

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

**Projeto Executivo de uma Máquina para
Fabricação de Molas Bonnel**

Paulo Loiola de Jesus

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

São Paulo, 2009

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Executivo de uma Máquina para Fabricação de Molas Bonnel

Relatório Final apresentado junto ao curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, como requisito parcial para aprovação na disciplina *PME2599 – Projeto Integrado II*

Coordenador: Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto

Paulo Loiola de Jesus

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

São Paulo, 2009

DEDICATÓRIAS

Ao meu Pai e à minha Mãe, *in memoriam*

AGRADECIMENTOS

Ao Prof Dr. Marcelo Augusto Leal Alves, pela valiosa orientação prestada ao longo da minha graduação, nas disciplinas *elementos de máquinas* e *projeto de máquinas*.

Aos diretores da Brasgramp, com os quais tive o prazer de trabalhar neste projeto, pelo apoio prestado nos meses decisivos para a conclusão do curso.

À Dinha, pela generosa contribuição na minha vida e pela paciência e dedicação.

"Conhecimento vem do seu instrutor, sabedoria vem do seu interior." *Bruce Lee*

SUMÁRIO

SUMÁRIO.....	I
LISTA DE FIGURAS	II
LISTA DE TABELAS	IV
RESUMO	V
ABSTRACT	VI
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivo.....	1
1.2 Fundamentação Teórica.....	1
1.2.1 Conexões parafusadas.....	2
1.2.2 Eixos rotativos	5
1.2.3 Molas de Compressão.....	9
1.2.4 Chavetas.....	10
1.2.5 Rolamentos	11
1.2.6 Engrenagens cilíndricas de dentes retos	12
1.2.7 Análise de elementos finitos.....	18
1.2.8 Tensão equivalente de <i>Von Mises</i>	20
1.3 Anúncio do Trabalho e Suas Partes	21
1.4 Metodologia	21
2 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	22
2.1 Requisitos do Projeto	22
2.2 Estudo de Viabilidade.....	29
2.3 Projeto Básico	30
2.4 Projeto Executivo.....	39
2.5 Planejamento da Produção.....	39
2.6 Planejamento da Disponibilização ao Cliente.....	40
2.7 Planejamento do Consumo	40
2.8 Manutenção.....	42
3 CONCLUSÃO	42
ANEXOS	43
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	44

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1: Configuração de montagem para conexões parafusadas</i>	2
<i>Figura 2: Diagrama de pré-aperto de conexões parafusadas</i>	3
<i>Figura 3: Fator de força para as principais configurações de montagem</i>	4
<i>Figura 4: Exemplo de estrutura isoestática</i>	6
<i>Figura 5: Fator de temperatura k_d</i>	7
<i>Figura 6: Fator de concentração de tensões em eixos</i>	9
<i>Figura 7: Principais dimensões da mola de compressão</i>	10
<i>Figura 8: Principais dimensões em acoplamentos por chavetas</i>	11
<i>Figura 9: Dimensões para seleção de rolamentos de esferas</i>	11
<i>Figura 10: Principais dimensões em ECDR</i>	12
<i>Figura 11: Relações geométricas em ECDRA</i>	13
<i>Figura 12: Estudo linear estático em software FEA</i>	14
<i>Figura 13: Obtenção gráfica do coeficiente C_s</i>	15
<i>Figura 14: Fator geométrico J</i>	16
<i>Figura 15: Fator dinâmico</i>	16
<i>Figura 16: Fator de vida</i>	17
<i>Figura 17: Esquema do método FEA implementado em softwares comerciais</i>	19
<i>Figura 18: Análise sistêmica da máquina</i>	24
<i>Figura 19: Principais dimensões da mola do tipo Bonnel</i>	24
<i>Figura 20: Principal aplicação da mola Bonnel</i>	25
<i>Figura 21: Fluxograma de relacionamento entre os subsistemas da máquina</i>	26
<i>Figura 22: Layout proposto para acomodar os subsistemas da máquina</i>	27
<i>Figura 23: A espiral de projeto da máquina de molas Bonnel</i>	28
<i>Figura 24: Exemplo de componente da máquina</i>	31
<i>Figura 25: Análise do modelo CAD utilizando software de FEA</i>	32
<i>Figura 26: Desenho de conjunto e vista explodida, lista de materiais e tabela de revisões</i>	33
<i>Figura 27: Sistema Desbobinador</i>	33
<i>Figura 28: Motor e redutor da máquina</i>	34
<i>Figura 29: Sistema endireitador do arame</i>	34
<i>Figura 30: Sistema de tração do arame, utilizando rodas de tração</i>	35
<i>Figura 31: Sistema de conformação e corte do arame</i>	35
<i>Figura 32: Sistema transportador da mola</i>	36

<i>Figura 33: Sistema amarrador da mola</i>	36
<i>Figura 34: Sistema de tratamento térmico</i>	37
<i>Figura 35: Sistema dispensador de molas</i>	37
<i>Figura 36: Sistema de resfriamento</i>	38
<i>Figura 37: Sistema de transmissão de potência e transformação de movimento</i>	38
<i>Figura 38: Exemplo de submontagem em vista explodida</i>	39
<i>Figura 39: Exemplo de desenho de fabricação de componente</i>	40
<i>Figura 40: Modelo 3D da máquina, exceto acessórios</i>	41
<i>Figura 41: Protótipo em fase inicial de montagem</i>	41
<i>Figura 42: Exemplo de proteções implementadas: cabine e carenagens</i>	42

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1: Fator de fricção f entre os materiais conectados</i>	<i>4</i>
<i>Tabela 2: Tensão admissível na rosca.....</i>	<i>5</i>
<i>Tabela 3: Fator de fricção f_1 entre porca e parafuso</i>	<i>5</i>
<i>Tabela 4: Coeficientes para o cálculo do fator de acabamento superficial k_a</i>	<i>6</i>
<i>Tabela 5: Fator de confiabilidade k_r</i>	<i>7</i>
<i>Tabela 6: Fator de correção para sobrecargas devido a choques.....</i>	<i>16</i>
<i>Tabela 7: Fator de montagem.....</i>	<i>16</i>
<i>Tabela 8: Limite de fadiga por contato</i>	<i>17</i>
<i>Tabela 9: Especificação técnica da máquina.</i>	<i>29</i>

RESUMO

O escopo deste trabalho é apresentar o projeto executivo da máquina para fabricação de molas Bonnel, apresentando de forma concisa as demais etapas que compõem o projeto. As etapas iniciais do projeto farão uma estimativa grosseira do sistema e seus subsistemas, enumerando os requisitos da máquina; as etapas intermediárias farão uma estimativa das dimensões da máquina, caracterizando-a através de seus subsistemas, e como estes se relacionam entre si; as etapas finais cuidarão dos recálculos e verificações, com a finalidade de garantir que todos os requisitos do projeto realmente estarão satisfeitos. Serão levados em consideração fatores de segurança conservadores nas etapas iniciais do projeto; nas etapas intermediárias, o fator de segurança dos componentes do projeto poderá diminuir devido às possíveis otimizações; deseja-se, por imposição do projetista, um fator de segurança na etapa final aproximadamente três, devido às características do projeto. Após a finalização do projeto executivo, um protótipo da máquina será produzido. Listas de componentes e listas de materiais serão elaboradas simultaneamente aos desenhos, facilitando a confecção da planilha de custos do projeto. Como o escopo do presente trabalho é a apresentação do projeto executivo da máquina, as demais etapas serão apresentadas de forma resumida, mostrando uma visão do projeto apenas em linhas gerais.

ABSTRACT

The scope of this work is to present the executive design of machine for Bonnel springs production, introducing of concise way the other steps that make up the project. The initial stages of the project will make a rude estimate of system and your subsystems, enumerating the requirements of the machine; the intermediary stages will make a estimate of the dimensions of machine, characterizing it through its subsystems, and how these dimensions relate to each other; the final stages will care of recalculations and verifications, with the purpose to guarantee that all requirements of the project will be really satisfied. Will be taken in consideration conservative factor of safety in the initial stages of project; in the intermediary stages, the factor of safety could shrink because of possible enhancements; it wishes, for imposition of the designer, a safety factor in the final steps approximately three, due to the characteristics of the project. After the conclusion of executive design, a prototype of the machine will be produced. Lists of parts and bill of materials will be elaborated simultaneously to the drawings, facilitating the making of spreadsheet of costs of the project. As the scope of this work is the presentation of executive design of the machine, the other steps will be introduced of summary form, showing a vision of the project only in general terms.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

O presente trabalho de conclusão de curso tem por objetivo apresentar de maneira concisa a metodologia empregada no projeto executivo de uma máquina para fabricação de molas do tipo *Bonnel*; estas molas são amplamente utilizadas na montagem de molejos para colchões, por apresentar vantagens em relação a outros tipos de molas para colchões, como a mola *Pocket*. Deseja-se uma máquina capaz de produzir molas *Bonnel* com alta produtividade e baixo custo de manutenção. O escopo deste trabalho é apresentar o projeto executivo da máquina, apresentando de forma resumida as demais etapas do projeto.

Serão utilizadas ferramentas *CAD* para elaboração de todos os desenhos da máquina, definição de tolerâncias dimensionais e tolerâncias geométricas e simulação de funcionamento dos subsistemas da máquina; softwares *CAE* serão empregados na otimização do projeto e implementação de análises estáticas e dinâmicas pelo método dos elementos finitos em peças de importância crítica; softwares *CAM*, por sua vez, serão utilizados na elaboração de rotinas para fabricação de componentes em fresadora vertical *CNC*. Tais softwares serão escolhidos utilizando-se critérios econômicos, como o custo-benefício, tempo de processamento, necessidade de treinamento, e critérios práticos, como a facilidade de manuseio, apresentação da interface gráfica e flexibilidade do software.

Percebe-se uma justificativa acadêmica na escolha do tema: devido à sua relativa complexidade, o problema proposto exigirá conhecimentos em diversas disciplinas das áreas mecânica, térmica e fluídica; outro motivo para a escolha do tema é a existência do interesse de empresas no patrocínio do projeto e fabricação de um protótipo.

1.2 Fundamentação Teórica

Dado um critério de falha e um componente qualquer, entende-se por método direto de dimensionamento aquele que calcula as dimensões do componente a partir da configuração de montagem e cargas atuantes. Método iterativo é aquele que estabelece uma dimensão para o componente, faz uma checagem utilizando os critérios de falha e, caso ocorra a falha pelo critério escolhido, redimensiona-se o componente; o processo se repete até que o conjunto de critérios de falha escolhidos esteja plenamente satisfeito. O método iterativo pode também ser utilizado para otimização do projeto (redução de massa e redução de custos).

Em elementos de máquinas, cada tipo de componente possui critérios de dimensionamento baseados em algum tipo de falha. Adicionalmente, para cada componente há uma definição diferente de falha: por exemplo, pode ocorrer falha por escoamento do material (deformação permanente), máxima deflexão, fadiga etc. Os próximos tópicos fazem um breve resumo dos principais critérios de dimensionamento adotados no projeto. Em todos os dimensionamentos, preferiu-se por conveniência prática a adoção do método iterativo (*Design Check*).

1.2.1 Conexões parafusadas

Dada uma conexão parafusada genérica, como a mostrada na *Figura 1*, as dimensões da conexão devem respeitar simultaneamente os três critérios seguintes:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_e / k_s \quad \sigma_{max} \leq \sigma_e / k_s \quad p_C \leq p_A \quad \text{onde:}$$

$$p_C = \frac{4.F_{max}}{\pi.(d^2 - D_1^2). \frac{0,8.d}{p}} \quad \sigma_{max} = \frac{4.F_{max}}{\pi.d_{min}^2} \quad \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3.\tau_k^2}$$

$$\tau_k = \frac{16.T}{\pi.d_{min}^3} \quad \sigma_t = \frac{4.F_0}{\pi.d_{min}^2} \quad T = F_0 \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan \left(\frac{p}{\pi.d_2} + \frac{f_1}{\cos(30^\circ)} \right) + 0,7.d.f_2 \right]$$

$$F_0 = F_{max} - \left(\frac{c_1}{c_1 + c_2} \right) \cdot \frac{F_a}{z} \quad F_{max} = \frac{1+\psi}{z} \cdot \left(F_a + \frac{F_t}{f} \right)$$

$$d_2 = d - 0,649519.p \quad D_1 = d - 1,0,82531.p$$

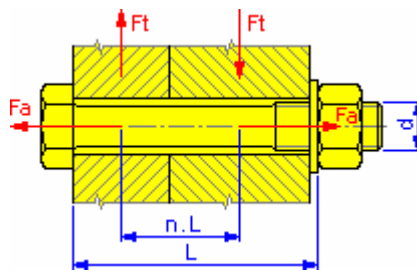


Figura 1: Configuração de montagem para conexões parafusadas

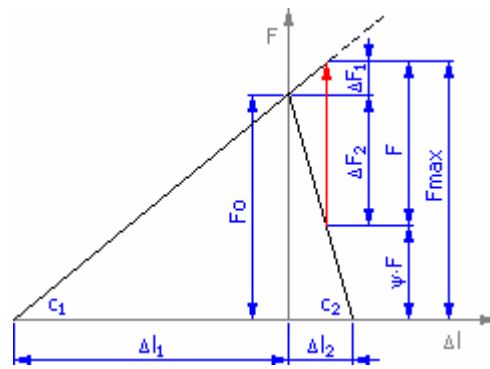


Figura 2: Diagrama de pré-aperto de conexões parafusadas.

Os parâmetros no diagrama da *Figura 2* são: F $\equiv$ força de operação, ψ $\equiv$ fator de aperto, c_1 $\equiv$ força de pré-carga, $F_{\max}$ $\equiv$ máxima força de operação no parafuso, ΔF_1 $\equiv$ aumento na pré-carga no parafuso devido à força de operação, ΔF_2 $\equiv$ redução na pré-carga no material conectado devido à força de operação, Δl_1 $\equiv$ aumento no comprimento do parafuso, Δl_2 $\equiv$ diminuição no comprimento do material conectado, c_1 $\equiv$ constante elástica do parafuso, c_2 $\equiv$ constante elástica do material conectado. Os parâmetros de entrada para as fórmulas são:

- Fator de aperto, ψ . É um valor que varia entre 0,2 e 1,0. A relação entre este fator e as demais variáveis da conexão pode ser obtida através das relações geométricas apresentadas na *Figura 2* (diagrama de pré-aperto).
- Máxima força axial de operação, F_a
- Fator de força, n . É um valor que varia entre 0,25 a 1,0 e que depende da configuração de montagem da conexão, conforme mostrado na *Figura 3*.
- Máxima força tangencial de operação, F_t
- Fator de fricção entre os materiais conectados, f . Os valores para f podem ser obtidos na *Tabela 1*.
- Número de parafusos, z
- Diâmetro da rosca, d
- Passo da rosca, p

- i) Diâmetro médio do parafuso, d_s
- j) Diâmetro mínimo do parafuso, $d_{\min}$
- k) Limite de escoamento, σ_e

	$n = 1$ ($l_F = L$)	$n = 0,75$ ($l_F = 0,75 L$)	$n = 0,5$ ($l_F = 0,5 L$)	$n = 0,25$ ($l_F = 0,25 L$)

Figura 3: Fator de força para as principais configurações de montagem

Material	non-lubricated	lubricated
steel - steel	0.8	0.16
steel - cast iron	0.4	0.21
steel - brass	0.35	0.19
steel - brass	0.13	0.16
cast iron - cast iron	1	0.15 - 0.20
cast iron - bronze	0.25	0.08
bronze - bronze	0.25	0.10
aluminum - aluminum	1.35	0.30
copper - copper	1	0.08
steel - plexiglas	0.4 - 0.5	0.4 - 0.5
plexiglas - plexiglas	0.8	0.8

Tabela 1: Fator de fricção f entre os materiais conectados

- l) Fator de segurança, k_s . Deve-se levar em consideração, no fator de segurança k_s os carregamentos estáticos e dinâmicos, efeitos de corrosão, concentração de tensões, entre outros fatores. Se o carregamento foi calculado com razoável confiança, pode-se estimar este fator entre 2,0 e 3,0.

m) Tensão admissível na rosca, p_A . Este valor pode ser obtido na *Tabela 2*.

Nut Material	Strength class of bolt material according to the CSN and ISO standards									
	4A	4D	4S	5D	5S	6S	6G	8G	10K	12K
								8E	10G	
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9
	p_A [MPa]									
Steel	40	50	75	70	90	110	120	150	200	250
Grey Cast Iron	25	30	45	40	55	70	80	90	125	150
Light alloys	18	20	30	27	35	45	50	60	80	90

Tabela 2: Tensão admissível na rosca

n) Módulo de elasticidade do parafuso, E_1

o) Fator de fricção na rosca entre porca e parafuso, f_1

Thread surface	non-lubricated	lubricated
black or phosphate coating	0.14 to 0.21	0.12 to 0.15
galvanic zinc coating	0.13 to 0.18	0.12 to 0.17
cadmium plating	0.08 to 0.12	0.08 to 0.11

Tabela 3: Fator de fricção f_1 entre porca e parafuso

p) Fator de fricção na superfície de contato entre porca e parafuso, f_2 . Utiliza-se a *Tabela 1* para definição deste fator.

q) Largura do material conectado, L

r) Módulo de elasticidade do material conectado, E_2

1.2.2 Eixos rotativos

O dimensionamento de eixos rotativos em projetos de máquinas segue basicamente o seguinte procedimento prático:

a) Cálculo dos esforços. Para o cálculo das forças de reação dos apoios, são utilizadas as equações de equilíbrio de forças e equilíbrio de momentos nos planos XY e XZ :

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0 \quad \sum_{i=1}^n F_{yi} = 0 \quad \sum_{i=1}^n M_{zi} = 0 \quad (\text{plano } XY)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0 \quad \sum_{i=1}^n F_{zi} = 0 \quad \sum_{i=1}^n M_{yi} = 0 \quad (\text{plano } XZ)$$

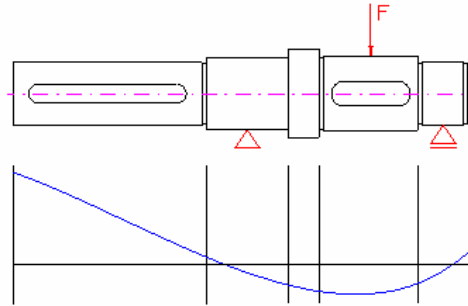


Figura 4: Exemplo de estrutura isoestática

A Figura 4 apresenta a montagem de um eixo rotativo genérico com aplicação de uma força externa F , força distribuída $q(x)$ devido ao peso próprio e dois apoios (uma articulação e um apoio simples), com a respectiva configuração deformada da linha elástica

- b) Determinação da secção crítica. Após a determinação de todos os esforços atuantes no eixo, são elaborados os diagramas dos esforços solicitantes $V(x)$ para força cortante, $M(x)$ para momento fletor e $T(x)$ para momento torsor. A secção crítica ocorrerá na região onde houver mudança de diâmetro do eixo e onde as magnitudes das tensões devidos aos esforços solicitantes devido a essa mudança for maior. Às vezes fica difícil saber onde ocorre a secção crítica no eixo; nestes casos, aborta-se o método analítico e recorre-se ao método de elementos finitos.

- c) Cálculo do limite de resistência à fadiga $S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_r \cdot 0,504 \cdot S_{UT}$ onde:

- $k_a \equiv$ fator de acabamento superficial, $k_a = a \cdot S_{UT}^b$

Acabamento	a	b
retificado	1,58	-0,085
usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
laminado a quente	57,7	-0,718
forjado	272	-0,995

Tabela 4: Coeficientes para o cálculo do fator de acabamento superficial k_a

- $k_b \equiv$ fator de tamanho, $k_b = \left(\frac{d}{7,62.mm} \right)^{-0,133}$, com $2,79mm < d < 51mm$, ou então utilizar: $k_b = 1$, para $d < 8mm$; $k_b = 0,85$, para $8mm < d < 50mm$; $0,60 < k_b < 0,75$, para $d > 50mm$;
- $k_c \equiv$ fator de carregamento, $k_c = 1$, para carga axial com $S_{UT} > 1520MPa$; $k_c = 0,923$, para carga axial com $S_{UT} \leq 1520MPa$; $k_c = 1$, para carga de flexão; $k_c = 0,577$, para carga de torção ou cisalhamento
- $k_d \equiv$ fator de temperatura, pode ser estimado utilizando-se gráficos ou tabelas. A Figura 5 apresenta um gráfico para obtenção deste fator.

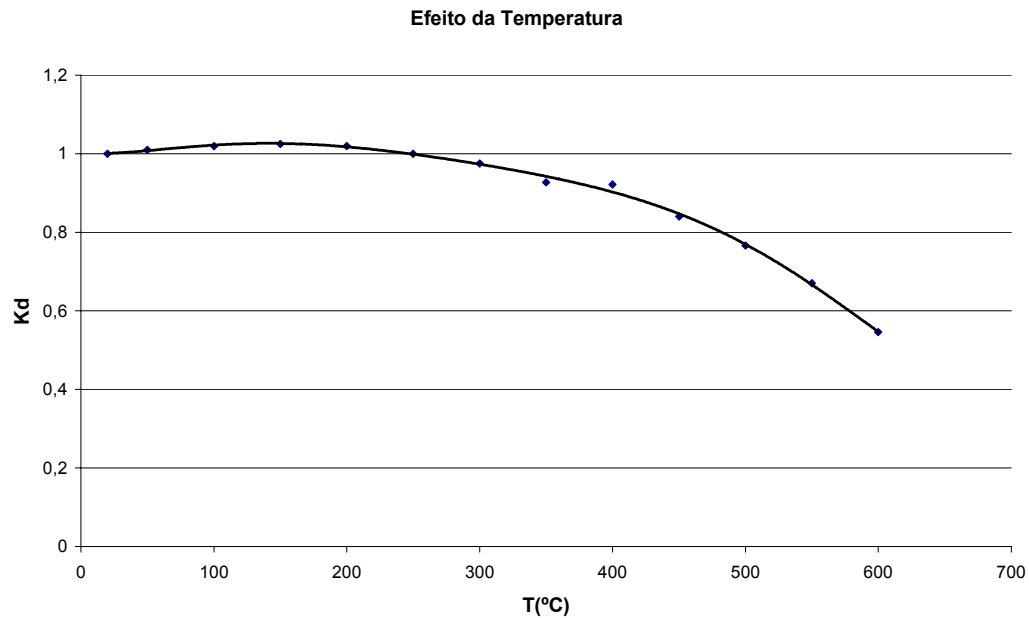


Figura 5: Fator de temperatura k_d

- $k_r \equiv$ fator de confiabilidade; este fator encontra-se tabelado conforme Tabela 5.

confiabilidade	k_r
50%	1
90%	0,897
95%	0,868
99%	0,814
99,9%	0,753
99,99%	0,702
99,999%	0,659

Tabela 5: Fator de confiabilidade k_r

- d) Decomposição dos esforços em esforços médios e alternados: N_a , N_m , M_a , M_m , T_a e T_m .
- e) Cálculo das tensões equivalentes média e alternadas pelo critério da máxima energia de distorção (tensão equivalente de *Von Mises*):

$$\sigma_{eqa} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{N_a \cdot d}{8} + M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot T_a^2} \quad (1)$$

$$\sigma_{eq3} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{N_m \cdot d}{8} + M_m\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot T_m^2} \quad (2)$$

- f) Utilização da equação de *Goodman* para o cálculo do diâmetro do eixo. Utilizando o conceito de fator de segurança, definido por $\eta = \frac{\text{esforço limite}}{\text{esforço aplicado}}$, a Equação de

Goodman é: $\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{UT}} = \frac{1}{\eta_{fadiga}}$ (3). Adicionalmente, inclui-se o efeito da

concentração de tensões onde ocorre variação de diâmetro no eixo: $k_f \equiv$ fator de concentração de tensões, $k_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$ com K_t (fator de tensão) e q (fator de sensibilidade ao entalhe) estimados graficamente através da relação D/d e r/d , conforme *Figura 6*. Substituindo-se as equações *eq.(1)* e *eq.(2)* na equação *eq.(3)*, o diâmetro d do eixo pode ser calculado iterativamente através da seguinte expressão:

$$d = \sqrt{\frac{32 \cdot \eta_{fadiga}}{\pi} \cdot \{A + B\}} \quad \text{onde: } A = \sqrt{\frac{1}{S_e^2} \cdot \left[\left(\frac{k_{fNa} \cdot N_a \cdot d}{8} \cdot k_{fMa} \cdot M_a \right)^2 + \frac{3}{4} (k_{fTa} \cdot T_a^2) \right]}$$

$$B = \sqrt{\frac{1}{S_{UT}^2} \cdot \left[\left(\frac{k_{fNm} \cdot N_m \cdot d}{8} \cdot k_{fMm} \cdot M_m \right)^2 + \frac{3}{4} (k_{fTm} \cdot T_m^2) \right]}$$

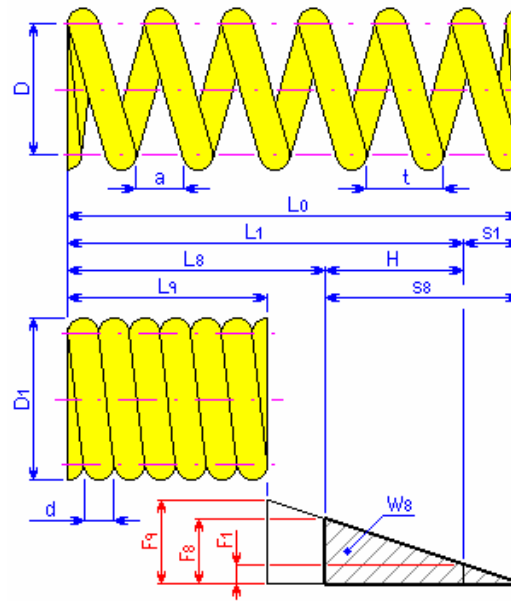


Figura 7: Principais dimensões da mola de compressão

As principais fórmulas utilizadas no dimensionamento de molas de compressão são:

a) $c = D/d$ $c \equiv$ índice da mola

b) $K_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}$ $K_w \equiv$ fator de correção de Wahl

c) $k = \frac{G.d^4}{8.D^3.n} = \frac{F_8 - F_1}{H}$ $k \equiv$ constante elástica da mola, onde: $G \equiv$ módulo de elasticidade no cisalhamento e $n \equiv$ número de espiras ativas

d) $F_x = \frac{\pi.d^3.\tau_x}{8.D.K_w} = \frac{G.s_x.d^4}{8.D^3.n} + F_0$ $F_x \equiv$ força exercida pela mola no estado x , onde $\tau_x \equiv$ tensão torsional do material da mola e $s_x \equiv$ deflexão da mola no estado x .

1.2.4 Chavetas

Os principais parâmetros utilizados no dimensionamento de chavetas são apresentados na Figura 8. As principais fórmulas utilizadas são:

a) $T = \frac{30.10^3.P}{\pi.n}$ $[N.m]$ $T \equiv$ torque transferido, onde:

$P \equiv$ potência $[kW]$

$n \equiv \text{rotação [rpm]}$

$$\text{b) } L_{f \min} = \frac{4.T.10^3}{d.p_A.h.c.k_{ef}} \quad L_{f \min} \equiv \text{comprimento mínimo da chaveta, onde:}$$

$p_A \equiv \text{pressão admissível no material de menor qualidade, geralmente o material do cubo [MPa]}$

$c \equiv \text{número de chavetas}$

$k_{ef} \equiv \text{fator que expressa a redução na capacidade de carregamento da união devido à distribuição desigual de força pela imprecisão na fabricação dos componentes, usualmente varia entre 0,9 e 1,0.}$

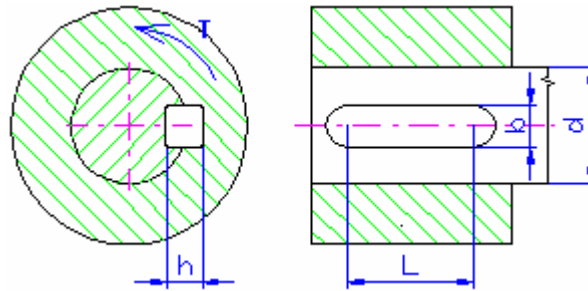


Figura 8: Principais dimensões em acoplamentos por chavetas

1.2.5 Rolamentos

Rolamentos são componentes selecionados a partir do tipo de carregamento, tempo de vida e velocidade de rotação. Rolamentos de pista simples de esferas são os mais comuns.

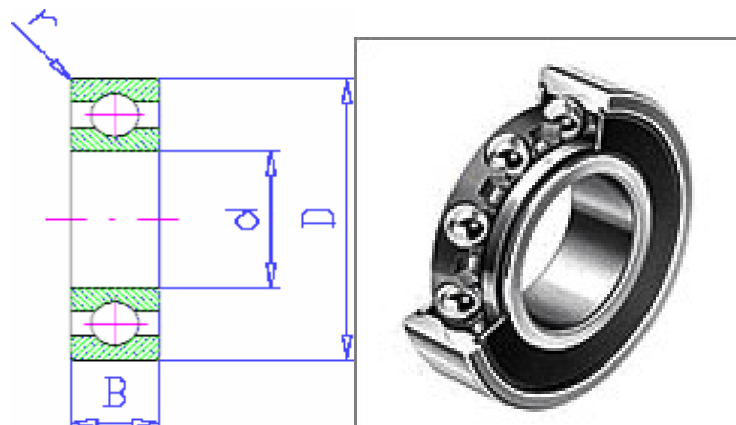


Figura 9: Dimensões para seleção de rolamentos de esferas

A seleção deste componente pode ser feita através do catálogo do fabricante, utilizando-se a relação $\frac{L_h}{r} = \left(\frac{C}{(F_r + F_a) \cdot f_d} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot N}$ onde: $L_h \equiv$ vida útil desejada [h]; $r \equiv$ fator de confiabilidade; $C \equiv$ capacidade básica de carregamento dinâmico [N] (catálogo do fabricante); $F_r \equiv$ componente radial do carregamento no rolamento; $F_a \equiv$ componente axial do carregamento no rolamento; $f_d \equiv$ fator de segurança devido a forças dinâmicas adicionais; $p \equiv$ expoente, com $p = 3$ para rolamentos de esferas; $N \equiv$ rotação [rpm].

1.2.6 Engrenagens cilíndricas de dentes retos

As principais dimensões deste tipo de engrenagem encontram-se na *Figura 10*. A principal dimensão é o diâmetro $d_{i=p,c} \equiv$ diâmetro primitivo, onde $p \equiv$ pinhão e $c \equiv$ coroa. O sistema de engrenagens métrico usa como base o módulo $m = \frac{d_p}{z_p} = \frac{d_c}{z_c}$, onde $z_{i=p,c}$ é o número de dentes. O passo circular p é dado por: $p = \pi \cdot m$. O diâmetro base é dado por: $db_{i=p,c} = d_{i=p,c} \cdot \cos(\phi)$, onde $\phi \equiv$ ângulo de pressão, conforme mostra a *Figura 11.2*. A dimensão L é a largura da cabeça e a dimensão b é a largura do denteado; recomenda-se que $9 \cdot m \leq b \leq 14 \cdot m$. Para o raio de concordância no pé do dente a recomendação é que seja $r_f = \frac{m}{6}$. A dimensão $a \equiv$ addendum é medida a partir do diâmetro primitivo; recomenda-se $a = m$. Para o diâmetro da circunferência de pé recomenda-se $d_{pé} = m \cdot (z - 7/3)$.

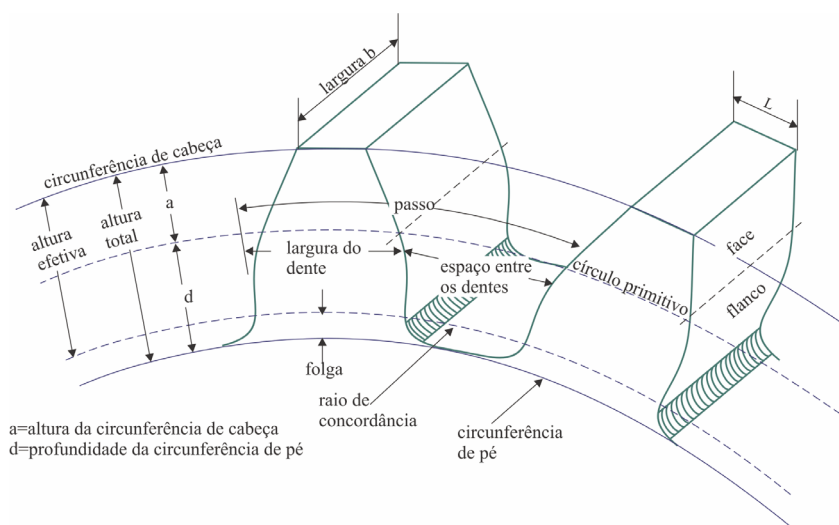


Figura 10: Principais dimensões em ECDR

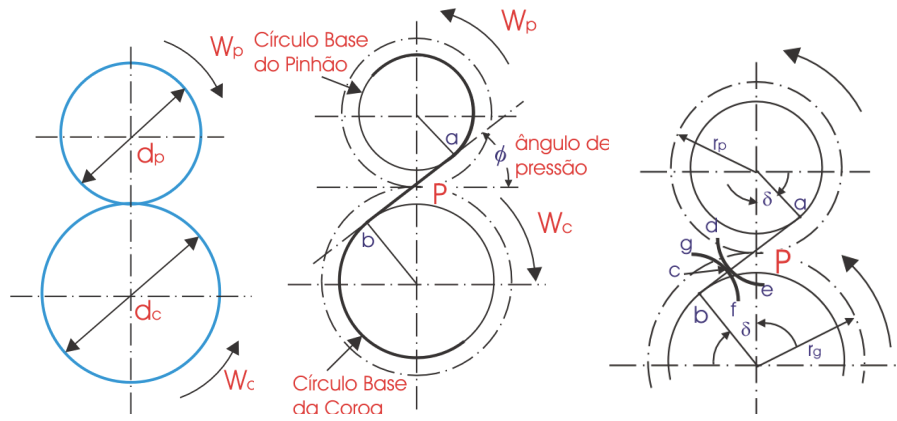


Figura 11: Relações geométricas em ECDRA

A Figura 11 apresenta as principais relações geométricas em ECDR: a relação de velocidades R entre pinhão e coroa, a relação entre o ângulo de pressão ϕ e o diâmetro base db ; e trajetória que define o perfil evolvente.

Se escolhermos um ponto qualquer c , entre a e b , e se cortarmos o segmento neste ponto, teremos dois segmentos tangentes aos nos dois círculos de base. A Figura 11 mostra as curvas geradas com a movimentação do ponto c nas duas partes do segmento. Uma delas descreve a curva ed e a outra descreve a curva gf . Pela definição anterior, ambas são curvas evolventes e a sua normal num ponto é a tangente a circunferência de base.

A relação R entre as velocidades angulares do pinhão w_p e coroa w_c é dada, conforme mostra a Figura 11, por $R = \frac{w_p}{w_c} = \frac{d_c}{d_p}$.

Engrenagens podem falhar por fadiga, basicamente devido a dois tipos de solicitação: tensões normais no contato entre os dentes e flexão devido a carga transmitida. A fadiga no pé do dente causa a quebra do dente, o que não é comum em conjuntos de transmissão bem projetados. Geralmente, a falha que ocorre primeiro é a por fadiga de contato. A Figura 12 mostra a distribuição na intensidade da tensão equivalente de Von Mises para uma transmissão por engrenagens cilíndricas de dentes retos; os valores mais elevados da tensão de Von Mises são plotados em cores tendendo para o vermelho, e ocorrem no contato entre os dentes.

A Figura 12 apresenta estudo realizado no software de simulação ABAQUS, utilizando método de elementos finitos, para um par de engrenagens cilíndricas retas em contato durante a transmissão de potência.

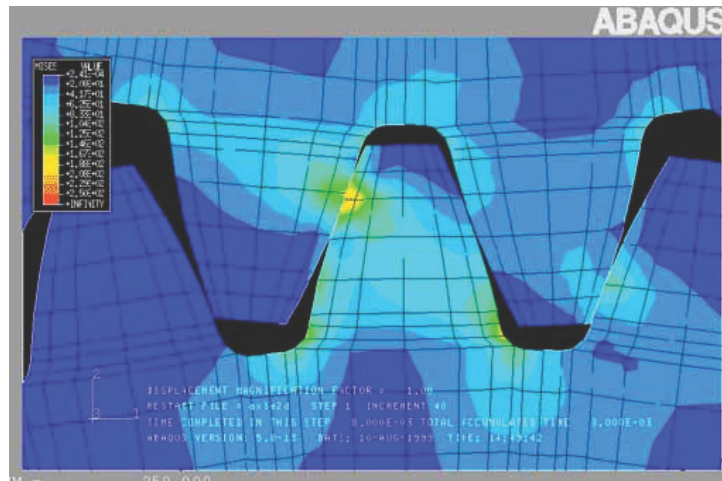


Figura 12: Estudo linear estático em software FEA

O par de engrenagens deverá ser capaz de transmitir a potência de entrada P e dimensionada para ter uma determinada vida útil; deverá atender simultaneamente aos seguintes critérios de falha listados abaixo, segundo sugere a Associação Americana de Fabricantes de Engrenagens (*AGMA*).

a) fadiga devido às tensões de flexão no pé do dente:

$$S_n \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot k_r \cdot k_t \cdot k_{ms} \geq \frac{F_t}{m \cdot b_w \cdot J} \cdot K_V \cdot K_O \cdot K_M \quad \text{onde:}$$

- $S_n = \frac{S_u}{2}$, para $S_u \leq 1400 \text{ MPa}$ e $S_n = 700 \text{ MPa}$, para $S_u > 1400 \text{ MPa}$;
- $C_L = 1$ para cargas de flexão;
- $C_G = 1$, para $m \leq 5 \text{ mm}$ e $C_G = 0,85$, para $m > 5 \text{ mm}$;
- C_S é um valor que pode ser obtido do gráfico da Figura 13;
- k_r é um fator de confiabilidade, obtido da Tabela 5;
- $b_w = \min\{b_p, b_c\}$ é a menor largura do denteado: pinhão ou coroa, geralmente a transmissão é projetada de tal forma que a menor largura do denteado é a da coroa;

- $k_{ms} = 1,4$ quando houver rotação da transmissão em apenas um sentido e
 $k_{ms} = 1,0$ quando ocorrer alternância nos sentidos de rotação;

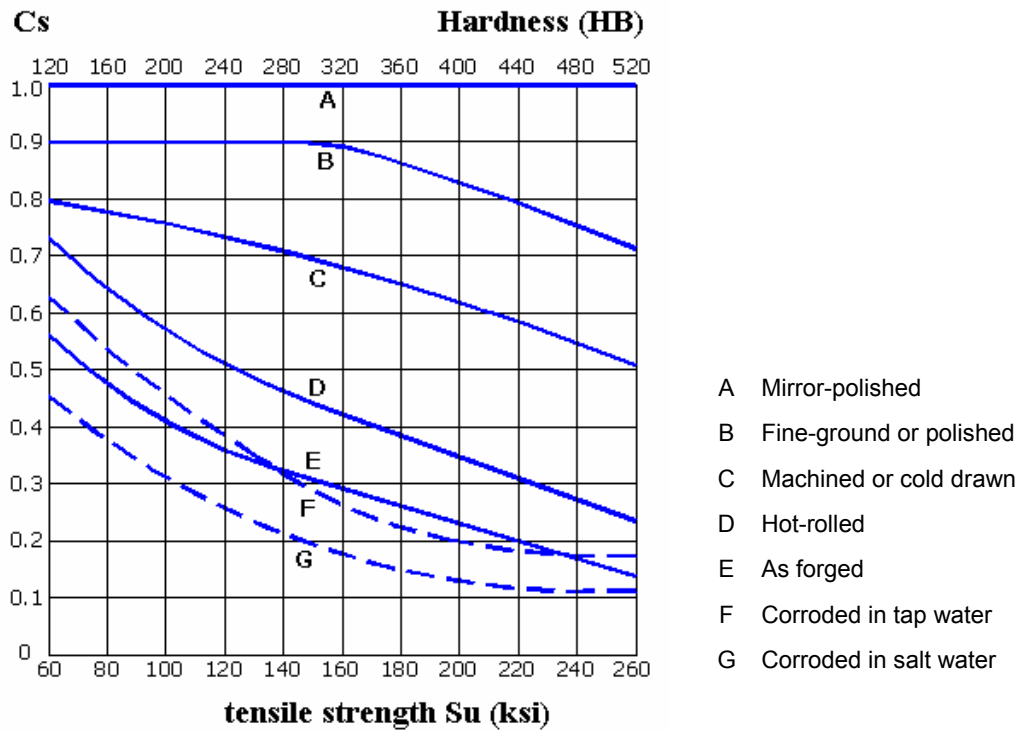


Figura 13: Obtenção gráfica do coeficiente C_s

- k_t é um fator devido à influência da temperatura de trabalho; deve ser levado em consideração apenas para temperatura de trabalho acima de 70°C e é dado por:

$$k_t = \frac{345}{275 + T(^{\circ}\text{C})};$$
- J é um fator geométrico que depende do número de dentes do pinhão e da coroa; pode ser obtido através do gráfico mostrado na Figura 14 abaixo, para um ângulo de pressão $\phi = 20^\circ$;
- K_o é um fator de correção para sobrecargas devido a choques, e é dado pela Tabela 6;
- K_v é um fator dinâmico obtido do gráfico mostrado na Figura 15;
- K_M é um fator que depende do grau de precisão da montagem, obtido da Tabela 7;

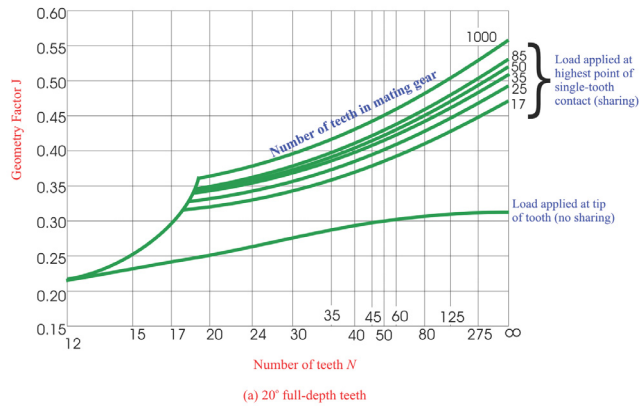


Figura 14: Fator geométrico J

Fonte de Potência	Choques Gerados pelas Cargas		
	Uniformes	Moderados	Intensos
Uniformes	1,00	1,25	1,75
Leves	1,25	1,50	2,00
Médios	1,50	1,75	2,25

Tabela 6: Fator de correção para sobrecargas devido a choques

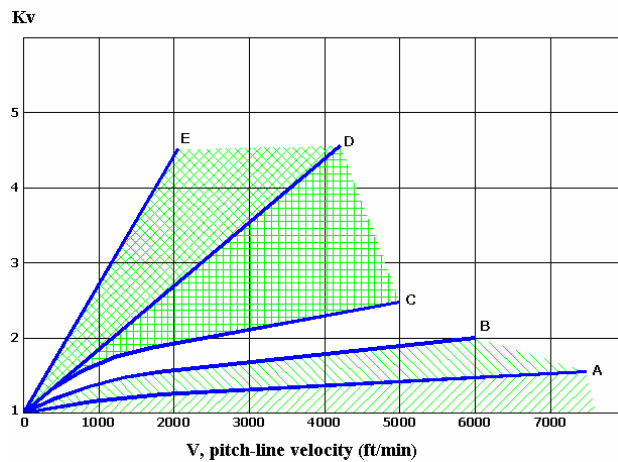


Figura 15: Fator dinâmico

Características da Montagem e do Dispositivo	Largura da Face (mm)			
	0 - 50,8	50,8 - 152	152 - 228	228 - 407
Montagens precisas, pequena folga nos mancais, deflexões mínimas e engrenagens de precisão	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens não tão cuidadosas, engrenagens com fabricação não tão precisas, contato ao longo de toda a largura do dente	1,6	1,7	1,8	2,2
Montagem e Precisão de forma que não haja contato ao longo de toda a largura do dente	acima de 2,2			

Tabela 7: Fator de montagem

- F_t é a força tangencial, dada por: $F_t = \frac{2.P}{w_p.d_p} = \frac{2.P}{w_c.d_c}$, onde P é a potência de entrada no eixo do pinhão.

b) fadiga devido às tensões de contato entre os dentes; em transmissões bem projetadas, este tipo de falha ocorre primeiro; o critério de dimensionamento é:

$$\left[\frac{S_{fe} \cdot C_{Li} \cdot C_R}{C_P} \right]^2 \geq \frac{F_t \cdot K_V \cdot K_O \cdot K_M}{m \cdot b_w \cdot z_p \cdot I} \text{ onde:}$$

- S_{fe} é o limite de fadiga por contato, mostrado na *Tabela 8* para 99% de confiabilidade e 10^7 ciclos;

Material	S_{fe} [Mpa]
Aço	$2,8.(HB) - 69$
Ferro fundido nodular	$0,95.[2,8.(HB) - 69]$
Ferro fundido grade 30	482

Tabela 8: Limite de fadiga por contato

- C_{Li} é um fator de vida que corrige o limite de fadiga por contato para ciclos de vida diferentes de 10^7 ; pode ser estimado através do gráfico mostrado na *Figura 16*;

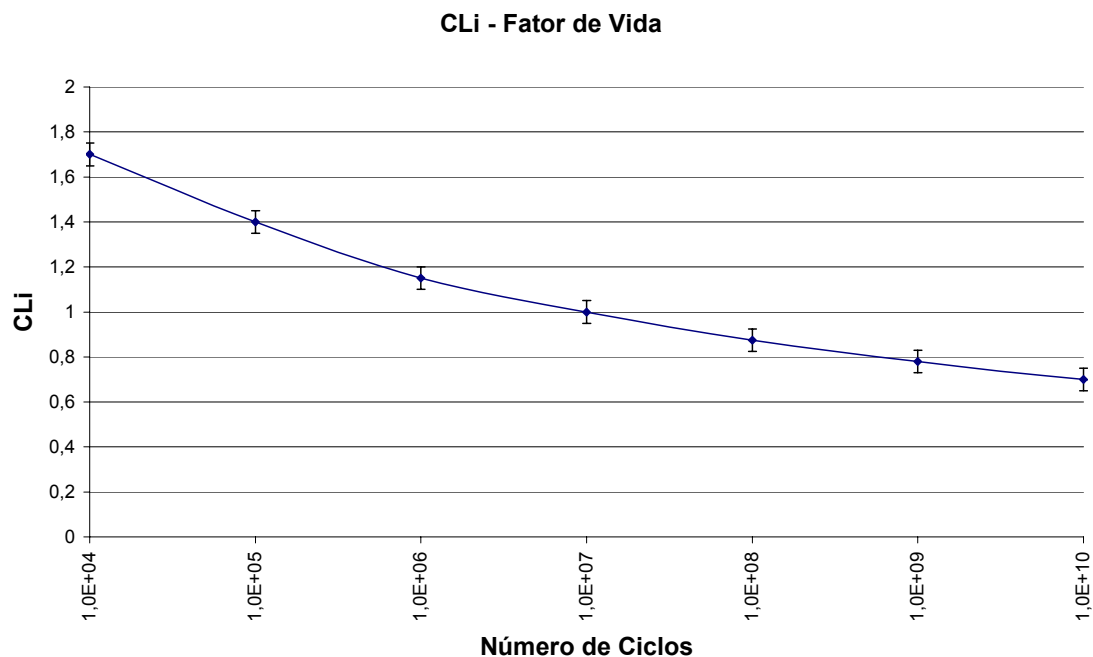


Figura 16: Fator de vida

- C_R é um fator de confiabilidade: para 50% de confiabilidade, $C_R = 1,25$; para 99% de confiabilidade, $C_R = 1$; para 99,9% de confiabilidade, $C_R = 0,8$;
- I é um fator geométrico, calculado por:
$$I = \frac{\sin(\phi) \cdot \cos(\phi)}{2} \cdot \frac{R}{R+1}.$$

1.2.7 Análise de elementos finitos

Em termos matemáticos, o sistema *FEA*, também conhecido como Método de Elementos Finitos, é uma técnica numérica para solucionar problemas de campo descritos por um conjunto de equações diferenciais e parciais. Esses tipos de problema são tipicamente encontrados em várias áreas da engenharia. Independentemente da complexidade do projeto ou do campo de aplicação, as etapas fundamentais em qualquer projeto de *FEA* são sempre as mesmas.

O ponto de partida para qualquer análise é o modelo geométrico. Para este modelo, definem-se as propriedades de materiais, cargas e restrições. O próximo passo é a discretização do modelo, etapa conhecida como geração de malha, que divide a geometria em entidades relativamente pequenas e com formas simples, chamadas de elementos finitos. Do ponto de vista de um software baseado em *FEA*, cada aplicação da ferramenta requer três etapas:

- i) Pré-processamento, onde são definidos: o tipo de análise, as propriedades dos materiais, cargas e restrições, divisão do modelo em elementos finitos;
- ii) Resolução do modelo de elementos finitos;
- iii) Análise dos resultados obtidos.

De maneira geral, o método pode ser resumido esquematicamente conforme mostrado na *Figura 17*.

As incógnitas num problema de elementos finitos são os deslocamentos dos pontos nodais dos elementos. Em elementos sólidos, cada ponto nodal possui três graus de liberdade translacionais; portanto, há três incógnitas por nó. Em elementos sólidos tetraédricos de segunda ordem cada aresta possui três pontos e são descritas como polinômios do 2º grau. Portanto, cada elemento tetraédrico de segunda ordem possui dez nós, descrevendo um campo de deslocamentos de segunda ordem e conseqüentemente um campo de tensões linear.

A maioria das aplicações em projetos de máquinas adota as seguintes hipóteses simplificadoras em um estudo linear estático:

- a) o material é linear: a deformação é linearmente proporcional à tensão;
- b) o material é isotrópico: as propriedades do material são iguais em todas as direções;
- c) as deformações são pequenas: pequenas deformações são observadas em relação ao tamanho global da estrutura;
- d) rigidez constante: pequenas deformações não alteram de modo significativo a rigidez da estrutura;
- e) as cargas são estáticas: cargas aplicadas suficientemente lentas de tal forma que os efeitos inerciais podem ser desprezados; pressupõe-se que todas as cargas e restrições não são alteradas com o tempo.

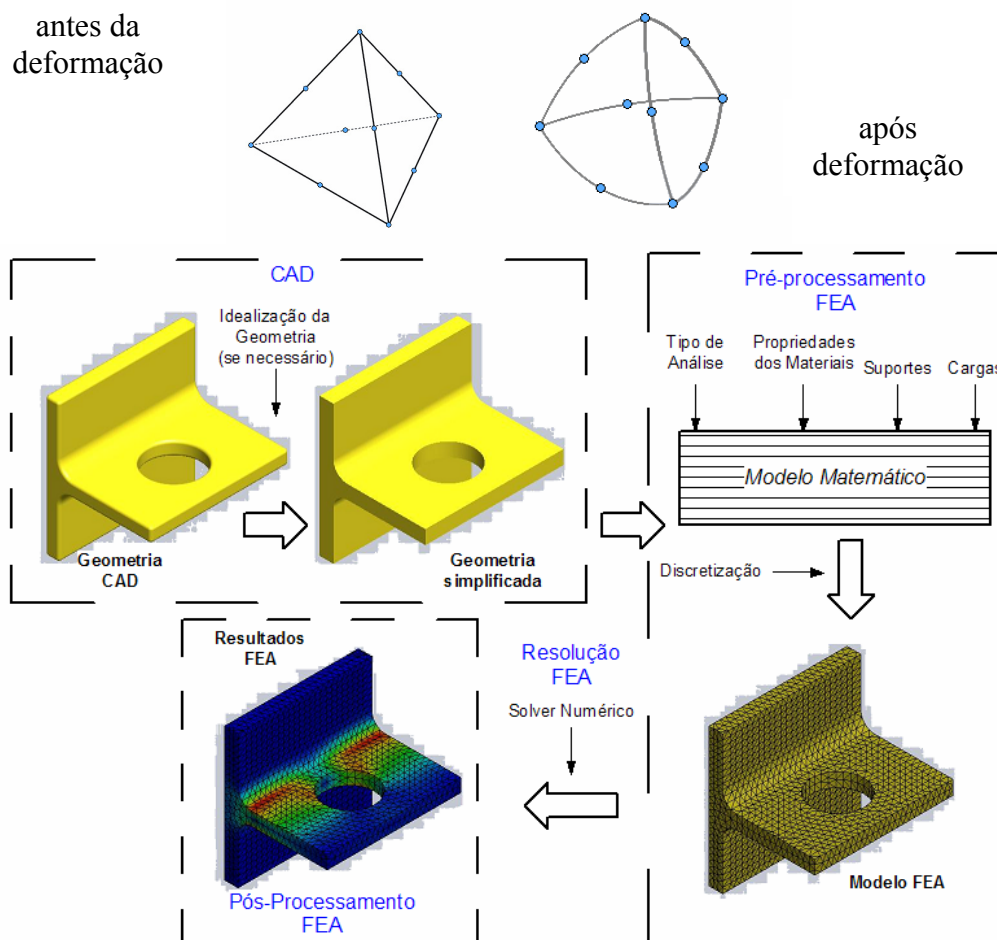


Figura 17: Esquema do método FEA implementado em softwares comerciais

Matematicamente, o que se resolve pelo método é um conjunto de equações na forma matricial do tipo $\{F\} = [K]\{U\}$, em que $\{F\}$ é a matriz coluna que contém as forças nodais aplicadas no modelo da estrutura, $[K]$ é a matriz de rigidez da estrutura e $\{U\}$ é a matriz coluna que contém os deslocamentos nodais a serem determinados.

1.2.8 Tensão equivalente de *Von Mises*

A tensão equivalente de *Von Mises*, também conhecida por tensão de *Huber*, é uma medida de tensão que leva em conta os seis componentes de tensão do estado geral de tensões tridimensional. Dois componentes de tensão de cisalhamento e um componente de tensão normal atuam em cada lado de um cubo elementar de lados ∂x , ∂y , ∂z . Devido às exigências de equilíbrio, o estado tridimensional geral das tensões é caracterizado apenas por seis componentes de tensão por causa das igualdades:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy}$$

A equação da tensão de *Von Mises* pode ser expressa por componentes de tensão que são definidos em sistema de coordenadas global como:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2] + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}$$

Sempre é possível representar o estado geral de tensões num sistema de coordenadas no qual as tensões de cisalhamento são nulas. Neste sistema, há apenas tensões normais, denominadas tensões principais σ_1 , σ_2 , σ_3 ; a tensão equivalente de *Von Mises* neste sistema de coordenadas (direções principais) fica:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]}$$

A tensão equivalente de *Von Mises* é um valor escalar não negativo útil para avaliar a segurança estrutural de muitos materiais de engenharia que apresentam propriedades elastoplásticas, como o aço.

A tensão principal σ_1 , geralmente de tração, é usada para avaliar resultados de tensão em materiais frágeis. σ_3 é usada para examinar tensões de compressão e pressões de contato.

1.3 Anúncio do Trabalho e Suas Partes

A escolha do método de trabalho que será utilizado no projeto é muito importante, pois definirá a cadência do projeto, a alocação de recursos, os custos envolvidos e a qualidade final do projeto. Após a escolha da metodologia que será empregada, parte-se para o desenvolvimento do projeto em si: levantamento dos requisitos do projeto, elaboração de um estudo de viabilidade, concepção do projeto básico, o projeto executivo, planejamento da produção, planejamento da disponibilização ao cliente, planejamento do consumo, e planejamento da manutenção do equipamento.

1.4 Metodologia

A metodologia empregada no presente trabalho se baseia no desenvolvimento do projeto executivo da máquina através de sua espiral¹, utilizando softwares comerciais de *CAD* – Computer-Aided Design, *CAE* – Computer-Aided Engineering e *CAM* – Computer-Aided Manufacturing, bem como ferramentas administrativas *PDM* – Product Data Management.

As etapas iniciais do projeto farão uma estimativa grosseira do sistema e seus subsistemas, enumerando os requisitos da máquina; as etapas intermediárias farão uma estimativa das dimensões da máquina, caracterizando-a através de seus subsistemas, e como estes se relacionam entre si; as etapas finais cuidarão dos recálculos e verificações, com a finalidade de garantir que todos os requisitos do projeto realmente estarão satisfeitos.

Todos os cálculos de dimensionamento das peças sujeitas a cargas estáticas ou dinâmicas serão efetuados levando-se em consideração as seguintes hipóteses: pequenos deslocamentos, pequenas deformações, regime elástico-linear e materiais isotrópicos; os critérios de dimensionamento baseados no escoamento serão: o critério de *Von Mises* (máxima energia de distorção) e o critério de *Tresca* (máxima tensão de cisalhamento); o critério de dimensionamento baseado no máximo deslocamento será utilizado sempre que os deslocamentos observados forem da mesma ordem de grandeza das tolerâncias, para garantir a montagem entre os componentes. Utiliza-se em todos os cálculos o sistema internacional de unidades *SI*; em todos os desenhos seguem-se rigorosamente os padrões definidos na norma *DIN*.

¹ “Espirale do projeto” é um termo empregado na disciplina *metodologia do projeto*; o termo se refere ao desenvolvimento do projeto de modo iterativo, onde cada item depende de outras para que o sistema como um todo funcione harmonicamente; na primeira etapa, o sistema é definido de forma aproximada, grosseira; a definição do projeto vai ficando mais elaborada e mais precisa nas etapas seguintes (voltas na espiral), até convergir para a configuração final do sistema.

Serão levados em consideração fatores de segurança conservadores nas etapas iniciais do projeto ($C.S. \geq 5$); nas etapas intermediárias, o fator de segurança dos componentes do projeto poderá diminuir devido às possíveis otimizações; deseja-se, por imposição do projetista, um fator de segurança na etapa final aproximadamente igual a dois ($C.S. \approx 2$), devido às características e ao porte do projeto.

Após a finalização do projeto executivo, um protótipo da máquina será produzido. A produção em série da máquina exigiria a produção de vários componentes por fundição, mas não é o caso para apenas um protótipo; todos os componentes serão usinados, exceto os componentes comprados, como parafusos, rolamentos, motores, redutores etc. Tal restrição se justifica devido aos custos envolvidos na preparação de moldes, por exemplo. Listas de componentes e listas de materiais serão elaboradas simultaneamente aos desenhos, facilitando a confecção da planilha de custos do projeto.

Como o escopo do presente trabalho é a apresentação do projeto executivo da máquina, as demais etapas (estudo de viabilidade, anteprojeto, planejamento da produção, planejamento da disponibilização ao cliente, planejamento da utilização do produto) serão apresentadas de forma resumida, mostrando uma visão do projeto apenas em linhas gerais.

2 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

2.1 Requisitos do Projeto

Colchão é um objeto colocado sobre o estrado de uma cama e que serve para tornar o ato de dormir mais confortável. Os tipos mais comuns de colchões são de espuma de poliuretano, de molas, caixa ortopédica e de látex. Utilizam-se duas matérias primas básicas para a produção de espuma, ambas derivadas do petróleo: o *TDI* (Tolueno Dissocianato de Metila), cristalino como a água, e o *Poliol*, também cristalino, porém mais viscoso. São acrescentados estabilizadores, tais como silicone, estanho, corantes, etc. A fórmula difere para cada densidade: indica-se como exemplo a fabricação de um colchão de densidade 33; neste caso, utiliza-se cerca de 70% de *Poliol* e 30% de *TDI*, acrescidos de pequenas quantidades de estabilizadores.

Com a alta crescente do barril de petróleo nos últimos anos, houve um aumento significativo do custo de produção da espuma para colchões, dificultando e até inviabilizando

alguns empreendimentos no setor de colchões. Uma alternativa logo evidente foi o investimento em maquinário para fabricação de colchões com molejos de molas; colchões de molas são mais comuns em países da Europa e Estados Unidos da América, menos conhecidos e utilizados aqui no Brasil. Entretanto, as máquinas existentes, capazes de fabricar molas para colchões, eram importadas de países como Itália e Turquia a altos custos. Os custos envolvidos (custo das máquinas, custos de importação, tempo de espera), entre outras dificuldades, faziam com que a alternativa dos colchões de molas fosse perdendo força, até ser interrompida por grande parte da indústria de colchões.

Em meados de 2007, numa conversa informal entre o diretor de projetos da *Brasgramp Indústria e Comércio Ltda.* e o autor deste trabalho de formatura, que executava para aquele trabalhos de consultoria em projetos de engenharia mecânica, decidiu-se por resolver a questão construindo o que viria a ser a primeira máquina nacional de molas para colchões. A idéia surgiu devido ao fato da *Brasgramp* já realizar paliativamente a fabricação, para seus clientes, de alguns componentes das máquinas importadas, por causa da demora no recebimento das peças originais; dentre estes clientes, havia a empresa *Luckspuma Indústria e Comércio Ltda.* Adicionalmente, a demanda por colchões aumentou consideravelmente no comércio varejista, conseqüentemente o interesse pelo aumento da produção. Por fim, as duas empresas resolveram financiar o projeto e a construção de um protótipo da máquina de molas *Bonnel*.

Para iniciar a definição dos requisitos deste projeto, deve-se inicialmente considerar o sistema a ser projetado como uma *caixa preta*², enumerando-se as suas entradas e saídas, desejáveis ou não. A princípio são levadas em consideração apenas as variáveis de entrada conhecidas, considerando a máquina como um sistema possuidor de subsistemas, os quais interagem entre si, produzindo as variáveis de saída. Este esquema proposto permite avaliar quais são os requisitos do projeto e quais as especificações técnicas que o sistema deverá ter para atender a esses requisitos. A *Figura 18* apresenta as características gerais que a máquina deverá ter, separadas em entradas e saídas, desejáveis e indesejáveis. Em uma etapa posterior, o sistema será desmembrado e seus subsistemas serão identificados, bem como serão estabelecidos critérios para síntese e escolha de alternativas de solução para o problema, o qual deverá estar devidamente enunciado através de seus requisitos técnicos. O método está de acordo com as etapas sugeridas na disciplina *Metodologia do Projeto*.

² “Caixa-preta” é uma nomenclatura usual em engenharia de controle moderno para especificar o sistema a ser modelado matematicamente, geralmente desconhecido, que recebe entradas e produz saídas.

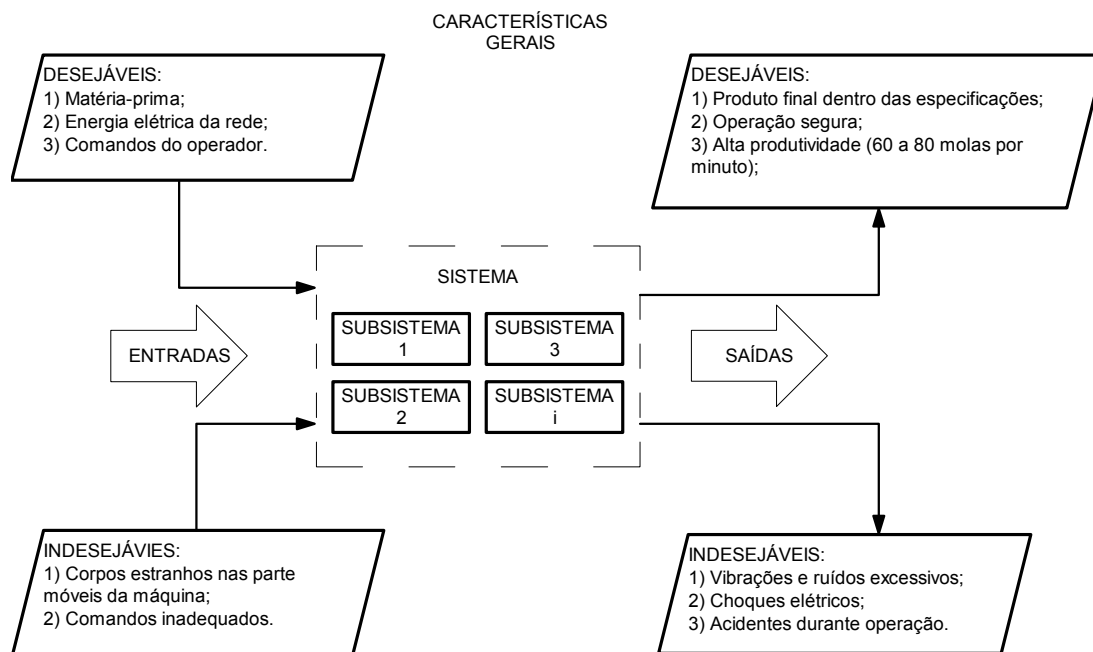
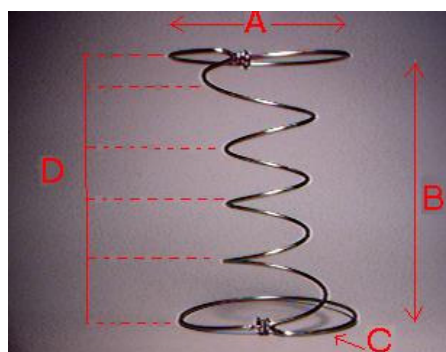


Figura 18: Análise sistêmica da máquina

O produto final a ser produzido pela máquina é a mola *Bonnel* mais comumente utilizada pela indústria de colchões no Brasil. As dimensões e características da mola *Bonnel* são apresentadas na Figura 19. Trata-se de mola produzida com arame de aço de alto teor de carbono (0.45% a 0.80%) com diâmetro $\phi = 2.2\text{ mm}$. As extremidades do arame são enroladas, amarrando-se à mola, evitando que estas pontas possam ferir o usuário do colchão. As voltas centrais da mola possuem diâmetro de 70% do diâmetro das voltas das extremidades. O formato da mola *Bonnel* confere ao molejo montado um conforto superior, comparado ao conforto observado em molejos montados com outros tipos de molas. A Figura 20 apresenta ilustração de molejo montado com a mola *Bonnel*.



A - Diâmetro da mola: **92 mm** (95, 90, 88, 86, 84, 82, 80 e 70 mm)

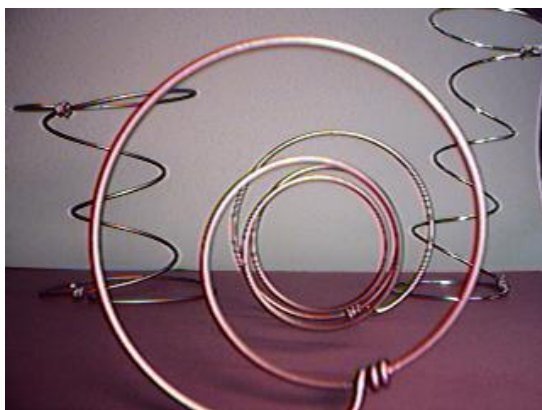
B - Altura da mola: **128 mm** (4 voltas - 80 a 105 mm, 5 voltas - 115 a 140 mm, 6 voltas - 130 a 160 mm)

C - Diâmetro do arame: **2.2 mm** (1.9, 2.0, 2.3, 2.4 mm)

D - Número de voltas: **5 voltas** (4, 6 voltas)

Material: arame de aço ATC Gerdau SAE 1045/1080 $\phi = 2.2\text{ mm}$

Figura 19: Principais dimensões da mola do tipo Bonnel



Molas Bonnel

Aplicação: montagem de molejos para colchões

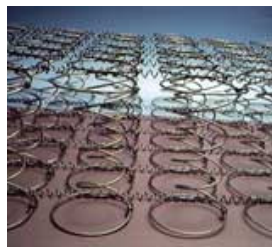


Figura 20: Principal aplicação da mola Bonnel

Além das características gerais que a máquina para fabricação de molas *Bonnell* deverá ter, formato e dimensões do produto final, outros requisitos deverão ser atendidos, pois há o interesse de empresas patrocinadoras no projeto, incluindo o interesse pela construção de um protótipo. A *Luckspuma Indústria e Comércio Ltda.* será a empresa financiadora do projeto, arcando com despesas de licenças de softwares, matéria-prima para fabricação de componentes, e custos com serviços terceirizados (corte a fio, corte a laser, retificação, tratamento térmico de componentes etc.); a *Brasgramp Indústria e Comércio Ltda.* arcará com as despesas de mão-de-obra (projeto executivo, montagem, testes etc.) e cederá espaço físico no seu galpão para usinagem de componentes, ajustagem, estoque, pré-montagem; além disso, colocará à disposição: um escritório com computadores, acesso à internet, impressoras e telefone, um torno convencional, uma fresadora vertical convencional, uma fresadora vertical *CNC*, uma máquina de solda *MIG*. As duas empresas estabeleceram que a produção dos componentes da máquina esteja adequado ao fluxograma “*Processo 05 – Produção*” mostrado no *Anexo 1*; tal exigência tem por objetivo atender rigorosamente ao sistema de gestão da qualidade da *Brasgramp* (padrão normativo *NBR ISO 9001:2000*).

Através do fluxograma de relacionamento entre os subsistemas da máquina, apresentado na *Figura 21*, enumeram-se e mostram-se de forma básica as etapas de fabricação da mola *Bonnel*. A partir deste fluxograma é possível detalhar as características técnicas da máquina, com seus requisitos funcionais, operacionais e construtivos. Deve-se ressaltar, entretanto, que o fluxograma proposto poderá sofrer mudanças no decorrer do projeto, pois se espera que os subsistemas da máquina estejam interligados entre si, de tal forma que a mudança em um dos subsistemas provocará mudanças nos demais. Além disso, subsistemas redundantes poderão ser suprimidos ou subsistemas necessários poderão ser adicionados à máquina, conforme forem surgindo melhores alternativas e conforme as características finais da máquina forem sendo definidas.

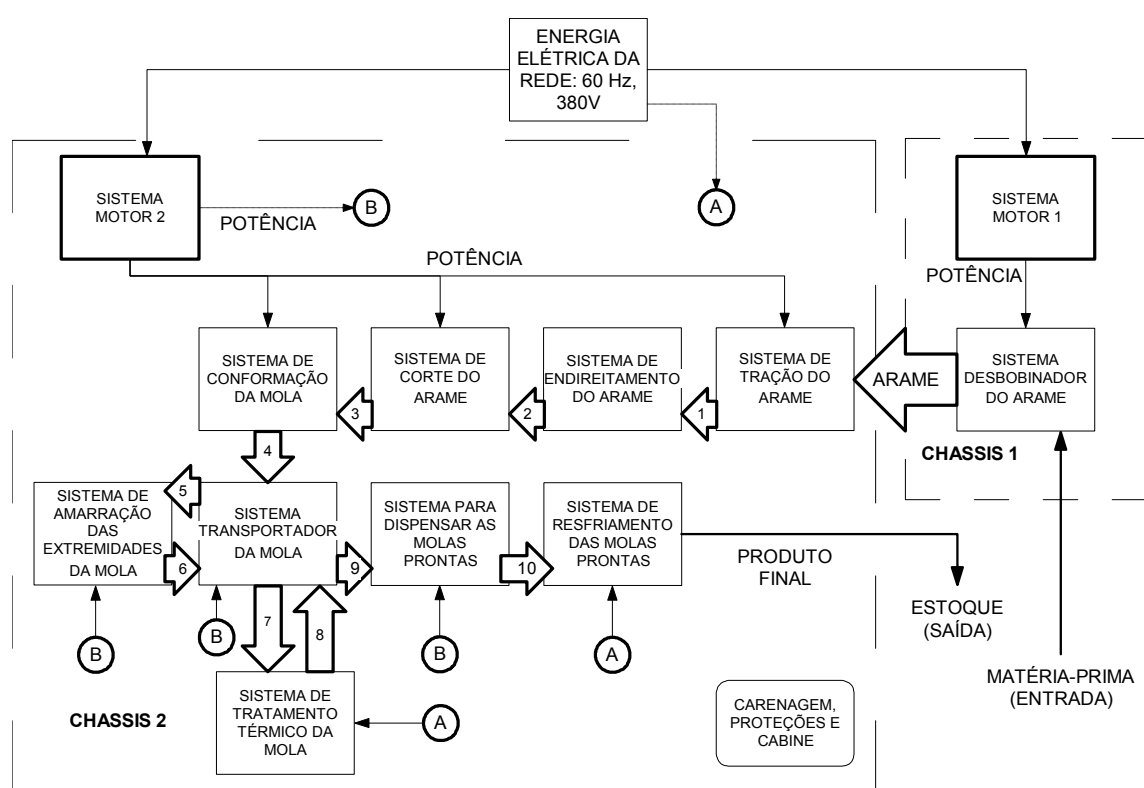


Figura 21: Fluxograma de relacionamento entre os subsistemas da máquina

Com o estudo do fluxograma proposto na *Figura 21* é possível evoluir um pouco mais, mostrando as principais características da máquina na forma de um *layout*. O *layout* proposto tem por objetivo dar uma idéia das dimensões da máquina e do espaço disponível para cada subsistema. Na fase de criação do *layout*, pode-se recorrer a pesquisas sobre os métodos atuais de fabricação de molas, máquinas que produzem produtos similares, medições, visitas técnicas em outras empresas do segmento de colchões, pesquisas na internet, ou quaisquer outros meios para obtenção de informações. As informações coletadas são resumidas na

forma de texto, tabelas ou na forma gráfica, como é o caso do *layout* proposto para a máquina, e mostrado na *Figura 22*. Além das dimensões prováveis da máquina, coloca-se no *layout* a posição relativa entre cada subsistema da máquina, para facilitar a elaboração das fases seguintes do projeto.

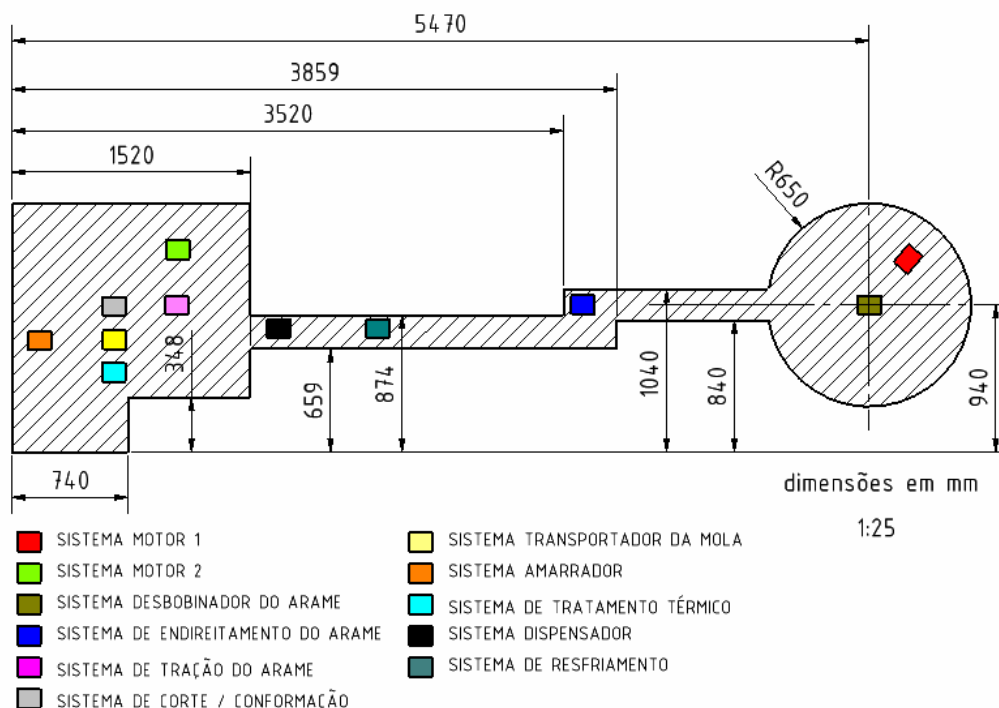


Figura 22: Layout proposto para acomodar os subsistemas da máquina

Entretanto, percebe-se que o *layout* proposto na *Figura 22*, assim como o fluxograma mostrado na *Figura 21* tratam o problema de forma sistêmica, ou seja, a máquina como um todo; os subsistemas são estudados ao mesmo tempo, e redefinidos conforme a solução vai ficando mais refinada; é o que chamamos de espiral do projeto, ou método iterativo. A imagem que define bem o processo de projeto é a de uma espiral, em que na primeira volta os itens são definidos de forma grosseira, aproximada; essa definição vai ficando mais precisa nas voltas seguintes, até convergir para a configuração final do sistema (projeto). Não há necessidade de se passar por todos os itens a cada volta. A espiral do projeto é apenas um conceito e não faz necessariamente parte da documentação do projeto; entretanto, para fins didáticos, a espiral de projeto da máquina de molas é apresentada na *Figura 23*.

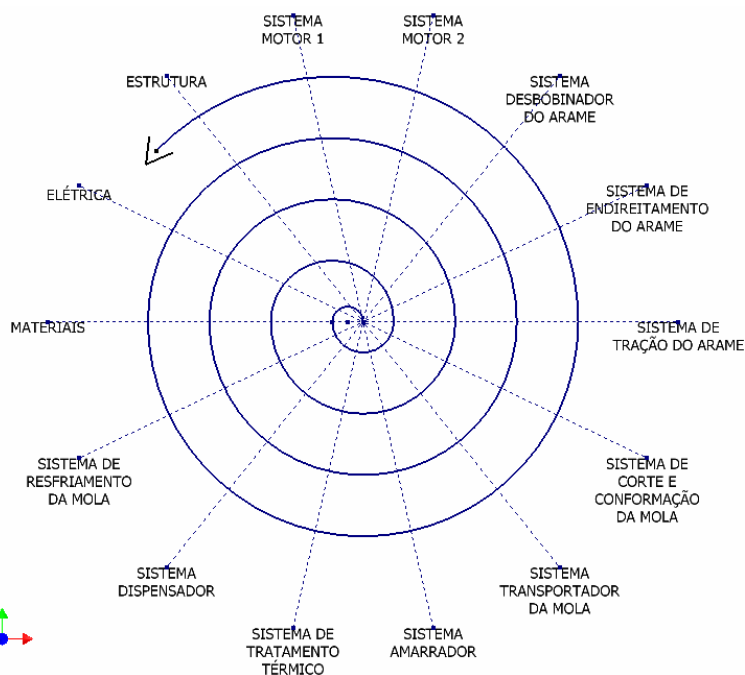


Figura 23: A espiral de projeto da máquina de molas Bonnel

As características da máquina, na próxima etapa, devem ser enumeradas e especificadas tecnicamente: são os requisitos técnicos do projeto ou especificações técnicas da máquina. Apenas as variáveis e condições conhecidas são utilizadas na elaboração desta etapa, porque as demais variáveis de projeto surgirão e serão conhecidas e detalhadas após a escolha do melhor conjunto de alternativas que representa a solução final para o enunciado do problema, ou seja, somente durante o desenvolvimento do projeto executivo. O Prof. Dr. Paulo Carlos Kaminski resume esta fase da seguinte forma:

“...antes de iniciar o estudo de soluções (levantamento de alternativas), é necessário que o problema a ser atendido pelo produto esteja totalmente identificado e formulado. Combinando a tecnologia com as exigências do projeto e necessidades de clientes, procura-se formular o problema em termos técnicos. Só após o problema estar formulado com precisão suficiente é que se passa a pensar nas soluções...”

A especificação das características técnicas se encontra na *Tabela 9*, listando o conjunto de requisitos funcionais, operacionais e construtivos a ser atendido pela máquina. A máquina foi dividida convenientemente em dois grandes subsistemas (desbobinador, que alimenta a máquina com matéria-prima, e máquina, que é responsável por produzir a mola Bonnel). A *Tabela 9* fornece as informações gerais da máquina, descritas da forma mais técnica possível.

REQUISITOS DE PROJETO		SISTEMAS							
		Desbobinador				Máquina			
		Desempenho		Conforto		Segurança		Trans- porte	
FUNCIONAIS		Motor de 4 pólos, 60 Hz, 1.5 cv, 1720 rpm	Redutor - 60% de rendimento, 12 kgf.m de torque e 60 rpm na saída	1.2 m de arame desbobinados por segundo	Motor de 4 pólos - 60 Hz ; 3 cv ; 1720 rpm	Redutor - 60% de rendimento, 25 kgf.m de torque e 60 rpm na saída	60 a 80 molas por minuto		
		Comandos e operação de fácil acesso e pouco esforço	Ergonomia, respeito às proporções médias do ser humano		Baixos níveis de ruído, suficientemente baixos a ponto de podermos manter uma conversação normal próximo à máquina	Comandos e operação de fácil acesso e pouco esforço	Ergonomia, respeito às proporções médias do ser humano		
		Arame sempre frouxo, evitando ferimentos em caso de rompimento		Desligamen-to automático em caso de rompimento do arame ou sobreaqueci-mento	Partes móveis da máquina protegidas contra queda acidental de objetos	Proteções impedindo a manutenção com a máquina em funcionamen-to	Desligamen-to automático em caso de rompimento do arame ou sobreaqueci-mento		
		Empilhadeira				Empilhadeira			
OPERACIONAIS		380 V				380 V			
		Vida útil dos principais componentes não inferior a 10 anos e nenhuma falha estrutural durante a vida útil da máquina		Vida útil das peças de desgaste não inferior a 3 meses	Vida útil dos principais componentes não inferior a 10 anos e nenhuma falha estrutural durante a vida útil da máquina	Vida útil das peças de desgaste não inferior a 3 meses	Possibilidade de reaproveita-mento de algumas peças de desgaste		
		Possibilidade de acomodar adequada-mente rolos de arame ou spider de várias bitolas				Capaz de fabricar Molas Bonnel de várias dimensões	Capaz de produzir outros tipos de molas para colchões, como a mola Pocket, se necessário		
		Material	Estrutura em Aço Carbono SAE 1020	(material dos demais componentes a ser definido em projeto)		Estrutura em Aço Carbono SAE 1020	(material dos demais componentes a ser definido em projeto)		
CONSTRUTIVOS		1.3 m X 1.3 m				1.6 m X 1.5 m			

Tabela 9: Especificação técnica da máquina

2.2 Estudo de Viabilidade

Entendido perfeitamente o enunciado do problema a ser resolvido, quais são as suas necessidades, quais são os requisitos a serem atendidos, quais as suas características técnicas,

o próximo passo é esboçar as alternativas para cada subsistema da máquina e como eles interagem entre si. Para tanto, elabora-se uma tabela com todas as alternativas sintetizadas; em fase posterior, o melhor conjunto de alternativas constituirá a solução final para o problema.

Esta fase do projeto produz inúmeras alternativas para cada um dos subsistemas da máquina. Estas alternativas, mesmo as descartadas, podem se tornar parte da solução em outras máquinas. Devido a esse fato, esta etapa será omitida para preservar a propriedade intelectual do projetista e da empresa patrocinadora.

2.3 Projeto Básico

Para a escolha das alternativas, utilizaram-se critérios que pontuaram cada alternativa segundo dois critérios:

- a) econômicos (custo de fabricação, custo de manutenção, produtividade, necessidade de mão-de-obra, tempo para implementação);
- b) ergonômicos (utilização, manutenção, produção de ruídos e vibrações).

A melhor alternativa foi escolhida para cada um dos subsistemas da máquina. Os resultados aqui apresentados são considerados preliminares pois os sistemas foram projetados apenas sob os seguintes aspectos:

- funcional: cada subsistema atende aos requisitos técnicos, interage com os outros subsistemas de maneira satisfatória, não apresenta interferências, produz os movimentos de saída adequados;
- dimensional: cada subsistema ocupa as dimensões previstas, os componentes possuem a proporção adequada dentro de cada subsistema; As dimensões para cada tipo de componente atendem aos critérios de dimensionamento;
- montagem: cada componente possui relações de montagem que garantem uma manutenção simples e barata, no caso de substituição de peças de desgaste, como os rolamentos;
- regulagem: os subsistemas são reguláveis, ou seja, possuem componentes com posição ajustável, simplificando as adaptações para a fabricação de vários tipos de molas, não só a *Bonnel*;

- ergonômico: as partes da máquina que exigem intervenção humana, como os pontos de regulação e a esteira dispensadora de molas possuem fácil acesso e encontram-se a alturas compatíveis com as dimensões humanas; uma cabine diminuirá a produção de ruídos que a máquina produzirá;
- segurança: todas as partes móveis e rotativas da máquina possuem proteções e a máquina possui uma cabine com portas; deseja-se colocar sensores nestas portas para que, quando abertas, produzam a interrupção do funcionamento da máquina;

O método utilizado para o dimensionamento dos componentes compreende as seguintes etapas (segue exemplo de um eixo dimensionado para a máquina):

- Criação do modelo *3D* utilizando software *CAD 3D* paramétrico: nesta etapa, o modelo é criado e dimensionado; as dimensões do modelo são totalmente parametrizadas, de tal forma que as alterações nas dimensões do modelo alteram automaticamente todos os desenhos e todos os componentes dependentes; no caso do exemplo mostrado na *Figura 24*, componentes como chavetas, rolamentos, mancais, engrenagens dependem das dimensões do eixo e são atualizados caso alguma alteração no eixo seja feita. Ese modelo foi criado com software *CAD 3D* paramétrico; a forma do modelo está definida, mas suas dimensões ainda podem sofrer alterações; as alterações no modelo parametrizado modificam também os seus desenhos e redimensiona os componentes dependentes de maneira automática

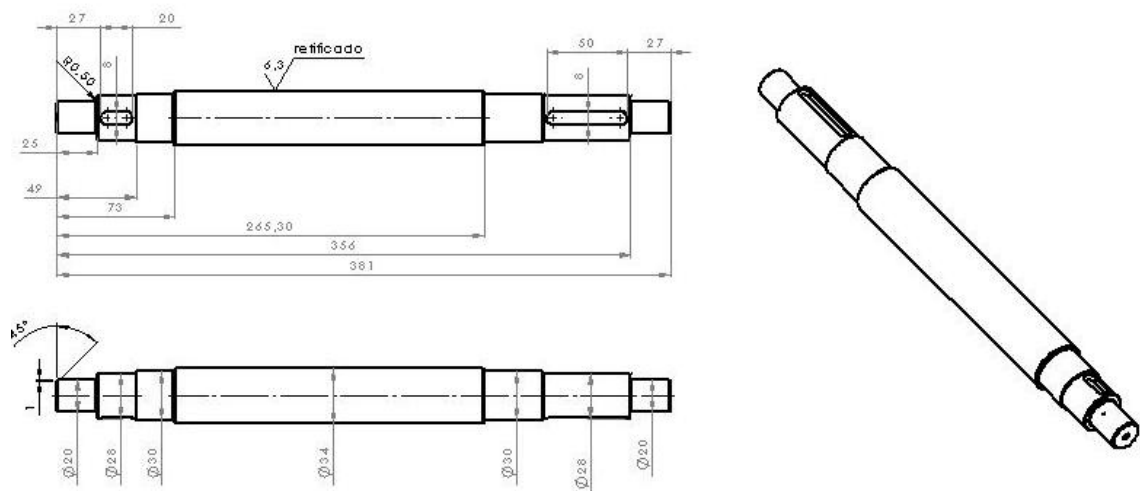


Figura 24: Exemplo de componente da máquina

- Análise do modelo: nesta etapa, recorre-se às equações dos critérios de dimensionamento na secção ou ponto crítico do componente; também se pode recorrer ao método de elementos finitos; a *Figura 25* mostra a análise do eixo usando elementos finitos; o resultado da análise para a configuração de montagem do componente mostra uma tensão equivalente de *Von Mises* máxima de 110,70 MPa. A tensão de escoamento do material do eixo é de 206,8 MPa; o fator de segurança observado nesta análise foi de 1,87. A deflexão máxima apresentada na análise foi de $4,06 \cdot 10^{-2}$ mm; os resultados foram obtidos no software *CosmosWorks*.

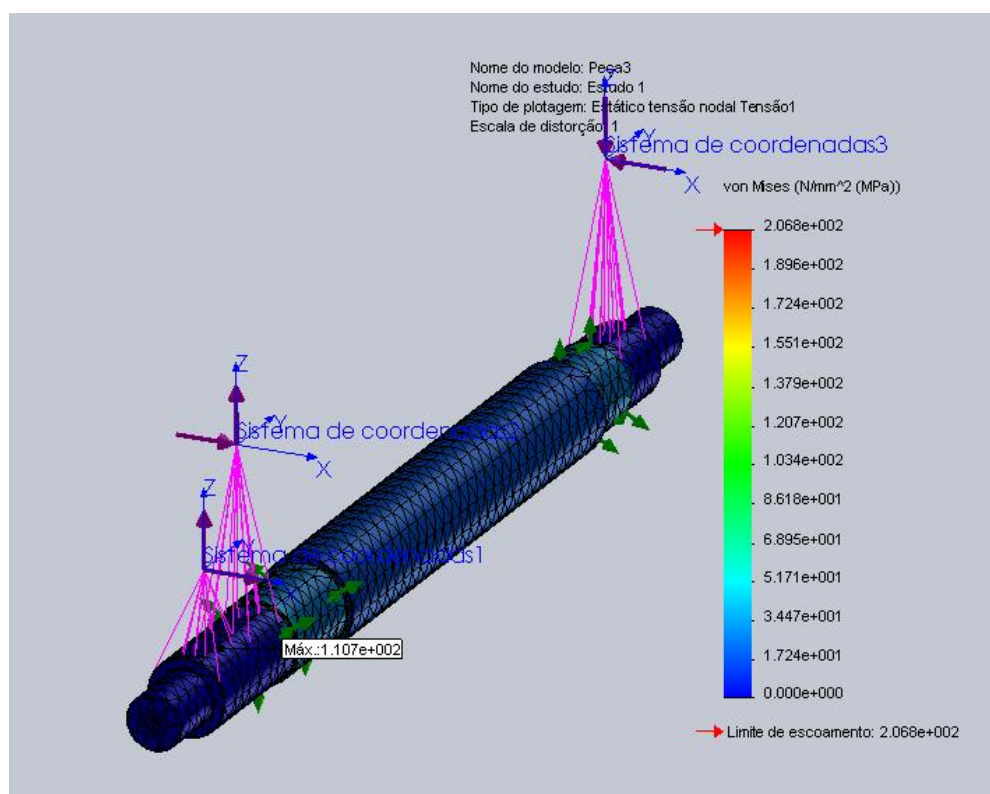


Figura 25: Análise do modelo CAD utilizando software de FEA

- Otimizações: caso necessário, as dimensões do componente são alteradas para garantir que o critério de dimensionamento esteja satisfeito; por outro lado, se o fator de segurança verificado estiver excessivamente alto, uma diminuição nas dimensões são feitas para diminuir o custo e a massa total do componente;
- Demais desenhos: após as análises e otimizações, o componente está pronto; restam os desenhos de conjunto, vistas explodidas e fabricação; eixos são componentes que devem se adaptar a componentes padrão, como é o caso dos rolamentos e chavetas; a

parametrização do modelo garante que as dimensões do componente atende também às normas; por padrão, o software utiliza a norma escolhida: norma DIN;

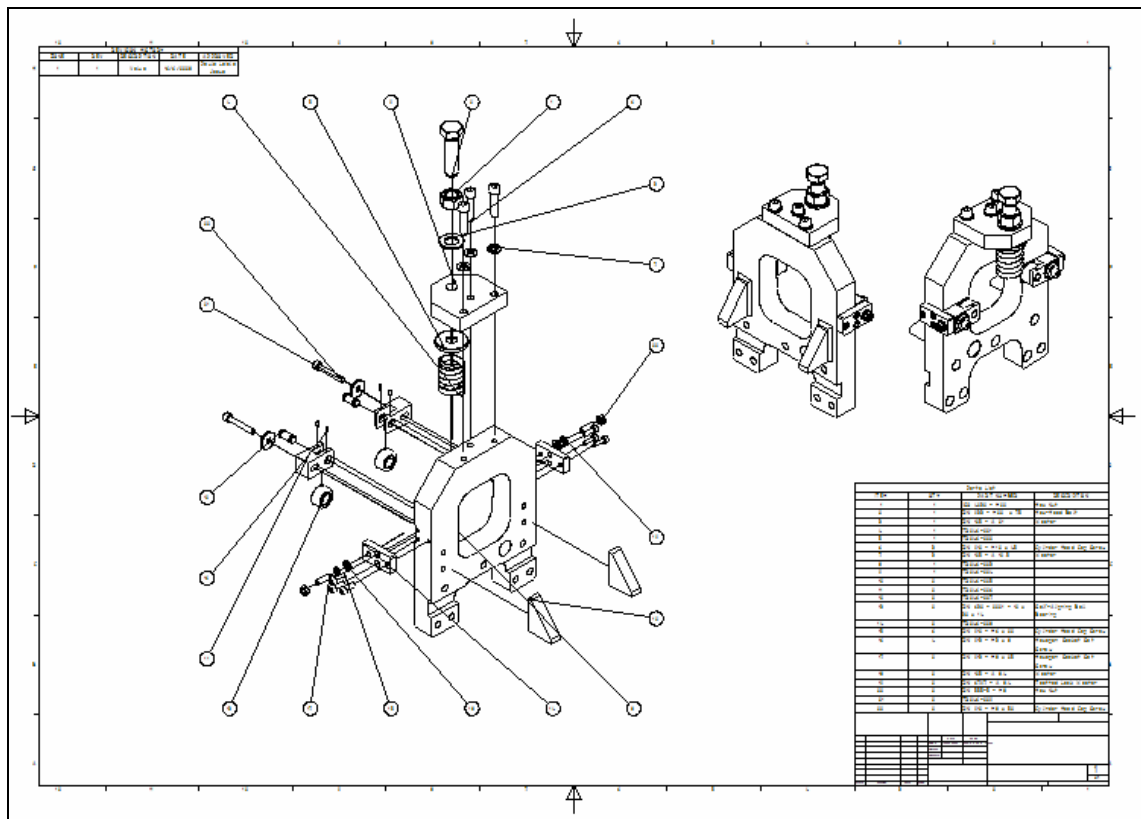


Figura 26; Desenho de conjunto e vista explodida, lista de materiais e tabela de revisões

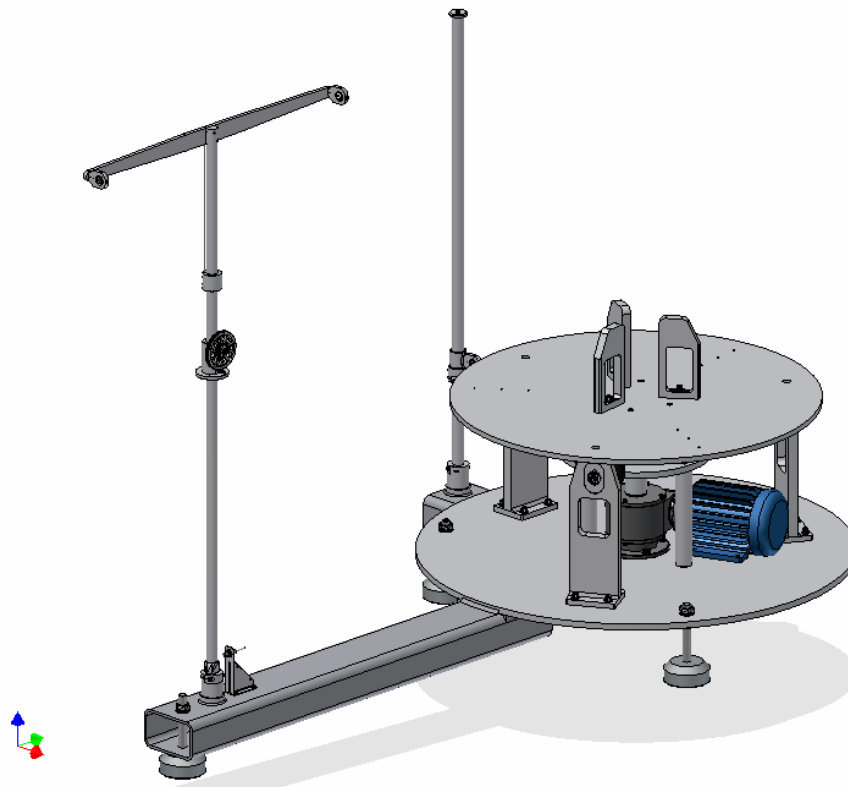


Figura 27: Sistema Desbobinador

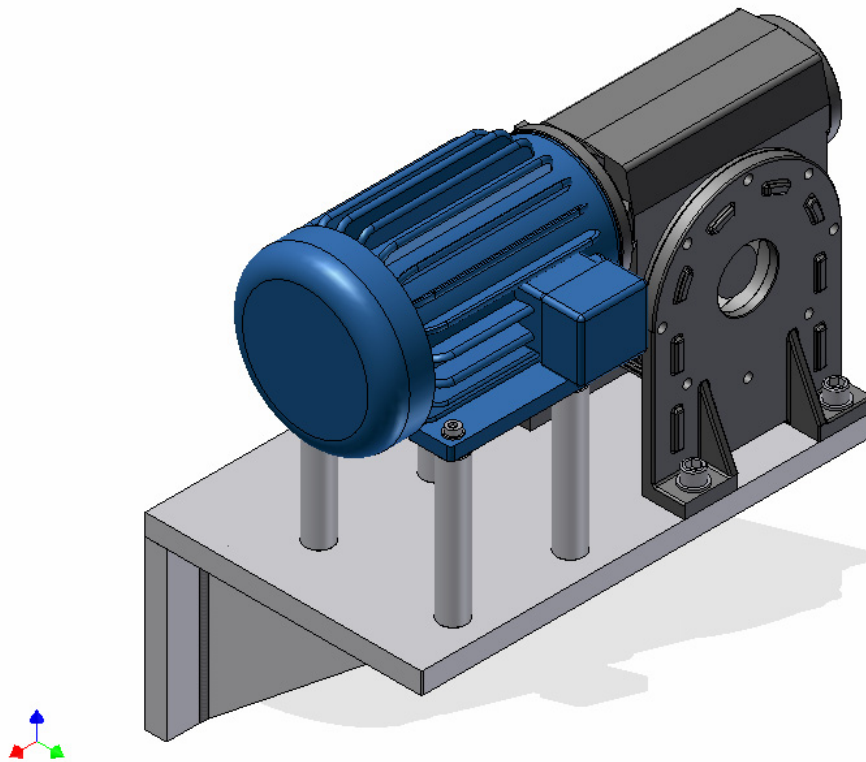


Figura 28: Motor e redutor da máquina

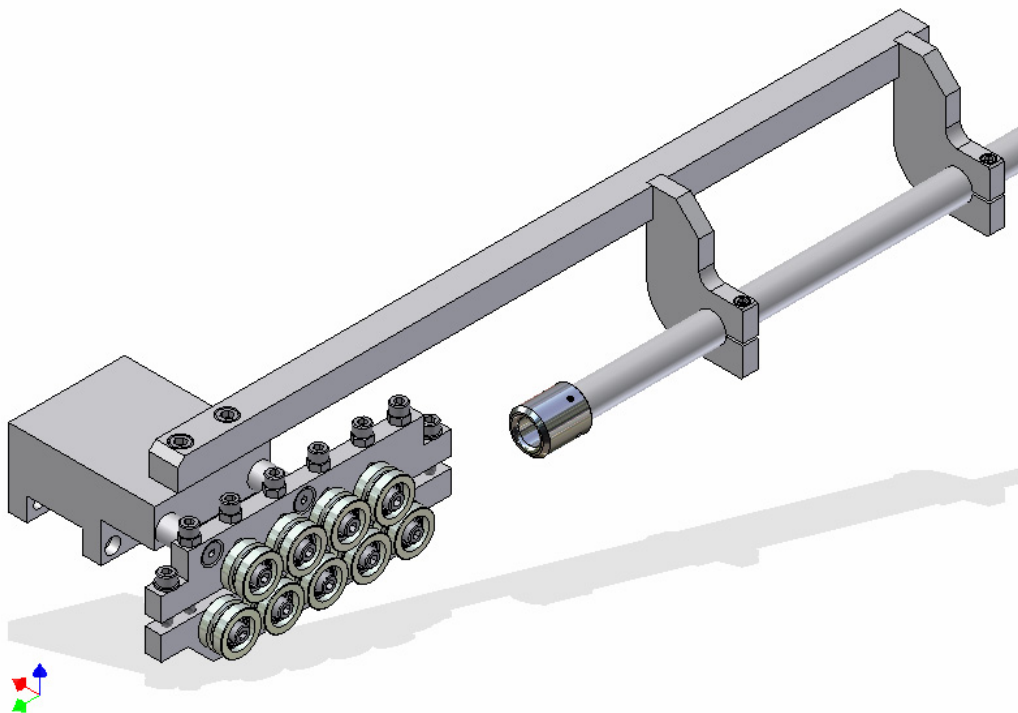


Figura 29: Sistema endireitador do arame

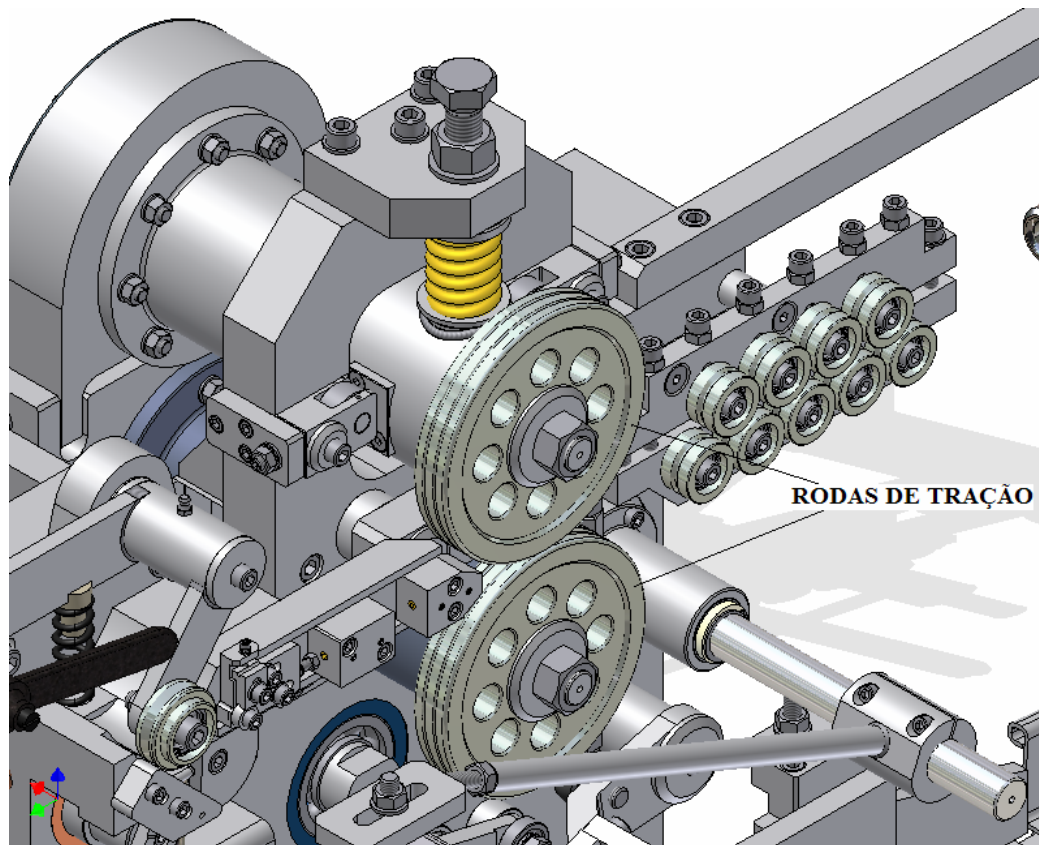


Figura 30: Sistema de tração do arame, utilizando rodas de tração

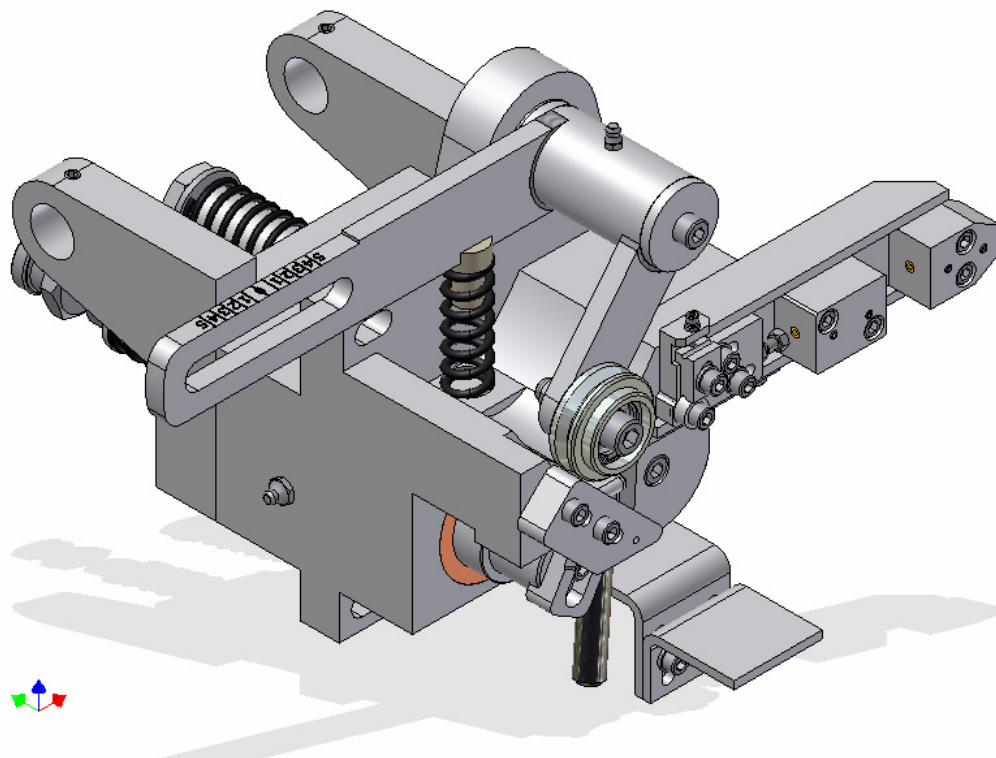


Figura 31: Sistema de conformação e corte do arame

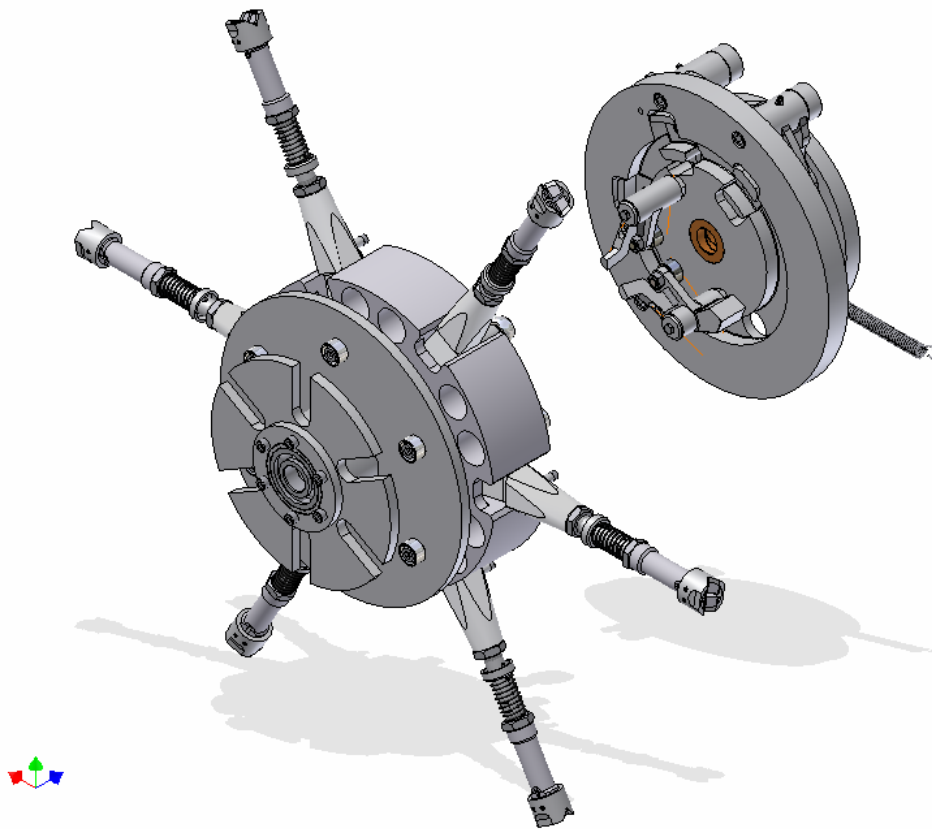


Figura 32: Sistema transportador da mola

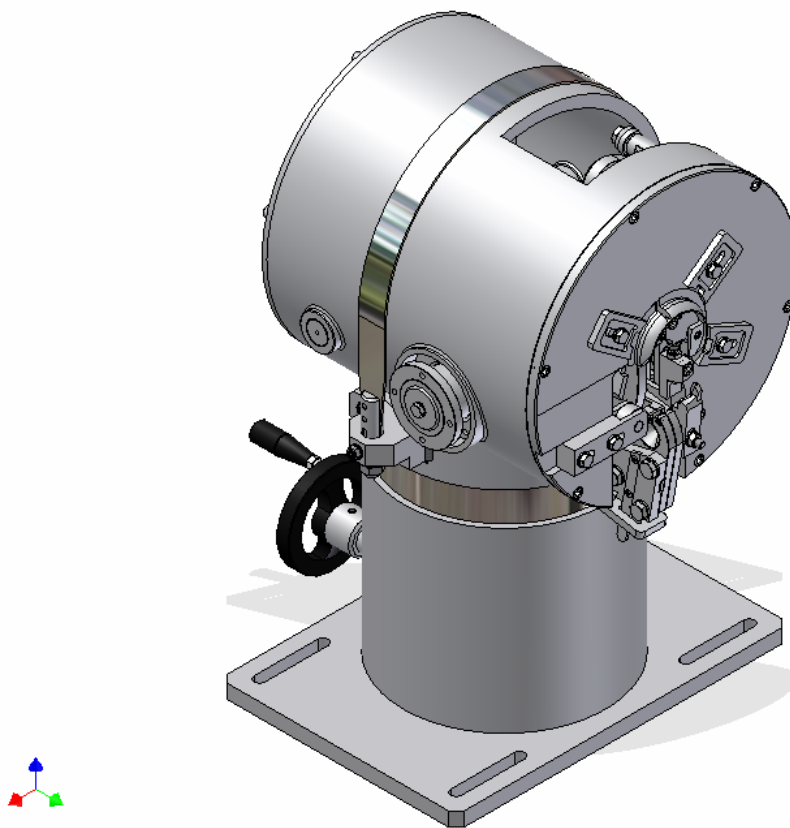


Figura 33: Sistema amarrador da mola

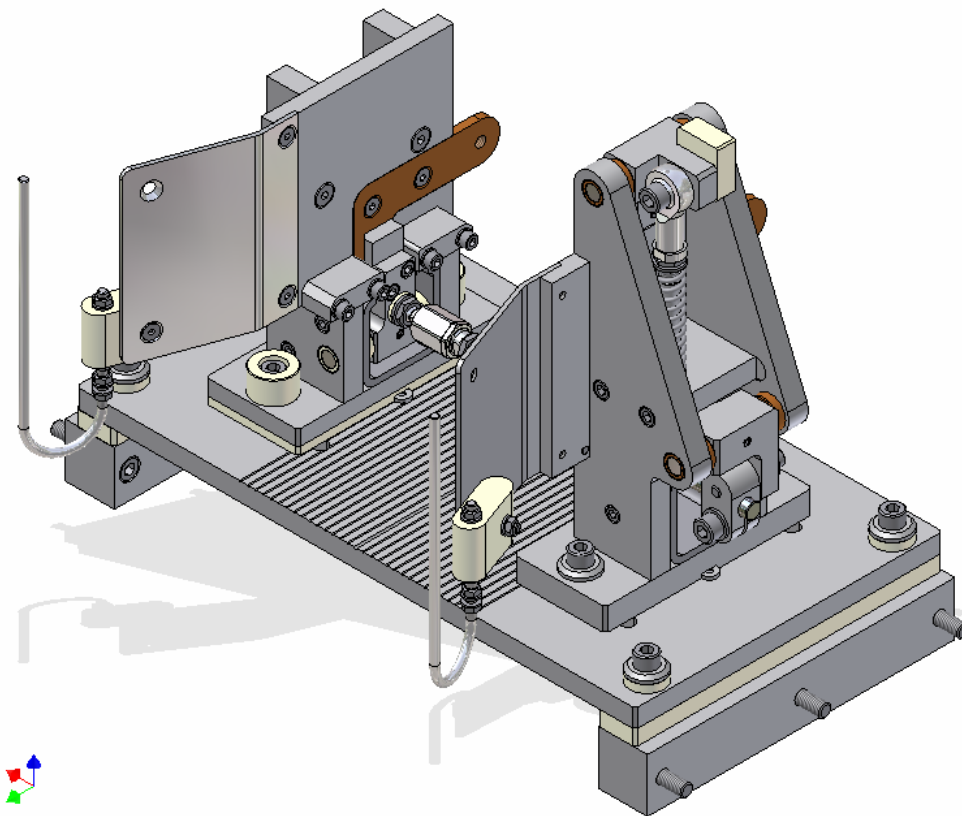


Figura 34: Sistema de tratamento térmico

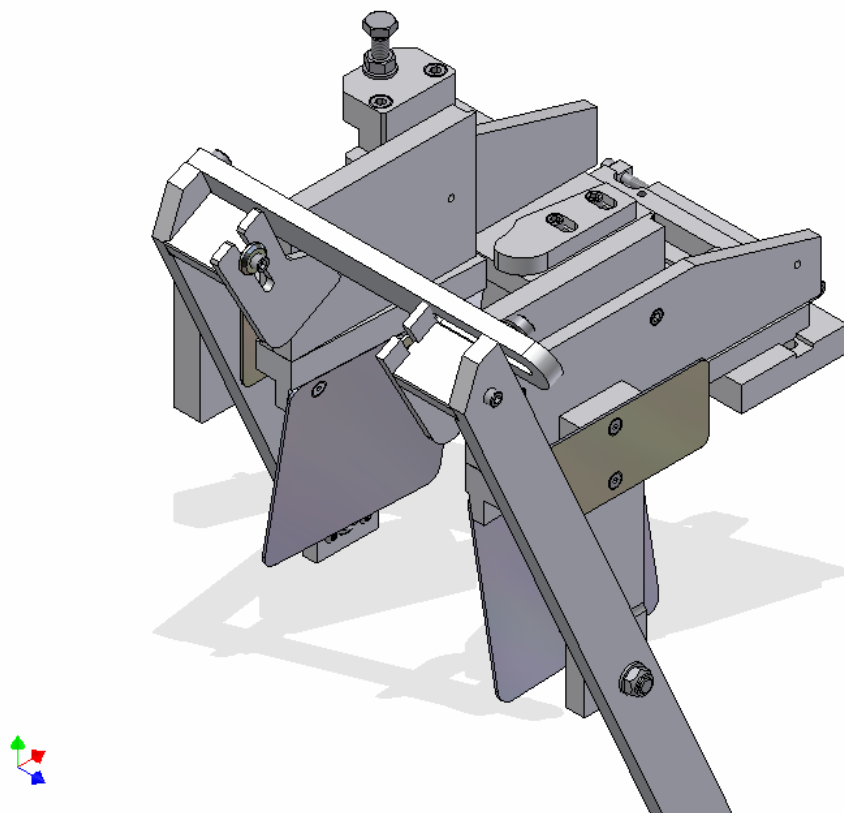


Figura 35: Sistema dispensador de molas

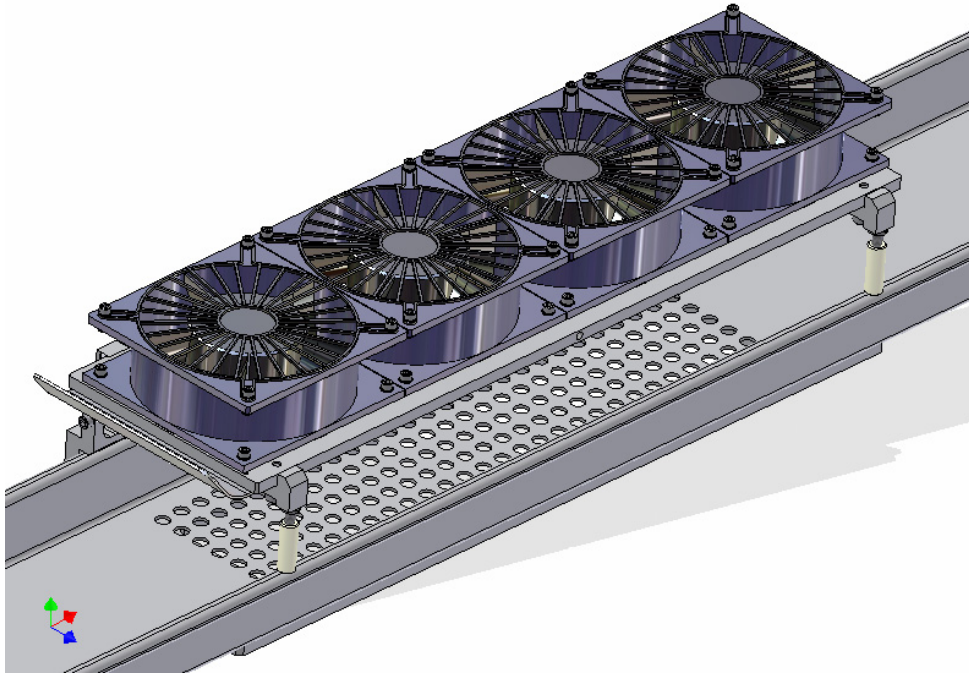


Figura 36: Sistema de resfriamento

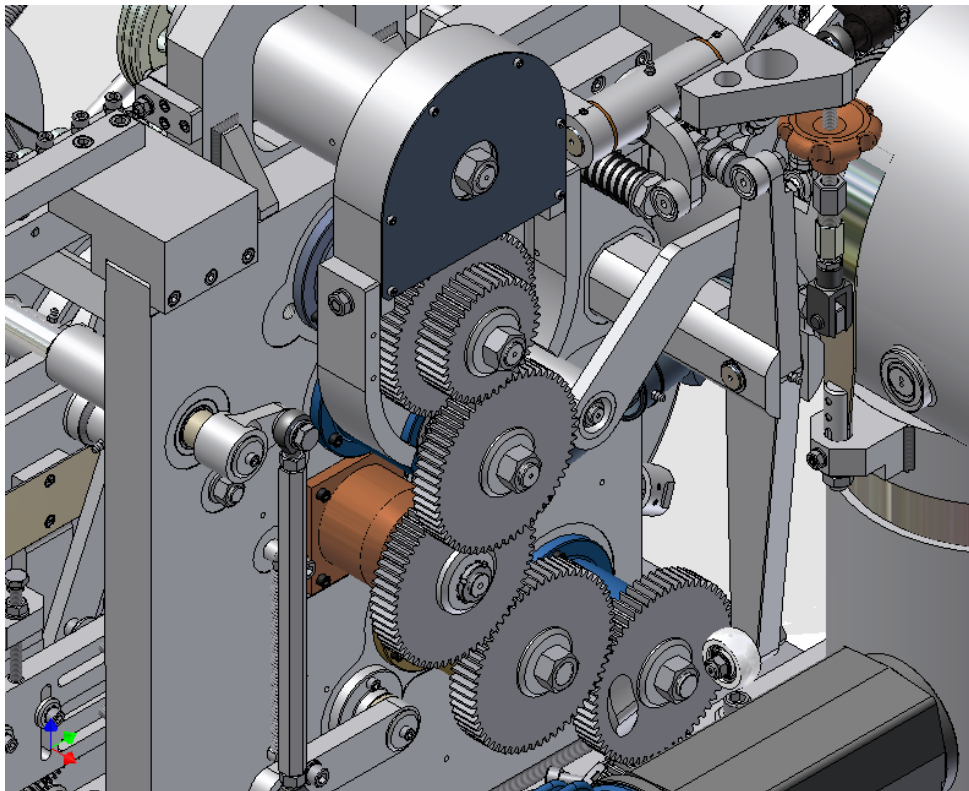


Figura 37: Sistema de transmissão de potência e transformação de movimento

2.4 Projeto Executivo

O projeto executivo consiste dos desenhos de conjunto de todas as submontagens, desenho de conjunto dos dispositivos de fabricação, e desenhos de fabricação dos componentes. Adicionalmente, o projeto executivo contém outros documentos e registros, como registros do processo de fabricação, listas de compras de componentes, listas de compras de materiais e insumos etc. A *Figura 38* apresenta um exemplo de submontagem em vista explodida. O método de projeto descrito anteriormente admite tarefas concomitantes; assim, todos os desenhos, assim como toda a documentação do projeto, são elaborados simultaneamente ao projeto em *CAD*, pelo próprio projetista. Esta é uma vantagem inegável da utilização de software *CAD* paramétrico, pois reduz consideravelmente o tempo total do projeto, evitando custos devido a atrasos.

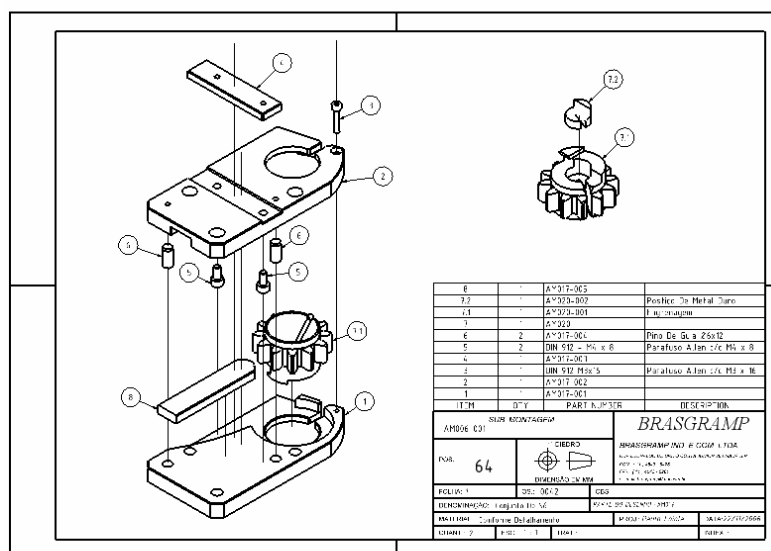


Figura 38: Exemplo de submontagem em vista explodida

2.5 Planejamento da Produção

O planejamento da produção também é feito ao mesmo tempo em que o projeto vai ganhando forma no aplicativo *CAD*. Isto acontece porque o software permite simulações de movimento dos dispositivos e transformadores de movimento e simulação das forças resultantes, verificação da exeqüibilidade dos componentes, projeto de dispositivos de fabricação, simulação de rotinas CAE, análises de interferência, análise de tolerâncias, análise estrutural, preparação de análises utilizando FEA etc. Esta metodologia exige conhecimento

profundo do software, conhecimento dos recursos disponíveis para fabricação, conhecimento do mercado de componentes e matéria-prima, entre outros conhecimentos. O detalhamento da metodologia empregada no planejamento da produção está, portanto, fora do escopo do presente trabalho. O custo total do projeto, incluindo mão-de-obra, ferramentas, dispositivos, testes no protótipo, licenças de software, entre outros, ficou em cerca de 70 mil reais (referência: ano de 2007).

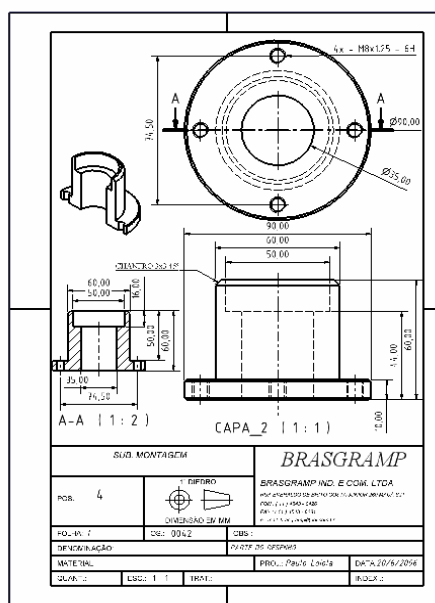


Figura 39: Exemplo de desenho de fabricação de componente

2.6 Planejamento da Disponibilização ao Cliente

Detalhes sobre a montagem e regulagem dos subsistemas da máquina, bem como instruções sobre manutenção e transporte foram desautorizados pelo patrocinador a fazer parte deste trabalho, por conter informações estratégicas e de propriedade intelectual.

2.7 Planejamento do Consumo

A máquina conta com soluções bem simples, mas que garantem a segurança e confiabilidade na operação, durante toda a vida útil da máquina, como circuitos realimentados por sistema de sensores (sensores de posição, temperatura, interruptores, botoeira etc.), além da carenagem e proteções, posicionamento dos subsistemas visando conforto na operação (altura da esteira de saída das molas, altura dos dispositivos amarradores etc.). O detalhamento das soluções não acrescenta informações úteis e será omitido por conveniência.

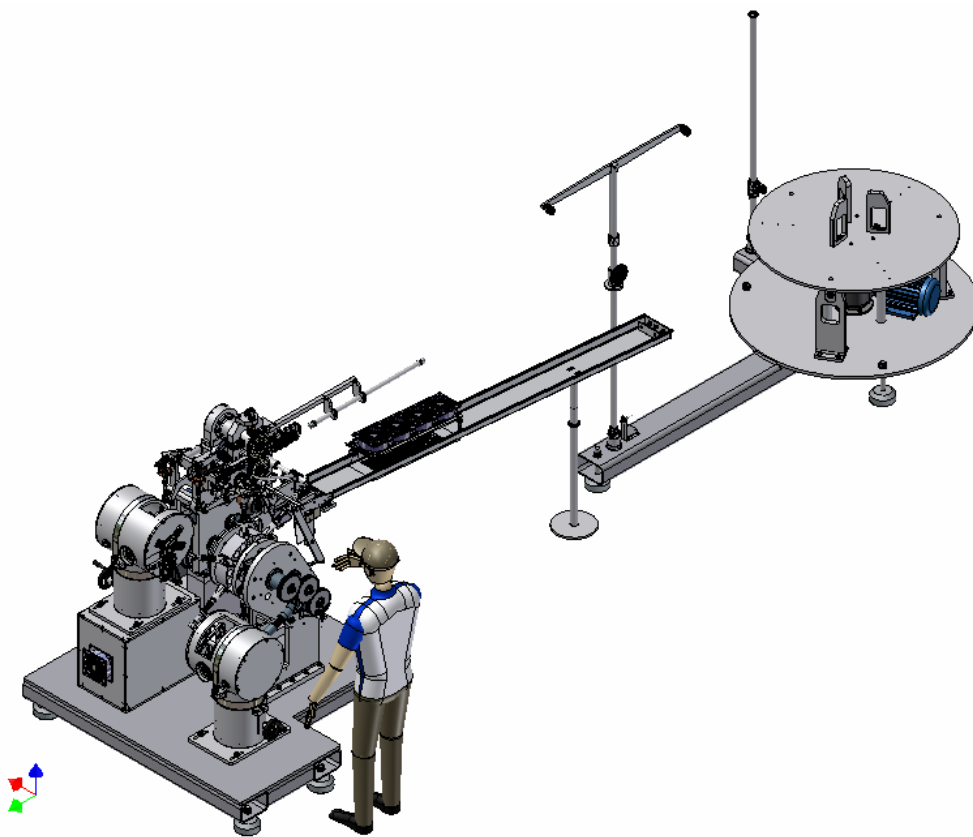


Figura 40: Modelo 3D da máquina, exceto acessórios

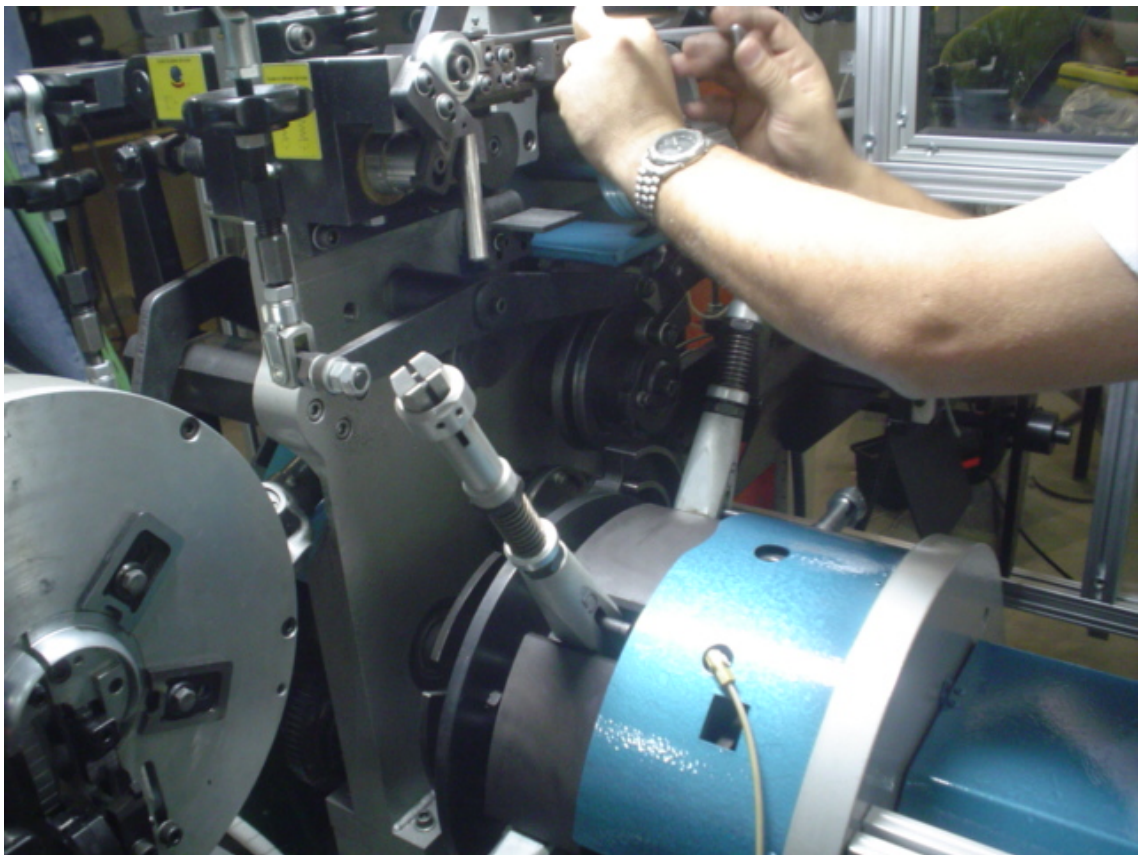


Figura 41: Protótipo em fase inicial de montagem

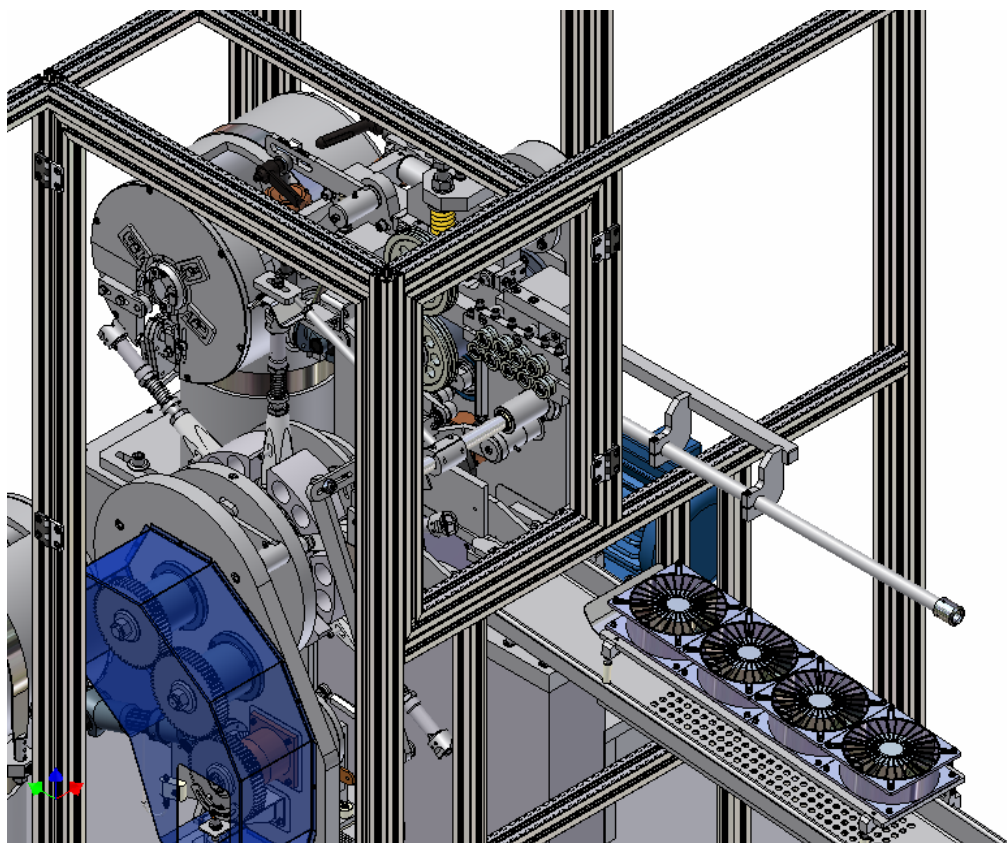


Figura 42: Exemplo de proteções implementadas: cabine e carenagens

2.8 Manutenção

A vida útil dos componentes que estão em contato direto com o arame é de 90 dias, sob pena de diminuição da capacidade de fabricação e diminuição da qualidade das molas fabricadas. Dentre esses componentes, encontram-se as guias do arame, facas de corte, endireitadores do arame etc. Os rolamentos foram dimensionados para uma vida útil de 5 anos e devem ser substituídos após esse período (manutenção preditiva), exceto os rolamentos do sistema acionador dos amarradores, que, por falta de espaço físico, e para não tornar o sistema muito robusto, foram dimensionados para 3 anos. A estrutura da máquina, eixos e braços atuadores foram projetados para durar toda a vida útil da máquina. Engrenagens estarão sujeitas à substituição, e foram incluídas no check list da manutenção preventiva. Todos os subsistemas da máquina contam com algum tipo de regulagem; parafusos de regulagem deverão ser substituídos sempre que o desgaste por eles sofrido dificultar ou até impedir a regulagem; esta tarefa está prevista no check-list de manutenção preventiva. Manutenção corretiva irá ocorrer nos casos de pane elétrica ou falha mecânica de componente não prevista no check-list de manutenção preventiva; esta falha deverá ser devidamente registrada e deverá ser objeto de estudo para posterior aperfeiçoamento do projeto.

3 CONCLUSÃO

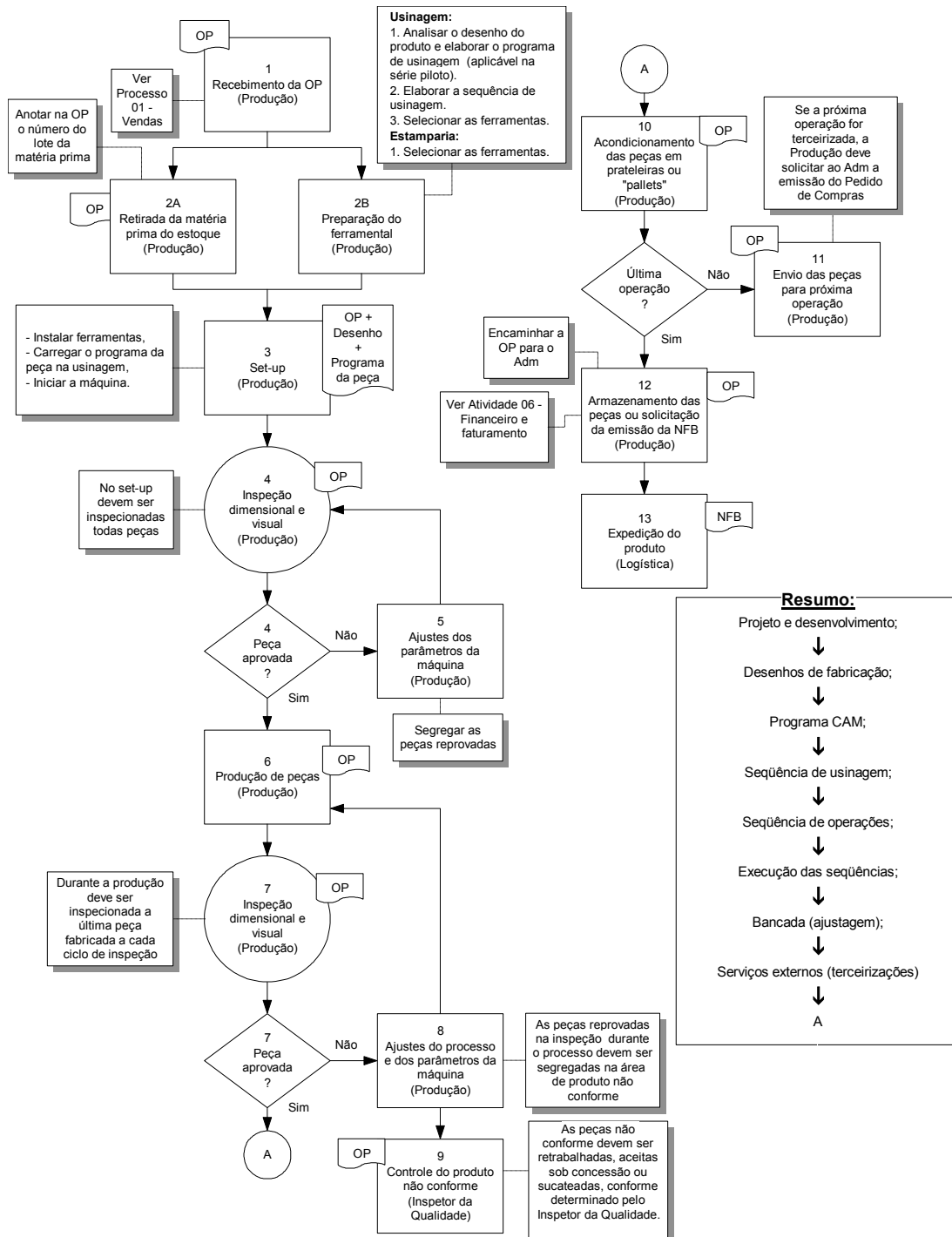
O projeto executivo consiste de todos os desenhos elaborados, bem como toda a documentação do projeto, incluindo orçamentos e listas de compras. Todas as etapas de fabricação foram cuidadosamente elaboradas ao mesmo tempo em que os desenhos dos componentes iam ficando prontos, porque o software utilizado possui ferramentas para tanto. A metodologia empregada garantiu entregar o projeto dentro do prazo previsto, incluindo os testes no protótipo. Os componentes foram dimensionados para uma vida útil que ponderou durabilidade, confiabilidade e custos envolvidos. A manutenção da máquina foi alvo de estudos por parte do projetista, que cuidou em preparar um check-list de verificação (manutenção preventiva), um check-list de reposição de componentes de desgaste (manutenção preditiva). Adicionalmente, as recomendações do padrão normativo NBR ISO 9001:2000 foram observadas, e todo o projeto foi devidamente documentado e todas as alterações e acontecimentos foram registrados.

Permite-se concluir que o método de projeto dos componentes (Design Check), aliado ao uso de softwares CAD paramétricos e respeito às instruções normativas de qualidade fizeram com que o projeto fosse entregue dentro do prazo estabelecido, com um custo final cerca de 70% do orçamento alocado, e com uma qualidade e confiabilidade elevadas.

Atualmente, a máquina protótipo produz até 80 molas por minuto e está sendo utilizada na sede da fábrica da *Luckspuma Indústria e Comércio Ltda* na cidade de Ferraz de Vasconcelos, Estado de São Paulo. Até o presente momento, não há o registro de falhas mecânicas ou elétricas, em quase dois anos de operação.

ANEXO

1 – Fluxograma “Processo 05 – Produção” da empresa patrocinadora



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- CALLISTER, W. D. Jr. **Materials Science and engineering**, 5ª edição, John Wiley & Sons, 1999
- COLLINS, J. A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha**, 1ª edição, LTC, 2006
- ERDMAN, A. G.; SANDOR, G. N. **Mechanism Design: Analysis and Synthesis**, vol. 1, 3rd. Edition, Prentice Hall, 1996
- GERE, J. M. **Mecânica dos Materiais**, 1ª edição, Pioneira Thomson Learning, 2003
- JUVINALL, R. C. & MARSHEK, K. M. **Fundamentals of Machine Component Design**, 2nd edition, John-Wiley & Sons, 2002
- KAMINSKI, P.C. **Desenvolvendo Produtos com Planejamento Criatividade e Qualidade**, LTC Livros Técnicos e Científicos, 1999.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem Integrada**, 2ª edição, Bookman, 2004
- NORTON, R. L. **Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines**, McGraw-Hill, 2001
- OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**, 4ª edição, Pearson Prentice Hall, 2003
- PROVENZA, F. **Prontuário do Projetista de Máquinas**, 1ª edição, Editora F. Provenza, 1960
- SHIGLEY, J. E. & MISHKE, C. R. **Mechanical Engineering Design**, 7th edition, McGraw-Hill, 2004