

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GUILHERME SKRABA PEREIRA FIALHO  
LUCAS DE SOUZA ALMEIDA

**FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA O DIMENSIONAMENTO DO  
MECANISMO BIELA MANIVELA DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA  
ESTACIONÁRIOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA  
2019

**GUILHERME SKRABA PEREIRA FIALHO  
LUCAS DE SOUZA ALMEIDA**

**FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA O DIMENSIONAMENTO DO  
MECANISMO BIELA MANIVELA DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA  
ESTACIONÁRIOS**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof.<sup>o</sup> Dr. Tiago Cousseau  
Co-orientador: Prof.<sup>a</sup> Dra. Ana Paula Carvalho da Silva Pereira

CURITIBA

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "FERRAMNETA COMPUTACIONAL PARA O DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO BIELA MANIVELA DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA ESTACIONÁRIOS", realizado pelo alunos: Guilherme Skraba Pereira Fialho e Lucas de Souza Almeida, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Tiago Cousseau  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Orientador

Prof. Dra. Ana Paula Ferreira  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Co-orientadora

Prof. Dr. Márcio Gomes Avelar  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Avaliador

Prof. Dr. Marco Antônio Luersen  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 03 de dezembro de 2019.

## RESUMO

SKRABA, Guilherme & ALMEIDA, Lucas. FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO BIELA MANIVELA DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA ESTACIONÁRIOS. 2019. 85 f. Trabalho de conclusão de curso – Tcc2, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

Este trabalho consiste no desenvolvimento de uma ferramenta computacional para projeto de mecanismos biela manivela de quatro barras. A validação e os testes dessa ferramenta foram modelados para mecanismos que operam em motores de combustão interna de dois tempos e mono cilíndricos. A metodologia do trabalho aborda a cinética e cinemática para esses mecanismos, determinação de forças atuantes sobre elos e determinação de estados de tensão dos elementos de máquinas que os compõe. Para o dimensionamento desses elementos são abordadas as teorias de projeto para vida infinita de alto ciclo em fadiga e outros métodos analíticos de projeto propostos pelos livros Norton, 2013 e Shigley, 2015. Para compor a ferramenta computacional foram desenvolvidas funções que abordam cada parte do dimensionamento separadamente, dessa forma cada função pode ser aplicada e testada de forma independente possibilitando ao leitor utilizar o software da maneira que melhor lhe convier seja por utilização de todas as suas funções ou apenas um grupo isolado delas.

**Palavras-chave:** Mecanismo. Cinemática. Cinética. Dimensionamento estrutural.

## ABSTRACT

SKRABA, Guilherme & ALMEIDA, Lucas. FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO BIELA MANIVELA DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA ESTACIONÁRIOS. 2019. 85 p. Undergraduate Thesis, Mechanical Engineering, Academic Department of Mechanical, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

This following study consists in the development of a software for the design of four-bar slider crank mechanisms. The software validation and testing have been modeled for mechanisms operating in two-stroke single cylinder internal combustion engines. The methodology addresses the kinetics and kinematics analysis for these mechanisms, the definition of forces acting on links and joints, and also the determination of stress states of the components. The design of these elements is based on the design theories for high cycle fatigue and other design analytical methods proposed by Norton, 2013 and Shigley, 2015. In order to develop the software, functions for each mechanism component were applied and tested separately. Finally, it allows the user to use the functions altogether or independently.

**Key-words:** Mechanism, kinematics, kinetics, structural design

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Vista Explodida da Montagem de Componentes do Mecanismo Biela Manivela.....	16
Figura 2 - Mecanismos de Quatro Barras .....	17
Figura 3 - Geometria do Mecanismo Biela Manivela.....	18
Figura 4 - Diagrama de Corpo Livre dos Elos do Mecanismo Biela Manivela .....	20
Figura 5 - Momentos de Inércia de um paralelepípedo retangular .....	23
Figura 6 - Momentos de Inércia de um cilindro vazado.....	23
Figura 7 - Representação de tensões alternadas no tempo.....	25
Figura 8 - Curva de Wohler S-N .....	26
Figura 9 - Fatores de sensibilidade ao entalhe para aços.....	29
Figura 10 - Vista em corte da montagem pistão (cinza claro), pino de pistão (cinza escuro) e biela (azul).....	30
Figure 11 - Biela.....	31
Figure 12 - Planos de flambagem da biela.....	32
Figure 13 - Planos de flambagem da biela.....	32
Figure 14 - Regiões máxima tensão nos olhais da biela .....	33
Figura 15 - Fator de concentração de tensão teórico estático $K_t$ para olhais de biela com $r_i/r_m$ entre 0 e 0,2 .....	34
Figura 16 - Forma parametrizada para dimensionamento dos olhais da biela.....	34
Figura 17 - Morfologia do virabrequim.....	35
Figura 18 - Diagrama de corpo livre do virabrequim .....	35
Figura 19 - Fluxograma do programa Matlab .....	38
Figura 20 - Momento de inércia da biela .....	43
Figura 21 - Dimensões do pino de pistão .....	44
Figura 22 - Dimensões da biela.....	45
Figura 23 - Dimensões do virabrequim .....	45
Figura 24 - Entrada no programa ENGINE para validação da função cinemática.m.....	51
Figura 25 - Resultados das maiores diferenças percentuais entre as variáveis $x$ , $x_1$ , e $x_2$ obtidas pelo script validação_cinematica.m e o software ENGINE .....	52
Figura 26 - Exercício de exemplo.....	52
Figura 27 – Função transfb_rt.m .....	54

Figura 28 - Propriedades de massa geradas no software Solidworks para a biela - Exercício de exemplo .....	60
Figura 29 - Propriedades de massa geradas no software Solidworks para o virabrequim – Exercício de exemplo .....	60

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes A e b para cálculo de $C_{superf}$ .....	28
Tabela 2 - Coeficientes A e b para cálculo de $C_{conf}$ .....	28
Tabela 3 - Metodologia de Projetos.....	36
Tabela 4 – Lista de Variáveis de Entrada.....	38
Tabela 5 – Lista de Variáveis de Cálculo. ....	39
Tabela 6 – Lista de Variáveis de Saída.....	41
Tabela 7 - Entradas exemplo 6-1 livro Norton, 2013.....	49
Tabela 8 - Comparação entre resultados do exemplo 6-1 e saidas do programa.....	49
Tabela 9 - Entradas exemplo 10-1 livro Norton, 2013.....	50
Tabela 10 - Comparação entre resultados do exemplo 10-1 e saídas do programa.....	50
Tabela 11 - Comparação entre os resultados retornados pelo script validacaotranf_transrt.m e os resultados do exercício.....	54
Tabela 12 - Entradas do problema 25-4 de acordo com Bhandari (2010).....	55
Tabela 13 - comparação entre as saídas do programa e os resultados apresentados no exercício.....	55
Tabela 14 - Entradas fornecidas no exercício 25-18 do livro Bhandari, 2010.....	56
Tabela 15 - Comparação entre as saídas do script validacao_virabreuim.m com os resultados do exercício 25-18 do livro Bhandari, 2010.....	57
Tabela 16 - Valores de entrada de uma situação exemplo proposta pelos autores para verificação do concentrador de tensão em torção.....	58
Tabela 17 - Valores de entrada de uma situação exemplo proposta pelos autores para verificação do concentrador de tensão em torção.....	58
Tabela 18 - Valores de entrada para validação da função Inercia_massa.m.....	59
Tabela 19 - Valores de entrada para validação da função Inercia_massa.m.....	61
Tabela 20 - Valores de entrada de uma situação exemplo. ....	62
Tabela 21 - Resultados do dimensionamento do pino do pistão para vida infinita em fadiga de alto ciclo.....	67
Tabela 22 - Concentradores de tensão para fadiga.....	68
Tabela 23 - Resultados do dimensionamento do pino do pistão para vida infinita em fadiga de alto ciclo.....	68
Tabela 24 - Resultados do dimensionamento do pino do pistão para vida infinita em fadiga de alto ciclo.....	69



# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>11</b>
1.1	CONTEXTO DO TEMA	12
1.2	OBJETIVOS	12
1.2.1	<i>Objetivo Geral</i>	12
1.2.2	<i>Objetivos Específicos</i>	12
1.3	JUSTIFICATIVA	13
1.4	CONTEÚDO OU ETAPAS DO TRABALHO	13
1.4.1	<i>Metodologia para dimensionamento de projeto</i>	13
1.4.2	<i>Análise cinemática e cinética do mecanismo biela manivela</i>	14
1.4.3	<i>Dimensionamento estrutural dos elementos de máquina do mecanismo biela manivela</i>	14
1.4.4	<i>Validação das rotinas de programação</i>	14
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b>	<b>15</b>
2.1	PARÂMETROS DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA	15
2.1.1	<i>Pressão média efetiva</i>	15
2.2	DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO BIELA MANIVELA	16
2.2.1	<i>Cinemática</i>	18
2.2.2	<i>Cinética</i>	20
2.2.3	<i>Transformação de coordenadas</i>	23
2.2.4	<i>Momento de inércia de massa</i>	23
2.3	DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS	24
2.3.1	<i>Falha por tensão estática máxima</i>	24
2.3.2	<i>Falha por fadiga</i>	25
2.3.3	<i>Entalhe e concentração de tensões</i>	28
2.4	COMPONENTES	29
2.4.1	<i>Pino de pistão</i>	29
2.4.2	<i>Biela</i>	30
2.4.3	<i>Virabrequim</i>	34
<b>3</b>	<b>PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS</b>	<b>36</b>
3.1	METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO DE PROJETO	36
3.2	FLUXOGRAMA DO PROGRAMA	38
3.3	VARIÁVEIS DE ENTRADAS	38
3.4	VARIÁVEIS INTERMEDIÁRIAS	39
3.5	VARIÁVEIS DE SAÍDA	41
3.6	ANÁLISE CINEMÁTICA	41

3.7	ANÁLISE CINÉTICA .....	41
3.8	TRANSFORMAÇÃO DE COORDENADAS .....	42
3.9	MOMENTOS DE INÉRCIA .....	42
3.9.1	<i>Biela</i> .....	42
3.9.2	<i>Virabrequim</i> .....	43
3.10	PINO DE PISTÃO .....	43
3.11	BIELA (VIGA) .....	44
3.12	VIRABREQUIM .....	45
3.12.1	<i>Moente</i> .....	46
3.12.2	<i>Munhão</i> .....	46
3.12.3	<i>Volante de inércia</i> .....	47
3.12.4	<i>Braço</i> .....	47
3.13	SAÍDAS .....	48
<b>4</b>	<b>VALIDAÇÃO DO CÓDIGO E SUAS FUNÇÕES .....</b>	<b>48</b>
4.1	FUNÇÕES PARA CÁLCULO COEFICIENTES DE CORREÇÃO DE TENSÃO DE LIMITE À FADIGA ( <i>Ctamanho, Csuperf, Ctemp, Cconf, Se</i> ).....	48
4.2	FUNÇÕES PARA CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA PELO CRITÉRIO DE GOODMAN: .....	50
4.3	FUNÇÕES PARA CÁLCULO DE CINEMÁTICA: .....	51
4.4	FUNÇÕES PARA CÁLCULO DE CINÉTICA .....	53
4.5	FUNÇÕES PARA TRANSFORMAÇÃO DE SISTEMAS DE COORDENADAS: .....	53
4.6	FUNÇÃO PARA DIMENSIONAMENTO DA COLUNA SOB FLAMBAGEM DA BIELA: .....	55
4.7	FUNÇÕES PARA DIMENSIONAMENTO DO VIRABREQUIM .....	56
4.8	FUNÇÕES PARA DETERMINAÇÃO DE CONCENTRADORES DE TENSÃO KT .....	57
4.9	FUNÇÃO PARA CÁLCULO DE MASSA, MOMENTO DE INÉRCIA, E POSIÇÃO DO CENTRO DE MASSA.....	59
<b>5</b>	<b>APLICAÇÃO DO SOFTWARE .....</b>	<b>62</b>
5.1	ENTRADAS .....	62
5.2	FORÇA DE COMBUSTÃO .....	63
5.3	CINEMÁTICA.....	64
5.4	CINÉTICA .....	65
5.5	DIMENSIONAMENTO DE SEÇÕES DOS ELOS DO MECANISMO .....	66
5.6	DETERMINAÇÃO DOS CONCENTRADORES DE TENSÃO .....	68
5.7	CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DE MASSA .....	68
5.8	SAÍDAS DO PROGRAMA .....	69
<b>6</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>70</b>
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>71</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>72</b>

<b>APÊNDICE A – FUNÇÕES E SCRIPT .....</b>	<b>74</b>
<b>APÊNDICE B – SCRIPTS PARA TESTES DE FUNÇÕES.....</b>	<b>75</b>
<b>ANEXO A – EXEMPLO 6-1 NORTON,2013 .....</b>	<b>80</b>
<b>ANEXO B - EXEMPLO 10-1 NORTON,2013 .....</b>	<b>81</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A aplicação de Motores de combustão interna é um método antigo de conversão de energia (HEYWOOD, 1988), mas ainda muito presente na vida moderna. Embora a eletrificação seja um tópico aclamado, líderes da indústria automotiva afirmam que motores a combustão interna ainda terão grande importância por décadas a frente (RUETT, 2018).

O fato de a aplicação de motores a combustão perdurar não significa que os utilizaremos como conhecemos hoje, mas sim que deverão ocorrer otimizações cada vez maiores a fim de atingir metas de emissões cada vez mais rígidas em mercados globais (RUETT, 2018). Em termos técnicos e de maneira objetiva as oportunidades de otimização estrutural de motores a combustão interna compreendem a redução de peso, utilização de sistemas de comando de válvulas variável, utilização de maiores pressões, e sistemas de recuperação de perdas térmicas (PAYRI et al, 2015). Frente à entrega destas potenciais oportunidades para o mercado, é fundamental assegurar a confiabilidade e durabilidade destas novas tecnologias através de análises estruturais.

Neste cenário, o engenheiro mecânico tem papel importante no desenvolvimento, na resolução de problemas e otimização de motores a combustão interna devido aos conhecimentos de mecânica estrutural e dinâmica, quais são parte de sua formação. Para profissionais com interesse em carreira nesta área, uma abordagem holística do dimensionamento de componentes de um motor a combustão interna se torna imprescindível.

Um obstáculo para realizar esta abordagem em ambiente de bacharelado é a grande complexidade de construção dos motores automotivos modernos e a dificuldade em conseguir informações de segredo industrial de fabricantes para este exercício. O estudo de motores com construção mais simples, como os utilizados em pequenos geradores e sistemas de bombeamento, apresenta-se como uma ótima oportunidade para desenvolvimento de um software para dimensionamento dos componentes de um mecanismo biela manivela como escopo de um trabalho acadêmico de conclusão de curso, além da consolidação de conhecimentos que devem ser integrados na formação do engenheiro mecânico.

## 1.1 CONTEXTO DO TEMA

O conjunto dos componentes móveis de um motor de combustão interna pode ser analisado dinamicamente como um mecanismo biela manivela onde a movimentação de um componente transmite movimento a outro com a finalidade de converter movimento linear alternado em movimento rotativo. O comportamento cinemático desses movimentos descreve equações onde a posição, velocidade, e aceleração de cada componente varia com o tempo, assim como o carregamento e estado de tensões oriundos das forças de combustão e inerciais (Norton, 2004).

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é desenvolver um programa no Matlab para projeto estrutural dos componentes que constituem o mecanismo biela manivela de motores a combustão interna para fins didáticos e de consolidação de conceitos multidisciplinares da Engenharia Mecânica.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

#### 1.2.2.1 Análise cinemática e cinética do mecanismo biela manivela

Definir os gráficos de posição, velocidade e aceleração do pino de pistão, biela e virabrequim em função da posição angular deste último a partir de parâmetros de funcionamento de um motor a combustão

#### 1.2.2.2 Análise das forças de reação nas juntas e nos elos

Determinar as reações das forças de combustão e inerciais atuantes nas juntas dos elos para obter o carregamento a qual cada componente é submetido também em função da posição angular do virabrequim.

#### 1.2.2.3 Dimensionamento estrutural dos componentes do mecanismo

Determinar o estado de tensões nas posições críticas para cada elo e então dimensionar os componentes para tensões estáticas ou para vida em fadiga.

#### 1.2.2.4 Validação dos cálculos analíticos

Validar as rotinas de cálculo analítico com exercícios de livros que embasam as teorias.

### 1.3 JUSTIFICATIVA

Este trabalho integra conhecimentos de diversas áreas da Engenharia Mecânica necessários para a atuação do profissional em projetos e dimensionamento de máquinas. Conceitos de motores a combustão interna, mecânica geral e de elementos de máquinas são empregados para modelagem dos fenômenos físicos aos quais os componentes do mecanismo biela manivela estão sujeitos.

Esta análise permite o entendimento dos modos de falha, das oportunidades de otimização e de condições de contorno tomadas no projeto desse tipo de mecanismo. Ademais, possibilita a utilização de linguagem de programação C que é de grande valia para o engenheiro.

Tendo em vista a grande diversidade de conteúdos abordados, o trabalho não apresenta um projeto aprofundado e otimizado sobre um componente específico do mecanismo. Então, a abordagem é feita com uma visão ampla e integrada da correlação entre parâmetros de operação do motor e aplicação de métodos analíticos presentes na literatura para dimensionamentos estrutural de componentes.

O programa pode ser utilizado em ambiente acadêmico nas disciplinas de mecanismos e elementos de máquinas para promover familiaridade com o tema e servir de fonte para diversos cálculos envolvendo estas disciplinas.

### 1.4 CONTEÚDO OU ETAPAS DO TRABALHO

#### 1.4.1 Metodologia para dimensionamento de projeto

Este capítulo elucida o conceito de iteração, sua importância na concepção de projeto de máquinas, e sua aplicação. Também é proposto um fluxograma que visa organizar a resolução do problema e oportunidade de projetos. O fluxograma do programa Matlab também é apresentado.

#### 1.4.2 Análise cinemática e cinética do mecanismo biela manivela

São realizadas as análises cinéticas e cinemáticas dos elos do mecanismo biela manivela onde posteriormente servem para determinação das equações de posição, velocidade e aceleração, bem como das forças de combustão e inerciais atuantes nas juntas em função do ângulo de posição do virabrequim.

#### 1.4.3 Dimensionamento estrutural dos elementos de máquina do mecanismo biela manivela

É realizado o dimensionamento estrutural da biela, virabrequim e pino de pistão de acordo com as solicitações mecânicas.

#### 1.4.4 Validação das rotinas de programação

As rotinas de programação são validadas com a utilização de exemplos presentes na literatura de elementos de máquinas.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 PARÂMETROS DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

Partindo da potência, rotação e pressão média efetiva ( $PME$ ) da operação do motor, é possível determinar o volume de deslocamento no cilindro (Heywood, 1988). Por sua vez, este volume juntamente com condições de contorno geométricas apresentadas na sequência resulta nas geometrias principais do mecanismo. Uma vez que potência e rotação são definidas pela aplicação, o conceito de ( $PME$ ) é explanado na sessão seguinte 2.2.1.

#### 2.1.1 Pressão média efetiva

Segundo (Heywood,1988) a potência média efetiva ( $PME$ ) é uma propriedade dos MCI que determina a quantidade de trabalho que um motor é capaz de realizar por volume de deslocamento ou cilindrada. A equação (1) define essa propriedade:

$$PME = \frac{Pn_r}{nv_d} \quad 1$$

Onde  $n_r$  é o número de rotações por ciclo, (2 rotações para ciclo 4 tempos e 1 rotação por ciclo 2 tempos),  $v_d$  é o volume deslocado por cilindrada em decímetros cúbicos, e  $n$  a rotação do motor em rpm.

Ainda seguindo (Heywood, 1988) motores com as mesmas configurações possuem valores de  $PME$  semelhantes, e para início de projeto é válido assumir um valor dentro de uma faixa usual. Para motores com aspiração natural e com ignição por centelha usualmente temos valores de  $PME$  entre 850-1050 kPa.

Então reagrupado A equação (1): o volume de deslocamento pode ser calculado pela equação (2):

$$v_d = \frac{Pn_r}{nPME} \quad 2$$

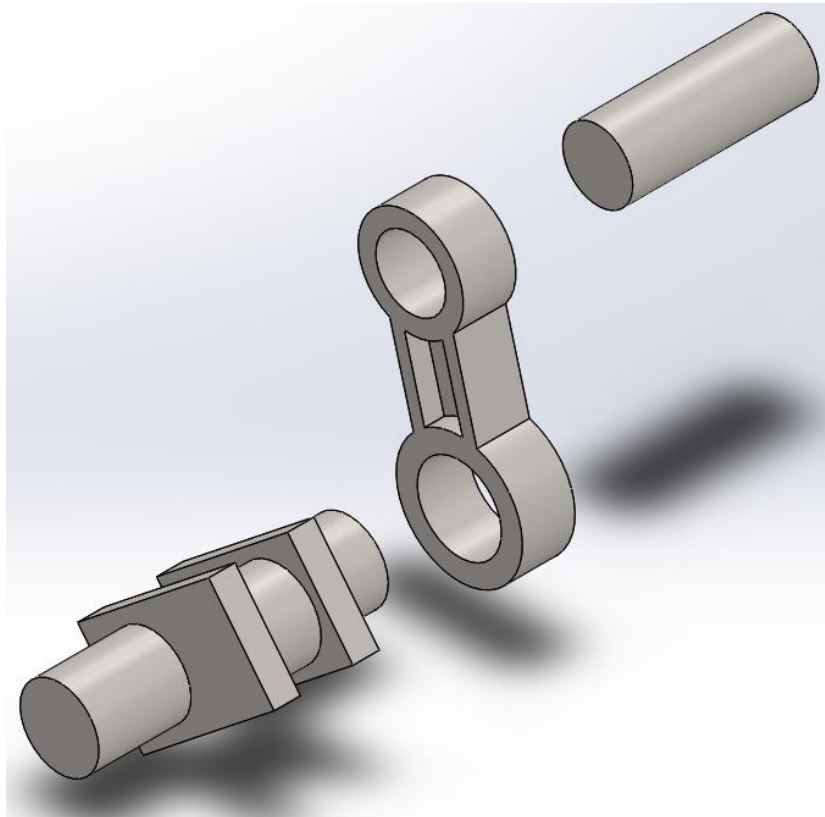
A partir desta equação, as entradas  $P$ ,  $n$  e  $PME$  definem o volume de deslocamento do cilindro.



## 2.2 DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO BIELA MANIVELA

O objetivo deste capítulo é identificar equações de posição, velocidade e aceleração dos componentes de projeto. O conjunto analisado trata-se da montagem formada por pino de pistão, biela e virabrequim, que formam o mecanismo biela manivela, conforme mostrado na Figura 1.

Figura 1 - Vista Explodida da Montagem de Componentes do Mecanismo Biela Manivela



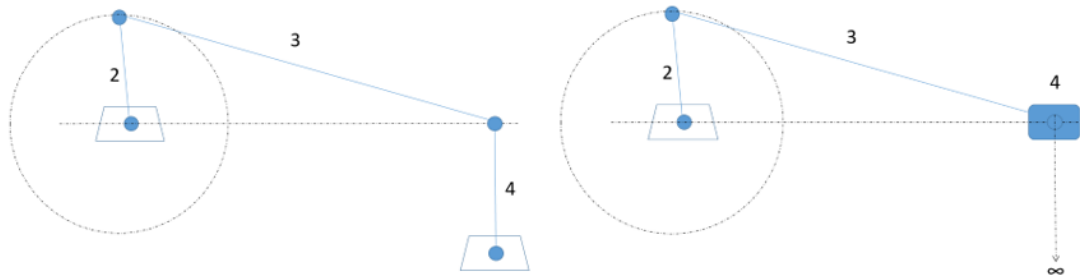
Fonte: Desenho desenvolvido pelo autor no software Solidworks (2019).

Cada um destes componentes é analisado na etapa de dimensionamento da sessão 2.4 de acordo com as respectivas solicitações mecânicas. Antes da análise estrutural de cada componente é necessário entender como estes estão inter-relacionados, ou seja, como as alterações em um componente afetam todos os demais conectados a ele (Norton, 2013). Esta interdependência entre os componentes é estudada a partir de conceitos de Mecanismos (Norton, 2004).

De acordo com (Norton, 2004), o mecanismo biela manivela é um mecanismo de quatro barras, o tipo mais simples de mecanismo para movimentos controlados com um grau de liberdade. A Figura 2 ilustra um mecanismo de quatro barras

genérico, à esquerda, e o Biela manivela, à direita. Percebe-se que são equivalentes quando se considera o pistão como um elo de comprimento infinito.

Figura 2 - Mecanismos de Quatro Barras



Fonte: Autoria própria (2019).

Para efeitos de dimensionamento, o mecanismo dimensionado deve garantir a condição de Grashof, que se satisfeita garante que pelo menos um elo do mecanismo é capaz de dar uma volta completa em relação ao elo de fixação (Norton, 2004), dado por:

$$L + S \leq P + Q \quad 3$$

Onde  $L$  e  $S$  são os comprimentos do maior e menor elo, respectivamente.  $P$  e  $Q$  são os comprimentos dos elos remanescentes. Para o mecanismo Biela manivela, deseja-se que a manivela (Virabrequim) seja o elo com movimento de rotação completa. Quando a Figura 4 e a equação de Grashof são analisadas, considerando que o elo 1 é o elo de fixação, que o comprimento do elo 4 vale infinito para a configuração Biela manivela e que o elo 1 é maior que o elo 4, verifica-se que o mecanismo estudado satisfaz a condição de Grashof.

A geometria do mecanismo biela manivela é definida, entre outros parâmetros de projeto, pelo Volume Deslocado ( $Vd$ ) do cilindro, que é a diferença entre o Volume Morto Inferior e o Volume Morto Superior, volumes estes quando o pistão se encontra no ponto morto inferior (PMI) e no ponto morto superior (PMS), respectivamente (Heywood, 1988). Considerando que o Diâmetro ( $B$ ) é constante durante o curso do pistão,  $Vd$  pode ser expresso como função de  $B$  e do Curso do Pistão  $S$ . Este último é a distância linear entre o PMI e o PMS.

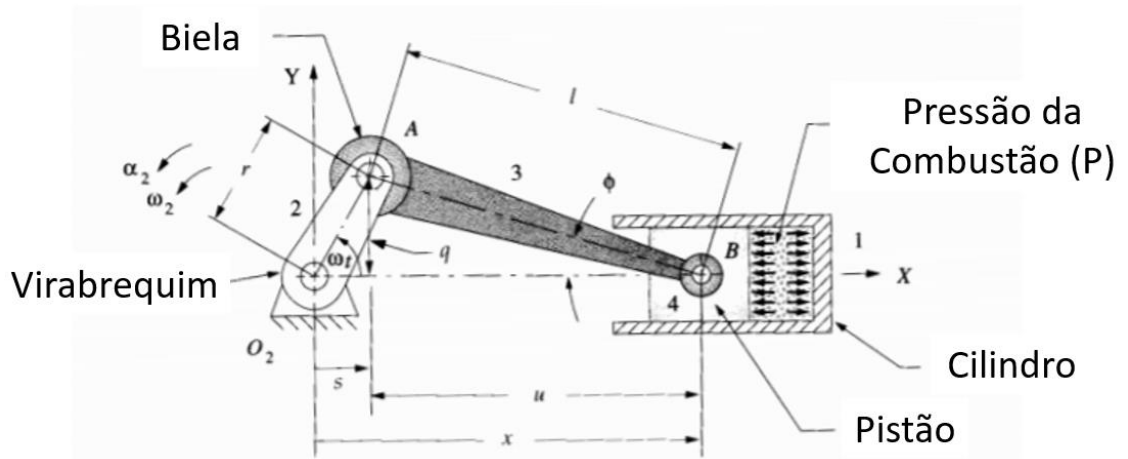
$$Vd = \left( \frac{\pi \times B^2}{4} \right) \times S \quad 4$$

Segundo (Ganesan, 2008) o produto de  $Vd$  com o número de cilindros fornece a Capacidade do Motor ou Capacidade Cúbica.

### 2.2.1 Cinemática

O mecanismo estudado pode ser decomposto em duas dimensões conforme a geometria proposta pela Figura 3 (Norton, 2004).

Figura 3 - Geometria do Mecanismo Biela Manivela



Fonte: (Norton, 2004)

Norton propõe que, após realizar uma soma vetorial das componentes de posição  $\vec{r}$ ,  $\vec{l}$ ,  $\vec{x}$ , e, utilizando as relações a seguir.

$$q = r \sin \theta \quad 5$$

$$\theta = \omega t \quad 6$$

$$\sin \varphi = \frac{r}{l} \sin \omega t \quad 7$$

$$s = r \cos \omega t \quad 8$$

$$u = l \cos \varphi \quad 9$$

$$x = s + u = r \cos \omega t + l \cos \varphi \quad 10$$

São obtidas as equações de posição, velocidade e aceleração:

$$x = r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2} \quad 11$$

$$\dot{x} = -r\omega \left[ \sin \omega t + \frac{r}{2l} \frac{\sin 2\omega t}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2}} \right] \quad 12$$

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left\{ \cos \omega t - r \frac{[l^2(1 - 2 \cos^2 \omega t) - r^2 \sin^4 \omega t]}{[l^2 - (r \sin \omega t)^2]^{\frac{3}{2}}} \right\} \quad 13$$

Com o objetivo de visualizar mais claramente os efeitos de condições de projeto envolvendo as variáveis  $r$  e  $l$  nas equações acima (raio excêntrico do virabrequim e comprimento da biela, respectivamente), Norton (2004) executa uma expansão binomial da equação de posição e a trunca no termo de ordem quadrática e, adotando um valor prático de  $r/l = 1/3$ , uma vez que esta razão normalmente varia entre este valor e  $1/5$ , chega às seguintes equações com erro na ordem de um por cento:

$$x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t) \quad 14$$

$$\dot{x} \cong -r\omega \left( \sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t \right) \quad 15$$

$$\ddot{x} \cong -r\omega^2 \left( \cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \quad 16$$

De acordo com Norton (2013), o projeto de sistemas e dispositivos sempre apresenta demandas de projeto conflitantes, que devem ser equilibradas. No caso do mecanismo biela manivela, tem-se duas razões que caracterizam o comportamento dinâmico do motor: a razão biela/manivela ( $r/l$ ), e a razão diâmetro/curso do pistão ( $B/S$ ).

A razão entre comprimentos de biela e manivela  $r/l$  aparece em todas as relações de força, velocidade, aceleração e torque. Quanto menor essa razão, mais suave será a função de aceleração e as componentes que estão relacionadas a ela. A maior parte dos motores a combustão interna utiliza  $r/l$  entre um terço e um quinto.

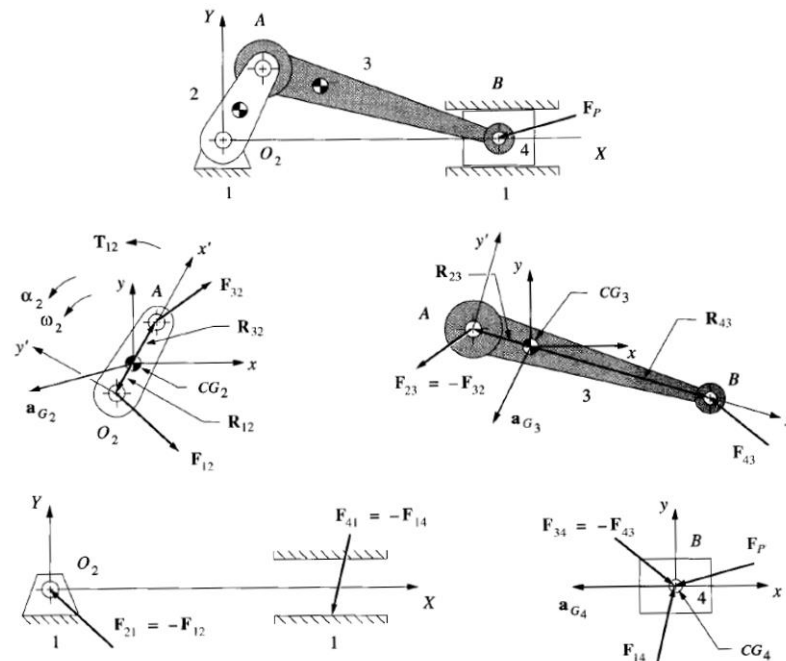
O razão  $B/S$ , por sua vez, é a razão entre o diâmetro e o curso do pistão, ou seja,  $S = 2r$ . Essa relação aparece na conversão da pressão de combustão para a força de combustão. Grandes valores para esta razão resultam em elevadas forças de combustão e, conseqüentemente, elevadas forças de reação nas juntas. Razões  $B/S$  entre 0,75 e 1,5 são utilizadas para contornar tais efeitos negativos.

### 2.2.2 Cinética

Determinar esforços exercidos sobre uma máquina é a etapa mais difícil de um projeto de máquinas (Norton, 2013). Esta sessão sustenta o cálculo das forças de carregamento de cada componente estudado. A dinâmica das forças do mecanismo é analisada através do Método de Solução Newtoniano pois este fornece a maior quantidade de informações sobre as forças e só utiliza somatórios da Segunda Lei de Newton:  $F = ma$  no respectivo eixo de coordenadas (Norton, 2004).

O comportamento dinâmico do mecanismo biela manivela está sujeito a forças e torques provenientes da combustão bem como forças inerciais e torques resultantes das altas velocidades de deslocamento dos componentes (Norton, 2004). Considerando a análise 2D, estas podem ser descritas pelo diagrama de corpo livre da figura 4:

Figura 4 - Diagrama de Corpo Livre dos Elos do Mecanismo Biela Manivela



Fonte: Norton (2004).

Fazendo o somatório de forças e torques em cada eixo, e, colocando as equações no formato matricial  $[A]x[B] = [C]$  tem-se a operação abaixo:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -R_{23y} & -R_{23x} & -R_{34y} & R_{43x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & \pm\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad 17$$

$$\times \begin{bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{G2x} \\ m_2 a_{G2y} \\ I_{G2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G3x} \\ m_3 a_{G3y} \\ I_{G3} \alpha_3 \\ m_4 a_{G4x} - F_{Px} \\ -F_{Py} \end{bmatrix}$$

Onde  $m$  representa as respectivas massas dos elos,  $I_g$  os momentos de inércia dos elos nos centros de gravidade  $CG$ ,  $a$  as acelerações dos elos nos centros de gravidade  $CG$ ,  $\alpha$  a aceleração angular do elo,  $\omega$  a velocidade angular do elo,  $R$  são as posições em relação ao  $CG$ ,  $F_p$  a força externa de combustão, e  $\pm\mu$  o coeficiente de atrito entre pistão e camisa. Então, para determinar as forças totais atuantes nos elos e nas juntas, calcula-se a matriz  $B$  através do produto entre  $A^{-1}$  e  $C$  para cada posição do mecanismo (Norton 2004).

A combustão dos gases no cilindro de diâmetro  $B$  com área de pistão  $A_p$  com uma pressão de combustão  $P_g$  gera uma força  $F_g$  que se relacionam da forma:

$$F_p = F_g = -P_g A_p \hat{i} \quad 18$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} B^2 \quad 19$$

$$F_p = F_g = -P_g \frac{\pi}{4} B^2 \hat{i} \quad 20$$

Assim, a pressão de combustão  $P_g$  varia com a velocidade angular do virabrequim  $\omega_2$ , isso implica que para cada posição do mecanismo tem-se um valor diferente para a pressão de combustão  $P_g$  e para  $F_g$  (Norton 2004). Então, o cálculo das forças de combustão e de inércia devem considerar os valores de força e pressão de combustão apropriados àquela posição do mecanismo.

Então, as demais forças se relacionam a partir da ação e reação, onde:

$$\mathbf{F}_{g14} = F_g \tan \varphi \hat{j} \quad 21$$

$$\mathbf{F}_{g34} = F_g \hat{i} - F_g \tan \varphi \hat{j} \quad 22$$

$$\mathbf{F}_{g41} = -\mathbf{F}_{g14} \quad 23$$

$$\mathbf{F}_{g43} = -\mathbf{F}_{g34} \quad 24$$

$$\mathbf{F}_{g23} = -\mathbf{F}_{g43} \quad 25$$

$$\mathbf{F}_{g32} = -\mathbf{F}_{g23} \quad 26$$

Os torques oriundos da combustão são descritos por:

$$\mathbf{T}_{g21} = \mathbf{R}_A \times \mathbf{F}_{g32} \quad 27$$

$$\mathbf{T}_{g12} = F_{g41} x \hat{k} \quad 28$$

$$\mathbf{T}_{g21} = F_{g14} x \hat{k} \quad 29$$

$\mathbf{T}_{g21}$  é o torque de combustão. Substituindo  $\mathbf{F}_{g14}$  e  $x$  (equação de posição do pistão) e fazendo as devidas manipulações matemáticas, tem-se que:

$$\mathbf{T}_{g21} \cong F_g r \sin \omega t \left( 1 + \frac{r}{l} \cos \omega t \right) \quad 30$$

### 2.2.3 Transformação de coordenadas

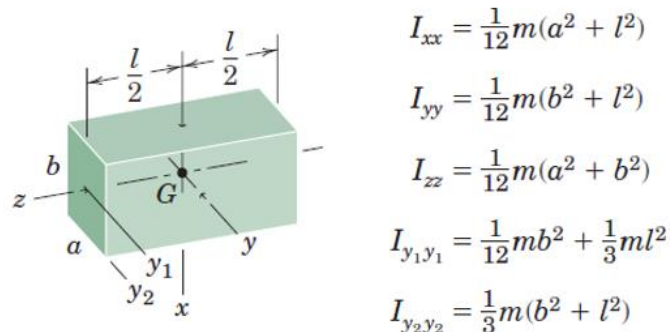
O sistema de coordenadas normal tangencial (n-t) utiliza medidas relacionadas a trajetória da partícula para descrever a respectiva componente normal e tangencial. O valor positivo da componente normal aponta sempre para o centro do raio de curvatura e o positivo tangencial aponta para a direção que a partícula segue na trajetória (Meriam, 2012)

### 2.2.4 Momento de inércia de massa

O momento de inércia mede a resistência de um corpo em resistir aceleração rotacional com relação a um eixo (Meriam, 2012).

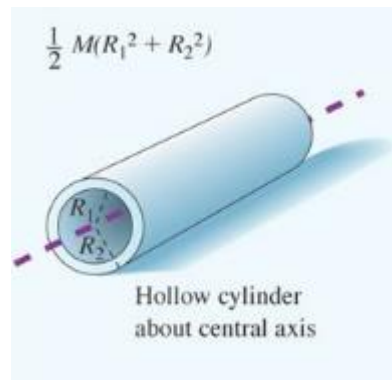
Ademais, o momento de inércia de corpos compostos se dá pela soma ou subtração dos momentos de inércia das partes individuais no mesmo eixo de rotação (Meriam, 2012). Os momentos de inércia de algumas formas são mostrados nas Figuras 6 e 7:

Figura 5 - Momentos de Inércia de um paralelepípedo retangular



Fonte: Meriam (2012).

Figura 6 - Momentos de Inércia de um cilindro vazado



Fonte: Hibbeler (2016).



Se o momento de inércia que passa pelo centro de massa de um corpo é conhecido, o momento de inércia deste corpo passando por qualquer eixo paralelo é facilmente determinado por (Meriam, 2012):

$$I = \bar{I} + md^2 \quad \text{x}$$

Onde  $\bar{I}$  é o momento de inércia no eixo do centro de massa,  $m$  é a massa do corpo e  $d$  é a distância entre os eixos paralelos.

## 2.3 DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

A teoria desta sessão fundamenta as considerações gerais de elementos de máquinas, uma vez que as considerações específicas para cada componente expostas na sessão 2.4 Componentes.

### 2.3.1 Falha por tensão estática máxima

A teoria de Von Mises-Hencky se aplica a materiais dúcteis submetidos a tensões estáticas. Essa teoria enuncia que a energia de deformação contida no material quando alcança determinado patamar o leva a falhar (Norton, 2013). Esse patamar ocorre quando a tensão equivalente de Von Mises a qual o componente é submetido se iguala a tensão de escoamento do mesmo.

A tensão equivalente de Von Mises é dada em termos de tensões aplicadas:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy} + \tau_{yz} + \tau_{zx})}{2}} \quad 31$$

Para o caso bidimensional:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad 32$$

Onde  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\sigma_z$  são respectivamente as componentes axiais das tensões nos eixos x, y e z, e  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$  e  $\tau_{zx}$  as tensões de cisalhamento a que a seção do corpo é submetida. A tensão equivalente de Von Mises não pode ultrapassar a tensão de escoamento do material, portanto o coeficiente de segurança N dado pela equação (40) deve sempre ser maior que 1:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} \quad 33$$

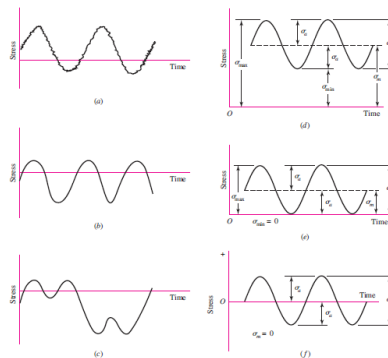
Para o dimensionamento dos componentes deste trabalho, esse cálculo é realizado para as menores seções transversais e quando a força aplicada ao componente tiver módulo máximo, de forma a considerar o caso crítico.

### 2.3.2 Falha por fadiga

Elementos de máquinas submetidos a carregamentos flutuantes são suscetíveis a falhas estruturais mesmo operando com tensões bem abaixo da tensão limite de escoamento do seu material  $S_y$ . Esse fenômeno é denominado fadiga e leva elementos de máquinas fabricados em material dúctil a apresentarem falhas semelhantes a fraturas frágeis (Norton, 2013). Em termos de projeto, componentes submetidos a esses tipos de carregamentos precisam ser dimensionados para que suportem um determinado número de ciclos de carregamento.

Uma tensão que varia no tempo de forma senoidal ou não senoidal, como as mostradas na figura 5, são regidas pelas equações 34 e 35 (Shigley, 2015).

Figura 7 - Representação de tensões alternadas no tempo



Fonte: Shigley (2015).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad 34$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad 35$$

$\sigma_m$  é a componente de tensão média e  $\sigma_a$  é a componente de amplitude.

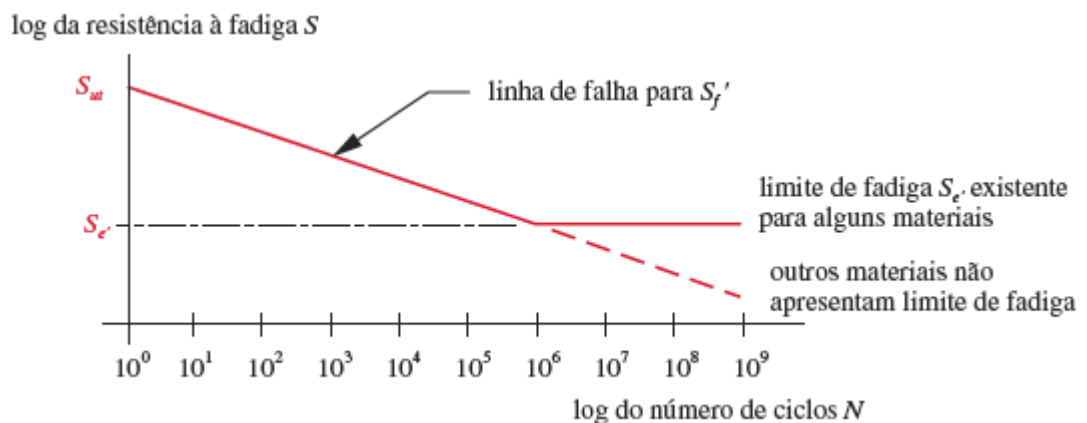
Elementos de máquinas submetidos a tensões flutuantes ou multiaxiais requerem a utilização de critérios de falha que contemplem tais condições (Norton, 2013). Abaixo é apresentado o critério de falha por fadiga de Goodman modificado.

$$\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad 36$$

Onde  $S_{ut}$  é a tensão de ruptura e  $N$  o fator de segurança de projeto.

A curva de Wohler S-N define o comportamento de materiais submetidos a tensões alternadas demonstrando a relação logarítmica entre a máxima tensão alternada e o número de ciclos de operação.

Figura 8 - Curva de Wohler S-N



Fonte: Norton (2013).

Alguns materiais apresentam um decaimento da tensão máxima admissível de fadiga representada por  $S_f'$  com o crescimento do número de ciclos de forma aproximadamente linear. Porém, para alguns materiais a tensão admissível de

resistência a fadiga estabiliza a aproximadamente  $10^6$  ciclos (vida infinita). Essa tensão é denominada tensão limite de resistência a fadiga  $S'_e$ , a qual o material não falhará por fadiga independentemente do número de ciclos a que ele será submetido (Shigley, 2015).

A tensão limite de fadiga é intrínseca ao material e é obtida para corpos de prova em situações de ensaios controlados. Porém, quando se trata de elementos de máquinas, um número maior de variáveis deve ser considerado para calcular a tensão limite de fadiga pois estas podem reduzir a tensão limite de resistência do material em uma determinada geometria e condições de operação. Dessa maneira são utilizados fatores de correção para então determinar a tensão limite de resistência a fadiga do elemento de máquina  $S_e$  a qual é dada por:

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad 37$$

Abaixo são apresentadas as fórmulas e tabelas para cálculo dos coeficientes de correção e do limite de fadiga estimado:

$C_{carreg}$  é o fator de correção aplicado de acordo com o carregamento aplicado ao componente:

$$\begin{array}{ll} \text{Flexão:} & C_{carreg} = 1 \\ \text{Força normal:} & C_{carreg} = 0,7 \end{array} \quad 38$$

$C_{tamanho}$  depende do tamanho da seção transversal do ponto analisado no componente:

$$\begin{array}{ll} \text{para } 0,3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in:} & C_{tamanho} = 0,869d^{-0,097} \\ \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm:} & C_{tamanho} = 1,189d^{-0,097} \end{array} \quad 39$$

$C_{superf}$  depende do acabamento superficial utilizado na fabricação do componente na seção escolhida:

$$C_{superf} \cong A(S_{ut})^b \quad 40$$

Tabela 1 - Coeficientes A e b para cálculo de  $C_{superf}$ 

Acabamento superficial	Para $S_{ut}$ em MPa, use		Para $S_{ut}$ em kpsi (não em psi), use	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: Norton (2013).

$C_{temp}$  depende da temperatura de operação do componente:

$$\begin{aligned}
 &\text{para } T \leq 450^{\circ}\text{C} \text{ (840}^{\circ}\text{F): } C_{temp} = 1 \\
 &\text{para } 450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C: } C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 450) \\
 &\text{para } 840^{\circ}\text{F} < T \leq 1020^{\circ}\text{F: } C_{temp} = 1 - 0,0032(T - 840)
 \end{aligned}
 \tag{41}$$

$C_{conf}$  depende da confiabilidade estatística requerida para que o projeto:

Tabela 2 - Coeficientes A e b para cálculo de  $C_{conf}$ 

Confiabilidade %	$C_{conf}$
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Norton (2013).

$S_e'$  é o limite de fadiga estimado. Para aços:

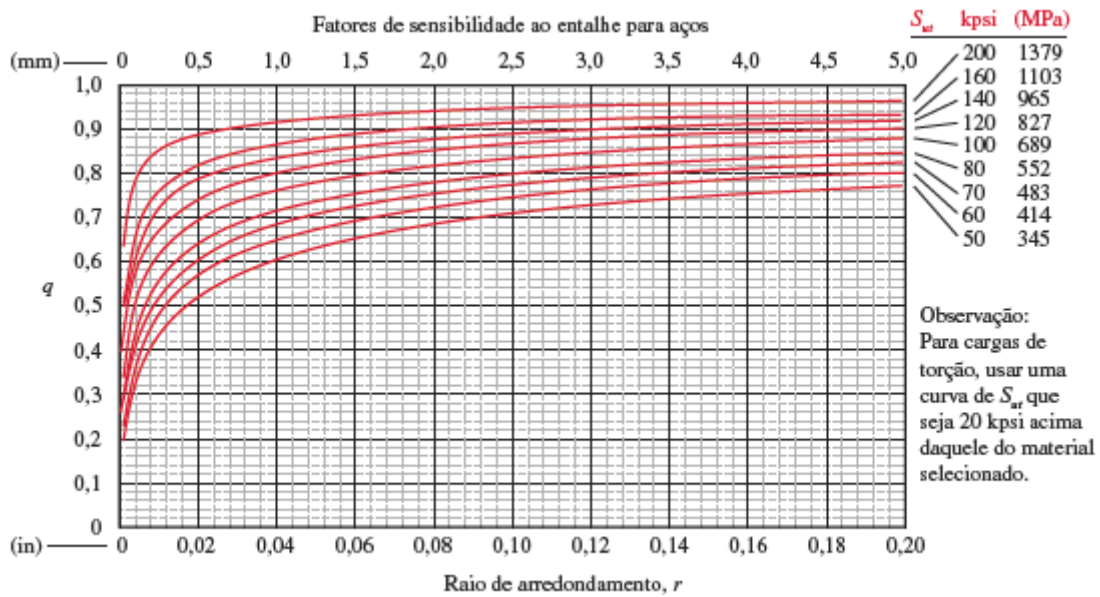
$$\begin{aligned}
 S_e' &\cong 0,5S_{ut} \text{ para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\
 S_e' &\cong 100 \text{ kpsi (700 MPa) para } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}
 \end{aligned}
 \tag{42}$$

### 2.3.3 Entalhe e concentração de tensões

Entalhes são descontinuidades geométricas na extensão da peça que causam uma alteração no fluxo de forças deste, o que aumenta os níveis de tensão neste local e podem levar ao escoamento se incorretamente dimensionado (Norton, 2013).

A sensibilidade ao entalhe é definida por  $q$ , obtido através da figura 9 a partir do raio de arredondamento do entalhe (ferramenta)  $r_f$  e da  $S_{ut}$  do material.

Figura 9 - Fatores de sensibilidade ao entalhe para aços.



Fonte: Norton (2013).

O fator de concentração de tensão teórico estático  $K_t$  (tensões normais)/ $K_{ts}$  (tensões cisalhantes) indica o grau de concentração de tensão em um entalhe enquanto  $K_f$  (tensões normais)/ $K_{fm}$  (tensões cisalhantes) indica o fator dinâmico (Norton, 2013). Estes fatores dependem da geometria do componente e são abordados com detalhe na sessão 2.4.

Os fatores acima descritos se relacionam na forma:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad 43$$

$$K_{fm} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad 44$$

Por sua vez, as tensões nominais do carregamento  $\sigma_0$  e  $\tau_0$  são relacionadas com os níveis máximos de tensão  $\sigma_{max}$  e  $\tau_{max}$  em função dos concentradores de tensão:

$$\sigma_{max} = K_f \sigma_0 \quad 45$$

$$\tau_{max} = K_{fs} \tau_0 \quad 46$$

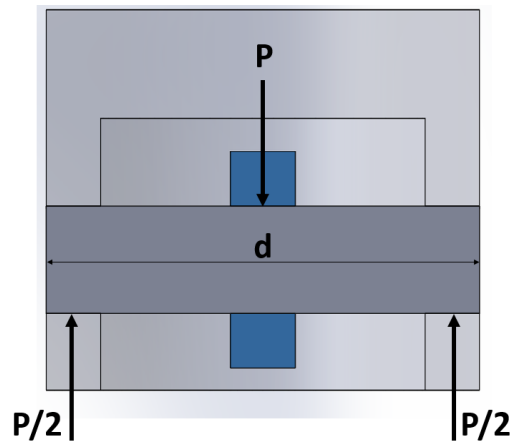
## 2.4 COMPONENTES

### 2.4.1 Pino de pistão

O pistão tem como função principal transmitir a força proveniente da combustão ao mecanismo. O pino de pistão conecta o pistão ao olhal menor da biela, transmitindo

essa força até o virabrequim. O pino é fabricado a partir de aço carbono ou liga usinado. Possui forma cilíndrica, podendo ser oco/ou maciço, e é modelado como uma viga bi apoiada quando montado na biela e no pistão, conforme mostrado pela figura 10 (Bhandari, 2010).

Figura 10 - Vista em corte da montagem pistão (cinza claro), pino de pistão (cinza escuro) e biela (azul).



Fonte: Autoria própria (2019).

$P$  é a força aplicada no pino,  $P/2$  são as reações e  $d$  é o diâmetro do pistão. O modo de falha considerado para o dimensionamento é o de uma viga sob flexão (Bhandari, 2010). Assim, o momento fletor e a tensão atuantes, alternado ou médio são dados por:

$$M_{a,m_{pino}} = \left( \frac{P_{a,m_{pino}} d}{8} \right) \quad 47$$

$$\sigma_{a,m_{pino}} = \left( \frac{32 M_{a,m_{pino}}}{\pi D^3} \right) \quad 48$$

O cálculo do coeficiente de segurança para o diâmetro do pino de pistão vale:

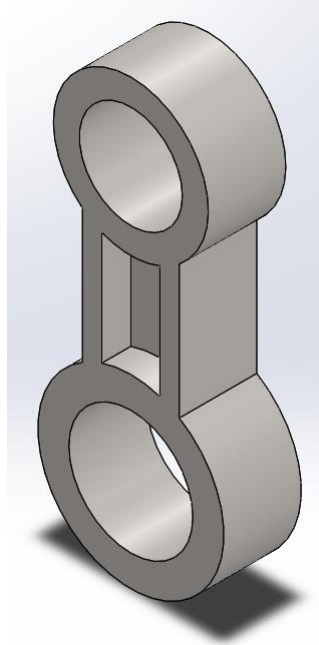
$$N = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_e} \quad 49$$

#### 2.4.2 Biela

O objetivo da biela é transmitir os movimentos oriundos do pino de pistão ao mancal de biela do virabrequim (moente). Ela é constituída por dois olhais, um maior e outro menor, e uma viga que os conecta. Esta viga tem normalmente um perfil I pois reduz peso e as forças inerciais atuantes nos mancais (Bhandari, 2010). Este

componente está sujeito a forças de combustão e inerciais e é um dos componentes mais solicitado do motor em termos de tensões.

Figure 11 - Biela



Fonte: Autoria própria (2019).

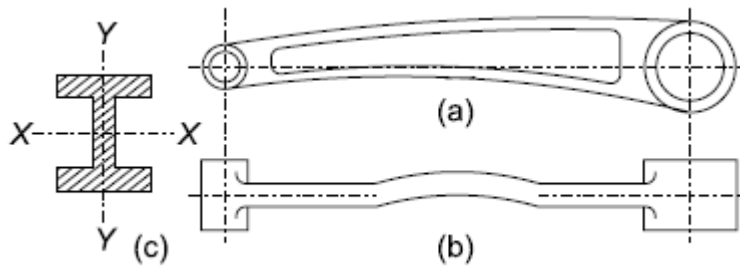
Quanto a fabricação, é comumente utilizado o forjamento, com acabamento usinado dos olhais. Utiliza-se aços de médio carbono (0,35 – 0,45%) ou aços liga de Cromo Níquel ou Cromo Molibdênio, sendo que os primeiros são normalmente destinados ao uso industrial e os últimos a automóveis (Bhandari, 2010).

#### 2.4.2.1 Sessão transversal da biela

O primeiro modo de falha o qual a biela está sujeita é o de flambagem, devido a sua esbeltez, que pode acontecer de dois modos conforme mostrado pela figura 12:



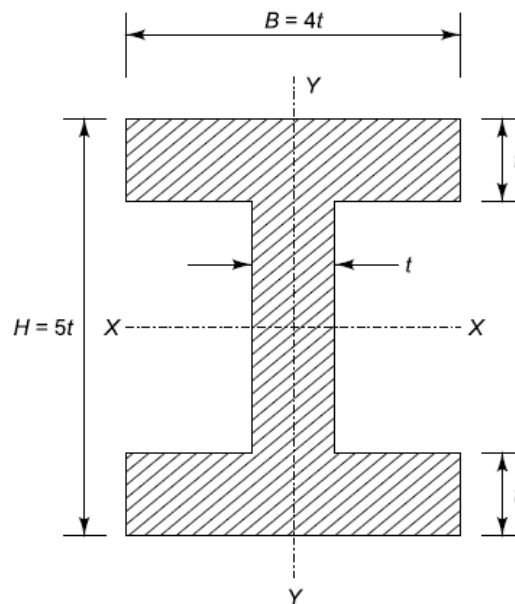
Figure 12 - Planos de flambagem da biela



Fonte: Bhandari, 2010.

Para projetar uma biela igualmente robusta nos dois eixos de flambagem, assume-se a forma parametrizada abaixo da viga I para o respectivo dimensionamento contra este modo de falha:

Figure 13 - Planos de flambagem da biela



Fonte: Bhandari (2010).

O cálculo da área da sessão transversal necessária é feito através da fórmula de Rankine para flambagem no eixo xx:

$$P_{cr} = \frac{\sigma_c A}{1 + a \left( \frac{L}{k_{xx}} \right)^2} \quad 50$$

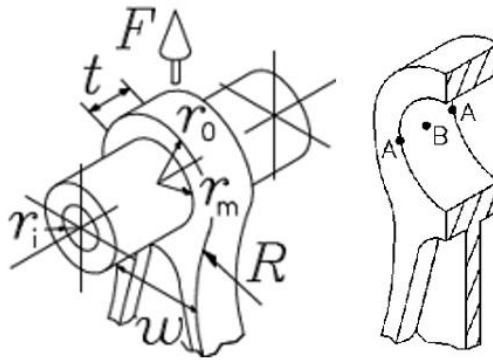
$P_{cr}$  é a força crítica de flambagem,  $\sigma_c$  é a tensão de escoamento por compressão do material,  $A$  é a área da sessão transversal,  $a$  é uma constante dependente do material (1/7500 para aços),  $L$  é o comprimento da biela e  $k_{xx}$  é o raio de giro.

A altura  $H$  vale  $5t$  na sessão média, entre  $0,75 H$  e  $0,9 H$  na região próxima ao olhal menor e entre  $1,1 H$  e  $1,25 H$  próximo do olhal superior.

#### 2.4.2.2 Olhais da biela

As tensões máximas nos olhais da biela ocorrem a  $90^\circ$  do arco de contato entre a biela e o diâmetro do pino do pistão ou do moente (Pioli et al., 2009), mostrado pela figura 14 nos pontos A e B.

Figure 14 - Regiões máxima tensão nos olhais da biela



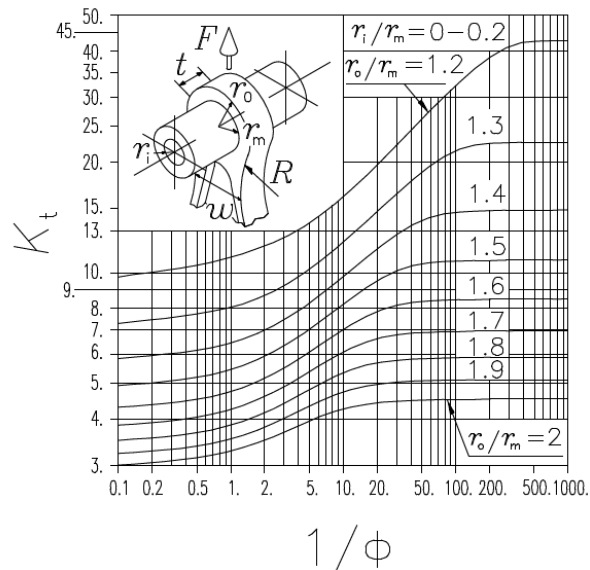
Fonte: Pioli et al. (2009).

O autor estabelece relações para cálculo do fator de concentração de tensão teórico estático  $K_t$  nos olhais da biela a partir das seguintes variáveis:  $\Phi$  fator de carga,  $E$  módulo de Young,  $\Delta R$  folga radial da montagem,  $N$  carga  $F$  por unidade de comprimento da biela  $t$  e da razão de aspecto  $r_o/r_m$ , onde  $r_o$  é o diâmetro externo do olhal e  $r_m$  é o diâmetro interno do olhal.  $r_i$  que aparece na figura xx é o diâmetro interno do pino de pistão. O fator de cara vale:

$$\frac{1}{\Phi} = \left( \frac{E \Delta R}{N} \right) \quad 51$$

Estas variáveis se relacionam através da Figura 15:

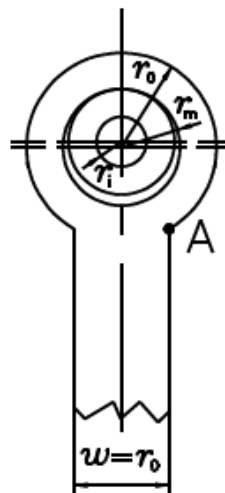
Figura 15 - Fator de concentração de tensão teórico estático  $K_t$  para olhais de biela com  $r_i/r_m$  entre 0 e 0,2 entre 0 e 0,2



Fonte: Pioli et al. (2009).

Pioli et al. (2009), define ainda formas parametrizadas para dimensionamento dos olhais da biela. Dentre as propostas, a que apresenta menor  $K_t$  é a mostrada abaixo.

Figura 16 - Forma parametrizada para dimensionamento dos olhais da biela

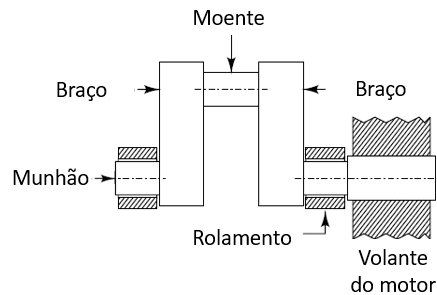


Fonte: Pioli et al. (2009).

### 2.4.3 Virabrequim

O virabrequim converte o movimento alternativo da biela em rotativo. A biela está conectada ao moente do virabrequim pelo olhal maior. O braço do virabrequim conecta o moente ao munhão, a parte concêntrica do virabrequim (Bhandari, 2010). Estes elementos são mostrados na figura 17.

Figura 17 - Morfologia do virabrequim

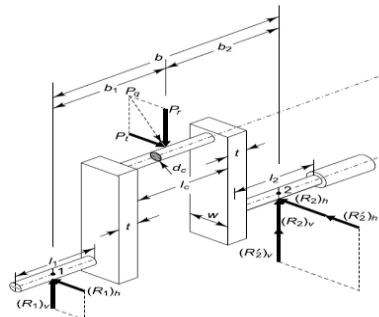


Fonte: Bhandari (2010).

Virabrequins são fabricados a partir de forjamento com aço liga Cromo-Níquel como 16Ni3Cr2, 35Ni5Cr2 e 40Ni10Cr3Mo6.

Os elementos do virabrequim estão sujeitos a flexão e a torção flutuantes, conforme mostrado no diagrama de corpo livre da figura 18.

Figura 18 - Diagrama de corpo livre do virabrequim



Fonte: Bhandari (2010).

A componente  $t$  da força representa a força tangencial e é responsável pelos esforços de torção enquanto a componente  $r$  representa a força radial e implica em esforços de flexão (Bhandari, 2010).

Relações empíricas mostram que o tamanho  $t$  da espessura do braço do virabrequim e largura  $w$  são dados pelas seguintes relações, onde  $d_c$  é o diâmetro do moente:

$$t = 0,7d_c \quad 52$$

$$w = 1,14d_c \quad 53$$

### 3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

#### 3.1 METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO DE PROJETO

A análise estrutural e dimensionamento do presente trabalho utiliza a metodologia proposta por (Norton, 2013). O autor relata que projetos de máquinas, como o do presente estudo, possuem um dilema quanto à determinação das forças de inércia geradas por acelerações cinemáticas das peças móveis, visto que no estágio inicial de projeto as dimensões e material das mesmas ainda não foram definidas. Para resolver este impasse, utiliza-se o conceito de iteração: execução de um passo e retorno ao estágio anterior.

Considerando a provável falha da primeira concepção de projeto em virtude de o material não suportar as tensões calculadas, o conceito de iteração é utilizado para alterar formas, dimensões, materiais e processos de fabricação de modo a alcançar os requisitos de projeto.

Num âmbito macro para a organização do projeto, Norton (2013) recomenda a utilização de um fluxograma com dez passos que visa auxiliar no enfrentamento do problema de projeto, conforme Tabela 3.

Tabela 3 - Metodologia de Projetos.

Metodologia de Projetos	
1 – Identificação da necessidade	Estágio de definição
2 – Pesquisa de suporte	
4 – Especificações de tarefas	Estágio de projeto preliminar
5 – Síntese	
6 – Análise	Estágio do projeto detalhado
7 – Seleção	
8 – Projeto Detalhado	
9 – Protótipo e teste	Estágio de documentação
10 – Produção	

Fonte: Norton (2013).

O estágio de definição deste projeto aborda a aplicação do mecanismo biela manivela em motores a combustão interna. Uma vez que o enfoque do trabalho é o estudo de aplicação de mecânica estrutural no dimensionamento do mecanismo deste motor, estudos de termodinâmica ou da aplicação deste motor são minimizados, apenas as hipóteses essenciais para o dimensionamento do motor são definidas.

O projeto preliminar trata do planejamento das tarefas a serem executadas. Uma vez que o resultado do trabalho se apresenta como as especificações dimensionais do mecanismo, estas devem garantir os requisitos de operação do motor (potência, rotação, durabilidade, entre outros). Isso é assegurado através da utilização de critérios de falha para cada componente do mecanismo, obtidos pela determinação de seus respectivos estados de tensão. Para determinar os estados de tensão, é necessário conhecer as forças exercidas em cada componente obtidas pela modelagem cinemática e cinética do mecanismo, que por sua vez sucede a interpretação dos fenômenos físicos e dos princípios funcionais do mecanismo/máquina estudados.

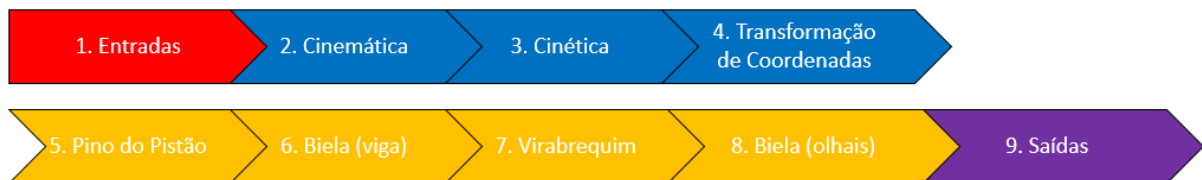
Quanto ao detalhamento do projeto propriamente dito, este se trata da abordagem de conceitos de mecanismos para modelar as equações de posição, velocidade, aceleração, forças e torques, bem como a análise destas equações para fins de determinar os estados de tensão nos elos para cada posição do mecanismo. As forças de inércia e de combustão são utilizadas para determinar as reações alternadas e médias em cada uma das juntas do mecanismo para uma determinada rotação do motor. Tais reações e as respectivas áreas transversais são utilizadas para determinar o estado de tensão de cada componente do motor e sua respectiva característica da solicitação mecânica.

A documentação acontece simultaneamente ao desenvolvimento do projeto (Norton, 2013) e culmina com a folha de especificação com as dimensões do mecanismo. Este estágio que permeia todo o trabalho visa registrar o raciocínio do projeto e permite que este seja executado ou revisto no futuro com o adequado nível de entendimento.

### 3.2 FLUXOGRAMA DO PROGRAMA

O programa em linguagem C no Matlab segue o fluxograma mostrado na figura xx abaixo para dimensionar o mecanismo biela manivela:

Figura 19 - Fluxograma do programa Matlab



Fonte: Autoria própria (2019).

As explicações sobre cada etapa bem como as respectivas condições de contorno são explanadas nos capítulos subsequentes.

### 3.3 VARIÁVEIS DE ENTRADAS

O usuário deve inserir as seguintes informações para dar início ao dimensionamento:

Tabela 4 – Lista de Variáveis de Entrada.

Variável	Nome	Unidades
n	Velocidade de Rotação	rpm
Nf	Coeficiente de segurança do projeto	-
S	Curso do pistão	mm
Pmax	Pressão máxima no cilindro	MPa
r_L	Relação entre raio de vira brequil e comprimento de biela	-
B_S	Relação entre diâmetro de pistão e curso de pistão	-
m4	Massa do pistão	kg
mi	Coeficiente de atrito	-
Sut2	Tensão ultima do material do virabrequim	MPa
Sut3	Tensão ultima do material da biela	MPa
Sut4	Tensão ultima do material do pino do pistão	MPa
Sy2	Tensão limite de escoamento do material do virabrequim	MPa
Sy3	Tensão limite de escoamento do material da biela	MPa
Sy4	Tensão limite de escoamento do material do pino do pistão	MPa
Sys2	Tensão limite de cisalhamento do material da virabrequim	MPa
Sys3	Tensão limite de cisalhamento do material da biela	MPa
Sys4	Tensão limite de cisalhamento do material do pino do pistão	MPa
E	Módulo de Young do material da biela	MPa
Fdr	Folga diametral entre olhais e pinos	mm

### 3.4 VARIÁVEIS INTERMEDIÁRIAS

As variáveis temporárias utilizadas no cálculo são mostradas abaixo:

Tabela 5 – Lista de Variáveis de Cálculo.

Variável	Nome	Unidades
kfpp	Concentrador de tensão do pino do pistão para fadiga	-
kfsp	Concentrador de tensão de cisalhamento do pino do pistão para fadiga	-
kfcp	Concentrador de tensão do pino do virabrequim para fadiga	-
kfsc	Concentrador de tensão de cisalhamento do pino do virabrequim para fadiga	-
kfmp	Concentrador de tensão do munhão para fadiga	-
kfsm	Concentrador de tensão de cisalhamento do munhão para fadiga	-
kffw	Concentrador de tensão do eixo de saída para fadiga	-
kfsfw	Concentrador de tensão de cisalhamento do eixo de saída para fadiga	-
Fs	Fator de segurança para flambagem	-
a	Fator geométrico de engastamento para flambagem	-
Fdr	Tensão crítica de flambagem	N
Ccarreg2	Modificador de tensão em fadiga para carregamento para virabrequim	-
Ccarreg3	Modificador de tensão em fadiga para carregamento para biela	-
Ccarreg4	Modificador de tensão em fadiga para carregamento para pino do pistão	-
w	velocidade angula do virabrequim	rad/s
theta	posição ângulo de virabrequim	rad
alpha	aceleração angular virabrequim	rad
Gp	Pressão de gás no interior do cilindro	Mpa
Fp	Força de atuação no pistão	N
phy	Ângulo de biela	rad
phy_1	Velocidade angulas do ângulo de biela	rad/s
phy_2	Aceleração angular do ângulo de biela	rad/s <sup>2</sup>
s_2	aceleração horizontal da junta 32	mm/s <sup>2</sup>
q_2	aceleração vertical da junta 32	mm/s <sup>2</sup>
u_2	Aceleração	mm/s <sup>2</sup>
x	posição do pino de pistão	mm
x_1	Velocidade do pino de pistão	mm/s <sup>1</sup>
x_2	Aceleração do pino de pistão	mm/s <sup>2</sup>
F32Rv	Força radial atuante no virabrequim	N
F32Tv	Força tangencial atuante no virabrequim	N
F32Rb	Força radial atuante na biela	N
F32Tb	Força tangencial atuante na biela	N
F12T	Reação tangencial rolamentos do virabrequim	N
F12R	Reação radial rolamentos do virabrequim	N
V23b	Versor da força entre virabrequim e biela	-
V34	Versor da força entre pino de pistão e biela	-
Cconf	Modificador de tensão para fadiga em relação a confiabilidade	-
Ctemp2	Modificador de tensão em fadiga para temperatura relativo ao virabrequim	-
Ctemp3	Modificador de tensão em fadiga para temperatura relativo à biela	-
Ctemp4	Modificador de tensão em fadiga para temperatura relativo ao pino de pistão	-



Tabela 6 – Lista de Variáveis de Cálculo (continuação).

Variável	Nome	Unidades
Csuperf2	Modificador de tensão em fadiga para superfície relativo ao pino de pistão	-
Csuperf3	Modificador de tensão em fadiga para superfície relativo ao pino de pistão	-
Csuperf4	Modificador de tensão em fadiga para superfície relativo ao pino de pistão	-
Ccarreg2	Modificador de tensão em fadiga para carregamento relativo à biela	-
Ccarreg3	Modificador de tensão em fadiga para carregamento relativo à biela	-
Ccarreg4	Modificador de tensão em fadiga para	-
Dpp	Diâmetro do pino do pistão para maior tensão estática	mm
Mp	Momento fletor atuante no pino do pistão	N*mm
Fs	Fator de segurança para flambagem	-
Fcr	Força crítica para flambagem	N
Mc	Momento fletor atuante no moente (pino do virabreum)	N*mm
Tc	Momento torçor atuante no moente (pino do virabreum)	N*mm
Dcp	Diâmetro do moente (pino do virabrequim) para maior tensão estática	mm
Se2	Tensão limite de fadiga atuante no moente (pino do virabreum)	Mpa
Dmp	Diâmetro do munhão para maior tensão estática	mm
Mtmp	Momento torçor atuante no munhão	N*mm
Mbmp	Momento fletor atuante no munhão	N*mm
Semp	Tensão limite de fadiga para o munhão	Mpa
Dfw	Diâmetro do eixo de saída para maior tensão estática	mm
Mbfw	Momento fletor atuante no eixo de saída	N*mm
Mtfw	Momentotorçor atuante no eixo de saída	N*mm
Nfcw	Coeficiente de segurança para o braço do virabrequim	-
Qse	Fator de sensibilidade ao entalhe	-
ktsmp	Concentrador de tensão de cisalhamento estática do munhão	-
ktmp	Concentrador de tensão estática do munhão	-
ktscp	Concentrador de tensão de cisalhamento estática do moente	-
ktcp	Concentrador de tensão estática do moente	-

Fonte: Autoria própria (2019).

### 3.5 VARIÁVEIS DE SAÍDA

Os resultados são mostrados na tabela 6.

Tabela 7 – Lista de Variáveis de Saída

Variável	Nome	Unidades
Cgv	Posição do centro de gravidade do virabrequim em relação ao munhão	-
Cgb	Posição do centro de gravidade da biela em relação ao moente	-
m2	Massa do virabrequim	kg
m3	Massa da biela	kg
Ig2	Momento de inércia da biela em relação ao centro de massa	kg*m <sup>2</sup>
Ig3	Momento de inercia da biela em relação ao centro de massa	kg*m <sup>2</sup>
B	Diâmetro do pistão	mm
L	Comprimento da biela	mm
r	Raio do virabrequim	mm
tb	Largura da alma da viga da biela	mm
Hb	Altura da viga I da seção transversal da biela	mm
Bb	Largura da viga I da seção transversal da biela	mm
dpp	Diâmetro do pino do pistão	mm
dcp	Diâmetro do pino do virabrequim	mm
dmp	Diâmetro do munhão	mm
dfw	Diâmetro do pino do pistão	mm
dioma	Diâmetro interno do olhal maior	mm
deoma	Diâmetro externo do olhal maior	mm
diome	Diâmetro interno do olhal menor	mm
deome	Diâmetro externo do olhal maior	mm

Fonte: Autoria própria (2019).

### 3.6 ANÁLISE CINEMÁTICA

A partir das entradas  $r$ ,  $l$ , a rotação constante do virabrequim  $n$  e o vetor  $\theta$  é possível determinar equações de posição, velocidade, e aceleração através das relações geométricas da figura 5 e fórmulas do capítulo 2.2.1.

As saídas são as equações de posição, velocidade, e aceleração para os vetores da figura 5  $q$ ,  $\Phi$ ,  $s$ ,  $u$ ,  $x$  e os valores de  $Y$ .

A função utilizada é a *cinematica.m*.

### 3.7 ANÁLISE CINÉTICA

As entradas são as posições dos centros de gravidade  $CG$  do virabrequim e da biela, posição angular  $\Phi$ , velocidade  $\dot{x}$ , acelerações  $\ddot{u}$ ,  $\ddot{s}$ ,  $\ddot{q}$ ,  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{\Phi}$ , dimensões  $r$ ,  $l$ , vetor

$\theta$ , momentos de inércia da biela e do virabrequim  $I_g$ , massas  $m$  do pistão\*, da biela e do virabrequim, vetor com a força de combustão  $F_p$  e o coeficiente de atrito  $\mu$ .

Resolvendo a matriz da equação 19 tem-se as componentes x e y das forças em coordenadas cartesianas  $F_{12}, F_{32}, F_{43}, F_{14}$  e também  $T_{12}$ .

\*Uma vez que o pistão não é dimensionado, sua massa deve ser tomada como condição de contorno.

A função utilizada é a *cinetica.m*.

### 3.8 TRANSFORMAÇÃO DE COORDENADAS

A função admite as componentes x e y das forças em coordenadas cartesianas e as transforma em normal tangencial para o posterior dimensionamento nas sessões 3.7, 3.8 e 3.9.

É interessante conhecer as forças normais para saber se o componente se encontra em tração ou compressão. Já as forças tangenciais determinam os esforços de torção.

A função utilizada é a *transfb\_rt.m*.

### 3.9 MOMENTOS DE INÉRCIA

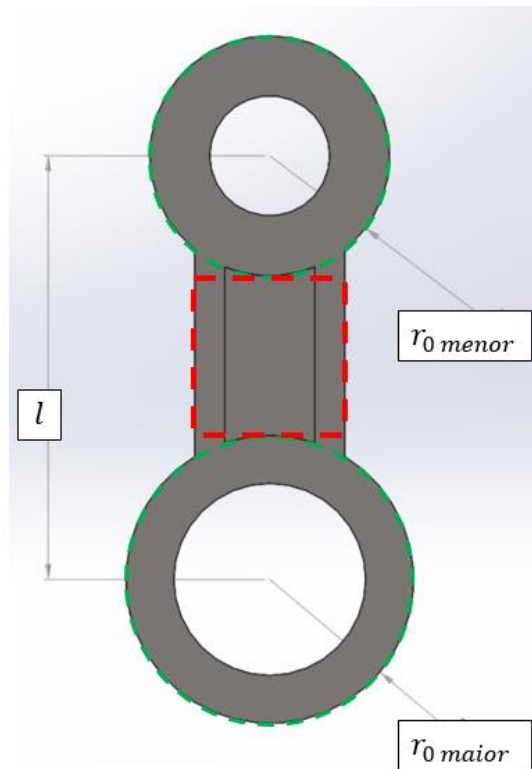
Os momentos de inércia utilizados nos cálculos utilizam as formas básicas apresentadas na seção 2.2.4. Para a biela, o momento de inércia é separado em duas partes: a viga I e os olhais.

#### 3.9.1 Biela

A viga I é constituída de um paralelepípedo retangular de dimensões  $5t \times 4t$ , constituindo um volume positivo e dois paralelepípedos retangulares de dimensões  $3t \times t$ . O comprimento dessa viga é estimado como sendo o valor do comprimento da biela  $l$  menos os raios dos diâmetros externos dos olhais. Essa aproximação é mostrada pela figura 20 por uma linha tracejada vermelha.

Os olhais, por sua vez são dois cilindros vazados, delimitados pela figura xx em linha tracejada verde.

Figura 20 - Momento de inércia da biela



Fonte: Autoria própria (2019).

Observa-se que a parametrização escolhida para o cálculo desconsidera uma pequena região de massa, que não é delimitada pelas linhas tracejadas verdes e vermelhas. Espera-se então um certo erro nos valores de centro de gravidade, massa e momento de inércia, que devem ser aceitáveis.

### 3.9.2 Virabrequim

O momento de inércia do virabrequim é obtido através da soma de momentos de inércia de 3 cilindros e 2 paralelepípedos retangulares.

### 3.10 PINO DE PISTÃO

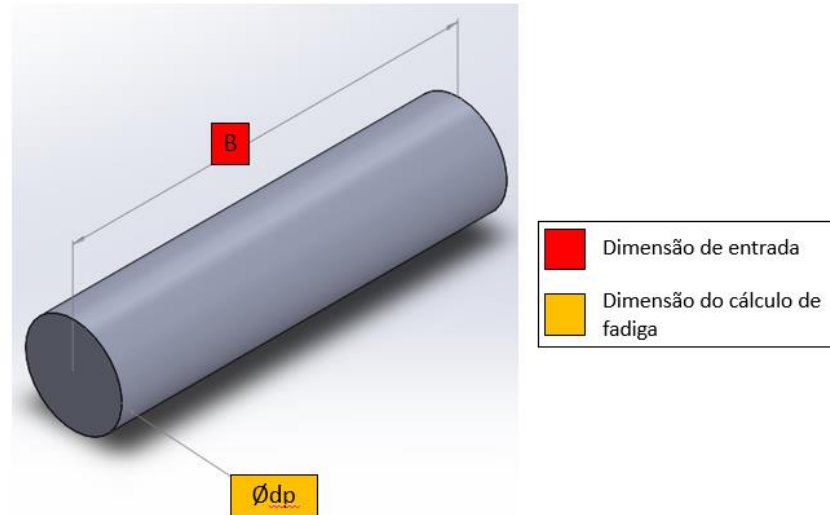
Este componente é primeiramente dimensionado para o caso estático. Para tal, escolhe-se o momento máximo da força de flexão e então define-se o diâmetro mínimo pela fórmula 48.

Na sequência, calcula-se os coeficientes de concentração de fadiga e o limite de fadiga. Com o resultado, recalcula-se o  $C_{tam}$  e  $S_e$  e um novo diâmetro é obtido. Em

resumo, é feita uma iteração de cálculo estático e duas em fadiga. Este componente não apresenta concentradores de tensão.

A figura 21 mostra o parâmetro de entrada e a dimensão calculada. Aproxima-se a largura do pino para o diâmetro do pistão  $B$ .

Figura 21 - Dimensões do pino de pistão



Fonte: Autoria própria (2019).

As funções utilizadas e suas respectivas descrições são:

- *Pino\_pistao.m* – dimensionamento estático;
- *max\_min.m* – Cálculo das tensões máximas e mínimas;
- *Tam\_circ.m* – Cálculo do  $C_{tam}$ ;
- *Se.m* – Cálculo do limite de resistência a fadiga para aços;
- *Goodman.m* – Cálculo do diâmetro necessário para uma viga com seção circular sob flexão e torção.

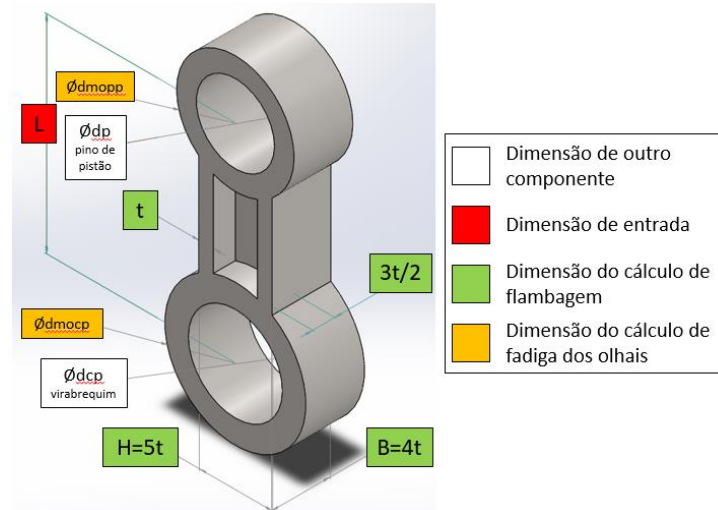
### 3.11 BIELA (VIGA)

A viga da biela é dimensionada considerando o modo de falha por flambagem, de acordo com a fórmula 50. Uma vez que a força de flambagem é compressiva, é extraído o mínimo valor do vetor de forças multiplicado pelo fator de segurança para este cálculo. É considerado que o material da biela é aço.

Esta seção é representada pelos itens em verde na figura 22 abaixo, a qual representa as dimensões da biela. Dimensões em branco se referem a etapas de

dimensionamento de outros componentes, motivo pelo qual o cálculo dos olhais da biela (valores em laranja) é feito na seção 3.10, após o dimensionamento do virabrequim. Em vermelho, nota-se a dimensão da biela que é entrada do projeto.

Figura 22 - Dimensões da biela



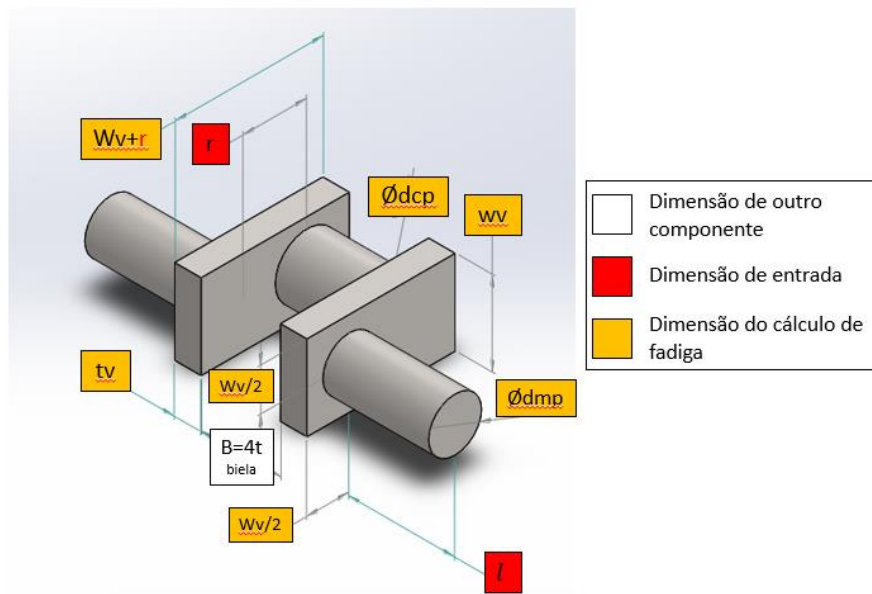
Fonte: Autoria própria.

A função utilizada é a *Flambagem.m*.

### 3.12 VIRABREQUIM

As dimensões do virabrequim são mostradas na figura 23:

Figura 23 - Dimensões do virabrequim



Fonte: Autoria própria (2019).

Nota-se o diâmetro do moente ( $d_{cp}$ ) calculado na seção 3.9.1, diâmetro do munhão e do volante de inércia ( $d_{mp}$ ) na seção 3.9.2 e as dimensões  $wv$  e  $tv$ , obtidas em 3.9.4. Ainda, verifica-se que  $r$  e  $l$  são dados de entrada, enquanto que a largura de  $d_{cp}$  depende do cálculo de flambagem da biela.

### 3.12.1 Moente

Primeiramente as reações tangenciais e normais nos mancais do virabrequim são calculadas para depois calcular o torque, o momento torçor e o diâmetro do moente para o caso estático em torção.

Em seguida, os momentos alternados e médios são obtidos,  $C_{tam}$  para o diâmetro obtido no cálculo estático em torção como condição inicial, e então o cálculo do limite de resistência a fadiga. Finalmente chega-se no resultado da primeira iteração. Mais uma iteração é realizada.

As funções utilizadas e suas respectivas descrições são:

- *Reacoes\_vira.m* – Cálculo das reações devido a flexão e torção nos rolamentos;
- *Pino\_vira.m* – Cálculo do diâmetro do moente para máxima torção estática;
- *max\_min.m*;
- *Tam\_circ.m*;
- *Se.m*;
- *Goodman.m*.

### 3.12.2 Munhão

A partir das relações empíricas mostradas nas fórmulas 52 e 53, um momento torsor equivalente no munhão é calculado. O diâmetro deste mancal é então calculado para um momento torçor máximo no caso estático.

Momentos médios e alternados para flexão e torção são calculados em seguida do  $C_{tam}$  inicial. Segue-se então para o primeiro resultado da iteração, após realizar o cálculo do limite de resistência a fadiga. Novamente, a segunda iteração é obtida.

As funções utilizadas e suas respectivas descrições são:

- *Main\_pin.m* - Cálculo do momento torçor equivalente e do diâmetro do munhão para torção estática;
- *2x\_max\_min.m* – Componentes médias e alternadas de flexão e torção;
- *Tam\_circ.m*;
- *Se.m*;
- *Goodman.m*.

### 3.12.3 Volante de inércia

Similarmente ao diâmetro do munhão, calcula-se o momento torsor equivalente na região do volante do motor e obtém-se o diâmetro desta região para o caso estático de torção. As iterações seguem de maneira igual ao item 3.9.2.

As funções utilizadas e suas respectivas descrições são:

- *Eixo\_saida.m* – Cálculo do momento torsor equivalente e do diâmetro do volante de inércia para torção estática;
- *2x\_max\_min.m* – Componentes médias e alternadas de flexão e torção;
- *Tam\_circ.m*;
- *Se.m*;
- *Goodman.m*.

### 3.12.4 Braço

Partindo das relações empíricas das fórmulas 52 e 53, as tensões de compressão são somadas juntamente com o cálculo da tensão de torção, considerando o caso estático. Em seguida, calcula-se o coeficiente de segurança para esse modo de falha do braço do virabrequim.

O cálculo das tensões alternadas de Von Mises alimenta o cálculo de fadiga e o cálculo do coeficiente de segurança para flexão e torção flutuantes. Enquanto o coeficiente de segurança para esse modo de falha forem menores que o coeficiente de projeto, a dimensão  $wv$  é acrescida de 0,04 mm.

As funções utilizadas e suas respectivas descrições são:



- *Crank\_web.m* – Soma das tensões de compressão e cálculo das tensões de torção;

### 3.13 SAÍDAS

As saídas são dadas pelas dimensões em laranja e verde das Figuras 22, 23 e 24. Juntamente com a morfologia mostrada nessas imagens, é possível fazer o dimensionamento dos componentes do mecanismo biela manivela.

## 4 VALIDAÇÃO DO CÓDIGO E SUAS FUNÇÕES

Nessa seção serão apresentadas as validações das funções que compõe a ferramenta computacional. Para isso compararemos os valores retornados por elas com resultados de exemplos dos livros presentes na literatura, ou com resultados retornados pelos softwares Engine e Solidworks. Em todas as validações é apresentada uma tabela de comparação com o campo Diferença percentual, essa diferença é calculada pela seguinte metodologia:

$$Diferença = \frac{V_{função} + V_{exemplo}}{V_{exemplo}} \quad 54$$

Onde  $V_{função}$  é igual ao valor retornado pela função do software, e  $V_{exemplo}$  igual ao valor fornecido como resposta do exemplo utilizado na validação. Para diferenças percentuais maiores que 1% investigaremos mais a fundo quais os possíveis motivos para a diferença entre os valores retornados pela função e o exemplo.

### 4.1 FUNÇÕES PARA CÁLCULO COEFICIENTES DE CORREÇÃO DE TENSÃO DE LIMITE À FADIGA ( $C_{tamanho}$ , $C_{superf}$ , $C_{temp}$ , $C_{conf}$ , $S_e$ )

As funções *tam\_circ.m*, *temp.m*, *superf.m*, *Conf.m*, são utilizadas para calcular os coeficientes de correção da tensão limite relativos a, tamanho, acabamento superficial, temperatura e confiabilidade de projeto, os quais foram apresentados na capítulo dois pelas equações 42, 43, 44 e 45. Vale a pena salientar que os valores de

$C_{carreg}$  estão atribuídos ao longo do programa com os valores adequados para cada elemento de máquina de acordo com o carregamento a que este é submetido.

Para essa validação utilizaremos o exemplo 6-1 do livro Norton, 2013. O exemplo completo é apresentado no apêndice 1.

Na Tabela 2 são apresentados os dados de entrada do problema, o objetivo é determina a tensão limite de resistência a fadiga  $S_e$ . Para isso foi desenvolvido o script: *Validacao\_Se.m* que está disponível no apêndice 2.

Tabela 8 - Entradas exemplo 6-1 livro Norton, 2013

Entradas	Valor
Sut	600 [MPa]
dequiv	121,2 [mm]
Carregamento	Flexão Pura
Acabamento	Laminado a quente
Confiabilidade	99,90%
Temperatura	500°C

Fonte: Autoria própria (2019).

Na Tabela 3 é apresentada a comparação dos resultados do exercício com as saídas do programa  $S_{econf}$   $S_e$

Tabela 9 - Comparação entre resultados do exemplo 6-1 e saidas do programa

Saidas	Unidades	Livro	Programa	Diferença Percentual
Ccarreg	-	1	1	0,000%
Ctam	-	0,747	0,7466	0,054%
Ctemp	-	0,71	0,71	-0,017%
Csuperf	-	0,584	0,5841	0,000%
Cconf	Mpa	0,753	0,753	0,087%
Se		70	69,9391	0,087%

Fonte: Autores própria (2019).

Para este caso a diferença percentual entre limite de resistência à fadiga  $S_e$  calculado no exemplo do livro Norton, 2013 e o retornado no programa foi de 0,087%.

Provavelmente apenas relativo ao método de arredondamentos de valores adotado pelo livro.

#### 4.2 FUNÇÕES PARA CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA PELO CRITÉRIO DE GOODMAN:

As funções: *Sens\_entalhe.m*, *Kf\_s.m*, *max\_min.m*, e *goodman.m* são empregadas na resolução de uma parte exemplo 10-1 do livro Norton, 2013 o qual está no apêndice 1. Esse exemplo é sobre o dimensionamento de um eixo com várias seções, nas quais atuam diferentes tensões e concentradores de tensão, porém apenas calcularemos o diâmetro  $d_2$ , referente à seção C. Na Tabela 9 são apresentadas as entradas fornecidas pelo exemplo:

Tabela 10 - Entradas exemplo 10-1 livro Norton, 2013.

Entradas	Valor	Unidade Exercício	Valor	Unidades do Programa
Ma	63,9	lb*in	7220	N*mm
Tm	73,1	lb*in	8260	N*mm
Sut	65	kpsi	448,2	Mpa
Nfs	2,5	-	2,5	-
kt	3,5	-	3,5	-
kts	2	-	2	-
Se	27,3	kpsi	188,2	Mpa
rar	0,01	in	0,254	mm

Fonte: Autoria própria (2019).

Este exemplo é dado em unidades imperiais, portanto é necessário convertê-las para o SI antes de alimentar o programa. O script: *validação\_goodman.m* que está anexado ao apêndice 2 retorna o seguinte resultados apresentados na Tabela 10:

Tabela 11 - Comparação entre resultados do exemplo 10-1 e saídas do programa

Variável	Exercício	Programa	Diferença Percentual
Q	0,5	0,499	0,200%
Qs	0,57	0,5721	-0,368%
Kf	2,25	2,2476	0,107%
Kfs	1,57	1,5721	-0,134%
d2	0,557	0,5572	0,036%

Fonte: Autoria própria.

O diâmetro  $d_2$  apresentado pelo livro Norton, 2013 tem diferença percentual de calculado pela equação de Goodman modificado apresenta uma diferença percentual de = -0.036%

#### 4.3 FUNÇÕES PARA CÁLCULO DE CINEMÁTICA:

A função *cinematica.m* calcula e retorna as posições, velocidades, e acelerações dos pontos de interesse do mecanismo. Para realizar sua validação foi realizada a comparação de seus resultados retornados com os resultados retornados pelo programa ENGINE, os dados de entradas atribuídos ao programa são apresentados na Figura

Figura 24 - Entrada no programa ENGINE para validação da função *cinematica.m*

Fonte: Autoria própria (2019).

O script desenvolvido para realizar a comparação das saídas das duas funções foi: *validação\_cinematica.m*. como resultados dessa comparação foram obtidas as diferenças percentuais da Tabela 25:

Figura 25 - Resultados das maiores diferenças percentuais entre as variáveis  $x$ ,  $x_1$ , e  $x_2$  obtidas pelo script validação\_cinematica.m e o software ENGINE

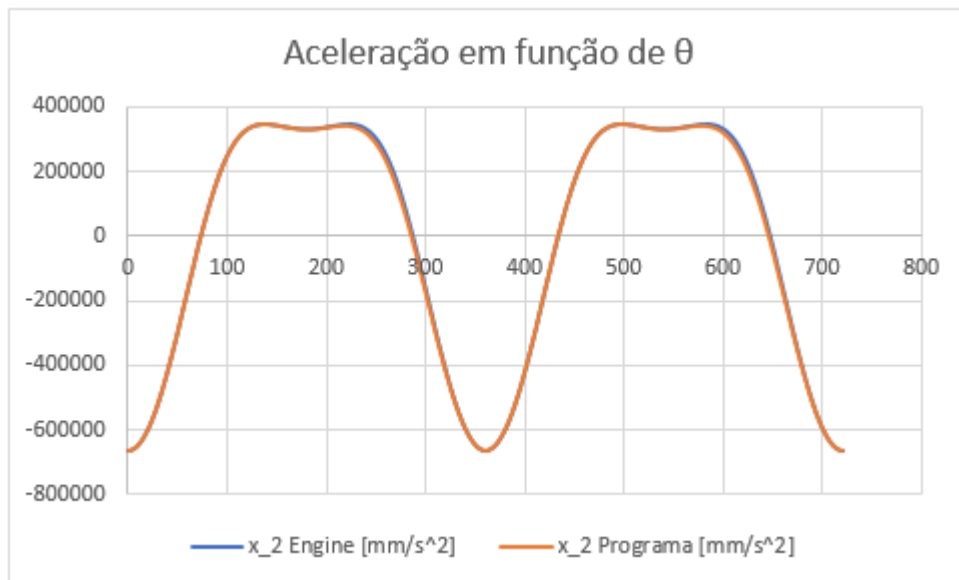
Variável	Maior diferença percentual
$x$	0,097%
$x_1$	0,042%
$x_2$	109,635%

Fonte: Autoria própria (2019).

As comparações das variáveis  $x$  e  $x_1$  obtiveram máximos de diferença percentual pequenos, porém a variável  $x_2$  relativa a aceleração do pistão obteve um máximo de 109,635%. Apesar de apresentar um valor máximo alto, o valor médio das diferenças percentuais é de 0,451%.

A Figura 26 mostra os gráficos das duas funções sobrepostas em função de o ângulo  $\theta$ :

Figura 26 - Exercício de exemplo



Fonte: Autoria própria (2019).

De forma gráfica podemos perceber que a diferença entre as duas funções é muito pequena, e provavelmente se deve ao erro de truncamento da expansão em séries realizada para as derivadas de  $x$ , que foram explanadas na seção 2.2.1. O programa desenvolvido nesse trabalho utiliza as equações 12 e 13 para calcular as funções  $x_1$  e  $x_2$  respectivamente, provavelmente o software ENGINE utilize suas formas aproximadas apresentadas pelas equações 15 e 16.

#### 4.4 FUNÇÕES PARA CÁLCULO DE CINÉTICA

Não é possível validar a função *cinetica.m* numa situação em que as massas dos componentes não são nulas, ou seja, quando as forças inerciais também não são nulas. Isso pode ser explicado pela metodologia de dimensionamento no software para validação ENGINE.

O software se baseia no princípio das massas conglomeradas para o cálculo das forças de reação nas juntas pois parte do princípio que a geometria, o centro de gravidade e o momento de inércia em massa dos componentes são desconhecidos (Norton, 2004). De acordo com Norton, este princípio se baseia na conglomeração teórica da massa do componente (com distribuição de massa complexa por sua extensão) no centro de suas juntas. Ou seja, as massas dos elos são representadas por duas massas pontuais, localizadas no centro das duas juntas que se conectam por uma barra rígida. O autor justifica essa escolha atestando que faz pouco sentido gastar recursos em conceitos de componentes pobremente definidos durante uma análise de viabilidade, a qual o software se propõe a fazer. Neste cenário, atesta que o modelo adotado fornece uma aproximação razoável.

Por sua vez, a metodologia deste trabalho parte de geometrias definidas para os componentes, parametrizando os cálculos de centro de gravidade e momento de inércia em massa dos componentes. Sendo assim, faz pouco sentido comparar os resultados do trabalho com os obtidos pelo ENGINE.

O software também apresenta inconsistências de unidades que colocam em cheque o cálculo das forças de reação, como por exemplo o centro de gravidade, expresso como uma porcentagem. Quando se insere 33%, significando que o centro de massa do componente está localizado a 1/3 da origem, o software interpreta 3300%.

#### 4.5 FUNÇÕES PARA TRANSFORMAÇÃO DE SISTEMAS DE COORDENADAS:

A função *transfb\_rt.m* realiza a transformação das forças atuantes nos elos de coordenadas cartesianas para coordenadas normal- tangencial. Para validar essa função vamos resolver o exercício ilustrado na Figura 27, utilizando essa função:

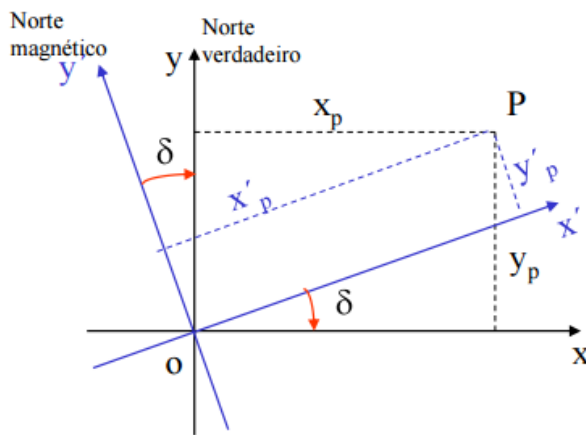
Figura 27 – Função transfb\_rt.m

As coordenadas de um vértice de poligonal topográfica foram obtidas utilizando um azimute magnético para o lado que contem o vértice, obtendo-se:

$x'_p = 10,003\text{m}$  e  $y'_p = 2,005\text{m}$ . Ao se calcular a declinação magnética do local obteve-se  $\delta = -17^\circ$ . Calcular as coordenadas deste vértice usando-se o azimute verdadeiro da direção considerada.

Solução:

A declinação magnética comporta-se como se fora uma rotação do sistema de coordenadas topográficas associada ao norte magnético para se chegar a um sistema associado ao norte verdadeiro como mostrado abaixo:



$$\begin{aligned}x_p &= x'_p \cdot \cos \delta + y'_p \cdot \sin \delta \\y_p &= -x'_p \cdot \sin \delta + y'_p \cdot \cos \delta\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}x_p &= 10,003 \cos (-17^\circ) + 2,005 \sin (-17^\circ) \\x_p &= 8,980\text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}y_p &= -10,003 \sin (-17^\circ) + 2,005 \cos (-17^\circ) \\y_p &= 4,842\text{m}\end{aligned}$$

Fonte: Notas de aula Prof. Carlos Aurélio Nadal, Sistemas de referência e tempo em geodésia, UFPR .

Foi desenvolvido o script *validacao\_transfrt.m* para desenvolver a validação computacional desse exercício. Na Tabela 11 é apresentada a comparação entre os resultados retornados pela função em relação aos fornecidos pelo exercício resolvido:

Tabela 12 - Comparação entre os resultados retornados pelo script *validacaotranf\_transrt.m* e os resultados do exercício

Variável	Programa	Exercício	Diferença percentual
x	4,842	4,842	0,000%
y	8,98	8,9797	-0,003%

Fonte: Autoria própria (2019).

Novamente a pequena diferença percentual percebida provavelmente se deve apenas a metodologia de arredondamento.

#### 4.6 FUNÇÃO PARA DIMENSIONAMENTO DA COLUNA SOB FLAMBAGEM DA BIELA:

A função *flambagem.m* é utilizada para dimensionar a coluna sobre flambagem da biela. Como apresentado na seção 2.4.2.1 todo o perfil da biela é constituído em função da dimensão *t* que corresponde a largura da alma da viga I em flambagem. O livro Bhandari, 2010 em seu exemplo 25-4 o que é apresentado no anexo 1. Na Tabela 12 são apresentadas as entradas do problema:

Tabela 13 - Entradas do problema 25-4 de acordo com *Bhandari (2010)*.

Variáveis	Valor	Unidades
a	0,000133	-
Fcr	18495,56	N
Sy	330	Mpa
l	350	mm

Fonte: Autoria própria (2019).

Foi desenvolvido o script: *validação\_flambagem.m* o que é disponibilizado no apêndice 2. A Tabela 13 apresenta a comparação dos resultados obtidos pela função com os apresentados no exemplo do livro:

Tabela 14 - comparação entre as saídas do programa e os resultados apresentados no exercício.

Variáveis	Saídas Programa	Resultados exercício	unidades	Diferença Percentual
t	7,5268	7,53	mm	0,042%
H	37,6338	37,65	mm	0,043%
B	30,1071	30,12	mm	0,043%

Fonte: Autoria própria (2019).

Como resultados percebemos uma pequena diferença percentual associada, provavelmente referente ao método de arredondamento utilizado pelo livro.



#### 4.7 FUNÇÕES PARA DIMENSIONAMENTO DO VIRABREQUIM

Para o dimensionamento do virabrequim são utilizadas as seguinte funções: *Reações\_vira.m*, *Pino\_vira.m*, *Main\_pin.m*, *Eixo\_saida.m*, *Crank\_web.m*, e *Otimizacao\_crankweb.m*. essas funções serão utilizadas para a resolução do exemplo 28.18 do livro Bhandari, 2010 onde é demonstrado o dimensionamento de um virabrequim, envolvendo cálculo de tensões atuantes e seções transversais dos componentes. Este exemplo está disponível no apêndice 1. Na Tabela 14 são demonstradas as entradas fornecidas pelo exercício:

Tabela 15 - Entradas fornecidas no exercício 25-18 do livro Bhandari, 2010

Variável	Valor	Unidades
Ft	12471,38	N
Fr	21265,46	N
Fvs	1000	N
Fhs	2000	N
b1	125	mm
b2	125	mm
c1	150	mm
c2	150	mm
r	75	mm
Sys2	40	Mpa
Sy2	57,14	Mpa
lc	65	Mpa

Fonte: Autoria própria (2019).

O script *validacao\_virabrequim.m* que é apresentado no Apêndice 2, foi desenvolvido para comparar os valores retornados pelas funções utilizadas no dimensionamento do virabrequim. Na Tabela 15 apresentamos a comparação dos valores retornados pelas funções em relação aos resultados apresentados pelo exercício.

*Tabela 16 - Comparação entre as saídas do script validacao\_virabreum.m com os resultados do exercício 25-18 do livro Bhandari, 2010*

Variáveis	Saidas Programa	Resultados exercício	Unidades	Diferença percentual
Rr1	10633	10632,63	N	-0,003%
Rt1	6235,7	6235,69	N	0,000%
Rr2	10633	10632,63	N	-0,003%
Rt2	3235,7	6235,69	N	0,000%
Rr_2	500	500	N	0,000%
Rt_2	1000	1000	N	0,000%
Rr_3	500	500	N	0,000%
Rt_3	1000	1000	N	0,000%
dcp	56,3989	56,4	mm	0,000%
dfw	49,4598	49,46	mm	0,000%
dmp	54,85	54,46	mm	-0,711%
wv	64,2948	64,296	mm	0,002%
tv	39,4793	39,48	mm	0,002%

Fonte: Autoria própria (2019).

Como resultados percebemos uma pequena diferença percentual associada, provavelmente referente ao método de arredondamento utilizado pelo livro. A maior diferença determinada está relacionada ao diâmetro do pino principal **dmp**, que foi de -0,711%.

#### 4.8 FUNÇÕES PARA DETERMINAÇÃO DE CONCENTRADORES DE TENSÃO $K_t$

As funções para determinação de concentradores de tensão utilizam um algoritmo de interpolação linear dupla. Para validar a funcionalidade dessas funções será realizada uma comparação gráfica do resultado retornado pela função. Considere uma situação onde há torção em um eixo com rebaixo. A equação 60 apresentada por Norton, 2013 permite calcular o coeficiente de concentração de tensão.

$$K_t = A \left( \frac{r}{d} \right)^b$$

Compararemos o resultado retornado por essa equação com o retornado pela função *kt\_torção.m* para uma situação hipotética a qual é descrita abaixo na Tabela 14:

Tabela 17 - Valores de entrada de uma situação exemplo proposta pelos autores para verificação do concentrador de tensão em torção

Variável	Valor
r	2
D	2
d	20

Fonte: Autoria própria (2019).

Na Tabela 17 é apresentada a comparação entre os valores retornados pelo programa com o valor calculado pela equação 60 para a situação com as entradas propostas na Tabela 16:

Tabela 18 - Valores de entrada de uma situação exemplo proposta pelos autores para verificação do concentrador de tensão em torção

Variável	Programa	Equação	Diferença Percentual
Kt	1,2684	1,2676	-0,06%

Fonte: Autoria própria (2019).

Percebemos que a variação percentual do valor entre a função *kt\_torção.m* e a equação 60 é de apenas -0,063%

#### 4.9 FUNÇÃO PARA CÁLCULO DE MASSA, MOMENTO DE INÉRCIA, E POSIÇÃO DO CENTRO DE MASSA

Para calcular a massa, o momento de inércia e a posição do centro de gravidade dos elementos de máquinas dimensionados utilizamos a função *Inercia\_massa.m*. Os resultados retornados por essa função serão comparados com o valor retornado para um desenho no software Solidworks com as mesmas dimensões. Na Tabela 18 são apresentadas as dimensões de entrada para o software e para o desenho no Solidworks.

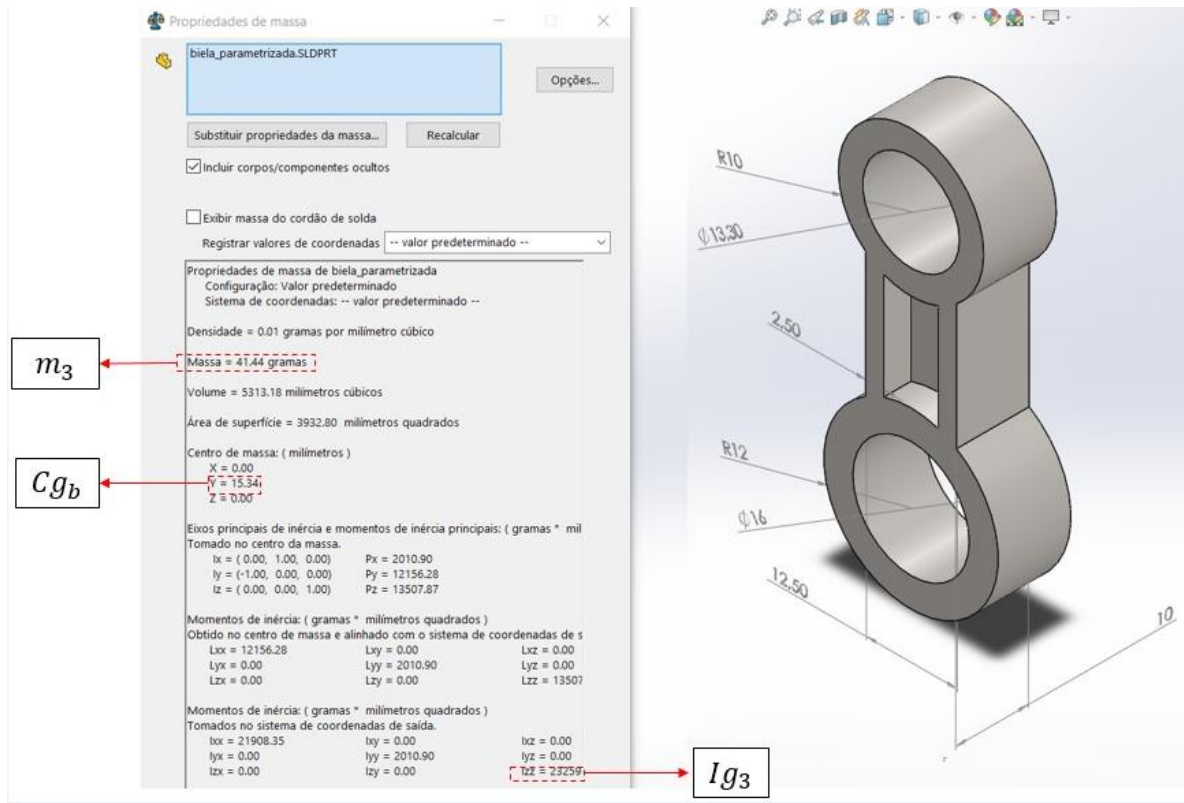
Tabela 19 - Valores de entrada para validação da função *Inercia\_massa.m*

Variável	Valor	Unidade
b1	30	mm
b2	30	mm
Bb	10	mm
tv	5	mm
tb	2,5	mm
dmp	15	mm
r	11,8	mm
l	35,3	mm
wv	20	mm
dcp	16	mm
dpp	13,3	mm
deome	20	mm
deoma	24	mm

Fonte: Autoria própria (2019).

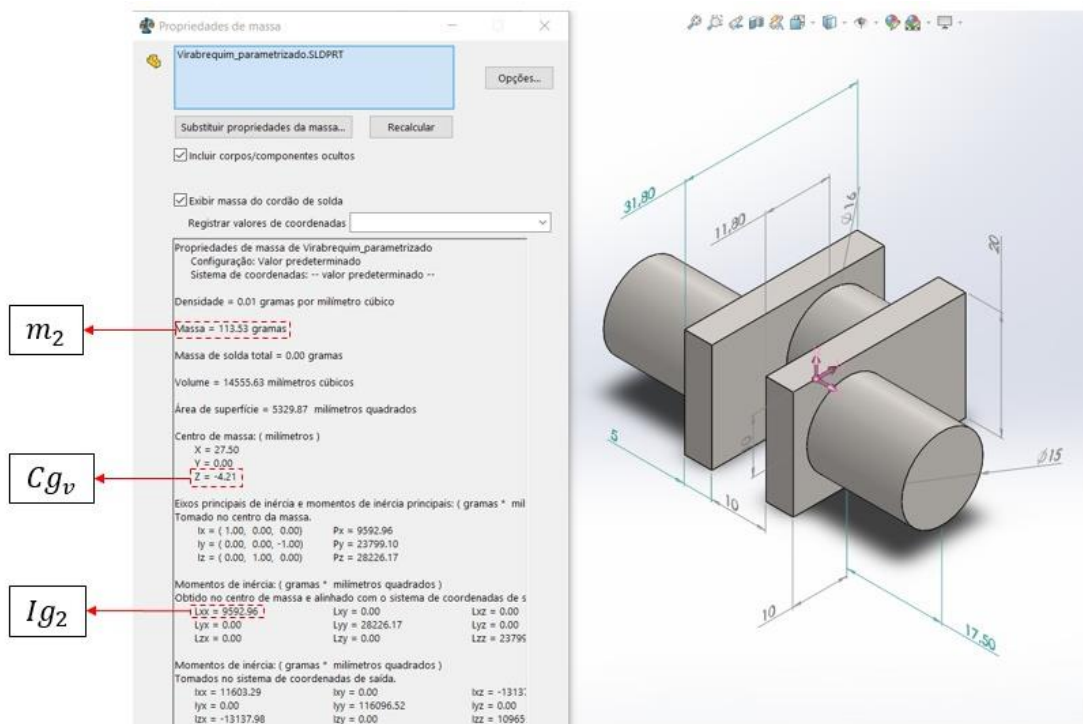
Para a validação os valores de entrada foram atribuídos ao script *validacao\_inercia\_massa.m* que está disponível no anexo 1. Nas Figuras 28 e 29 são apresentadas as propriedades de massas determinadas pelo software Solidworks para as entradas, na Tabela 19 apresentamos comparação das propriedades de massa geradas pelo Solidworks com os valores retornados pela função *validacao\_inercia\_massa.m*.

Figura 28 - Propriedades de massa geradas no software Solidworks para a biela - Exercício de exemplo



Fonte: Autoria própria (2019).

Figura 29 - Propriedades de massa geradas no software Solidworks para o virabrequim – Exercício de exemplo



Fonte: Autoria própria (2019).

Tabela 20 - Valores de entrada para validação da função *Inercia\_massa.m*

	Variável	Função	Solidworks	Unidades	Variação Percentual
<b>Virabrequim</b>	<b>m2</b>	113,5	113,53	g	-0,026%
	<b>Ig2</b>	9593	9592,96	g*mm <sup>2</sup>	0,000%
	<b>Cgv</b>	0,3566	0,3568	-	-0,056%
<b>Biela</b>	<b>m3</b>	40,4	41,44	g	-2,510%
	<b>Ig3</b>	22481	23259	g*mm <sup>2</sup>	-3,345%
	<b>Cgb</b>	0,4265	0,4337	-	-1,660%

Fonte: Autoria própria (2019).

Percebemos que o as variações percentuais relativas as propriedades de massa do virabrequim são pequenas, porém para a propriedades da biela encontramos variações percentuais de até -3,345%, o motivo dessas variações percentuais é explicado na sessão 3.8.1.

## 5 APLICAÇÃO DO SOFTWARE

Nessa sessão é demonstrado o funcionamento da ferramenta e para isso se desenvolve o projeto de uma biela manivela para uma aplicação hipotética.

### 5.1 Entradas

Na Tabela 20 são apresentados os parâmetros de entrada imputados no programa, o projeto consiste no dimensionamento de um motor monocilíndrico de 2 tempos com um volume de deslocamento  $v_d = 100\text{cc}$ .

*Tabela 21 - Valores de entrada de uma situação exemplo.*

Variável	Valor	Unidades	Observação
n	2000	rpm	
Nf	1,1	-	
S	38,4	mm	
Pmax	4,1369	MPa	
r_L	0,33	-	
B_S	1,53	-	
m4	0,1	kg	
mi	0	-	
Sut2	860	MPa	AISI 4340
Sut3	860	MPa	AISI 4340
Sut4	860	MPa	AISI 4340
Sy2	740	MPa	AISI 4340
Sy3	740	MPa	AISI 4340
Sy4	740	MPa	AISI 4340
Sys2	650	MPa	AISI 4340
Sys3	650	MPa	AISI 4340
Sys4	650	MPa	AISI 4340
E	207000	MPa	AISI 4340
Fdr	0,2	mm	
b1	40	mm	
b2	40	mm	
c1	35	mm	

Fonte: Autoria própria (2019).

Tabela 22 - Valores de entrada de uma situação exemplo (continuação).

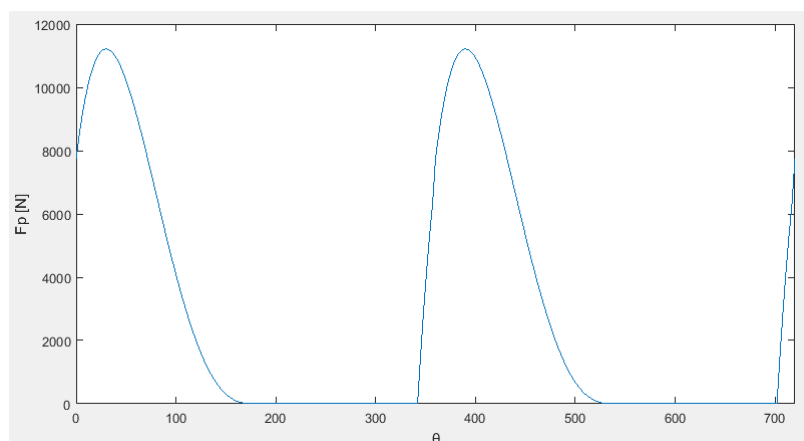
Variável	Valor	Unidades	Observação
c2	35	mm	
rar	2	mm	
Fhs	150	N	
Fvs	200	N	
Confiabilidade	99%	-	
Temp2	150	°C	
Temp3	150	°C	
Temp4	150	°C	
Acabamento2	4	-	Forjado
Acabamento3	4	-	Forjado
Acabamento4	4	-	Forjado

Fonte: Autoria própria (2019).

## 5.2 Força de combustão

Na Figura 30 é apresentado o gráfico da força de potência gerada pela combustão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo de manivela  $\theta$ . Para plotar esse gráfico utiliza-se a função: `plot(theta, Fp)` no comando Window do matlab.

Figura 30 – Força de combustão x  $\theta$



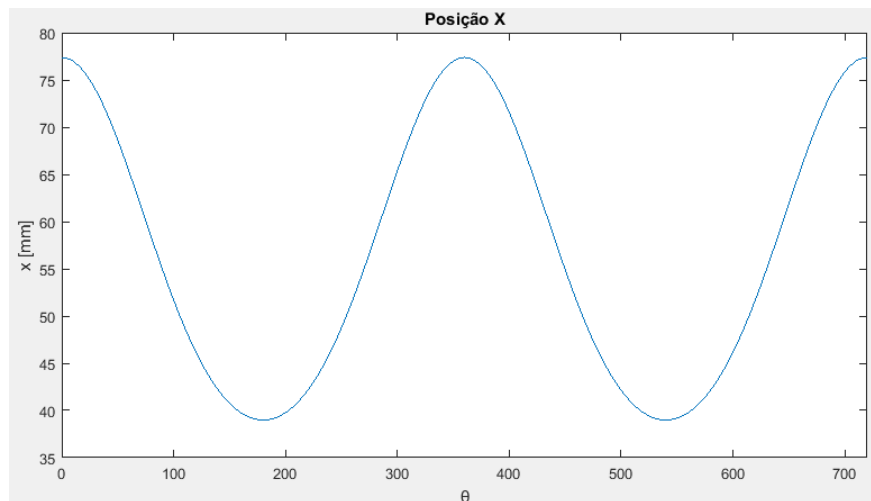
Fonte: Autoria própria (2019).



### 5.3 Cinemática

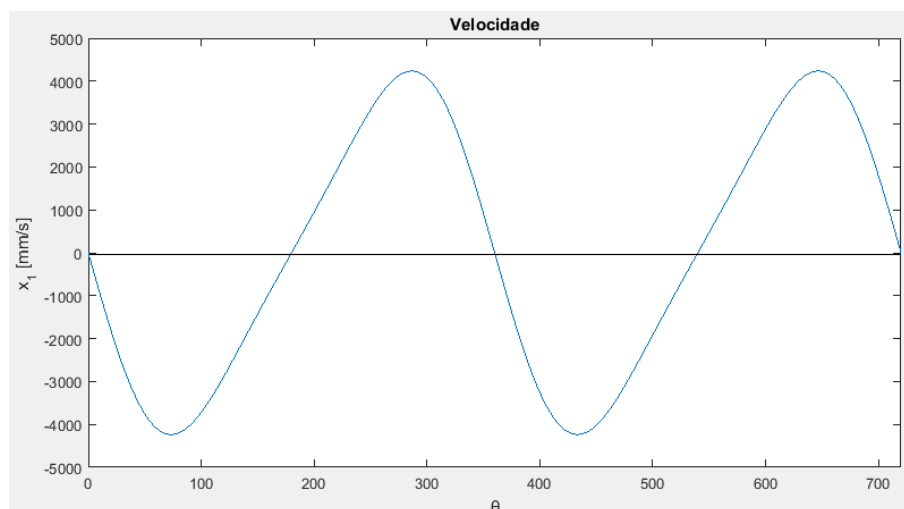
Em seguida o programa chama a função: `cinematica.m`. Esta retorna vetores de posição, velocidade e aceleração de vários pontos de interesse do mecanismo. Na imagem xx são apresentadas a posição, velocidade e aceleração do ponto x em função do ângulo  $\theta$ . Para gerar os, são utilizadas as funções `plot(theta, x)`, `plot(theta, x_1)`, `plot(theta, x_2)` no Comand Window do Matlab.

Figura 31 – Posição do ponto x em função de  $\theta$



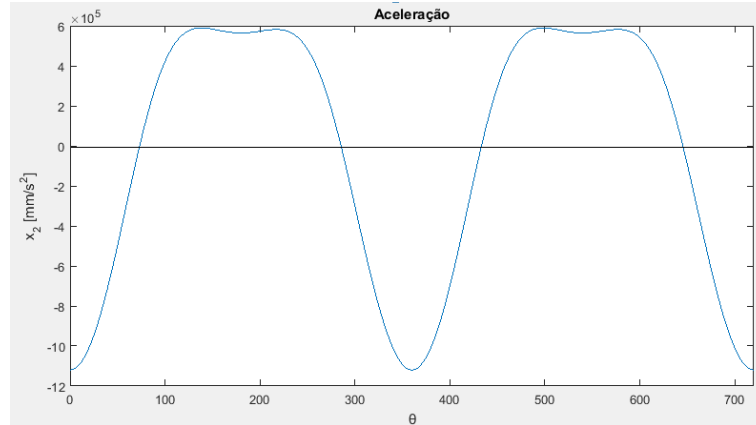
Fonte: Autoria própria (2019).

Figura 32 – Velocidade do ponto x em função de  $\theta$



Fonte: Autoria própria (2019).

Figura 33 – Aceleração do ponto x em função de  $\theta$

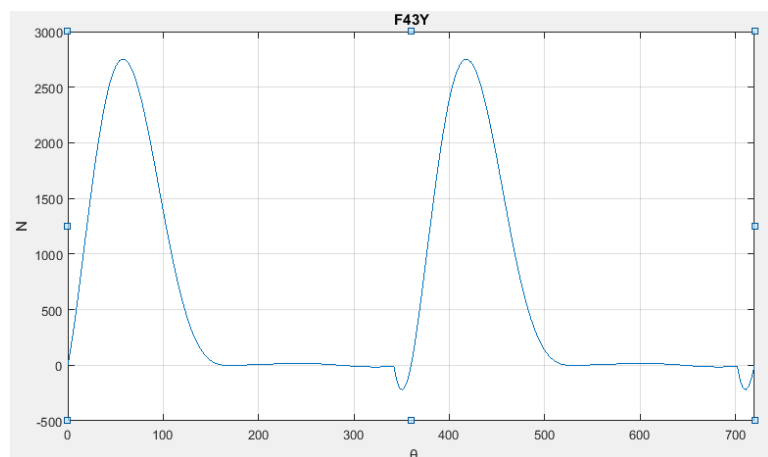


Fonte: Autoria própria (2019).

#### 5.4 Cinética

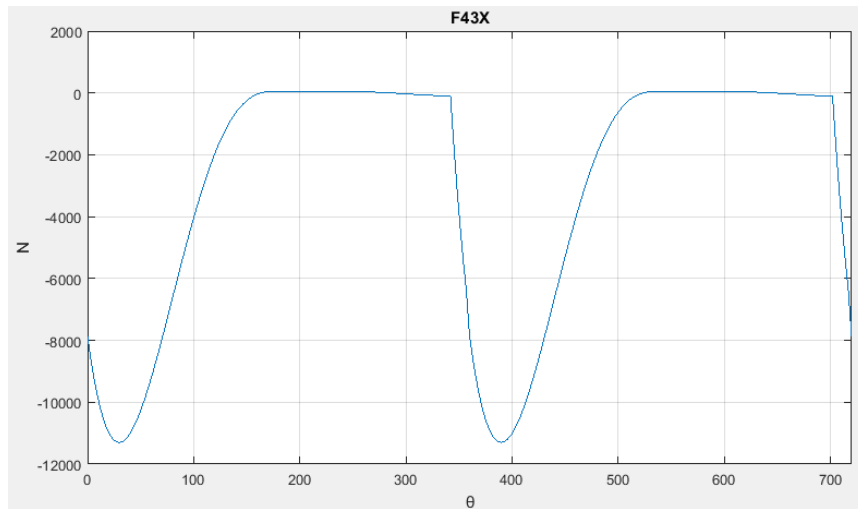
Em seguida o programa chama a função *cinetica.m*. Essa função retorna as componentes verticais e horizontais das forças atuantes nos elos do mecanismo. Apenas por demonstração são plotadas as componentes horizontais e vertical das forças atuantes na junta entre o pino do pistão e a biela

Figura 34 – Componente na direção y da força F34 em função de  $\theta$



Fonte: Autoria própria (2019).

Figura 35 – Componente na direção x da força F34 em função de  $\theta$



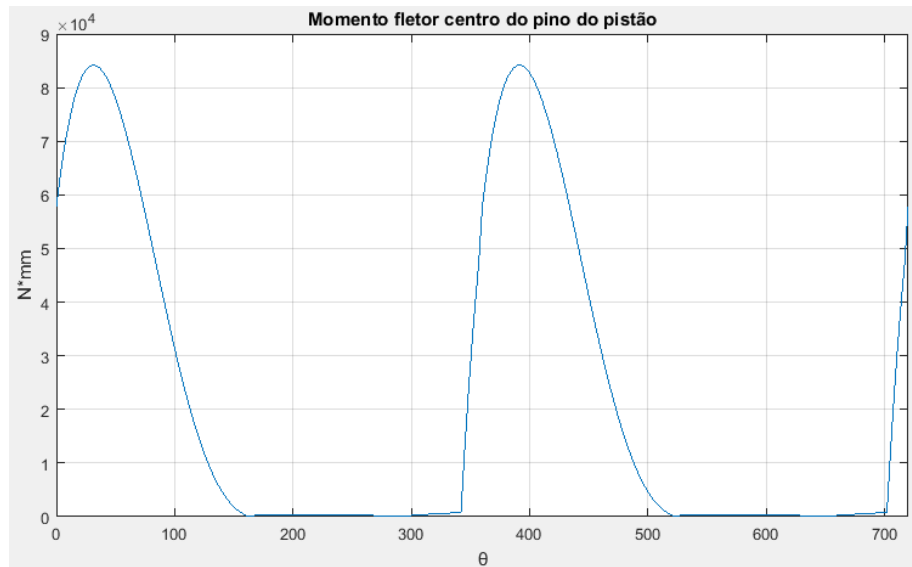
Fonte: Autoria própria (2019).

### 5.5 Dimensionamento de seções dos elos do mecanismo

Em seguida o programa inicia os cálculos das seções transversais dos do virabrequim, biela, e pino de pistão tanto para a máxima carga estática quanto para fadiga, o código é dividido por elemento de máquina e por seção a ser calculada. Em cada seção a ser dimensionada são determinados os coeficientes modificadores de tensão, tensão limite de resistência a fadiga e o diâmetro da seção é calculado pelo critério de Goodman. Após determinadas todas as dimensões são calculados os concentradores de tensão em fadiga para o virabrequim, esses concentradores de tensão serão aplicados na próxima iteração.

Agora é demonstrado o passo a passo do dimensionamento do pino do pistão, os passos a seguir podem ser seguidos para qualquer seção de qualquer elemento de máquinas do código. Na imagem 35 abaixo é apresentado o gráfico do momento fletor do centro do pino do pistão em função do ângulo  $\theta$ , o momento fletor é retornado pela função: *Pino\_pistão.m*. Cada seção de elemento de máquina por sua vez tem sua própria função.

Figura 35 – Momento fletor atuante no centro do pino do pistão



Fonte: Autoria própria (2019).

A seguir o programa chama as funções para cálculo da sessão para vida infinita em fadiga, na Tabela 21 são apresentados os resultados do cálculo da tensão

Tabela 23 - Resultados do dimensionamento do pino do pistão para vida infinita em fadiga de alto ciclo.

Variável	Valor	Unidade
dpp	17,22	mm
Se4	103,44	MPa
Sut4	860	MPa
Mm	42084	N*mm
Ma	42078	N*mm
Carreg4	1	-
Cconf	0,814	-
Ctemp4	1	-
Csuperf4	0,32715	-

Fonte: Autoria própria (2019)

## 5.6 Determinação dos concentradores de tensão

Após calcular as dimensões de todos as seções do pino de pistão, biela e virabrequim o programa parte para o dimensionamento dos concentradores de tensão do virabrequim. Esses concentradores de tensão são calculados para os eixos munhão e moente em suas respectivas juntas com o crankweb. Na Tabela 22 são apresentados os concentradores de tensão e de fadiga para esses dois casos.

Tabela 24 - Concentradores de tensão para fadiga

Variável	Valor
kfmp	1,808
kfsm	1,372
kfcp	1,832
kfsc	1,286

Fonte: Autoria própria (2019).

## 5.7 Cálculo das propriedades de massa

Nessa etapa o programa já tem todas as dimensões dos elementos de máquina determinadas, portanto é possível determinar as propriedades de massa, momento de inércia e posição do centro de gravidade de cada elemento de máquina do mecanismo. Na Tabela 23 abaixo são apresentadas as propriedades de massa calculadas na primeira iteração

Tabela 25 - Resultados do dimensionamento do pino do pistão para vida infinita em fadiga de alto ciclo.

Variável	Valor	Unidades
m2	0,7833	Kg
m3	0,0983	Kg
Ig2	0,0002326	N*m
Ig3	0,0001338	N*m
Cgv	%44,93	-
Cgb	%66,67	-

Fonte: Autoria própria (2019).

## 5.8 Saídas do programa

Finalmente o programa calcula as propriedades de massa dos elementos de maquina e compila todos os resultados do programa na tabela Resultados. Essa tabela apresenta todas as dimensões calculadas, massa, posição do centro de gravidade, momento de inércia, e concentradores de tensão calculados para cada iteração, na Tabela 24 apresentamos os resultados para as 5 primeiras iterações do programa.

Tabela 26 - Resultados do dimensionamento do pino do pistão para vida infinita em fadiga de alto ciclo.

<b>Iteração</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>unidades</b>
Cgv	0,4493	0,4852	0,4880	0,4883	0,4884	-
Cgb	0,6667	0,5951	0,5873	0,5865	0,5864	-
m2	0,7833	1,1924	1,2453	1,2508	1,2514	Kg
m3	0,0983	0,1081	0,1093	0,1094	0,1094	Kg
Ig2	0,0002	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	Kg*m <sup>2</sup>
Ig3	0,0001	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	Kg*m <sup>2</sup>
B	58,75	58,75	58,75	58,75	58,75	mm
l	58,18	58,18	58,18	58,18	58,18	mm
r	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	mm
tb	2,679	2,680	2,680	2,680	2,680	mm
Hb	13,397	13,401	13,402	13,402	13,402	mm
Bb	10,717	10,721	10,721	10,722	10,722	mm
dpp	17,220	17,214	17,214	17,214	17,214	mm
dcp	29,791	36,181	36,878	36,950	36,958	mm
dmp	28,546	32,610	33,198	33,250	33,255	mm
dfw	26,203	26,216	26,219	26,219	26,219	mm
dioma	30,191	36,581	37,278	37,350	37,358	mm
deoma	35,749	43,417	44,253	44,340	44,349	mm
diome	17,620	17,614	17,614	17,614	17,614	mm
deome	34,439	34,429	34,428	34,428	34,428	mm
kfmp	1,808	1,882	1,892	1,892	1,893	-
kfsmp	1,372	1,471	1,478	1,479	1,479	-
kfcp	1,832	1,939	1,950	1,952	1,952	-
kfscp	1,286	1,330	1,335	1,335	1,335	-

Fonte: Autoria própria (2019).

## 6 RESULTADOS

As formas dos componentes obtidas são simples e pouco otimizadas em termos de redução de peso e alívio de tensões, mas são passíveis de serem modeladas analiticamente.

Verificou-se a interdependência entre algumas dimensões de componentes, como por exemplo a do diâmetro do pino de pistão e o projeto do olhal menor da biela, ou ainda entre o olhal maior da biela e o diâmetro do moente do virabrequim.

Os resultados encontrados convergem, o que é evidenciado com os exemplos e exercícios resolvidos dos livros que suportam as teorias deste trabalho. Portanto, por se tratarem de metodologias amplamente validadas em cálculos estruturais, pode-se afirmar que os resultados fornecidos são bastante confiáveis para o nível de maturidade em que as dimensões do projeto são obtidas.

Uma exceção é a validação dos cálculos cinéticos, que definem as forças de reação nas juntas e elos. O software ENGINE apresentou uma série de inconsistências de unidades nos cálculos cinéticos quando as massas dos componentes são diferentes de zero. No entanto, há convergência para os cálculos onde as forças inerciais valem zero. Extensa pesquisa foi feita para encontrar trabalhos similares com a utilização do software em dimensionamento analítico, no entanto, nada foi encontrado.

## 7 CONCLUSÕES

Embora extensa pesquisa fora realizada, verificou-se a ausência de determinados métodos analíticos que cobrissem de forma integral e otimizada alguns concentradores de tensão dos componentes, o que exigiu que muitas vezes considerações conservadoras fossem feitas.

Os resultados são suficientes para atingimento dos objetivos, principalmente foram de grande valia para promover o entendimento da complexidade dos componentes estudados, entendimento dos modos de falha e consolidação do conhecimento em programação.

A morfologia dos componentes dimensionados é relativamente simples quando comparada ao estado da arte encontrado na indústria. Nota-se que existe uma diferença significativa em termos de formas otimizadas para redução de massa e de alívio de tensões. Isso ressalta os benefícios da análise de elementos finitos não só como forma de validação, mas também como ferramenta de otimização.

Identifica-se uma série de potenciais otimizações nos cálculos analíticos e das geometrias dos componentes. Porém, devido a limitação das ferramentas analíticas e de modelagem de concentradores de tensão recomenda-se complementar a metodologia com a análise de elementos finitos. Ainda, pode-se acrescentar os estudos tribológicos e de análise vibracional do mecanismo.



## REFERÊNCIAS

BHANDARI, V B. **Design of Machine Elements**, 3 ed. edn., Estados Unidos: McGraw-Hill, 2010.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Maquinas Shigley**. 10. ed. New York: Bookman, 2015.

GANESHAN, V. **Internal Combustion Engines**. McGraw Hill Education (India) Pvt Ltd. 2015.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Massachusetts, 1998.

MERIAM, J. L. KRAIGE, L.G. **Engineering Mechanics Dynamics**, 7 ed. edn, Estados Unidos: John Wiley & Sons, Inc., 2012.

NANDLAL, P.M. and Prajapati, K.V., **A Review of Internal Combustion Engine Design**. *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*, 2004. 2(12), p.3843-3851.

NORTON, Robert L. **Cinemática e Dinâmica de Mecanismos**. Massachusetts: Bookman, 2004.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Massachusetts: Bookman, 2013.

PAYRI, F et al. A Challenging Future for the IC Engine: New Technologies and the Control Role. **Oil & Gas Science And Technology – Revue D'ifp Energies Nouvelles**, [s.l.], v. 70, n. 1, p.15-30, 11 jun. 2014. EDP Sciences.

PIOLI, A.; STROZZI, A.; BALDINI, A.; GIACOPINI, M; ROSI, R. **Influence of Initial Clearance on Peak Stress in Con-rod Small Ends**, *Journal of Automobile Engineering*, 2009, v. 223, p. 769-782, 22 de ago. 201.

TRUETT R. Industry on ICE: amid EV hype, **The Internal Combustion Engine Keeps Improving**--and it's still what most people actually buy. Automotive News. 2018 Nov 12.

## APÊNDICE A – FUNÇÕES E SCRIPT

No link abaixo é possível fazer o download da versão completa do código e as funções que o compõe. Existe também uma pasta com todas as funções de validação. O script *a\_iniciar\_programa.m* roda o programa completo para um número de iterações escolhido pelo usuário e retorna as variáveis de saída para todas as iterações.

<https://drive.google.com/drive/folders/16Qu6jB9ge7IRgxx5EWpgNH8y942Ac1ly?usp=sharing>

## APÊNDICE B – SCRIPTS PARA TESTES DE FUNÇÕES

### Validacao\_se.m

```

clear all
close all
clc

%Resolução do exemplo 6.1 do livro Norton Elementos de Máquinas
2013, 4°Ed
%entradas
Confiabilidade = 99.9; %Confiabilidade[%]
Temperatura = 500; %Temperatura em °C
Ccarreg = 1; %Coeficiente de correção para flexão
Sut = 600; %Tensão de rompimento do material [Mpa]
Deq = 121.2; %diâmetro equivalente [mm]
Acabamento = 3;% 1 - Retificado, 2-Usinado ou estirao a frio,
3-Laminado a quente, 4-Forjado

Cconf = Conf(Confiabilidade);
Ctemp = Temp(Temperatura);
Csuperf = superf(Acabamento, Sut);
Cta = Tam_circ(Deq);
Se = Se(Sut ,Ccarreg, Cta, Cconf, Ctemp, Csuperf);

```

### Validacao\_goodman.m

```

clear all
close all
clc

Sut = 448.1594;
Se = 188.226948;
kt = 3.5;
kts = 2;

```

```

Nf = 2.5;
T = [8259.19, 8259.19, 8259.19]; % [N*mm] Tореque médio
constante
M = [7219.73, 0, -7219.73]; % [N*mm] Momento fletor
rar = 0.254; %[mm] raio de arredondamento

[Ma, Mm] = max_min(M); %[N*mm] Cálculo de momentos fletores máximo
e mínimo
[Ta, Tm] = max_min(T); %[N*mm] Cálculo de momentos fletores máximo
e mínimo

Qse = Sens_entalhe(Sut, rar);
Qses = Sens_entalhe( (Sut + 20*6.895), rar);
Kf = Kf_s(kt, Qse);
Kfs = Kf_s(kts, Qses);
d = goodman(Sut, Se, Nf, Mm, Ma, Ta, Tm, Kf, Kfs);
d = (d/25.4) %transformando diâmetro de mm para inch

```

### **Validacao\_cinematica.m**

```

clear all
close all
clc

%Entradas cinemática
S = 40.319; %Curso de pistão [mm]
n = 1500 ; %Rotação rpm

r_L = 1/3; %Relação raio de virabrequim-comprimento de Biela
r/L. Obs:(deve ser entre 1/3 e 1/5)
b_S = 1.49; %Relação diâmetro de pistão-curso de pistão B/S
Obs:(deve ser entre 3/4 e 6/4)
Cgv = 0.33 ;%Distância do centro de gravidade do virabrequim em
relação ao ponto 0;
Cgb = 0.33 ;%Distância do centro de gravidade da biela;

```

```

m2 = 0.1; %[Kg] massa do virabrequim
m3 = 0.1; %[Kg] massa da biela
m4 = 0.1; %[Kg] massa do pistão
mi = 0.1; % coeficiente de atrito
Ig2 = 0; %[mm^4] momento de inércia do virabrequim
Ig3 = 0; %[mm^4] momento de inércia da biela
B = b_S*S;
%Relações relativas ao mecanismo
l = S/(2*r_L); % [mm] Comprimento da Biela
r = r_L*l; % [mm] Raio do Virabrequim
w = n*(2*pi/60); %[rad/s] velocidade angular do ângulo de biela
theta = ((2*pi)/360)*xlsread('Gas Force.xlsx','A2:A242');
%[rad] Ângulo de virabrequim
alpha = 0;
Gp = xlsread('Gas Forcel.xlsx','B2:B242'); % Força em função de
theta, e da rpm
Fp = Gp.*(((B./2).^2).*pi);
[phy ,phy_1 , phy_2, s_2, q_2, u_2, x, x_1, x_2] =
cinematica(r,l,w,theta,alpha);%cinemática

```

### **Validacao\_virabrequim.m**

```

clear all
close all
clc

Ft = 12471.38;
Fr = 21265.46;
Fvs = 1000;
Fhs = 2000;
b1 = 125;
b2 = 125;
c1 = 150;
c2 = 150;
r = 75;

```

```

Sys2 = 40;
Sy2 = Sys2/0.7;
lc = 65;

[ Rt1, Rt2, Rr1, Rr2, Rr2_,Rt2_, Rr3_, Rt3_ ] = Reacoes_vira(
Ft, Fr, Fvs, Fhs, b1, b2, c1, c2);
[ Mc, Tc, Te, Dcp ] = Pino_vira(Rr1, b1, Rt1, r, Sys2);
[ Mbfw, Mtfw, Dfw ] = Eixo_saida(c2, Rr3_, Rt3_, Ft, r, Sys2);
[Mbmp, Mtmp, Dmp, tv, wv] = Main_pin(Ft, Fr, b1, lc, Rt1, Rr1,
r, Sys2, Dcp);
[ Nfcw, Sc, Tcw] = Crank_web(b2, lc, tv, wv, Rr2, Rt2, Ft, Fr,
r, Dmp, Sy2);

```

### **Validacao\_flambagem.m**

```

clear all
close all
clc
a = 1/7500; %Constante relativa ao tipo de engastamento e
material
Sy = 330; %Tensão de escoamento do amterial [Mpa]
l = 350; %Comprimento da biela [mm]
Fcr = 188495.56; %188495.56; %Força crítica de flambagem [N]
[tb, Hb, Bb] = Flambagem(Sy, a, l, Fcr);

```

### **Validacao\_kt.m**

```
clear all
close all
clc
rar = 2;
db = 10;
Db = 20;

[Ktt] = Kt_torcaoc( rar, db, Db);
```

### ***Validacao\_transrt.m***

```
clear all
close all
clc
ang = (-17*pi)/180;
Fx = 10.003;
Fy = 2.005;

[Fy_,Fx_] = transfb_rt(ang,Fx,Fy )
```



## ANEXO A – EXEMPLO 6-1 NORTON, 2013

**EXEMPLO 6-1****Determinação de diagramas S-N estimados para materiais ferrosos**

**Problema** Construa um diagrama S-N estimado para uma barra de aço e defina suas equações. Quantos ciclos de vida podem ser esperados se a tensão alternada é de 100 MPa?

**Dados** O  $S_{ur}$  obtido experimentalmente é 600 MPa. A barra quadrada tem 150 mm de lado e tem acabamento superficial de

laminado a quente. A temperatura máxima de operação é de 500°C. O carregamento aplicado é flexão pura alternada.

**Hipóteses** A vida infinita é requerida e pode ser obtida, pois este aço dúctil apresentará limite de fadiga. Será considerado um fator para confiabilidade de 99,9%.

**Solução**

- 1 Como nenhuma informação sobre o limite de fadiga ou resistência à fadiga é fornecido, estima-se  $S_e$  com base no limite de ruptura usando a Equação 6.5a.

$$S_e = 0,5S_{ur} = 0,5(600) = 300 \text{ MPa} \quad (a)$$

- 2 O carregamento é de flexão, portanto o fator de carregamento da Equação 6.7a é:

$$C_{carreg} = 1,0 \quad (b)$$

- 3 A peça é maior que o corpo de prova e não tem seção circular, portanto um diâmetro equivalente baseado em 95% da tensão máxima ( $A_{95}$ ) deve ser determinado e usado para encontrar o fator de tamanho. Para uma seção retangular sob flexão sem rotação, a área  $A_{95}$  é definida na Figura 6.25c e o diâmetro equivalente é obtido por meio da Equação 6.7d:

$$A_{95} = 0,05bh = 0,05(150)(150) = 1125 \text{ mm}^2$$

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} = \sqrt{\frac{1125 \text{ mm}^2}{0,0766}} = 121,2 \text{ mm} \quad (c)$$

e o fator de tamanho é encontrado pela Equação 6.7b:

$$C_{tamanho} = 1,189(121,2)^{-0,897} = 0,747 \quad (d)$$

- 4 O fator de acabamento superficial é indicado pela Equação 6.7e e pelos valores da Tabela 6-3 para o acabamento por laminação a quente especificado.

$$C_{superf} = AS_{ur}^b = 57,7(600)^{-0,718} = 0,584 \quad (e)$$

- 5 O fator de temperatura é obtido da Equação 6.7f:

$$C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 450) = 1 - 0,0058(500 - 450) = 0,71 \quad (f)$$

- 6 O fator de confiabilidade é obtido por meio da Tabela 6-4 para 99,9%:

$$C_{conf} = 0,753 \quad (g)$$

- 7 O valor corrigido do limite de fadiga  $S_e$  pode agora ser calculado pela Equação 6.6:

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_e$$

$$= 1,0(0,747)(0,584)(0,71)(0,753)(300) \quad (h)$$

$$S_e = 70 \text{ MPa}$$

## ANEXO B - EXEMPLO 10-1 NORTON, 2013

**EXEMPLO 10-1****Projeto de eixo para torção constante e flexão alternada**

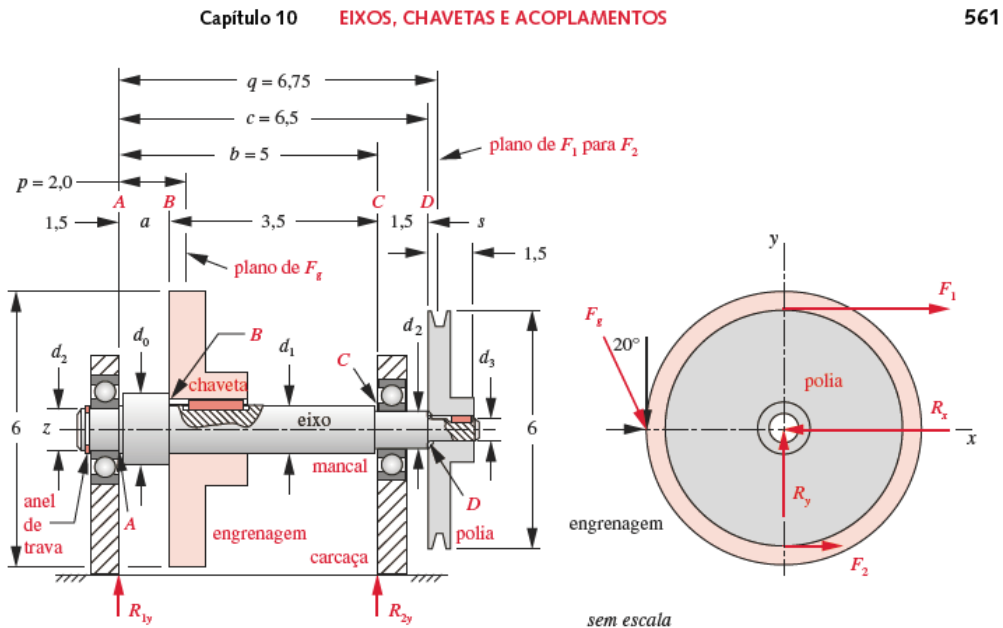
**Problema** Projete um eixo para suportar os complementos mostrados na Figura 10-5 com um coeficiente de segurança de projeto mínimo de 2,5.

**Dados** Um projeto preliminar da configuração do eixo é mostrado na Figura 10-5. Ele deve transmitir 2 hp a 1725 rpm. O torque e a força na engrenagem são constantes com o tempo.

**Hipóteses** Não há cargas axiais aplicadas. Será usado aço para obter vida infinita. Pressuponha um fator de concentração de tensão de 3,5 para o degrau nos raios em flexão, 2 para o degrau nos raios em torção e 4 nas chavetas.\* Uma vez que o torque é constante e o momento fletor completamente reverso, o método ASME da Equação 10.6 pode ser usado e será comparado com o método geral por meio da Equação 10.8.

**Solução** Ver as Figuras 10-5 a 10-8.

- 1 Primeiro determine o torque transmitido a partir da potência e velocidade angular dadas usando a Equação 10.1.



$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{2 \text{ hp} \left( \frac{6600 \text{ in-lb/s}}{\text{hp}} \right)}{1725 \text{ rpm} \left( \frac{2\pi \text{ rad/s}}{60 \text{ rpm}} \right)} = 73,1 \text{ lb-in} \quad (a)$$

Esse torque existe somente na porção do eixo entre a polia e a engrenagem, e é uniforme em magnitude sobre aquele comprimento, como mostrado na Figura 10-6.

- 2 As forças tangenciais na polia e na engrenagem são encontradas a partir do torque e de seus respectivos raios. Uma correia em V tem tensão em ambos os lados, e a razão entre a força  $F_1$  no lado apertado e  $F_2$  no lado folgado é geralmente suposta como sendo aproximadamente 5. A força resultante associada com o torque motor é  $F_n = F_1 - F_2$ , mas a força que flete o eixo é  $F_s = F_1 + F_2$ . A combinação dessas relações resulta em  $F_s = 1,5 F_n$ . Olhando pela extremidade da polia:

$$F_n = \frac{T}{r} = \frac{73,1 \text{ lb-in}}{3 \text{ in}} = 24,36 \hat{i} \text{ lb}$$

$$F_s = 1,5 F_n = 36,54 \hat{i} \text{ lb} \quad (b)$$

- 3 A força tangencial no dente da engrenagem é

$$F_{\text{tangencial}} = \frac{T}{r} = \frac{73,1 \text{ lb-in}}{3 \text{ in}} = -24,36 \hat{j} \text{ lb} \quad (c)$$

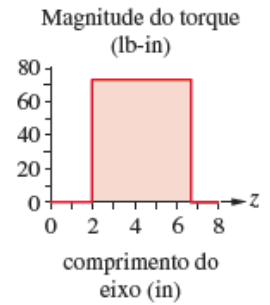


FIGURA 10-6

(c) Torque no Exemplo 10-1.

Capítulo 10 EIXOS, CHAVETAS E ACOPLAMENTOS

lb-in). Observe que, por causa da alta concentração de tensão, o chanfro do anel de retenção usado para posicionamento axial foi colocado na extremidade do eixo onde o momento e o torque são ambos zero.

- 7 Um material de teste precisa ser escolhido para os cálculos. Primeiramente, tentamos um material barato, aço de baixo carbono laminado a frio, como SAE 1020 com  $S_u = 65$  kpsi e  $S_y = 38$  kpsi. Embora esse material não seja excepcionalmente forte, ele tem baixa sensibilidade ao entalhe, o que será uma vantagem, dadas as grandes concentrações de tensão. Calcule o limite de resistência à fadiga não corrigido usando a Equação 6.5:

$$S_e = 0,5S_u = 0,5(65000) = 32500 \text{ psi} \quad (k)$$

Este deve ser reduzido por diversos fatores para levar em conta as diferenças entre a parte e o espécime de ensaio.

$$S_e = C_{\text{carreg}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{superf}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} S_e$$

$$S_e = (1)(1)(0,84)(1)(1)(32500) = 27300 \text{ psi} \quad (l)$$

O carregamento é flexão e torção, portanto o coeficiente de carga,  $C_{\text{carreg}}$ , é 1. Como não sabemos ainda o tamanho da peça, temporariamente suporemos que o coeficiente de tamanho,  $C_{\text{tamanho}}$ , é igual a 1 e o ajustaremos depois. O coeficiente de acabamento superficial,  $C_{\text{superf}}$ , é escolhido para um acabamento de usinagem baseado na Figura 6-26 ou na Equação 6.7e. A temperatura não é elevada, portanto o coeficiente de temperatura,  $C_{\text{temp}}$ , é igual a 1, e pressupomos que temos 50% de confiabilidade no estágio preliminar de projeto com  $C_{\text{conf}} = 1$ .

- 8 A sensibilidade do material ao entalhe é encontrada pela Equação 6.13 ou pela Figura 6-36 e é  $q = 0,5$  em flexão e  $q = 0,57$  em torção, supondo o raio do entalhe de 0,01 in.
- 9 O fator de concentração de tensão por fadiga é encontrado pela Equação 6.11b usando o suposto fator de concentração de tensão geométrico mencionado anteriormente. Para a tensão de flexão no ponto C do degrau:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,5(3,5 - 1) = 2,25 \quad (m)$$

A concentração de tensão é menor para um degrau carregado à torção do que para a mesma geometria carregada à flexão:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 0,57(2 - 1) = 1,57 \quad (n)$$

Pela Equação 6.17, descobrimos que, neste caso, o mesmo fator deve ser usado na componente de tensão média torcional:

$$K_{fm} = K_{fs} = 1,57 \quad (o)$$

- 10 O diâmetro do eixo no ponto  $C$  pode agora ser encontrado pela Equação 10.6 usando a magnitude do momento naquele ponto de 63,9 in-lb

$$d_2 = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( K_f \frac{M_e}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$= \left\{ \frac{32(2,5)}{\pi} \left[ \left( 2,25 \frac{63,9}{27300} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( 1,57 \frac{73,1}{38000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 0,531 \text{ in} \quad (p)$$

Se  $K_{fsm}$  for definido igual a 1 como a ASME recomenda, então a Equação 10.6 resulta em  $d = 0,520$  in. Se a equação mais geral 10.8 for usada, o re-

sultado é  $d = 0,557$  in. Observe que o método ASME é menos conservativo que a Equação 10.8, visto que dá diâmetros de eixo menores para o mesmo coeficiente de segurança. Um diagrama modificado de Goodman para este elemento de tensão é mostrado na Figura 10-8b. Ele prediz falha por fadiga.