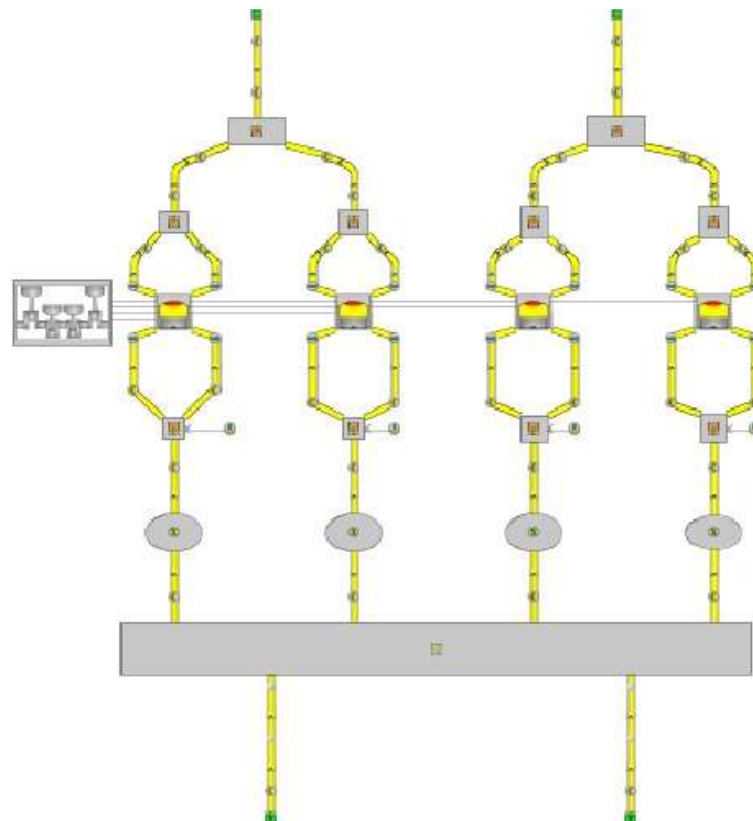
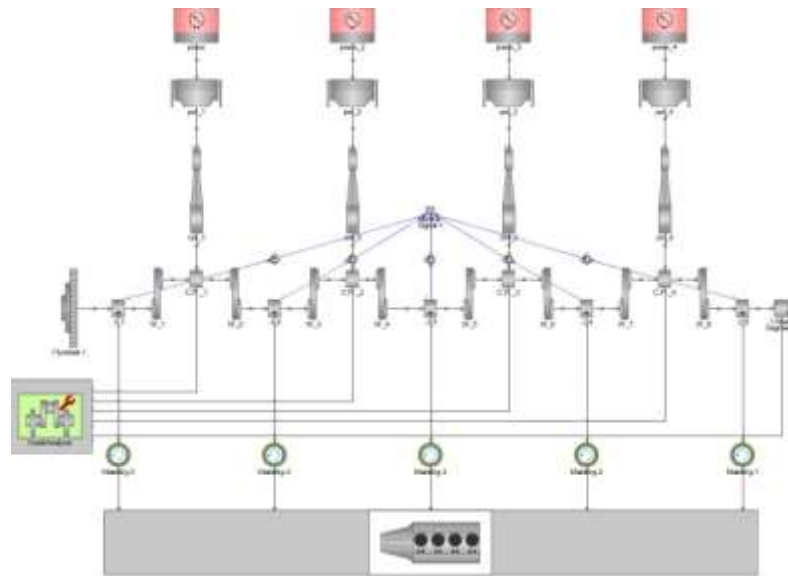


Tabela 2 – Detalhes do modelo do GT-Power®

Parâmetro	Valor	Unidade
Modelo de transferência de calor	WoschiniGT	
Modelo de combustão	SIWiebe	
CA 50%	8	deg ATDCf
CA 90% - 10%	32	deg
Expoente Wiebe	2	
Combustível	Indolene-combust	
Fração de combustível queimado	99.80%	
Vazão do injetor	10	g/s
Lambda	0.9	
Ângulo da borboleta	90	deg
Óleo	SAE15W40	

Para a simulação das forças inerciais, utilizou-se os mesmos contrapesos do motor base, transferindo suas propriedades e geometria para um modelo computacional no *software* GT-Power® (figura 16). Além disso, as propriedades de massa e geométricas do conjunto pistão-biela do motor base foram medidas e inseridas no modelo. Adicionalmente, os valores de pressão no cilindro desse modelo foram importados da simulação termodinâmica 1-D, na qual os resultados foram verificados com as curvas de potência do motor de 4 cilindros selecionado. Para a verificação da eficácia dos contrapesos do motor escolhido, também se fez uma análise sem contrapesos no mesmo modelo para comparar os resultados das duas análises. Além disso, como conferência da verossimilidade dos dados entregados pelo *software* no modelo sem contrapesos, fez-se uma comparação da força inercial nos pontos de PMS e PMI do mancal mais externo adjacente ao primeiro cilindro da sequência de ignição com o resultado da equação 2.

Figura 16 – Modelo computacional para cálculo das forças inerciais do motor de 4 cilindros

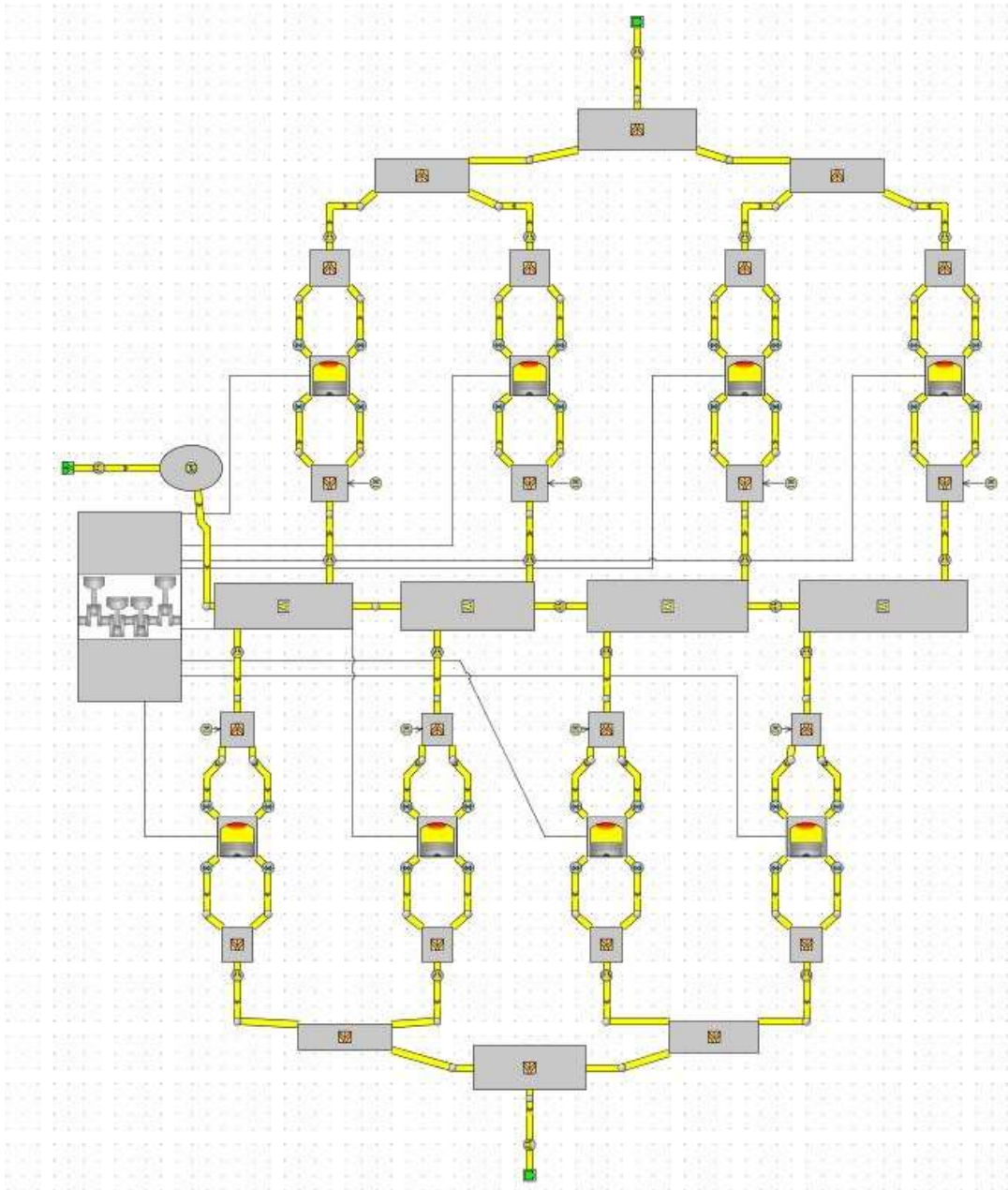


Fonte: próprio autor.

Em seguida, os componentes do motor de 4 cilindros foram modelados em *software* CAD para a realização da adaptação dos componentes necessários para a configuração do novo motor, fazendo o *design* de forma a simplificar a fabricação e adaptando o motor para o uso em um carro. Além disso, um *mockup* desse motor foi fabricado para auxiliar na decisão do *layout* do motor V8. Paralelamente a isso, criou-se um modelo computacional para a realização da simulação termodinâmica 1-D do motor V8 (figura 17), seguindo os parâmetros da simulação do motor base. Além disso, os sistemas de admissão e exaustão seguiram o *layout* do motor modelado em CAD.

Os motores que foram usados como comparativo direto para o motor desenvolvido neste trabalho serão os motores das empresas especializadas (tabela 1), pela semelhança com o projeto desenvolvido neste trabalho e, portanto, trazendo características e desafios semelhantes. Por isso, as curvas de desempenho do motor desenvolvido foram comparadas com esses motores.

Figura 17 – Modelo termodinâmico do motor V8



Fonte: Próprio autor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo será abordada a seleção do motor usado como base para o projeto, bem como os resultados da aplicação dos passos descritos na metodologia deste trabalho.

4.1 SELEÇÃO DO MOTOR BASE

Foram analisados alguns motores prováveis para a realização do projeto, com dois motores se destacando como mais viáveis para a execução do projeto: um motor automotivo de baixo custo e um motor de motocicleta superesportiva. O primeiro se destacou pela facilidade de obtenção de peças de reposição e pelo baixo custo das mesmas e o segundo se destacou pela sua natureza de alta performance, baixo peso e por possuir peças que simplificam a adaptação para a configuração V8. A massa considerada para a motocicleta foi a de motores V8 comerciais que usaram do motor da motocicleta como base para o projeto. A tabela 3 mostra os valores das principais características desses motores (APE RACE PARTS; GRIGOREVSKI, 2015; HARTLEY ENTERPRISES; RADICAL PRECISION ENGINEERING).

Tabela 3 – Características principais dos motores.

Características do motor	Motocicleta	Automotivo
Volume deslocado	1,3 L	1,8 L
Combustível	Gasolina	Gasolina
Razão de compressão	11:1	8,5:1
Diâmetro do cilindro	81 mm	81 mm
Curso	63 mm	86,4 mm
Massa	90-105 kg (V8)	119 kg
Potência máxima	118 kW @ 9.500 rpm	92 kW @ 5.600 rpm
Torque máximo	134,2 N*m @ 7.000 rpm	157,7 N*m @ 2.800 rpm
Distância entre centros de cilindros	88 mm	88 mm
Espessura da biela	21 mm	25 mm

Sendo assim, o motor escolhido para a adaptação foi o da motocicleta esportiva, pelo fato deste ser mais leve e seu projeto original entregar mais potência que o motor automotivo. Além disso, suas bielas possuem uma espessura menor com a mesma distância entre centros de cilindros, permitindo uma menor redução nas dimensões das *webs* e dos mancais do virabrequim quando feita a configuração em

V. Não somente isso, mas esse motor também possui a bancada de cilindros separada do bloco do motor, simplificando a adaptação para a configuração em V e facilitando o projeto e a fabricação. A figura 18 mostra a bancada de cilindros desse motor.

Figura 18 – Bancada de cilindros.



Fonte: Próprio autor

4.2 ENGENHARIA REVERSA DO MOTOR BASE

Esta seção mostrará os resultados das medidas realizadas no exemplar disponibilizado pelo Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões (GPMOT) da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM). Também apresentará os resultados obtidos com a simulação cinemática no VT-Design® e os coeficientes de descarga obtidos com o teste realizado na bancada de fluxo.

4.2.1 Bloco do motor

As principais medidas do bloco do motor são: o diâmetro dos mancais, a espessura das bronzinas e a largura dos mancais. A tabela 4 mostra as medidas retiradas do manual do motor e o valor aferido no motor.

Tabela 4 – Valores das medidas do bloco do motor.

Parâmetro	Valor presente no manual	Valor aferido no motor	Equipamento usado na medição
Diâmetro dos mancais	43,000 – 43,018 mm	43,0 mm	Paquímetro
Espessura das bronzinas	1,492 – 1,507 mm	1,50 mm	Micrômetro
Largura dos mancais	Não consta	24,0 mm para o mancal do meio e 20,0 mm para os mancais restantes	Paquímetro

4.2.1.1 Bloco de cilindros

As principais medidas do bloco de cilindros é o diâmetro do cilindro, a altura do cilindro, a distância entre os centros dos cilindros. A tabela 5 mostra as medidas retiradas do manual do motor e o valor aferido no motor.

Tabela 5 – Valores das medidas do bloco de cilindros.

Parâmetro	Valor presente no manual	Valor aferido no motor	Equipamento usado na medição
Diâmetro do cilindro	81,000 – 81,015 mm	81,01 mm	Súbito
Altura do cilindro	Não consta	112,0 mm	Paquímetro
Distância entre os centros dos cilindros	Não consta	88,0 mm	Paquímetro

4.2.1.2 Deck height

Devido ao fato da bancada de cilindros estar separada do bloco do motor, a equação 1 pode ser rearranjada para calcular a distância mínima entre o centro do mancal principal do virabrequim para a face onde o banco de cilindros encontra o bloco do motor. A equação 10 faz essa relação:

$$C_{BC} = 0.5 \cdot S + L_B + H_{PC} - H_{CB} \quad (10)$$

onde:

H_{CB} : Distância entre a face superior e a inferior da bancada de cilindros.

As dimensões foram adquiridas realizando medidas nos componentes disponíveis no exemplar. A tabela 6 mostra os valores obtidos.

Tabela 6 – Valores medidos para cálculo do C_{BC} .

Parâmetro	Valor (mm)
L_B	119,5
H_{PC}	25
H_{CB}	88
C_{BC}	88

4.2.2 Virabrequim

As principais dimensões do virabrequim são: o diâmetro dos mancais principais e de biela, a espessura dos mancais centrais e de biela. A tabela 7 mostra as medidas retiradas do manual do motor e o valor aferido no motor.

Tabela 7 – Valores das medidas do virabrequim.

Parâmetro	Valor presente no manual	Valor aferido no motor	Equipamento usado na medição
Diâmetro do mancal principal	39,976 – 40,000 mm	39,99 mm	Micrômetro
Espessura do mancal principal	Não consta	25 mm para o mancal do meio e 21 mm para os mancais restantes	Paquímetro
Diâmetro do mancal de biela	37,976 – 38,000 mm	37,99 mm	Micrômetro
Comprimento do mancal de biela	21,10 – 21,15 mm	21,1 mm	Paquímetro

4.2.3 Conjunto pistão-biela

As principais dimensões do pistão e da biela são: diâmetro do pistão, a espessura da biela no *big end*, o diâmetro do *big end* e do *small end*. As duas últimas medidas não puderam ser medidas com um súbito, pois esses diâmetros eram menores que o limite inferior da faixa de medição do equipamento, que é de 50 mm. Portanto, essas medidas foram aferidas com um paquímetro. Além disso, há outros parâmetros importantes como a distância entre os centros da biela e a distância entre o centro do pino do pistão até sua coroa. Essas medidas constam na seção de cálculo do *deck height*. A tabela 8 mostra as medidas retiradas do manual do motor e o valor aferido no motor.

Tabela 8 – Valores das medidas do conjunto pistão-biela.

Parâmetro	Valor presente no manual	Valor aferido no motor	Equipamento usado na medição
Diâmetro do Pistão	80,975 – 80,990 mm	80,99 mm	Micrômetro
Diâmetro interno do <i>small end</i>	20,010 – 20,018 mm	20,0 mm	Paquímetro
Diâmetro interno do <i>big end</i>	41,000 – 41,016 mm	41,0 mm	Paquímetro
Espessura da bronzina da biela	1,480 – 1,496 mm	1,49 mm	Micrômetro
Espessura do <i>big end</i>	20,95 – 21,00 mm	20,97 mm	Micrômetro

4.2.4 Cabeçote

Para que a simulação computacional de dinâmica de gases e fluidos unidimensional seja coerente e represente o motor real, é necessário que os dados de abertura das válvulas e o coeficiente de descarga sejam definidos a fim de caracterizar a restrição ao escoamento dos fluidos. Para isso, foram utilizados um cabeçote e um comando de válvulas originais do motor para realizar as aferições do perfil das cames e das válvulas de admissão e exaustão. As fundamentais são: a altura do perfil da came, o círculo base da mesma e o diâmetro das válvulas. Para realizar essas medidas, usou-se um micrômetro para medir o círculo base da came e sua altura nos comandos de válvulas de admissão e exaustão. A tabela 9 mostra os valores medidos.

Tabela 9 – Valores das medidas das cames e das válvulas.

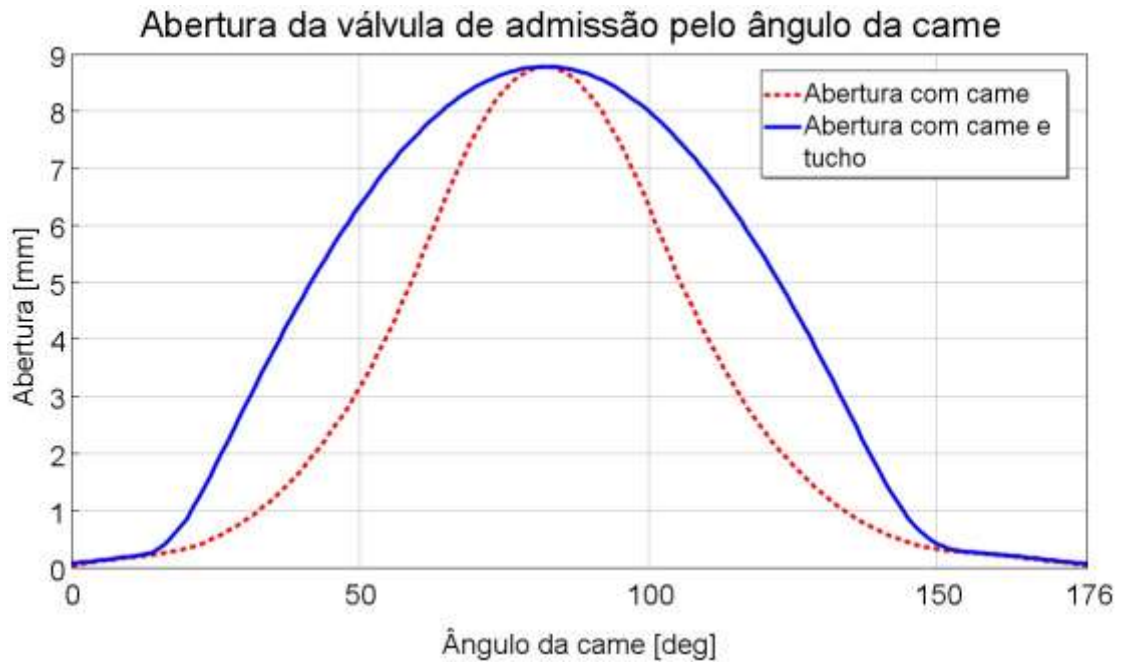
Parâmetro	Valor presente no manual	Valor aferido no motor	Equipamento usado na medição
Altura da came de admissão	36,780 – 36,848 mm	36,79 mm	Micrômetro
Altura da came de exaustão	35,480 – 3,548 mm	35,50 mm	Micrômetro
Diâmetro do círculo base da came de admissão e exaustão	Não consta	28,05 mm	Micrômetro
Diâmetro das válvulas de admissão	33 mm	33 mm	Paquímetro
Diâmetro das válvulas de exaustão	27,5 mm	27,5 mm	Paquímetro

4.2.4.1 Perfil da came

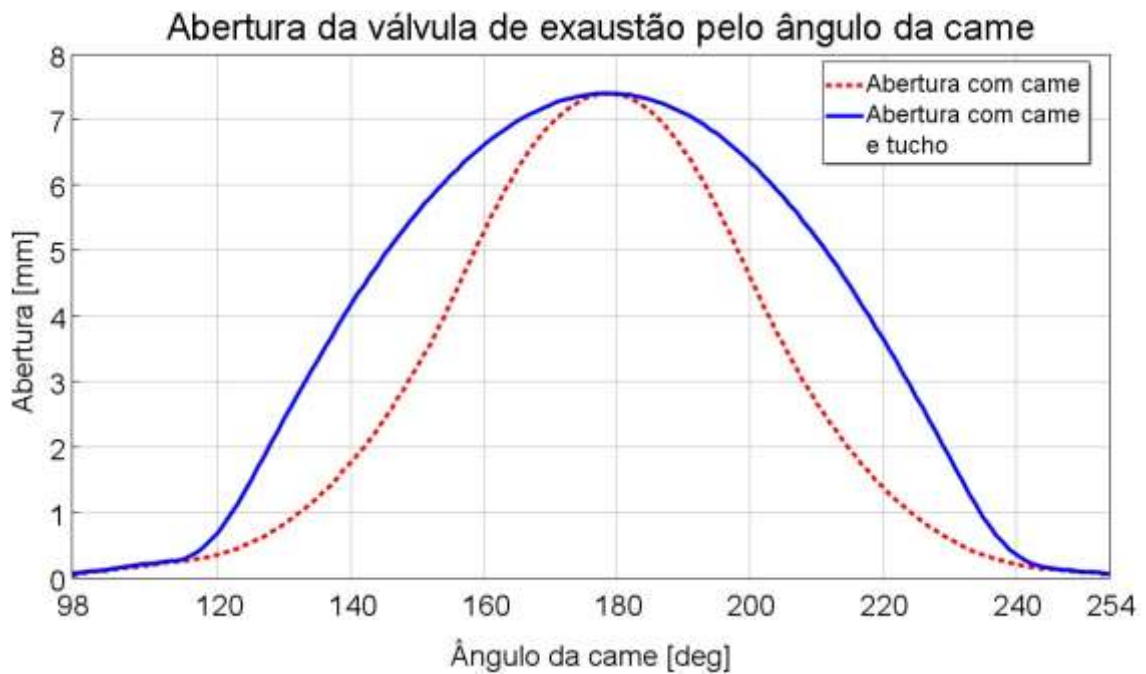
Após a simulação com o *software* VT-Design®, notou-se uma diferença expressiva no comportamento da abertura da válvula quando se incluía o tucho na simulação. Isso se deve ao fato de que, por possuir um diâmetro maior que a haste da válvula, o perfil “em rampa” da came entra em contato antecipadamente com o mecanismo, mantendo a válvula em aberturas maiores por uma maior parte da duração da abertura. A figura 19 compara os valores de abertura das válvulas de exaustão de admissão entre uma válvula aberta diretamente com uma came e uma aberta com a ação da came em conjunto com o tucho.

Figura 19 – Comparação entre a abertura realizada diretamente com uma came e com a ação da came em conjunto com o tucho na: (a) admissão e (b) exaustão.

(a)



(b)

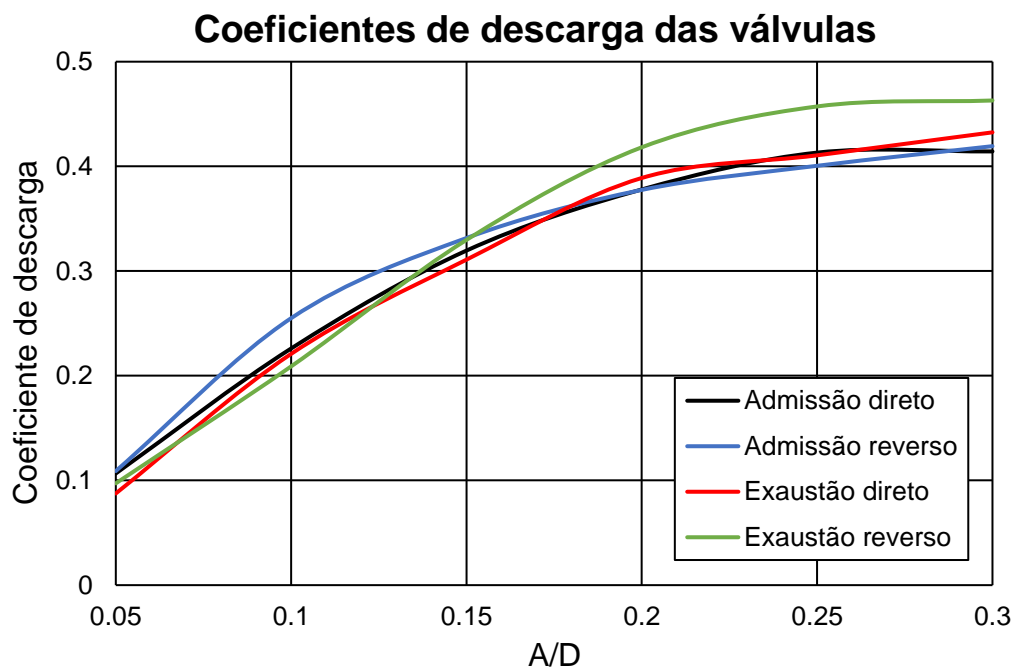


Fonte: Próprio autor.

4.2.4.2 Coeficiente de descarga das válvulas

A figura 20 apresenta o gráfico dos coeficientes de descarga das válvulas com escoamento direto e reverso medidos em bancada de fluxo e calculados através de uma planilha disponibilizada pela Gamma Technologies™ para uso em seu *software*.

Figura 20 – Gráfico dos coeficientes de descarga diretos e reversos para as válvulas de admissão e exaustão.



Fonte: Próprio autor.

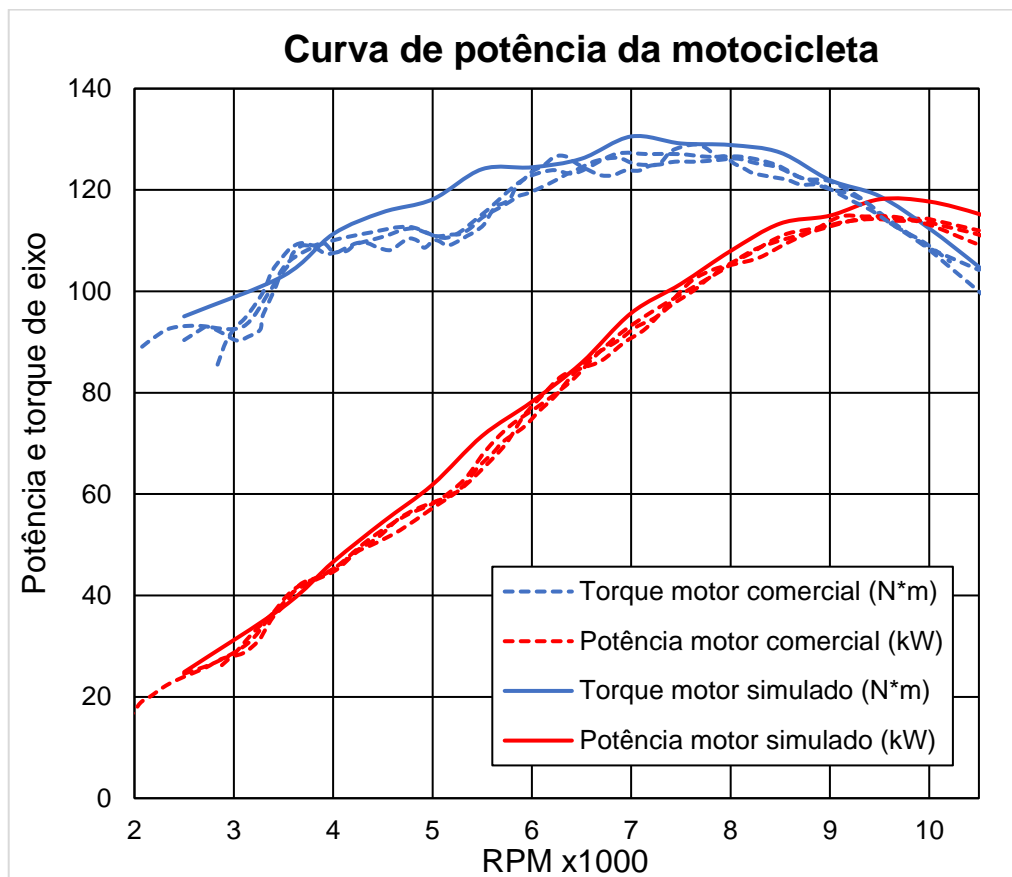
4.3 MODELAGEM E VALIDAÇÃO DE MODELO TERMODINÂMICO 1D DO MOTOR BASE NO GT-POWER

Com os dados obtidos pela realização da engenharia reversa do motor, um modelo computacional dele foi criado no software CAE GT-Power®, a fim de verificar o modelo de acordo com as curvas de torque e potência do motor original. A tabela 10 mostra os dados obtidos nessa consulta e a figura 21 mostra a comparação das curvas de desempenho de três motores comerciais com as curvas obtidas com o modelo termodinâmico em anexo.

Tabela 10 – Dados de torque e potência do motor escolhido.

Potência	Torque	Bibliografia consultada
112,7 kW @ 9500 rpm	126,6 N·m @ 7000 rpm	<i>Motorcycle Consumer News '99</i>
116,25 kW @ 9700 rpm	129,5 N·m @ 8000 rpm	<i>Motorcyclist</i>
116,8 kW @ 9500 rpm	135,0 N·m @ 6750 rpm	<i>Sport Rider '99</i>
121,25 kW @ 9750 rpm	132,1 N·m @ 7000 rpm	<i>Sport Rider '05</i>
118 kW @ 9800 rpm	134,2 N·m @ 7000 rpm	<i>APE Race parts</i>

Figura 21 – Comparação das curvas de desempenho entre o motor de 4 cilindros comercial e simulado.

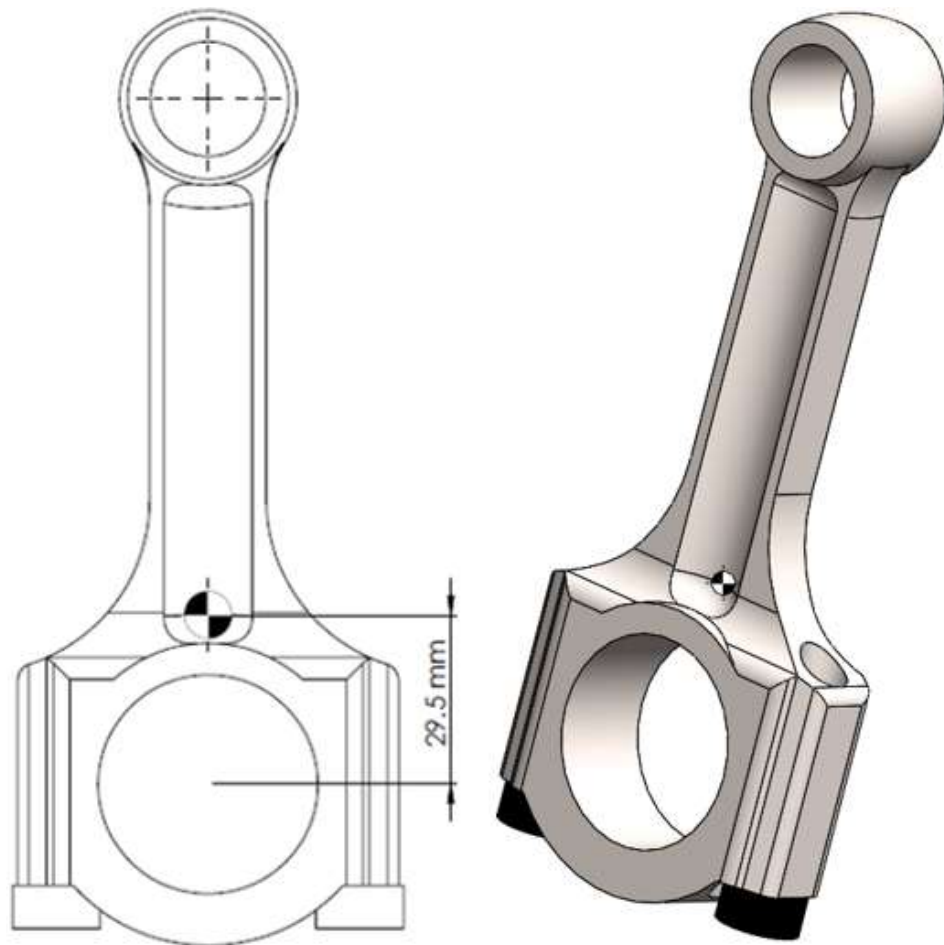


Fonte: Próprio autor.

4.4 MODELAGEM E VALIDAÇÃO DE MODELO DE FORÇAS DO MOTOR BASE NO GT-POWER

As massas do pistão e da biela foram medidas em uma balança de precisão e resultaram em 285 g e 395 g, respectivamente. Além disso, o CG da biela foi obtido a partir do desenho da mesma em software CAD, que é mostrada na figura 22.

Figura 22 – Desenho da biela em software CAD e posição do CG da mesma.

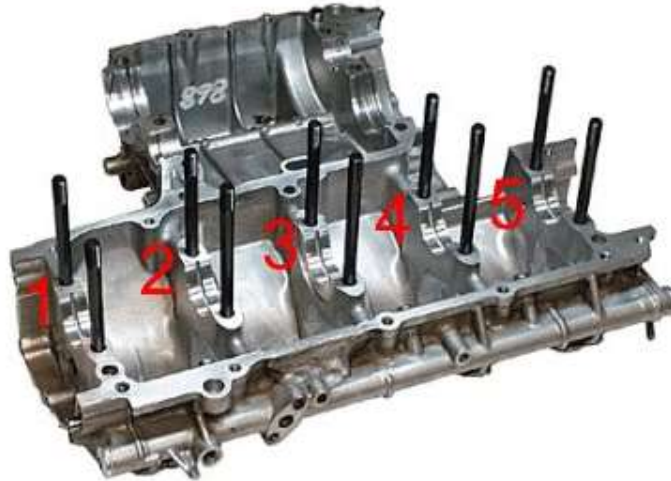


Fonte: Próprio autor.

Com a equação 3, verificou-se que a massa rotativa da biela era de 297 g e, conseqüentemente, sua massa alternativa era 98 g. Após isso, realizou-se a simulação dos modelos com contrapesos originais e sem contrapesos e obteve-se as forças atuantes nos mancais, cuja numeração é mostrada na figura 23. Além disso, fez-se a análise das forças atuantes no mancal adjacente ao primeiro cilindro da ordem de ignição de acordo com a equação 2 e comparou-se esse cálculo com os

dados obtidos pelo modelo simulado nos pontos do PMS e do PMI. A tabela 11 mostra a comparação da carga máxima no mancal entre o modelo com contrapesos originais e o modelo sem contrapesos e a tabela 12 mostra a comparação dos valores do modelo sem contrapesos com os valores obtidos pelo cálculo.

Figura 23 – Numeração dos mancais do motor de 4 cilindros



Fonte: Adaptado de (APE RACE PARTS, [s.d.]).

Tabela 11 – Comparação da carga máxima no mancal entre o modelo com contrapesos originais e o modelo sem contrapesos.

	Sem contrapesos	Com contrapesos originais
Mancal 1	22.013 N	25.702 N
Mancal 2	8.875 N	19.425 N
Mancal 3	28.495 N	29.684 N
Mancal 4	10.335 N	19.455 N
Mancal 5	22.174 N	25.418 N

Tabela 12 – Comparação da força inercial no mancal da extremidade do cilindro 1 no PMS e no PMI.

	FORÇA INERCIAL	
	CALCULADA	SIMULADA
PMS	20.250 N	20.252 N
PMI	-16.480 N	-16.479 N

A partir destes resultados, nota-se que os pontos de PMS e PMI do modelo sem contrapesos foram validados com a equação 2 e que houve um aumento significativo da carga máxima do mancal ao adicionar os contrapesos do motor original, indicando um possível erro nas medidas dos contrapesos ou na inserção das propriedades dos contrapesos no modelo.

4.4.1 Influência da variação do CG dos contrapesos

Após a obtenção dos resultados da seção anterior, fez-se uma análise preliminar da influência da variação do CG dos contrapesos nas forças atuantes nos mancais no PMS da troca de gases. Se observou que ao deslocar o CG dos contrapesos com 1 kg de massa em 6 mm na direção contrária ao mancal de biela, as forças atuantes nos mancais mostraram uma redução significativa. A tabela 13 mostra esses resultados preliminares.

Tabela 13 – Comparação da carga máxima nos mancais no PMS da troca de gases na ausência de contrapesos e com contrapesos de 1 kg com CG a 6 mm do centro do mancal.

	Sem contrapesos	Com contrapesos
Mancal 1	22.013 N	15.210 N
Mancal 2	8.875 N	6.906 N
Mancal 3	28.495 N	18.777 N
Mancal 4	10.335 N	8.586 N
Mancal 5	22.174 N	15.529 N

4.5 ADAPTAÇÃO DO BLOCO DO MOTOR PARA ALTA PERFORMANCE

4.5.1 Bloco do motor

Com a finalidade de redução de massa no bloco do motor, decidiu-se realizar o projeto do bloco com uma liga de alumínio.

Para auxiliar no entendimento sobre o funcionamento do motor e identificar desafios na construção do motor, um *mockup* do motor V8 foi feito. Nele, foram modelados um bloco de motor com encaixes para os blocos de cilindros e um virabrequim para acomodar as bielas e os pistões e proporcionar o movimento rotativo

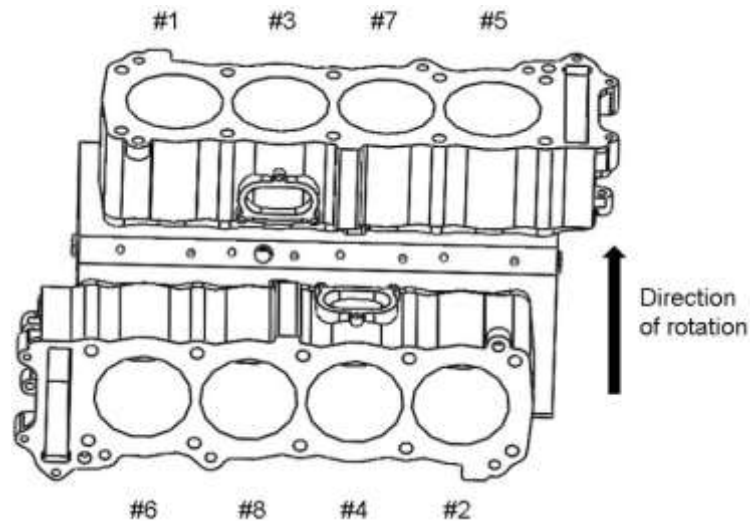
para movimentá-los. A figura 24 mostra o *mockup* com os blocos de cilindros montados e a ordem de ignição decorrente da análise do mesmo.

Figura 24 – (a) *Mockup* e (b) ordem de ignição.

(a)



(b)



Fonte: Próprio autor.

4.5.1.1 Arranjos dos cilindros

A configuração em “V” foi escolhida pela razão desta ser compacta e poder ser construída rigidamente sem requerer reforços adicionais no chassi para assegurar

uma boa rigidez (BORETTI, 2013) e ela também possui mais densidade de potência do que a configuração de 4 cilindros em linha. Além disso, segundo Hiscutt e Ishikawa (2008), a intensidade sonora do motor é um grande atrativo para o consumidor de motores esportivos e de alta performance, com pesquisas mostrando que o volume do motor tem um efeito distinto na impressão do consumidor sobre a performance do veículo. Além do mais, o som emitido pelos pulsos de exaustão de um motor V8 têm seu próprio apelo cultural e não é substituído pelos motores de 4 cilindros modernos (VINCENT; WINDA; SOLIHIN, 2019).

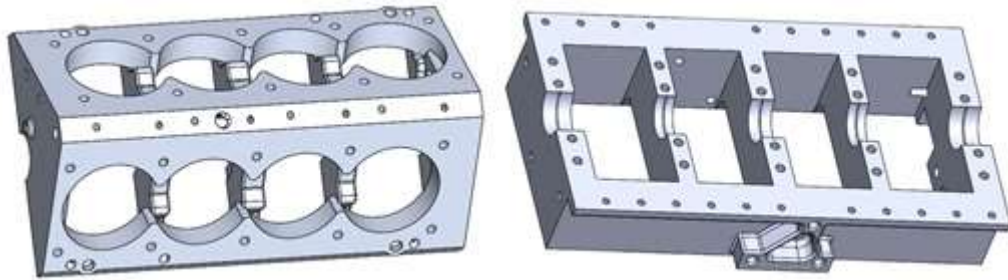
Manning (2012) aponta que, para um bom refinamento no motor, intervalos de ignição iguais devem ser usados. Além disso, Hoag e Dondlinger (2016) alegam que para um espaçamento igual entre os intervalos de ignição em um motor em V ser atingido, o produto do número de cilindros com o ângulo entre os eixos das bancadas de cilindros precisa ser igual a 360° ou 720° . Com isso, se 8 cilindros forem usados, um ângulo de virabrequim de 90° ou 45° deve ser usado. É preciso notar que, em um motor V8 com um virabrequim plano, o ângulo entre as bancadas de cilindros é igual ao intervalo de ignição de uma bancada para outra. Como a utilização de um intervalo de ignição de 45° impossibilitaria a montagem das bancadas de cilindros, um ângulo de 90° foi usado.

4.5.1.2 *Bloco do motor inferior e cárter*

Uma *bedplate* foi usada para a parte de baixo do bloco por essa estrutura prover a melhor rigidez do que as outras opções e também tem um bom custo-benefício (MANNING, 2012) e, para auxiliar na vedação do bloco, duas fileiras de parafusos foram montadas.

Além disso, no motor original, a galeria de óleo principal se encontrava embaixo do motor. Como o motor em V possui um espaço livre entre as bancadas de cilindros, a galeria de óleo principal foi feita nesse espaço. Isso facilitou a distribuição de óleo para os cabeçotes e fez simplificar o sistema. A figura 25 mostra a parte superior e inferior do bloco do motor desenhados com ferramentas CAD.

Figura 25 – Bloco do motor desenhado em *software* CAD.



Fonte: Próprio autor.

Como esse motor será usado para aplicações de alta performance e, portanto, será submetido a altas acelerações nas pistas de corrida, o sistema de cárter escolhido para esse motor foi o sistema de cárter seco.

4.5.2 Virabrequim

Levando em conta as considerações da fundamentação teórica, a configuração de virabrequim plano foi escolhida, pois para aplicações em alta performance, suavidade não é importante quando comparada com rápida aceleração e potência. Além disso, o material escolhido para o virabrequim foi o aço pela sua resistência mecânica.

Para realizar essa adaptação, a distância de uma espessura de biela foi adicionada para cada mancal de biela. Como o espaçamento entre o centro dos cilindros foi mantida, essa adição teve como contrapartida a redução das espessuras dos mancais principais e das *webs*. A figura 26 mostra o desenho do virabrequim realizado em *software* CAD.

Figura 26 – Virabrequim desenhado em *software* CAD.



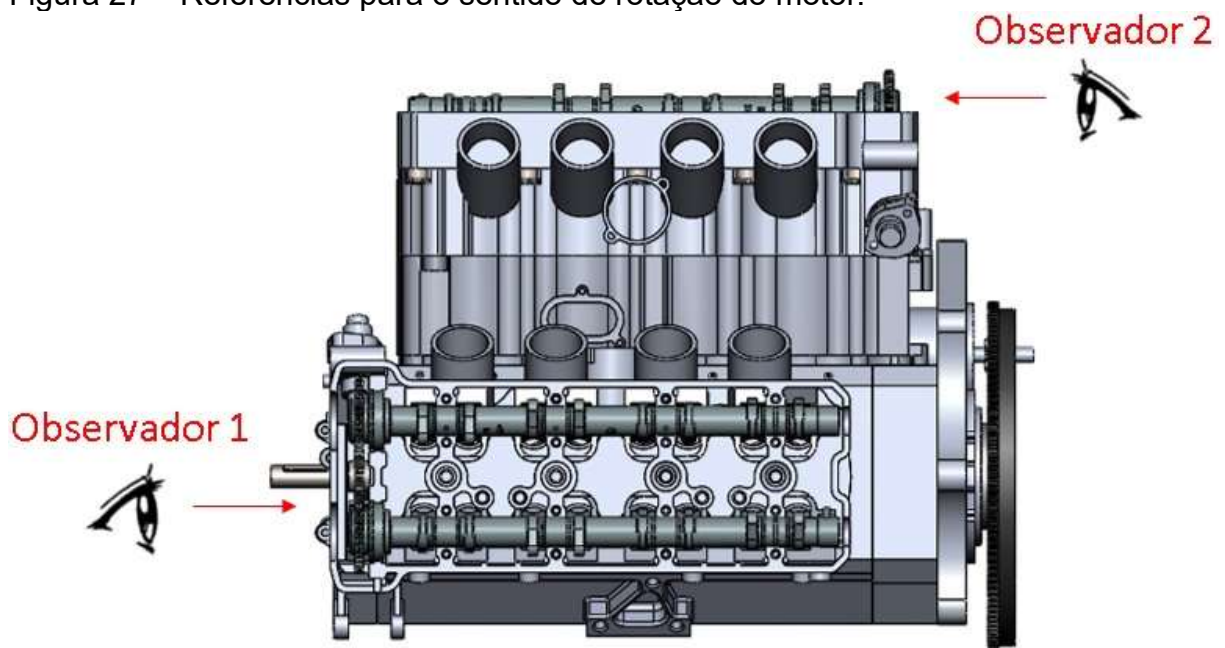
Fonte: Próprio autor

4.5.3 Cabeçote

Com a construção do *mockup* foi possível retratar que os blocos de cilindros não poderiam apontar para o mesmo sentido pois, além de gerar problemas quanto a interferência com o virabrequim, os dutos de admissão e a entrada de água na galeria dos cilindros ficariam em lados opostos e a exaustão ficaria no meio do motor, dificultando o posicionamento da exaustão, da admissão e do circuito de água do radiador para o cilindro. Como consequência disso, duas capas precisaram ser colocadas nas extremidades do motor para cobrir as correntes sincronizadoras e mantê-las lubrificadas. Isso aumentou o comprimento do motor e do virabrequim consideravelmente.

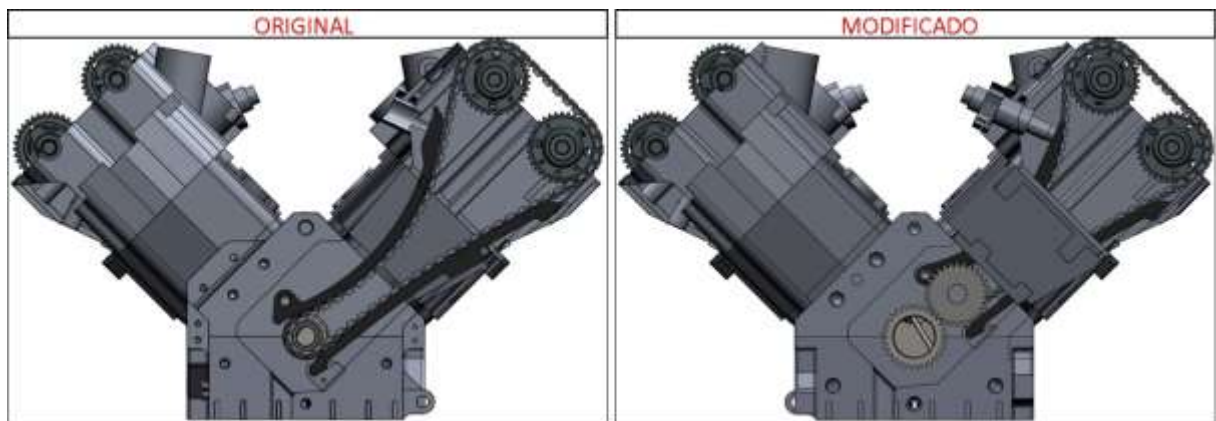
Além disso, como consequência das bancadas de cilindros estarem viradas em sentidos opostos, um cabeçote estará com seus comandos de válvulas girando em sentido anti-horário, sabendo que o motor original tem uma rotação no sentido horário quando este é visto pela perspectiva de um observador que está olhando para o comando de válvulas do lado da corrente temporizadora. Sendo assim, no motor em “V”, os dois comandos precisam girar nesse sentido tendo como referência a perspectiva do seu respectivo observador. A figura 27 mostra detalhadamente o posicionamento dos observadores e os pontos de referência.

Figura 27 – Referências para o sentido de rotação do motor.



Para resolver esse problema, uma engrenagem adicional foi posicionada no mecanismo do trem de válvulas que estava girando em sentido anti-horário, invertendo o sentido do mesmo para horário. Devido a isso, a distância entre os centros da engrenagem motora e os comandos de válvulas foi alterada, resultando na impossibilidade de uso de uma corrente sincronizadora original. A figura 28 compara o mecanismo do motor original (lado do observador 1) com o mecanismo usado para inverter o sentido de giro do comando de válvulas (lado do observador 2).

Figura 28 – Comparação entre o mecanismo do trem de válvulas original e o modificado.



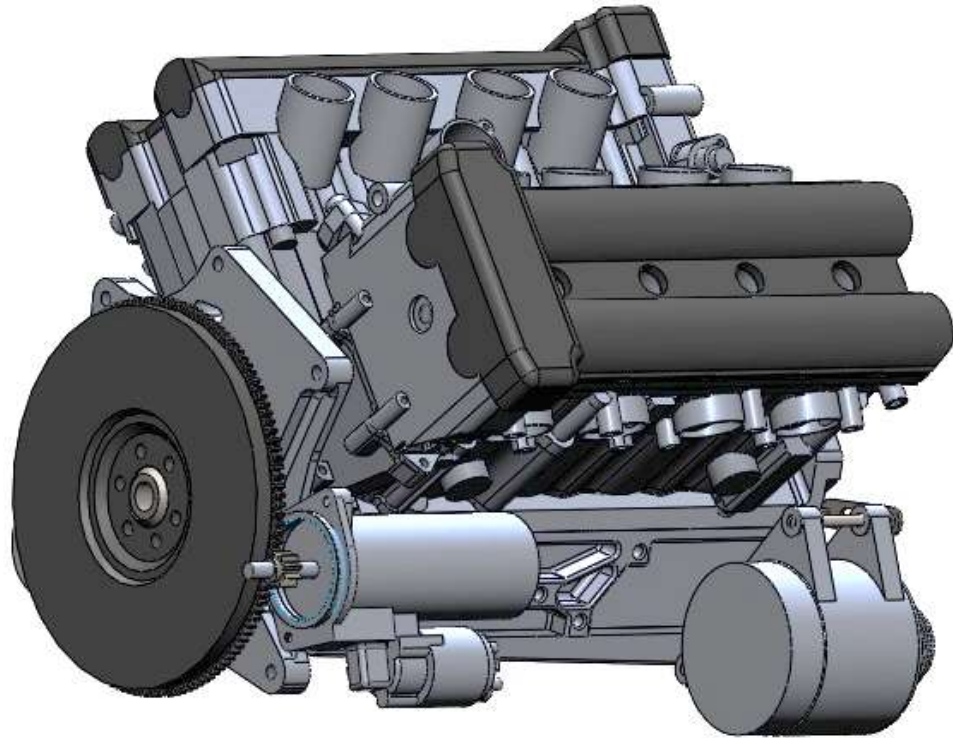
Fonte: Próprio autor.

Adicionalmente, como decorrência do uso de uma corrente sincronizadora, o motor necessita de uma cobertura nas extremidades onde possui essa corrente, a fim de formar uma câmara vedada do ambiente externo ao motor para que a corrente possa ser lubrificada com o óleo usado para o mesmo fim no comando de válvulas. Sabendo disso, foi necessário o uso dessas coberturas nas duas extremidades do motor, aumentando o comprimento e a complexidade do mesmo.

4.5.4 Resultado do design do motor adaptado

Então, com as principais decisões de *layout* do motor tomadas, os componentes restantes (periféricos) foram incluídos na plataforma CAD e introduzidos em uma montagem com os componentes principais do motor, resultando em um motor com 625 mm de comprimento, 570 mm de largura e 445 mm de altura e com uma massa de 85 kg. A figura 29 ilustra o motor desenvolvido com CAD.

Figura 29 – Motor desenvolvido com *software* CAD.

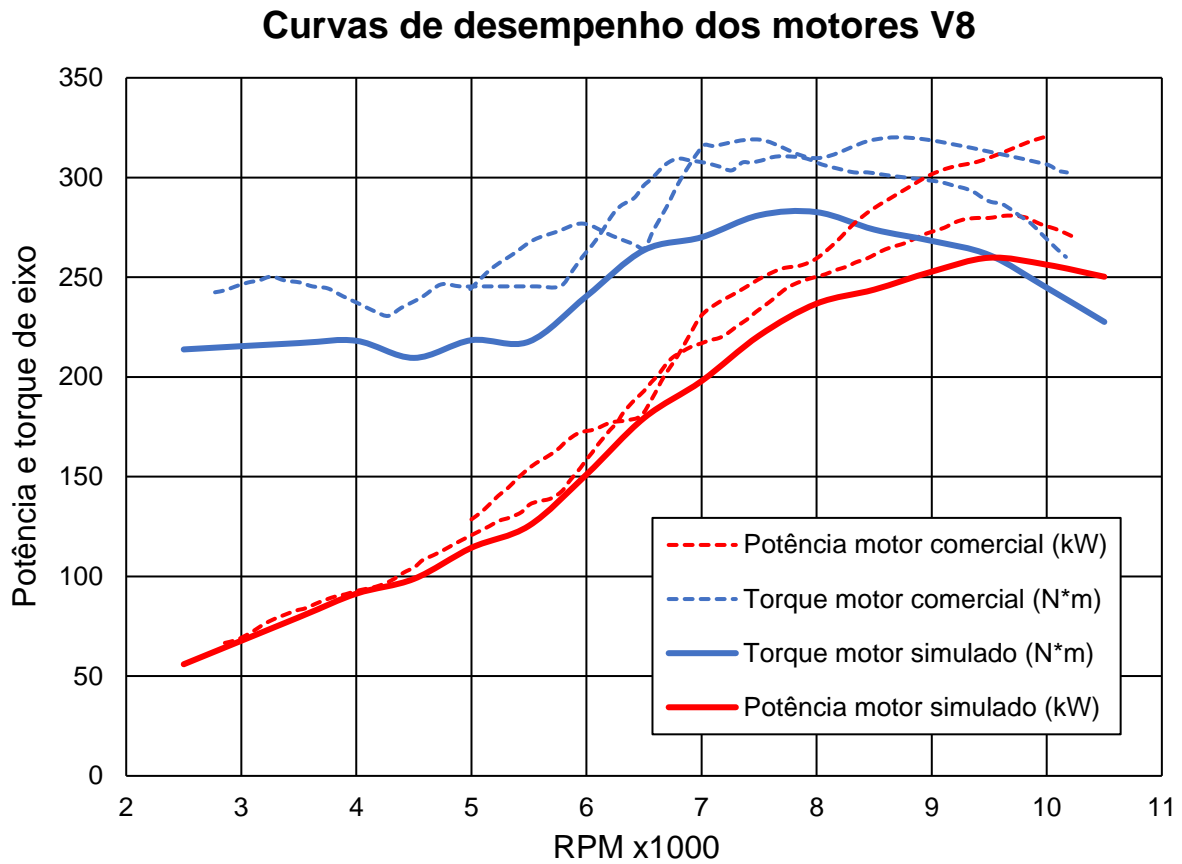


Fonte: Próprio autor.

4.6 MODELAGEM E SIMULAÇÃO 1D DO MOTOR PROJETADO

A partir do modelo de 4 cilindros verificado, construiu-se um modelo com 8 cilindros mantendo os parâmetros do motor de 4 cilindros. Como referência para os resultados da simulação termodinâmica, tomou-se a curva de potência de dois motores V8 feitos a partir do motor da motocicleta esportiva usada neste trabalho. O motor projetado alcançou a marca de 259,8 kW a 9.500 rpm, resultando em uma relação potência-peso de 4,09 hp/kg. A figura 30 mostra as curvas de potência do motor comercial e do motor simulado.

Figura 30 – Comparação das curvas de desempenho do motor V8 comercial e simulado.



Fonte: Próprio autor.

5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÃO

O presente trabalho demonstrou algumas decisões importantes quando se adapta um motor para aplicações na pista de corrida. Concluiu-se que um virabrequim plano é a melhor escolha ao projetar o motor para o alto desempenho, pois ele é mais responsivo e leve que o virabrequim de planos cruzados. Não somente isso, mas essa configuração de virabrequim não possui o mesmo problema de troca de gases presente no virabrequim de planos cruzados. Além disso, optou-se pela configuração de cárter seco, pois as altas acelerações nas aplicações de alta performance podem causar um problema no fornecimento de óleo para o motor em um cárter molhado.

Com as medidas obtidas pela engenharia reversa do motor base da motocicleta esportiva, projetou-se o bloco seguindo as decisões de projeto apresentadas no trabalho, resultando em um motor com 625 mm de comprimento, 570 mm de largura e 445 mm de altura e com uma massa de 85 kg. As curvas de desempenho do modelo computacional do motor de 4 cilindros foram validadas com as curvas do motor comercial. Além disso, o modelo computacional usado para simular as forças inerciais no motor com a ausência de contrapesos foi validado com cálculos das forças inerciais presentes na literatura. Entretanto, ao adicionar contrapesos originais do motor de 4 cilindros, as cargas máximas nos mancais aumentaram, indicando um possível erro na realização das medições no contrapeso. Por outro lado, ao adicionar contrapesos de 1 kg com CG a 6 mm do centro do mancal, notou-se uma diminuição das forças incidentes nos mancais. Isso indica que, por mais que o motor seja naturalmente balanceado nas forças de primeira ordem, a utilização de contrapesos corretamente projetados auxilia na diminuição das forças nos mancais.

Com o modelo de 4 cilindros validado, usou-se dos mesmos parâmetros para o modelo computacional do motor V8, comparando-o com motores semelhantes fabricados atualmente. A simulação demonstrou que o motor possui um torque máximo de 282,6 Nm a 8.000 rpm e uma potência máxima de 259,8 kW a 9.500 rpm. No entanto, na comparação com o motor comercial, o motor simulado apresentou menor torque durante a operação do motor e menor potência em altas rotações. Isso indica possíveis melhoras a serem realizadas no modelo para obter um desempenho maior. Por outro lado, a relação potência-peso do motor se demonstrou adequada

para sua aplicação, resultando em um valor de 4,09 hp/kg, ficando no mesmo patamar de motores semelhantes apresentados na tabela 1.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

Futuramente, há a necessidade de realizar uma simulação no motor v8 que considere a análise dos efeitos da variação da massa, momento de inércia e centro de gravidade das *webs* no *software* GT-Power®, com a finalidade de reduzir as forças presentes nos mancais devido aos momentos internos do motor e, com isso, realizar uma análise de elementos finitos nos mancais para validar o projeto mecânico. Além disso, é necessária uma análise aprofundada de custo e viabilidade de fabricação do motor V8 e, após concluir isso, realizar a fabricação do motor e montá-lo no dinamômetro e finalmente em um carro.

6 REFERÊNCIAS

- ANDERSON, J. **Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications**. 1995. Washington, DC: McGrawhill Inc, 1995.
- APE RACE PARTS. **1999 Suzuki GSX1300R Hayabusa**. Disponível em: <http://www.aperaceparts.com/tech/1999hayabusa_1.html>. Acesso em: 7 set. 2021.
- BOPAIAH, K.; SAMUEL, S. Strategy for Optimizing an F1 Car's Performance Based on FIA Regulations. **SAE Technical Papers**, v. 2020-April, n. April, p. 1–16, 2020.
- BORETTI, A. F1 2014: Turbocharged and downsized Ice and Kers boost. **World Journal of Modelling and Simulation**, v. 9, n. 2, p. 150–160, 2013.
- CHIODI, M. et al. Improvement of a high-performance CNG-engine based on an innovative virtual development process. **SAE Technical Papers**, 2011.
- CORVAGLIA, G.; BÖGER, M.; BEVILACQUA, V. Cylinder Individual Cam Timing in a V8 Engine. **MTZ worldwide**, v. 80, n. 4, p. 44–49, 2019.
- EAGLE RIDGE. **Turbocharged vs Naturally aspirated engines**. Disponível em: <<https://www.eagleridgegm.com/turbocharged-vs-naturally-aspirated-engines/>>. Acesso em: 14 set. 2021.
- GAMMA TECHNOLOGIES. **Flow Theory Manual**, 2016.
- GRIGOREVSKI, A. **Motores 1.8 utilizados no Passat**. Disponível em: <<https://www.hpdopassat.com.br/motores-1-8/>>. Acesso em: 7 set. 2021.
- HARTLEY ENTERPRISES. **Specifications H1V8**. Disponível em: <<https://www.h1v8.com/page/page/1562069.htm>>. Acesso em: 7 set. 2021.
- HEISLER, H. Advanced engine technology. **Choice Reviews Online**, v. 33, n. 10, p. 33-5733-33–5733, 1996.
- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2018.
- HISCUTT, P.; ISHIKAWA, S. Development of exhaust sound quality on aston martin V8 vantage. **SAE Technical Papers**, v. 1, n. 1, p. 792–800, 2008.
- HOAG, K.; DONDLINGER, B. **Vehicular Engine Design**. 2. ed. Vienna: Springer-Verlag Wien, 2016.
- HOLLAND, B. **Pros and Cons Of Installing A Dry Sump Engine Oiling System**. Disponível em: <<https://www.enginelabs.com/engine-tech/pros-and-cons-of-installing-a-dry-sump-engine-oiling-system/>>. Acesso em: 13 jun. 2021.
- KHANNA, R. et al. Design and Development of a Dry Sump Lubrication System for a Formula SAE Race Car. **SAE Technical Papers**, v. 2019-Janua, n. January, 2019.
- KONDO, K.; ENDO, H.; GOTOU, T. Technical Description of Formula One

EngineStructural Design. p. 44–53, 2010.

LIU, C. Q.; ORZECOWSKI, J. Theoretical and practical aspects of balancing a V-8 engine crankshaft. **SAE Technical Papers**, n. 724, 2005.

MAHLE GMBH. **Pistons and engine testing**. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.

MANNING, J. **Internal Combustion Engine Design**. Shoreham-by-Sea: Ricardo UK Limited, 2012.

MCLUCKIE, I.; BARRETT, S. **V8 Engine Bearing Dynamics: High Performance With Minimum Friction**. Volume 1: 20th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Parts A, B, and C. **Anais...**California: ASMEDC, 1 jan. 2005Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/IDETC-CIE/proceedings/IDETC-CIE2005/47381/799/316527>>

MEECHAN, M. Motorsports industry knowledge exchange (mike): Oxymoron or holy grail (an imperative for sustaining regional, national and global competitiveness). **SAE Technical Papers**, n. 724, p. 776–790, 2006.

OSMAN, A. Design concept and manufacturing method of a lightweight deep skirt cylinder block. **SAE Technical Papers**, 2012.

PENZEL, M.; BEVILACQUA, V.; RAAB, T. **The engine architecture of V8 machines**. Disponível em: <<https://newsroom.porsche.com/en/innovation/engineering/porsche-engineering-eight-cylinder-engine-configuration-power-machine-14034.html>>. Acesso em: 12 jun. 2021.

PEREIRA, R. S. **Métodos numéricos para solução da equação de transporte de massa**. In: SEMINÁRIO E WORKSHOP EM ENGENHARIA OCEÂNICA, 2. **Anais...**2006

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 2nd Ed.** 2. ed. Platteville: Pearson Higher Ed, 2014. v. 126

RADICAL PRECISION ENGINEERING. **RPE Macrobloc 2.7L V8 Technical data**. Disponível em: <<https://www.radicalprecisionengineering.com/uploads/files/RPE-MACROBLOCK-2.7L-V8-TECHNICAL-DATA.pdf>>. Acesso em: 7 set. 2021.

RICHARD STONE. **Introduction to Internal Combustion Engines 4th Edition**. London: Palgrave Macmillan, 2012.

STANLEY, R.; TARAZA, D. A characteristic parameter to estimate the optimum counterweight mass of symmetric in-line engines. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 126, n. 3, p. 645–655, 2004.

STĘPIEŃ, Z. A new generation of F1 race engines – hybrid power units. **Combustion Engines**, v. 167, n. 4, p. 22–37, 1 out. 2016.

TOET, W. **Weight - how it slows a car down**. Disponível em: <<https://www.linkedin.com/pulse/weight-how-slows-car-down-willem-toet>>. Acesso

em: 13 set. 2021.

VINCENT, W.; WINDA, A.; SOLIHIN, M. I. Intelligent automatic V6 and V8 engine sound detection based on artificial neural network. **E3S Web of Conferences**, v. 130, p. 6–12, 2019.

WAN, M. **Engine Configuration and Smoothness**. Disponível em: <https://www.autozine.org/technical_school/engine/Smoothness2.html>. Acesso em: 3 set. 2021.

WENDT, J. et al. **Computational Fluid Dynamics: An Introduction**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1992. v. 7

ANEXO 1 – VALORES DA MEDIÇÃO DO COEFICIENTE DE DESCARGA

TABELA DOS COEFICIENTES DE DESCARGA			
	A/D	ADMISSÃO	EXAUSTÃO
D I R E T O	0.05	0.11	0.09
	0.10	0.23	0.22
	0.15	0.32	0.31
	0.20	0.38	0.39
	0.25	0.41	0.41
	0.30	0.41	0.43
R E V E R S O	0.05	0.11	0.10
	0.10	0.26	0.21
	0.15	0.33	0.33
	0.20	0.38	0.42
	0.25	0.40	0.46
	0.30	0.42	0.46