

UNESP  UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

RODRIGO RABELO DA ENCARNÇÃO

**ANÁLISE DOS ESFORÇOS DE LAMINAÇÃO NO DIMENSIONAMENTO DE UM
LAMINADOR DE BANCADA.**

Guaratinguetá
2012

RODRIGO RABELO DA ENCARNAÇÃO

ANÁLISE DOS ESFORÇOS DE LAMINAÇÃO NO DIMENSIONAMENTO DE UM
LAMINADOR DE BANCADA.

Trabalho de graduação apresentado à
Faculdade de Engenharia do Campus
de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção do
diploma de graduação em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Ângelo Caporalli Filho

Guaratinguetá
2012

E561a

Encarnação, Rodrigo Rabelo da

Análise dos esforços de laminação no dimensionamento de um laminador de bancada / Rodrigo Rabelo da Encarnação – Guaratinguetá : [s.n], 2012.

80 f : il.

Bibliografia: f. 61

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012.

Orientador: Prof. Dr. Ângelo Caporalli Filho

1. Laminação (Metalurgia) I. Título

CDU 621.771

UNESP UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

ANÁLISE DOS ESFORÇOS DE LAMINAÇÃO NO DIMENSIONAMENTO DE UM
LAMINADOR DE BANCADA.

RODRIGO RABELO DA ENCARNAÇÃO

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. ANGELO CAPORALLI FILHO
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. PETERSON LUIZ FERRANDINI
UNESP-FEG

Prof. Ms. AILTON RODRIGUES DA COSTA
UNESP-CTIG

Dezembro de 2012

de modo especial as duas pessoas mais importantes da minha vida, as
quais tenho uma grande admiração, meus pais *Benedito* e *Maria*
Isolete.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, *Prof. Dr. Ângelo Caporalli Filho* que me possibilitou realizar este trabalho.

aos meus pais *Benedito* e *Maria Isolete*, e irmãos *Rogério* e *Ronaldo* que sempre me instruíram a buscar um futuro melhor.

aos meus verdadeiros amigos, com quem vivi os melhores anos de minha vida, dentro e fora da faculdade.

ao *Prof. Ms. Ailton Rodrigues da Costa* pela colaboração e instrução durante a execução deste trabalho.

“O aprendizado é como o horizonte, não há limites”

Provérbio Chinês

ENCARNAÇÃO, R. R. **Análise dos esforços de laminação no dimensionamento de um laminador de bancada**. 2012. 80 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

A indústria produz laminados, iniciando pela fundição e passando por processos de conformação, por exemplo, o caso em questão a laminação. Uma grande parcela dos produtos laminados é plano, esses possuem características específicas durante sua produção e propriedades após acabado que devem ser analisadas. Para isso um estudo dessas propriedades deve ser feita em amostradas de materiais, para que se possa primeiro conhecer o material em questão ou proporcionar novas propriedades ao material passando pelos processos de laminação de produtos planos. Desta maneira é interessante que os alunos de engenharia mecânica tenham um conhecimento de ensaios de laminação, e a partir deste possam melhor conhecer o comportamento de laminados. Com esse objetivo o projeto de um laminador de bancada para a laminação de produtos planos se faz necessário, esse trabalho é o projeto de dimensionamento de um laminador de materiais não-ferrosos.

PALAVRAS-CHAVE: Laminação. Laminador. Projeto mecânico. Laminador de produtos planos. Materiais não-ferrosos.

ENCARNAÇÃO, R. R. **Analysis of effort in designing a rolling mill stand.** 2012. 80 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

The industry produces rolled, starting to and passing through casting forming processes, for example, in the case in question the rolling. A large portion of rolled products are flat, these have specific characteristics during their production and properties after finished that must be analyzed. For this a study of these properties must be made in materials samples, in order to be able to first know the material in question or provide new properties to the material through the process of rolling flat products. In this way is interesting that the students of mechanical engineering have knowledge of rolling trials, and from this can better understand the behavior of rolled. With this purpose the project of a benchtop rolling mill for the rolling of flat is needed, this work is the project of a sizing of one rolling mill non-ferrous materials.

KEYWORDS: Rolling. Rolling Mill. Mechanical project. Rolling flat products. Non-ferrous materials.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação do processo de laminação de uma chapa plana.....	15
Figura 2 – Representação dos produtos obtidos por meio da laminação.....	15
Figura 3 – Representação esquemática do processo de laminação de produtos planos	18
Figura 4 – Gráfico para determinação do coeficiente de correção Q_{fs}	19
Figura 5– Representação esquemática dos componentes do laminador.....	23
Figura 6– Representação dos cilindros.....	30
Figura 7 – Disposição das engrenagens, e representação das forças na engrenagem 1	31
Figura 8 – Diagramas de momento	33
Figura 9 – Diagrama de fadiga, demonstrando vários critérios de falha.....	35
Figura 10 – Representação esquemática da gaiola	38
Figura 11 – Procedimento sugerido para determinar a rigidez do parafuso e membros	43
Figura 12 – Representação do filete da rosca do fuso	46
Figura 13 – Representação do sistema de redução correia/polia.....	50
Figura 14 – Representação da montagem e dimensões para chavetas embutidas	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados iniciais de projeto	20
Tabela 2 – Características dos materiais.....	21
Tabela 3 – Tensão média efetiva dos materiais	21
Tabela 4 – Determinação da potência de laminação para o latão.....	22
Tabela 5 – Rendimento do sistema de transmissão	23
Tabela 6 – Características do motor de acionamento do laminador.....	24
Tabela 7 – Características do redutor coroa parafuso sem-fim	24
Tabela 8 – Dimensões e características do par de engrenagens 3 e 4	28
Tabela 9 – Forças e reações presentes no cilindro inferior.....	32
Tabela 10 – Resultados do dimensionamento do cilindro inferior.....	36
Tabela 11 – Resultados do dimensionamento da gaiola.....	39
Tabela 12 – Resultados do dimensionamento do mancal de deslizamento.....	41
Tabela 13 – Resultado do dimensionamento dos parafusos	44
Tabela 14 – Resultados do dimensionamento do fuso M30 x 2 x 40.....	48
Tabela 15 – Resultados do dimensionamento do fuso segundo flambagem	49
Tabela 16 – Resultados do dimensionamento da redução por correia/polia	52
Tabela 17 – Resultados do dimensionamento das chavetas, dimensões em mm.	55

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
2	REVISÃO LITERÁRIA	14
2.1	Conformação mecânica	14
2.2	Laminação	15
3	PROJETO.....	18
3.1	Potência de laminação	18
3.2	Rendimento do sistema de transmissão	22
3.3	Sistema de redução de velocidade	24
3.4	Potência do motor.....	25
3.5	Dimensionamento dos elementos de máquinas	25
3.5.1	Engrenagens.....	26
3.5.1.1	Fator de projeto	26
3.5.1.2	Determinação do material	26
3.5.2	Cilindros de laminação	29
3.5.2.1	Fator de projeto	29
3.5.2.2	Fatores modificadores do limite de resistência a fadiga	29
3.5.2.3	Verificação das dimensões de acordo com as tensões máximas.....	29
3.5.3	Gaiola	37
3.5.3.1	Fator de projeto	37
3.5.3.2	Fatores modificadores do limite de resistência a fadiga	37
3.5.3.3	Determinação do material	37
3.5.4	Mancal de escorregamento	40
3.5.5	Parafusos de fixação da Tampa – Gaiola.....	41
3.5.5.1	Fator de projeto	41
3.5.5.2	Determinação do diâmetro do parafuso	41
3.5.6	Fuso de movimentação do cilindro superior	45

3.5.6.1	Fator de projeto	45
3.5.6.2	Determinação do diâmetro do fuso de movimentação cilindro superior	45
3.5.6.2.1	Critério de deformação dos filetes	45
3.5.6.2.2	Critério de flambagem do fuso	48
3.5.7	Correias e Polias	49
3.5.8	Determinação das chavetas.....	53
3.5.8.1	Fator de projeto	53
3.5.8.2	Dimensionamento.....	53
3.6	Confecção dos desenhos de detalhe e conjunto.....	56
4	CONCLUSÃO	57
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	61
	APÊNDICES	62
	ANEXOS.....	67

1 INTRODUÇÃO

O objetivo desse trabalho foi projetar um laminador de bancada de produtos planos para materiais não ferrosos. Com o intuito de utilizar esse projeto para a fabricação de um laminador e usá-lo em ensaios na área de conformação na UNESP de Guaratinguetá. Ensaios estes ministrados em aulas ou para experimentos no departamento de materiais, dessa maneira proporcionando aos alunos uma maior compreensão desse assunto e possibilitando a quem mais for de interesse um melhor embasamento prático-teórico do tema.

Para a execução do projeto foram analisadas as características gerais de laminadores industriais e de menor porte como, por exemplo, usados em ourives, e no laminador fabricado no CTIG-UNESP pelos alunos do 3º ano de mecânica no ano de 2011, no qual participei diretamente como docente. Foram analisados ainda os esforços de laminação para isso levou-se em consideração diversas literaturas para a estimativa final do esforço de laminação.

O dimensionamento dos elementos de máquinas presentes no projeto foi feito a partir da estimativa dos esforços de laminação. Elementos padronizados foram adotados com referência em catálogos de fabricantes e normas técnicas. Todos os cálculos foram feitos com relação a um motor disponibilizado pelo departamento de materiais. Esse motor foi de certa forma o limite para a confecção do projeto de dimensionamento do laminador uma vez que a potência de laminação junto aos rendimentos de cada elemento de máquina não poderia ultrapassar a potência do motor. Ao final do dimensionamento foi efetuada a confecção do desenho dos detalhes e do conjunto do laminador.

2 REVISÃO LITERÁRIA

2.1 Conformação mecânica

Define-se por ser um processo de fabricação mecânica onde o material sofrerá uma carga a qual o deformará permanentemente, ou seja, o limite de escoamento do material é ultrapassado quando aplicada tal carga. Desta maneira quando a carga cessar o material não voltará ao seu estado inicial. Além, de o formato inicial ser alterado, as propriedades mecânicas também sofre alterações.

Segundo Schaeffer (2004) em um corpo metálico sob atuação de forças ou momentos ocorrem deformações. Essas deformações podem ser puramente elásticas ou elástico-plásticas. A deformação elástica é reversível e praticamente proporcional à tensão aplicada.

Os processos de conformação mecânica podem ser classificados pelo tipo de esforço que é aplicado sobre o metal: compressão, tração, dobramento e corte. A conformação mecânica inclui um grande número de processos: laminação, forjamento, trefilação, extrusão, estampagem.

Com relação à ordem de fabricação, produtos conformados a partir de lingotes são classificados como produtos primários, e produtos conformados a partir de produtos primários são classificados como produtos secundários.

Os processos de deformação podem ser realizados de duas formas, em relação à temperatura de trabalho. Conformação a quente ou a frio, em função de uma temperatura específica, chamada de temperatura de recristalização.

A conformação a quente permite uma maior deformação com menores esforços, uma maior tenacidade, porém não é possível trabalhar com tolerâncias geométricas apertadas, há uma formação de camadas de óxido na superfície do material e o maquinário necessário para efetuar o trabalho deve suportar a altas temperaturas, encarecendo o processo.

A conformação a frio permite trabalhar com tolerâncias dimensionais apertadas, não há a formação de camadas de óxido e assim permite um melhor acabamento superficial do material, porém não é possível trabalhar com grandes reduções, e há um maior encruamento do material, o que posteriormente deve passar por tratamento térmico de recozimento para melhorar a tenacidade do material.

2.2 Laminação

A laminação segundo Rodrigues e Martins (2010) é um processo de deformação plástica, no qual o material é forçado a passar entre dois cilindros que giram em sentidos opostos, com a mesma velocidade periférica, e estão distantes entre si a uma distância inferior à espessura inicial da chapa a ser laminada, Figura 1.

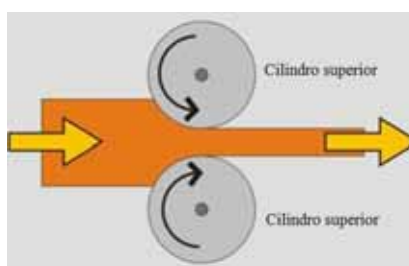


Figura 1 – Representação do processo de laminação de uma chapa plana (<http://www.cimm.com.br>).

O material a ser laminado passa entre os rolos através da força de atrito gerada, embora possa às vezes ser aplicada uma força externa que faça a passagem do material. Durante esse processo ocorre a diminuição da espessura e o aumento do comprimento e da largura.

A etapa inicial de laminação denomina-se desbaste é realizado a quente, a partir de um lingote, as etapas seguintes também realizadas a quente são processadas com a chapa grossa obtida no desbaste e finalmente utiliza-se a laminação a frio para dar acabamento e assim obter a chapa fina.

O processo de laminação pode ser usado para a produção de barras cilíndricas ou hexagonais, perfis como vigas I, calhas e trilhos, ou produtos planos, Figura 2, por meio de cilindros com ranhuras, tanto por laminação a quente quanto a frio.

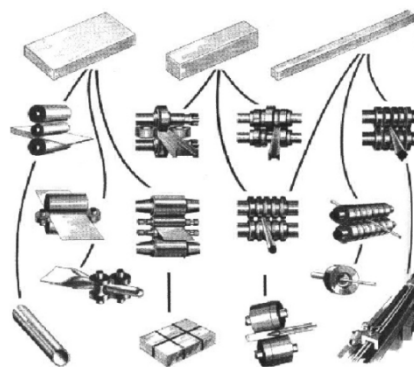


Figura 2 – Representação dos produtos obtidos por meio da laminação (<http://abcdopolimero.wordpress.com/2010/04/16/conformacao-plastica-laminacao/>).

2.3 Considerações gerais de projeto

Alguns itens devem ser considerados para a realização do projeto. E foram tratados em breves comentários a seguir

Tensão verdadeira, os processos de laminação trabalham em sua maioria com grandes reduções de dimensão, assim a tensão calculada se torna irreal, pois a área de aplicação da carga é significativamente diferente daquela apresentada pelo corpo de prova. Fazendo uma analogia com o ensaio de tração através do qual são obtidas as curvas tensão-deformação, quando o material sofre grandes deformações deve-se calcular a tensão verdadeira, σ , definida pela carga dividida pela área da seção transversal no instante da aplicação da carga. Segundo Juvinall e Marshek (2008) na região elástica da curva tensão-deformação o módulo de Young é a relação entre a tensão e a deformação, assim como a tensão verdadeira e a deformação verdadeira, ε , desprezando-se erros, logo, $\sigma = E \cdot \varepsilon$, onde E é o módulo de elasticidade longitudinal e é o valor de tensão considerado para produzir uma deformação elástica unitária. A região de encruamento plástica corresponde à região de enrijecimento-deformação, $\sigma = K \cdot \varepsilon^e$, essa equação possui a mesma forma da equação citada anteriormente exceto pelo fato do expoente de endurecimento-deformação e (coeficiente de encruamento) ser a inclinação da linha quando representado em um gráfico log-log.

Fatores de projeto, por muitas vezes adotados de acordo com segurança de funcionamento do equipamento, porém não é porque um equipamento é seguro que ele funciona da melhor maneira, fatores de projeto elevados podem garantir baixo risco de falha, no entanto, encarecem o projeto. Segundo Juvinall e Marshek (2008) os fatores são estipulados por experiências em projetos similares anteriores, grau de incerteza em relação ao carregamento, a resistência do material, a resistência do material através das análises de falhas, e consequência da falha. Os fatores não são valores exatos para cada tipo de aplicação, o que se encontra são algumas orientações para a determinação de qual fator usar.

Diagrama de fadiga, como a maioria das peças do projeto sofrem a influência do fenômeno de fadiga, a determinação da tensão limite do material era importante para a etapa de dimensionamento. No entanto, diversos critérios de falhas podem ser adotados para o projeto, uns mais e outros menos conservadores, para o caso em questão foi adotado o critério de falha de Geber, menos conservador (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

Tensões máximas, determinadas para cada peça e são as composições dos diversos tipos de esforços solicitantes. Um método utilizado para a determinação da tensão máxima é a

teoria da energia de distorção para materiais dúcteis, que segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005) originou-se da observação de que materiais dúcteis tensionados hidrostáticamente exibiam resistência de escoamento muito acima dos valores fornecidos pelo ensaio de tração. Logo o escoamento não era em absoluto em fenômeno simples de tração ou compressão, e sim estava relacionado com a distorção angular do elemento tensionado.

Considerando um elemento com tensões triaxiais pode ser pensado como uma tensão única, equivalente ou efetiva para o estado geral de tensão completa. Essa tensão efetiva é comumente denominada de tensão de Von Mises, usada como base dos cálculos nesse projeto.

3 PROJETO

3.1 Potência de laminação

A força de separação dos cilindros é função da dimensão inicial da chapa a ser laminada, redução por passagem, velocidade de rotação dos cilindros, material a ser laminado e atrito entre os cilindros e chapa. Dentre esses, os itens: dimensão inicial da chapa, redução por passagem e velocidade dos cilindros são valores adotados, para os itens: material e atrito entre os cilindros e a chapa, é necessário a consulta de uma literatura.

A Figura 3 representa um esquema de laminação de uma chapa plana de espessura inicial h_0 para uma espessura final h_1 , com os cilindros de raio R girando a uma velocidade tangencial v_r .

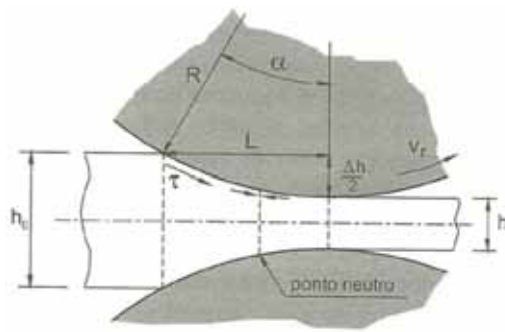


Figura 3 – Representação esquemática do processo de laminação de produtos planos (RODRIGUES e MARTINS, 2010).

A redução por passagem, r , entre os cilindros pode ser definida como

$$r = \frac{h_0 - h_1}{h_0} \quad (1)$$

A projeção horizontal, L , do arco de contato do cilindro com a chapa pode ser definida por meio de uma relação de triângulos, e é dada por

$$L = \sqrt{R^2 - (\Delta h / 2)^2} \cong \sqrt{R \cdot \Delta h} \quad (2)$$

A deformação verdadeira, ε_l , na saída da laminação é

$$\varepsilon_1 = 1,15 \cdot \ln \frac{h_0}{h_1} \quad (3)$$

Esta é válida apenas, pois é considerado que a deformação plana é aproximada, considerando o alongamento no comprimento da chapa muito superior ao causado na largura. Porém essa aproximação deixa de ser válida quanto menor a largura e maior a espessura da chapa.

A tensão no interior da região chapa, que passa entre os cilindros de laminação, e sofre deformação plástica pode ser definida como

$$\sigma_{unif} = \frac{K \cdot \varepsilon_1^e}{e + 1} \quad (4)$$

onde ε_1 é a deformação real, K é a constante plástica de resistência e e é o coeficiente de encruamento.

A força de separação, F_S , pode ser calculada por

$$F_S = \sigma_{unif} \cdot L \cdot w \cdot Q_{fs} \quad (5)$$

em que w é a largura da chapa e Q_{fs} é o coeficiente de correção que considera o fator de atrito e a relação dimensional h/L . Este é determinado pela Figura 4 a seguir:

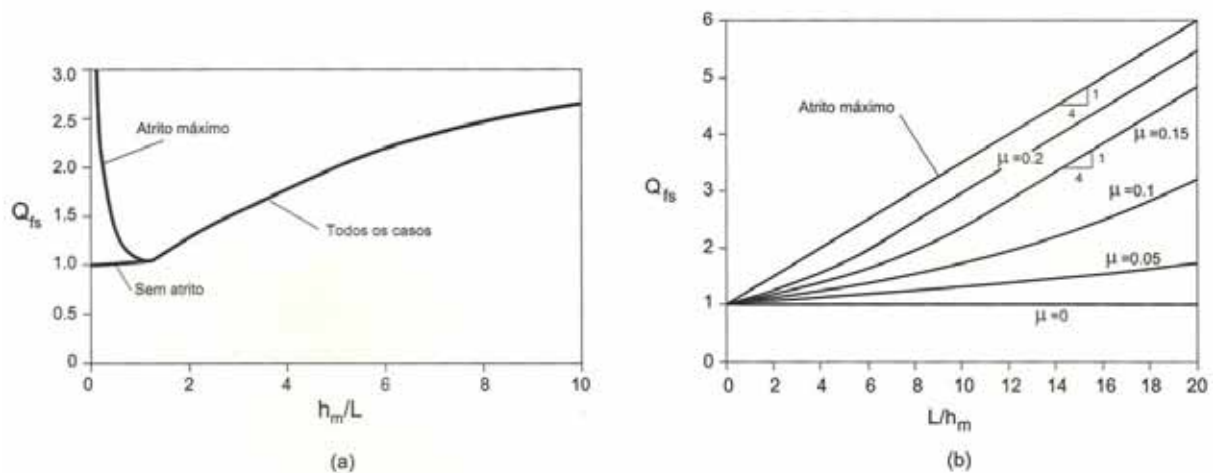


Figura 4 – Gráfico para determinação do coeficiente de correção Q_{fs} ; (a) quando $h_m/L > 1$ e (b) quando $h_m/L < 1$ (RODRIGUES e MARTINS, 2010).

A espessura média de laminação, h_m , pode ser definida como:

$$h_m = \frac{h_0 + h_1}{2} \quad (6)$$

O momento torçor, M , pode ser definido pelo braço de força $L/2$ já que se considera a força de separação, F_s , sendo aplicada no ponto médio da projeção horizontal, L , e havendo dois cilindros deve-se dobrar esse valor, obtendo assim

$$M = F_s \cdot L \quad (7)$$

A potência de laminação é definida como

$$P = M \cdot \omega \quad (8)$$

sendo ω a velocidade angular dos cilindros de laminação.

Na Tabela 1 estão apresentados os dados iniciais para o projeto do laminador.

Tabela 1 – Dados iniciais de projeto

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Redução por passagem	r	%	10,00
Raio do cilindro	R	mm	80,00
Espessura inicial da chapa	h_0	mm	10,00
Largura da chapa	w	m	50,00
Rotação do cilindro	n	rpm	20,00
Velocidade angular do cilindro	ω	rad/s	2,09
Velocidade periférica do cilindro	V_r	m/s	0,17

Na Tabela 2 estão apresentadas as características para os materiais a serem laminados segundo Rodrigues e Martins (2010), foram considerados três materiais, Latão (70Cu-30Zn), Alumínio (AA1100-O) e Cobre (99,94% Cu).

Tabela 2 – Características dos materiais

Material	Constante plástica de resistência (K)	Coefficiente de encruamento (e)
Alumínio AA1100-O	180,00	0,20
Latão 70Cu-30Zn	895,00	0,49
Cobre (99,94% Cu)	450,00	0,33

Dentre as equações usadas para modelar o formato da curva tensão-deformação no regime plástico, destaca-se a equação de Hollomon

$$\sigma = K \cdot \varepsilon^e \quad (9)$$

que é função da deformação real, ε , além da constante plástica de resistência, K , e do coeficiente de encruamento, e . A tensão média efetiva, σ_{unif} , é dada pela Equação 4. Desta maneira foi possível obter os dados apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Tensão média efetiva dos materiais

Material	Curva de tensão-deformação na região plástica (σ)	Tensão média efetiva (σ_{unif}) [MPa]
Alumínio AA1100-O	$\sigma = \frac{180 \cdot \varepsilon^{0,2}}{1,2}$	98,35
Latão 70Cu-30Zn	$\sigma = \frac{895 \cdot \varepsilon^{0,49}}{1,49}$	213,55
Cobre (99,94% Cu)	$\sigma = \frac{450 \cdot \varepsilon^{0,33}}{1,33}$	168,61

Observando a Tabela 3, foi possível perceber que o latão possui maior resistência à laminação, sendo adotada a tensão média efetiva dele para a base dos cálculos e determinação da potência de laminação, não haverá problemas na laminação do alumínio e do cobre, os quais possuem tensões bem menores.

Foi possível montar a Tabela 4, abaixo, usando as equações de 1 a 8, bem como os dados iniciais de projeto apresentados na Tabela 1, a tensão média efetiva apresentada na Tabela 3 e o gráfico (a) apresentado na Figura 4.

Tabela 4 – Determinação da potência de laminação para o latão

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Espessura final	h_f	mm	9,00
Projeção horizontal	L	mm	8,94
Deformação real	ε	-	0,12
Espessura média de laminação	h_m	mm	9,5
Relação h_m/L	h_m/L	-	1,06
Coefficiente de correção	Q_{fs}	-	1,05
Força de separação nos cilindros	F_S	kN	100,28
Momento de laminação	M	Nm	896,89
Potência de laminação	P	W	1878,45

Observando a Tabela 4 viu-se que o valor mínimo para a laminação da chapa de latão 70Cu-30Zn com os dados de entrada já demonstrados deve ser de 1878,45 W. Portanto, este valor de potência de laminação foi tomado como referência para a determinação da potência mínima do motor de acionamento do laminador. Mas para isso foram levados em consideração os fatores de rendimento de cada componente da transmissão. Para que assim a partir do rendimento total do sistema e da potência de laminação determine-se a potência do motor de acionamento do laminador.

3.2 Rendimento do sistema de transmissão

Para a determinação do rendimento do sistema de transmissão, foram estipulados os rendimentos de cada componente. Para isso foi montada a Tabela 5, onde estão apresentados todos os componentes da transmissão do laminador e suas respectivas faixas de rendimentos. Para o motor e o redutor mecânico de velocidade foram consultados catálogos de fabricantes e destes retirados os dados apresentados. Para os demais componentes foi usado como referência Melconian (2007).

Tabela 5 – Rendimento do sistema de transmissão

Componente	Faixa de Rendimento	Total de componentes	Rendimento adotado [%]	Rendimento [%]
Motor	$80 \leq \eta_M$	1	80,00	80,00
Polias em “V”	$0,97 \leq \eta_C \leq 0,98$	1	97,50	97,50
Redutor mecânico	$82 \leq \eta_R$	1	82,00	82,00
Engrenagens usinadas	$0,96 \leq \eta_E \leq 0,98$	2	97,00	94,09
Mancais de deslizamento	$0,96 \leq \eta_{MD} \leq 0,98$	3	97,00	91,27
Rendimento do sistema de transmissão [%]				54,93

O número de componentes listados na Tabela 5 foi baseado no esquema de transmissão, representado na Figura 5. Neste tem-se 3 pares de mancais de escorregamento, 2 pares de engrenagens e 1 par de polias, além de um motor e um redutor mecânico coroa parafuso sem-fim.

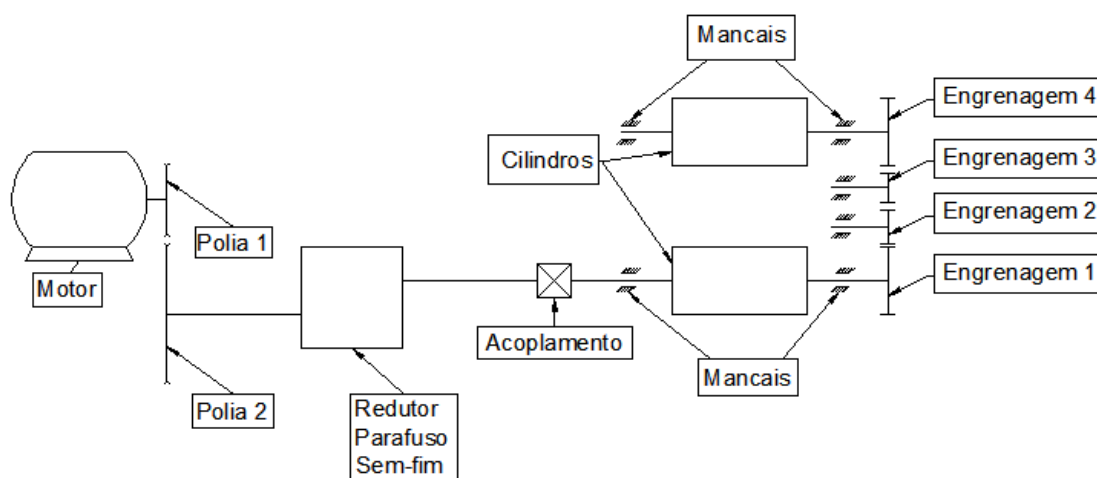


Figura 5– Representação esquemática dos componentes do laminador

Na Tabela 5 foram considerados valores intermediários de rendimentos por componente, de maneira a considerar que poderá haver falhas de construção e montagem, fatores que fazem o rendimento diminuir. Com todas essas considerações o valor de rendimento sistema de transmissão do laminador foi de 54,93%. A partir deste e da potência de laminação já calculada no *item 3.1*, foi determinada a potência do motor.

3.3 Sistema de redução de velocidade

Da Tabela 1 sabe-se que a velocidade de rotação dos cilindros deve ser de 20 rpm. Desse dado preliminar tem-se o ponto de partida para a determinação da redução de velocidade para o sistema de transmissão. Para a fabricação do laminador há a disposição um motor com os dados listados na Tabela 6.

Tabela 6 – Características do motor de acionamento do laminador

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Potência (5CV)	P_{mot}	W	3677,5
Rotação	n_{mot}	rpm	870
Tensão	U_{mot}	V	220
Rendimento	η_{mot}	%	80
Fator de Serviço	$f_{s_{mot}}$	-	1,15

Como o motor possui uma rotação de 870 rpm e a rotação dos cilindros é de 20 rpm foi necessária uma redução de velocidade de 1:43,5. Dessa forma dois redutores de velocidade foram usados, um com polia/correia e outro coroa parafuso sem-fim, a redução de velocidade feita por cada um será respectivamente de 1:2,9 e 1:15, obtendo assim a redução de 1:43,5 necessária.

A redução por coroa parafuso sem-fim será realizada por um redutor Cestari da linha Magma e modelo M10124 com as principais características listadas na Tabela 7.

Tabela 7 – Características do redutor coroa parafuso sem-fim

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Potência do motor (5 CV)	P_{mot}	W	3677,5
Potência equivalente do redutor	P_{red}	W	7490
Relação de transmissão	i_{red}	-	15
Fator de serviço	$f_{s_{red}}$	-	2,1
Rendimento	η_{red}	%	82

Como verificado na Tabela 7 a potência equivalente do redutor foi bem maior que a potência do motor usado, isso se dá pelo fato o qual a rotação de entrada e saída do redutor serem abaixo do especificado pelo catálogo, desta maneira o torque de saída sobre o redutor foi muito alto. Uma maneira de conseguir fazer essa redução para essa rotação foi à utilização de um reduto de maior carcaça. Assim trabalhando com um maior fator de serviço e garantido a utilização correta do sistema de redução de velocidade.

O trem de engrenagens presentes no laminador têm uma relação de transmissão de 9:11 e 11:9, para o primeiro e segundo par de engrenagens, respectivamente, de maneira a não influenciar a velocidade de rotação dos cilindros uma vez que a velocidade deve ser igual no dois cilindros para proporcionar uma laminação eficaz.

3.4 Potência do motor

O motor deve possuir uma potência maior que a potência de laminação, visto que há uma perda de potência no sistema de transmissão, seja por excesso de atrito nos mancais de deslizamento, ou por deslizamento entre a correia e as polias, entre outros motivos para cada componente da transmissão. Assim se fez necessário o cálculo da potência do motor

$$P_{Mot} = \frac{P_{Lam.}}{\eta_{Sist._Trans.}} \quad (10)$$

onde P_{Lam} é a potência de laminação e $\eta_{Sist._trans.}$ é o rendimento da transmissão.

Sendo a potência de laminação igual a 1878,45W e o rendimento do sistema de transmissão de 54,93%, já calculados nos *itens 3.1 e 3.2*, respectivamente. Foi necessária uma potência do motor de no mínimo de 3419,95 W. Portanto, o motor disponível para a construção do laminador, demonstrado no item anterior, Tabela 6, é suficiente para efetuar a laminação nas condições estipuladas, pois possui uma potência de 3677,5W (5CV).

3.5 Dimensionamento dos elementos de máquinas

Para o dimensionamento dos elementos de máquinas presentes no laminador foi usado como base os cálculos de acordo com Shigley, Mischke e Budynas (2005), Cunha (2005) e Juvinall e Marshek (2008).

Além da consulta de catálogos de fabricantes de alguns componentes como a Gates do Brasil.

3.5.1 Engrenagens

3.5.1.1 Fator de projeto

Para o cálculo das engrenagens foi considerado um fator de projeto, este pode ser baseada na resistência estática do material se a falha envolve o escoamento estático; na resistência por fadiga se a falha envolve fenômenos de fadiga; e na resistência por tração caso a falha seja causada por uma fratura frágil.

O fator de segurança utilizado para materiais cujas propriedades sejam bem conhecidas e que sejam utilizados em ambientes incertos ou sujeitos a tensões incertas deve estar na faixa de 3 e 4, (JUVINALL e MARSHEK, 2008). Desta maneira foi considerado um fator de projeto $f_{pE} = 3$.

3.5.1.2 Determinação do material

Para o dimensionamento das engrenagens foi considerado o critério de flexão e desgaste superficial dos dentes. As engrenagens 1 e 4 são idênticas assim como as engrenagens 2 e 3, conforme Figura 5. Portanto, o cálculo foi realizado para o pinhão (engrenagem 3) do segundo par de engrenagens, e a partir desse os valores foram replicados para as demais.

Inicialmente se fez necessário estipular valores para o número de dentes, N_p , e módulo, m , para a engrenagem. Em seguida determina-se o valor do diâmetro primitivo do pinhão, d_p , dado por

$$d_p = m \cdot N_p \quad (11)$$

Obtendo em seguida a velocidade periférica no pinhão, V_p , com a relação

$$V_p = \pi \cdot d_p \cdot n \quad (12)$$

onde n é a rotação em rpm do pinhão.

Fez-se necessário a obtenção do fator de velocidade, K_{Vp} , que são levados em consideração efeitos dinâmicos no par de engrenagens. Esse foi obtido pela equação a seguir, considerando que as engrenagens serão de perfil cortado ou fresado,

$$K_{v_p} = \frac{6,1 + V_p}{6,1} \quad (13)$$

O cálculo para determinação da carga transmitida, W^t , é função da potência, H_p , transmitida pelo par de engrenagens e a velocidade periférica, V_p , no pinhão,

$$W^t = \frac{60000 \cdot H_p}{\pi \cdot d_p \cdot n} \quad (14)$$

Com esses valores foi possível determinar a tensão de flexão no dente, usando a equação de Lewis,

$$\sigma_E = \frac{K_v \cdot W^t}{F \cdot m \cdot Y} \quad (15)$$

onde F é a largura da face e Y é o fator de forma de Lewis e é tabelado pelo número de dentes da engrenagem.

Obtendo a tensão de escoamento, S_{yE} , do material a partir da tensão de flexão no dente aplicada na engrenagem e do fator de segurança, f_{pE} , temos:

$$S_{yE} = \sigma_E \cdot f_p \quad (16)$$

Tendo a tensão de escoamento foi possível determinar qual o material a ser usado para a confecção da engrenagem.

O número de dentes mínimo para uma engrenagem é de 18 para um bom funcionamento do par de engrenagens, desta maneira o número de dentes do pinhão, $N_p = 18$ dentes e o

número de dentes da coroa, $N_C = 22$ dentes. Considerando o módulo da engrenagem de 6 mm e determinando a potência que chega a pinhão, H_P ,

$$H_P = P_{Motor} \cdot \eta_M \cdot \eta_C \cdot \eta_R \cdot (\eta_{MD})^2 \cdot \eta_E \quad (17)$$

Consultando a Tabela 5, do *item 3.2*, obteve-se uma potência no pinhão de $H_P = 2251,44$ W. A partir dessas informações gerou-se a Tabela 8 com os cálculos para o par de engrenagens 3 e 4.

Tabela 8 – Dimensões e características do par de engrenagens 3 e 4

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Relação de Transmissão	i	-	11:9
Módulo	m	mm	6
Número de dentes pinhão	N_P	dentes	18
Número de dentes Coroa	N_C	dentes	22
Largura da face	F	mm	75
Fator de Forma	Y	-	0,309
Potência na Engrenagem	H_P	W	2281,57
Rotação da Coroa	n_C	rpm	20
Rotação do Pinhão	n_P	rpm	24,44
Diâmetro Primitivo do Pinhão	d_P	mm	108
Diâmetro Primitivo da Coroa	d_C	mm	132
Velocidade	V_P	mm/min	8293,80
Carga transmitida	W'	kN	16,36
Fator de velocidade	K_v	-	2,36
Tensão de flexão	σ_E	Mpa	280,09
Fator de projeto	f_{pE}	-	3
Tensão de escoamento	S_{yE}	Mpa	840,09

O material escolhido para a confecção das engrenagens foi o aço AISI 1141 temperado e revenido a 315°C, com tensão de resistência a tração, $S_{ut} = 1460$ MPa e resistência ao escoamento, $S_y = 1280$ MPa.

3.5.2 Cilindros de laminação

3.5.2.1 Fator de projeto

Para o cálculo dos cilindros foi considerado um fator de projeto, este pode ser baseada na resistência estática do material se a falha envolve o escoamento estático; na resistência por fadiga se a falha envolve fenômenos de fadiga; e na resistência por tração caso a falha seja causada por uma fratura frágil.

O fator de projeto utilizado para materiais cujas propriedades sejam conhecidas em termos de médias, operados em ambientes comuns e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas, deve estar na faixa de 2 a 3, (JUVINALL e MARSHEK, 2008). Desta maneira foi considerado um fator de projeto $f_{pCI} = 2$.

3.5.2.2 Fatores modificadores do limite de resistência a fadiga

Como o cilindro inferior sofre esforços variáveis levou-se em consideração no dimensionamento o efeito de fadiga. Os fatores considerados são:

k_a – fator de superfície (ANEXO E-1; $k_a = 0,72$; $S_{ut} = 1000$ MPa; cilindro usinado);

k_b – fator de tamanho (ANEXO E-2; $k_b = 0,77$; $d_{CI} = 75$ mm);

k_c – fator de carregamento (ANEXO E-3; $k_c = 1$; flexão);

k_d – fator de temperatura (ANEXO E-4; $k_d = 1$; temperatura ambiente de trabalho);

k_e – fator de confiabilidade (ANEXO E-5; $k_e = 0,897$; confiabilidade de 90%);

k_f – fator de efeitos diversos ($k_f = 1$; desconsiderado).

3.5.2.3 Verificação das dimensões de acordo com as tensões máximas

O dimensionamento foi baseado no cilindro inferior e as dimensões do cilindro superior foram semelhantes a este. O cilindro inferior difere no superior na extremidade direita que

possui um prolongamento para acoplá-lo no redutor coroa parafuso sem-fim por meio de um acoplamento elástico de pinos, conforme Figura 6.

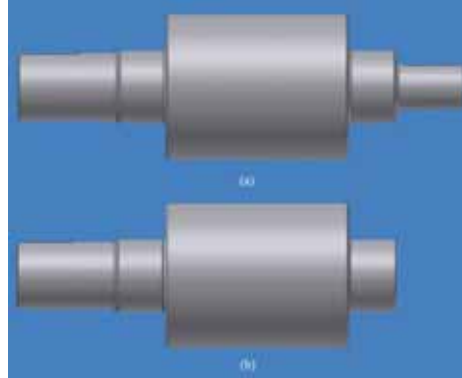


Figura 6– Representação dos cilindros, (a) cilindro inferior; e (b) cilindro superior.

Inicialmente foi necessário determinar as forças atuantes sobre o cilindro, neste caso as forças geradas pela engrenagem 1, mancais, força de separação, e torque. Os pesos de cada componente foram desprezados por serem pequenos comparados aos esforços gerados.

O momento torçor no cilindro inferior foi dado pela rotação e potência, presentes neste. A potência foi determinada pelo rendimento dos componentes da transmissão e a potência do motor.

$$P_{CI} = P_{Motor} \cdot \eta_M \cdot \eta_C \cdot \eta_R \quad (18)$$

Consultando a Tabela 5, do *item 3.2*, encontra-se os rendimentos para cada componente e sabendo que a potência do motor é de 5 CV, obtêm-se uma potência no cilindro inferior de $P_{CI} = 2466,87$ W. A rotação dos cilindros é dada na Tabela 1, no *item 3.1*, e é $n_{CI} = 20$ rpm. Desta maneira o momento torçor no cilindro inferior é

$$Mt_{CI} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P_{CI}}{n_{CI}} \quad (19)$$

na engrenagem 1, Figura 7, o momento torçor Mt_{CI} gera uma força tangencial

$$Ftg_{E1} = \frac{2 \cdot Mt_{CI}}{dp_{E1}} \quad (20)$$

$$F_{EIV} = Ftg_{EIV} + Fr_{EIV} \quad (27)$$

Outra força atuante sobre o cilindro inferior é a força de separação e vale $F_S = 100,28$ kN, retirado da Tabela 4, no *item 3.1*. Os mancais suportam cargas na vertical e horizontal de maneira a serem as reações das forças geradas no cilindro. Para a determinação das reações em um mancal aplicou-se somatória de momento no outro e depois somatória de forças no cilindro para a determinação das reações do mancal restante, isso deve ser realizado para a vertical e horizontal, as forças calculadas até aqui podem ser vistas na Tabela 9.

Tabela 9 – Forças e reações presentes no cilindro inferior

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Ângulo de pressão	α	°	20
Ângulo de inclinação	θ	°	14,57
Potência	P_{CI}	W	2281,57
Rotação	n_{CI}	rpm	20
Momento torçor	M_{tCI}	Nm	1089,39
Força tangencial	F_{tgE1}	kN	16,51
Força radial	F_{rE1}	kN	6,01
Componente Força tangencial na vertical	F_{tgE1V}	kN	15,97
Componente Força tangencial na horizontal	F_{tgE1H}	kN	4,15
Componente Força radial na vertical	F_{rE1V}	kN	1,51
Componente Força radial na horizontal	F_{rE1H}	kN	5,81
Resultante vertical	F_{E1V}	kN	17,48
Resultante horizontal	F_{E1H}	kN	-1,66
Resultante vertical mancal direito	R_{DV}	kN	43,28
Resultante vertical mancal esquerdo	R_{EV}	kN	74,49
Resultante horizontal mancal esquerdo	R_{DH}	kN	23,08
Resultante horizontal mancal direito	R_{EH}	kN	6,46

Em seguida determinou-se o diagrama de momento fletor do cilindro, para se verificar qual ponto crítico de tensões. Os diagramas de momento fletor e o torçor podem ser vistos na Figura 8.

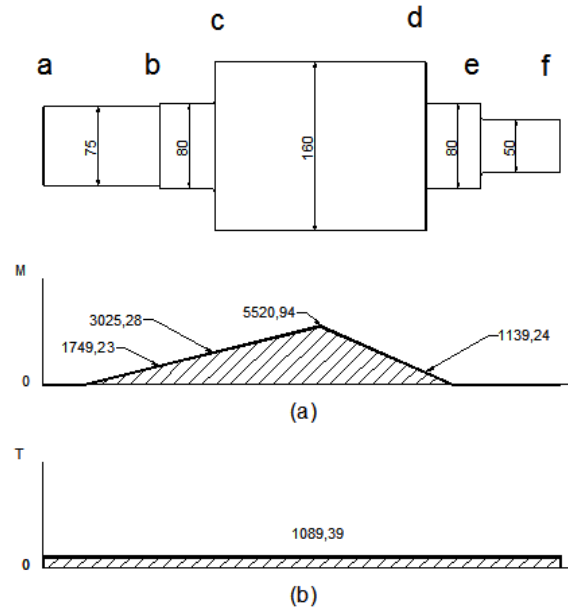


Figura 8 – Diagramas de momento: (a) fletor e (b) torçor no cilindro inferior, unidade em Nm

Na Figura 8 foi possível perceber que o ponto crítico se encontra *c*, pois possui uma região de transição de diâmetro o que gera um concentrador de tensões além de possuir um momento fletor maior comparado com as regiões de mesmo diâmetro do cilindro. Desta maneira este ponto foi à região a ser analisada com relação às tensões máximas.

A tensão de flexão no cilindro inferior pode ser definida por

$$\sigma_{xCI} = \frac{32 \cdot Mf_{CI}}{\pi \cdot d_{CI}^3} \cdot K_{fCI} \quad (28)$$

e a tensão de cisalhante por torção no cilindro inferior pode ser definida por

$$\tau_{xyCI} = \frac{16 \cdot Mt_{CI}}{\pi \cdot d_{CI}^3} \cdot K_{fsCI} \quad (29)$$

onde K_{fCI} e K_{fsCI} são fatores de concentração de tensão em fadiga, por flexão e torção respectivamente, e pode ser dado por

$$K_{fCI} = 1 + q_{CI} \cdot (K_{tCI} - 1) \quad (30)$$

$$K_{fsCI} = 1 + q_{cisCI} \cdot (K_{tsCI} - 1) \quad (31)$$

onde q e q_{cis} são os fatores de sensibilidade ao entalhe por flexão e torção, respectivamente (ANEXO E-8 e E-9) e, K_t e K_{ts} são fatores de concentração de tensão por flexão e torção, respectivamente (ANEXO E-6 e E-7).

O limite de resistência a fadiga de viga rotativa é

$$S_{e'CI} = 0,504 \cdot S_{utCI} \quad (32)$$

assim, determinando o limite de resistência

$$S_{eCI} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_{e'CI} \quad (33)$$

e usando o critério de falha de Geber para fadiga a tensão componente de amplitude no cilindro inferior pode ser encontrada por Von Mises

$$\sigma'_{aCI} = \sqrt{\sigma_{x aCI}^2 + 3 \cdot \tau_{xy aCI}^2} \quad (34)$$

A tensão permanente no cilindro inferior pode ser encontrada por Von Mises

$$\sigma'_{mCI} = \sqrt{\sigma_{x mCI}^2 + 3 \cdot \tau_{xy mCI}^2} \quad (35)$$

A inclinação da linha de carga é

$$r'_{CI} = \frac{\sigma'_{aCI}}{\sigma'_{mCI}} \quad (36)$$

As coordenadas da intersecção das curvas de linha crítica e a curva de Geber são dadas por

$$S_{aCI} = \frac{r'^2_{CI} \cdot S_{utCI}^2}{2 \cdot S_{eCI}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot S_{eCI}}{r'_{CI} \cdot S_{utCI}} \right)^2} \right] \quad (37)$$

e

$$S_{mCI} = \frac{S_{aCI}}{r'_{CI}} \quad (38)$$

O fator de projeto contra fadiga

$$f_{pfCI} = \frac{S_{aCI}}{\sigma'_{aCI}} \quad (39)$$

Com esses valores foi possível construir o diagrama de fadiga conforme Figura 9.

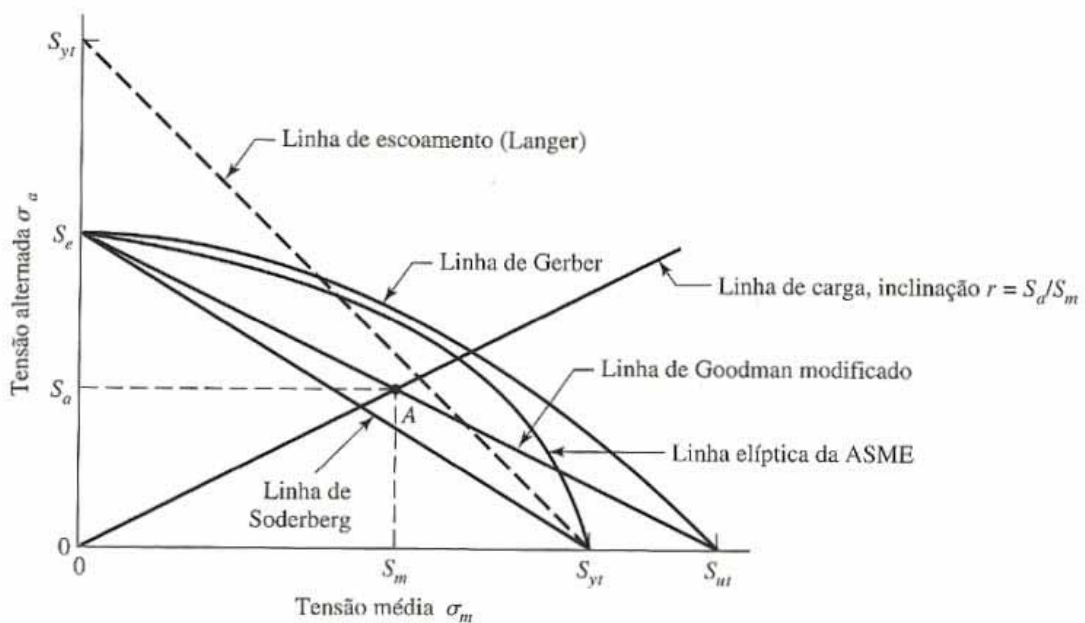


Figura 9 – Diagrama de fadiga, demonstrando vários critérios de falha (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005)

Com base nos cálculos anteriores foi possível estipular um material e adotando as dimensões do cilindro verificar se este resistia bem como se o fator de projeto considerado é atingido. O material para a confecção do cilindro é o aço VC10 com 5% de cromo, as propriedades deste foi dada no ANEXO F. O diâmetro menor e maior no ponto crítico c são, respectivamente, 80 e 160 mm e o raio de arredondamento usado é de 4 mm. Os resultados estão apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 – Resultados do dimensionamento do cilindro inferior

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Tensão de escoamento	S_{yCI}	MPa	900,00
Tensão de ruptura	S_{utCI}	MPa	1000,00
Momento fletor	M_{fCI}	Nm	3025,28
Momento torçor	M_{tCI}	Nm	1089,39
Diâmetro menor	d_{CI}	mm	80,00
Diâmetro maior	D_{CI}	mm	160,00
Raio de arredondamento	r_{CI}	mm	4,00
Fator de concentração de tensão flexão	K_{tCI}	-	1,75
Fator de concentração de tensão torção	K_{tsCI}	-	2,15
Sensibilidade ao entalhe por flexão	q_{CI}	-	0,90
Sensibilidade ao entalhe por torção	q_{cisCI}	-	1,00
Tensão alternada	σ'_{aCI}	MPa	100,81
Tensão média	σ'_{mCI}	MPa	40,35
Razão entre D_{CI} e d_{CI}	D_{CI}/d_{CI}	-	2,00
Razão entre o r_{CI} e d_{CI}	r_{CI}/d_{CI}	-	0,05
Fator de concentração de fadiga por flexão	K_{fCI}	-	1,68
Fator de concentração de fadiga por torção	K_{fsCI}	-	2,15
Limite de resistência a fadiga de viga rotativa	S'_{eCI}	MPa	504,00
Limite de resistência	S_{eCI}	MPa	250,05
Inclinação da linha de carga	r'_{CI}	-	2,5
Resistência alternada	S_{aCI}	MPa	245,15
Resistência média	S_{mCI}	MPa	98,13
Fator de projeto de fadiga	f_{pfCI}	-	2,43

O fator de projeto de fadiga está dentro do valor tolerado já citado no *item 3.5.2.1*. Assim os valores adotados de dimensões e material são aceitáveis.

3.5.3 Gaiola

3.5.3.1 Fator de projeto

Conforme estabelecido no *item 3.5.2.1* o fator de projeto utilizado para o dimensionamento da gaiola foi $f_{pG} = 2$.

3.5.3.2 Fatores modificadores do limite de resistência a fadiga

Como a gaiola está sofrendo esforços variáveis levou-se em consideração no dimensionamento o efeito de fadiga. Os fatores considerados são:

k_a – fator de superfície (ANEXO E-1; $k_a = 0,84$; $S_{ut} = 380\text{MPa}$; usinado);

k_b – fator de tamanho (ANEXO E-2; $k_b = 1$; carga axial);

k_c – fator de carregamento (ANEXO E-3; $k_c = 0,85$; carga axial);

k_d – fator de temperatura (ANEXO E-4; $k_d = 1$; temperatura ambiente de trabalho);

k_e – fator de confiabilidade (ANEXO E-5; $k_e = 0,897$; confiabilidade de 90%);

k_f – fator de efeitos diversos ($k_f = 1$; desconsiderado).

3.5.3.3 Determinação do material

A gaiola, Figura 10, estará submetida a esforços de tração, F_G , gerados pela força de separação, F_S , entre os cilindros. Essa força é flutuante de maneira a gerar uma fadiga no material. Assim a força considerada varia de 0 a F_S . Observe que $F_a = F_m = F_S/2$, em que F_a é a força alternada e F_m é a força média.

Considerando que cada coluna da gaiola suporta metade da força de separação,

$$F_{aC} = F_{mC} = \frac{F_a}{2} = \frac{F_m}{2} \quad (40)$$

e que são duas áreas resistentes por gaiola tem-se:

$$\sigma_{aC} = \sigma_{mC} = \frac{F_{mC}}{2 \cdot A_C} = \frac{F_{mC}}{2 \cdot (a \cdot b)} \quad (41)$$

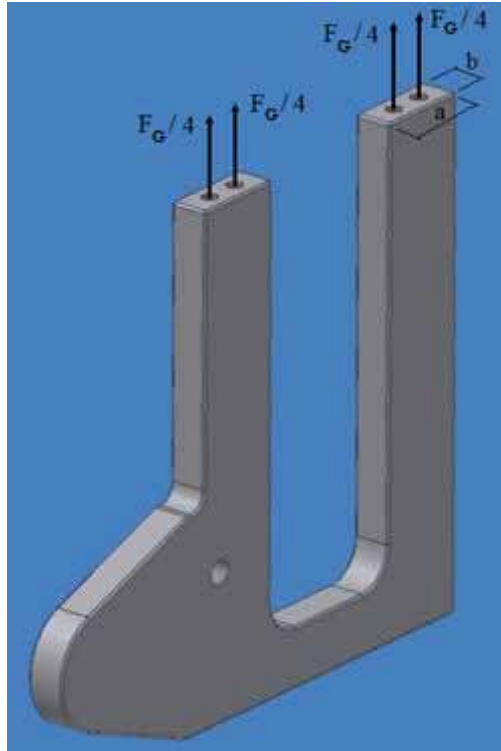


Figura 10 – Representação esquemática da gaiola

O limite de resistência a fadiga de viga rotativa é

$$S_{e'c} = 0,504 \cdot S_{utC} \quad (42)$$

assim, determinando o limite de resistência

$$S_{eC} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_{e'c} \quad (43)$$

A inclinação da linha de carga é

$$r'_{Cl} = \frac{\sigma_{aC}}{\sigma_{mC}} \quad (44)$$

As coordenadas da intersecção das curvas de linha crítica e a curva de Geber são dadas por

$$S_{aC} = \frac{r'^2_{Cl} \cdot S_{utC}^2}{2 \cdot S_{eC}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot S_{eC}}{r'_{Cl} \cdot S_{utC}} \right)^2} \right] \quad (45)$$

e

$$S_{mCI} = \frac{S_{aCI}}{r'_{CI}} \quad (46)$$

O fator de projeto contra fadiga

$$f_{pfC} = \frac{S_{aC}}{\sigma'_{aC}} \quad (47)$$

Desta maneira, sendo o material da gaiola, aço AISI 1020 laminado a quente, tensão de escoamento de 210 MPa e ruptura de 380 MPa, e as dimensões da área da coluna $a = 80$ mm e $b = 31,75$ mm, Figura 10. Assim os resultados estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Resultados do dimensionamento da gaiola

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Força de separação	F_S	kN	100,28
Força média por coluna	F_{mC}	kN	25,07
Força alternada por coluna	F_{aC}	kN	25,07
Tensão média por coluna	σ_{mC}	MPa	4,93
Tensão alternada por coluna	σ_{aC}	MPa	4,93
Limite de resistência a fadiga de viga rotativa	S'_{eC}	MPa	211,68
Limite de resistência	S_{eC}	MPa	135,44
Área de resistência	A_C	m ²	2,54E-03
Inclinação da linha de carga	r'_C	-	1
Resistência alternada	S_{aC}	MPa	91,90
Resistência média	S_{mC}	MPa	91,90
Fator de projeto de fadiga	f_{pfC}	-	18,62

O fator de projeto estipulado no *item 3.5.3.1* foi $f_{pC} = 2,0$, assim foi possível perceber que o valor encontrado para as tensões de fadiga sobre a gaiola não serão críticas, já que o valor do fator de projeto de fadiga calculado foi de 18,62, bem superior ao necessário.

3.5.4 Mancal de escorregamento

Considerando o munhão do cilindro com diâmetro, D_{CI} , rodando a uma rotação, n_{CI} , em uma bucha de comprimento, L_M , e suportando uma carga radial estacionária, F_M . E a pressão nominal, P_M , é dada por

$$P_M = \frac{F_M}{D_{CI} \cdot L_M} \quad (48)$$

e se n_{CI} estiver em rpm e D_{CI} em m, a velocidade em m/min será dada por

$$V_{CI} = \pi \cdot D_{CI} \cdot n_{CI} \quad (49)$$

Assim, $P_M V_{CI}$, em $MPa \cdot m / \min$, é

$$P_M \cdot V_{CI} = \frac{\pi \cdot F_M \cdot n_{CI}}{L_M} \quad (50)$$

Desta maneira pode-se obter o comprimento mínimo para a bucha isolando L_M

$$L_M = \frac{\pi \cdot F_M \cdot n_{CI}}{P_M \cdot V_{CI}} \quad (51)$$

O valor de $P_M V_{CI}$ é tabelado para cada tipo de material que é fabricado o mancal, e foi obtido pelo ANEXO A-1. Considerando o material da bucha sendo bronze e a força em cada mancal sendo a força em cada coluna, calculado no *item 3.5.3.3*, chegou-se nos resultados apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Resultados do dimensionamento do mancal de deslizamento

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Força por Mancal	F_M	kN	50,14
Pressão Velocidade	PV	MPa.m/min	105,07
Rotação do cilindro	n_C	rpm	20
Comprimento do mancal	L_M	mm	30

O comprimento do mancal calculado foi o mínimo recomendado, assim este valor poderá ser aumentado para facilitar o desenvolvimento do desenho do conjunto.

3.5.5 Parafusos de fixação da Tampa – Gaiola

3.5.5.1 Fator de projeto

Conforme estabelecido no *item 3.5.2.1* o fator de projeto utilizado para o dimensionamento dos parafusos foi $f_{pP} = 2$.

3.5.5.2 Determinação do diâmetro do parafuso

Na tampa da gaiola há oito parafusos sendo que cada gaiola possui quatro parafusos. Portanto, cada fixação por parafuso suportará uma força externa de tração, F_E , que é dada por

$$F_E = \frac{F_S}{8} \quad (52)$$

onde F_S é a força de separação dos cilindros. A F_E está atuando sobre o parafuso e os membros fixados (Gaiola e Tampa), desta maneira deve-se determinar quanto está no parafuso e quanto está nos membros, isso pode ser feito por

$$F_P = C \cdot F_E \quad (53)$$

e

$$F'_M = (1 - C) \cdot F_E \quad (54)$$

onde F_P é a porção de F_E absorvida pelo parafuso, F'_M é a porção de F_E absorvida pelos membros, e C é a constante de rigidez da junção. E é dada por

$$C = \frac{k_P}{k_P + k_M} \quad (55)$$

onde k_P é a constante de rigidez do parafuso, e é dada por

$$k_P = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} \quad (56)$$

e k_m é a constante de rigidez dos membros, e é dada por

$$k_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot E}{L'_G} \quad (57)$$

em que

A_t = área de tensão de tração

l_t = comprimento da porção rosqueada do arrocho

A_d = área de maior diâmetro do parafuso

l_d = comprimento da porção não roscada do arrocho

d = diâmetro nominal do parafuso

L'_G = alcance efetivo de material retido

L_T = comprimento roscado do parafuso

L = comprimento do parafuso

E = módulo de elasticidade longitudinal do material. Conforme Figura 11.

Cada parafuso suportará uma força de tração equivalente F_P mais a força inicial de aperto sobre o parafuso, F_i que é dada por

$$F_i = 0,75 \cdot A_t \cdot S_P \quad (58)$$

onde A_t é a área resistiva do parafuso, e S_P é a tensão a prova do parafuso. Logo a força de tração sobre o parafuso, F_{TP} , é

$$F_{TP} = F_i + F_P \quad (59)$$

portanto, a tensão de tração em cada parafuso é

$$\sigma_P = \frac{F_i + F_P}{A_t} = \frac{F_i}{A_t} + \frac{C \cdot F_E}{A_t} \quad (60)$$

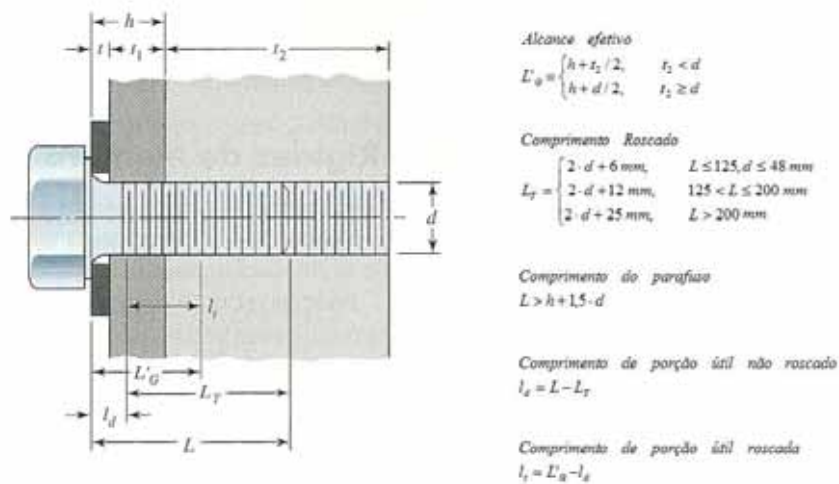


Figura 11 – Procedimento sugerido para determinar a rigidez do parafuso e membros (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005)

Considerando que o parafuso sofre uma carga axial de tração flutuante onde $F_{máx} = F_{TP}$ e $F_{mín} = F_i$, sendo a componente alternada da força $F_{aP} = (F_{máx} - F_{mín})/2 = (F_{TP} - F_i)/2$. Assim a tensão alternada de sobre o parafuso pode ser dada por

$$\sigma_{aP} = \frac{F_{TP} - F_i}{2 \cdot A_t} = \frac{C \cdot P}{2 \cdot A_t} \quad (61)$$

e a tensão média é igual à componente alternada mais a tensão mínima, que resulta em

$$\sigma_{mP} = \frac{C \cdot P}{2 A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (62)$$

Considerando o critério de Gerber para a análise de falha por fadiga tem-se para parafusos a resistência alternada dada por

$$S_{aP} = \frac{1}{2 \cdot S_e} \left[S_{ut} \sqrt{S_{ut}^2 + 4 \cdot S_e \cdot (S_e + \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2 \cdot \sigma_i \cdot S_e \right] \quad (63)$$

O fator de projeto por fadiga pode ser obtido por

$$f_{pfP} = \frac{S_{aP}}{\sigma_{aP}} \quad (64)$$

Desta maneira foi possível obter o valor de A_t , conseqüentemente determinar o diâmetro mínimo para o parafuso. Usando um parafuso M16x2 GR 8.8, resistência ao escoamento de 660 MPa, resistência de ruptura de 830 MPa, resistência a prova de 600 MPa, e limite de resistência a fadiga de 129 Mpa, atendeu as especificações. Os resultados estão apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 – Resultado do dimensionamento dos parafusos

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Força de separação	F_S	kN	100,28
Força por coluna	F_C	kN	50,14
Área Resistiva do parafuso	A_T	m ²	1,57E-04
Resistência a prova	S_P	Mpa	660,00
Comprimento não roscado	l_d	m	0,012
Comprimento roscado	l_t	m	0,016
Comprimento do parafuso	L	m	0,050
Módulo de elasticidade longitudinal	E	Gpa	207,000
Rigidez do parafuso	k_P	MN/m	1,281
Rigidez do membro	k_M	MN/m	6,659
Pré-carga	F_i	kN	70,65
Carga externa de tração	F_E	kN	12,53
Constante de rigidez	C	-	0,16
Porção de F_E absorvida pelo parafuso	F_P	kN	2,02
Porção de F_E absorvida pelo membro	F_M	kN	10,51

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Força absorvida pelo parafuso	F_{TP}	kN	72,67
Tensão de tração no parafuso	σ_P	Mpa	646,17
Limite de resistência	S_{eP}	Mpa	129,00
Resistência alternada	S_{aP}	Mpa	76,99
Tensão alternada	σ_{aP}	MPa	6,44
Fator de projeto de fadiga	$f_{p/P}$		11,96

O fator de projeto por fadiga foi de 11,96 maior que o estabelecido no item 3.5.5.1. De maneira que o parafuso não rompera por fadiga.

3.5.6 Fuso de movimentação do cilindro superior

3.5.6.1 Fator de projeto

Conforme estabelecido no *item 3.5.2.1* o fator de projeto utilizado para o dimensionamento do fuso foi $f_{pF} = 2$.

3.5.6.2 Determinação do diâmetro do fuso de movimentação cilindro superior

No fuso haverá predominantemente uma força axial de compressão que poderá causar sua flambagem e a deformação dos filetes roscados na tampa. Desta maneira foram verificadas as duas hipóteses para a determinação das dimensões do fuso.

3.5.6.2.1 Critério de deformação dos filetes

As tensões nominais de corpo em fusos podem ser relacionadas aos parâmetros como segue. Caso haja torção, T_F , no parafuso a tensão nominal de torção do corpo do fuso pode ser expressa como

$$\tau_{CF} = \frac{16 \cdot T_F}{\pi \cdot d_{iF}^3} \quad (65)$$

onde d_{iF} é o diâmetro interno da rosca do fuso.

A tensão axial no corpo do fuso devido à carga F_F é

$$\sigma_{cF} = \frac{4 \cdot F_F}{\pi \cdot d_{iF}^2} \quad (66)$$

onde F_F é igual a metade da força de separação dos cilindros F_S .

As tensões nominais de filete de rosca em fusos, Figura 12, podem ser relacionadas a parâmetros de roscas como segue.

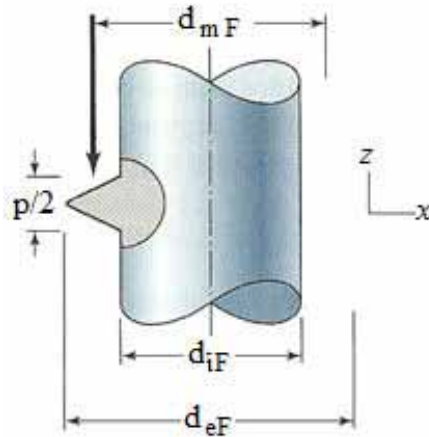


Figura 12 – Representação do filete da rosca do fuso (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005)

A tensão de compressão no filete é

$$\sigma_{aF} = \frac{-2 \cdot F_F}{\pi \cdot d_{mF} \cdot n_{tF} \cdot (d_{eF} - d_{iF})} \quad (67)$$

onde d_{mF} é o diâmetro médio da rosca, n_{tF} é o número de filetes que estão suportando a carga e d_{eF} é o diâmetro externo da rosca.

A tensão de flexão de flexão na raiz do filete é encontrada a partir de

$$\sigma_{bF} = \frac{6 \cdot F_F \cdot (d_{eF} - d_{iF})}{\pi \cdot d_{iF} \cdot n_{tF} \cdot p_F^2} \quad (68)$$

onde p_F é o passo da rosca do fuso.

A tensão transversal de cisalhamento τ_{fF} , na raiz do filete, decorrente da carga F_F é

$$\tau_{fF} = \frac{3 \cdot F_F}{\pi \cdot d_{iF} \cdot n_{tF} \cdot p_F} \quad (69)$$

A tensão de Von Mises σ'_F no topo do plano da raiz do fuso foi encontrada ao identificar as tensões ortogonais normais e as tensões de cisalhamento. A partir do sistema de coordenadas da Figura 12, observa-se que

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{6 \cdot F_F \cdot (d_{eF} - d_{iF})}{\pi \cdot d_{iF} \cdot n_{tF} \cdot p_F^2} & \tau_{xy} &= 0 \\ \sigma_y &= 0 & \tau_{yz} &= \frac{16 \cdot T_F}{\pi \cdot d_{iF}^3} \\ \sigma_z &= \frac{4 \cdot F_F}{\pi \cdot d_{iF}^2} & \tau_{zx} &= 0 \end{aligned}$$

Utilizando a equação

$$\sigma'_F = \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right\}^{1/2} \quad (70)$$

Desta maneira foi possível determinar a maior tensão sobre os filetes de rosca do fuso e consequentemente determinar qual a dimensão mínima para diâmetro do fuso e de qual material será feito. Sabendo que a resistência ao escoamento S_{yF} é

$$S_{yF} = \sigma'_F \cdot f_{pF} \quad (71)$$

O fuso utilizado terá rosca M30 x 2 e comprimento roscado de 40 mm, de forma que os resultados apresentados para o cálculo de deformação dos filetes estão na Tabela 14.

Com os resultados apresentados na Tabela 14, chegou-se a uma tensão de escoamento de 296,24 MPa, assim o material escolhido para a construção do fuso foi o aço AISI 1045 laminado a frio, com resistência ao escoamento de 310 MPa e resistência a ruptura de 570 MPa.

Tabela 14 – Resultados do dimensionamento do fuso M30 x 2 x 40

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Diâmetro nominal	d_{eF}	mm	30
Área do diâmetro interno	A_{iF}	mm ²	596
Diâmetro interno	d_{iF}	mm	27,55
Diâmetro médio	d_{mF}	mm	28,77
Passo	P_F	mm	2,00
Espessura da porca	H_F	mm	40
Número de filetes	n_{iF}	-	20
Força por fuso	F_F	kN	50,14
Tensão de cisalhamento no corpo	τ_{CF}	Mpa	0,00
Tensão axial no corpo	σ_{CF}	MPa	- 84,12
Tensão de compressão no filete	σ_{aF}	MPa	- 27,73
Tensão de flexão	σ_{bF}	MPa	86,90
Tensão por Von Mises	σ'_{F}	MPa	148,12
Fator de projeto	f_{pF}	-	2,0
Tensão de escoamento do material	S_{yF}	MPa	296,24

3.5.6.2.2 Critério de flambagem do fuso

A determinação da força crítica por flambagem em uma coluna pode ser definida pela equação de J.B. Johnson ou fórmula da parábola que se baseia na teoria de Euler, desta maneira tem-se

$$\frac{P_{crF}}{A_{eF}} = S_{yF} - \left(\frac{S_{yF}}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{l_F}{k_F} \right)^2 \cdot \frac{1}{C_F \cdot E_F} \quad (72)$$

em que

P_{crF} = Força crítica que provoca a perda de estabilidade da peça;

A_{eF} = área da secção transversal da peça;

S_{yF} = tensão de escoamento do material da peça

l_F = comprimento da peça

k_F = raio de giração

C_F = constante de condição de extremidade

E_F = módulo de elasticidade do material

Com isso foi possível determinar qual a P_{crF} que a coluna suporta e assim dizer se o diâmetro e passo de rosca adotados para o fuso no *item 3.5.6.2.1* são suficientes para resistir a flambagem, já que sabe-se que a carga aplicada sobre cada fuso é F_F , definida também no item anterior já citado. Assim temos os seguintes resultados na Tabela 15.

Tabela 15 – Resultados do dimensionamento do fuso segundo flambagem

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Diâmetro nominal	d_{eF}	mm	30
Área efetiva de tração	A_{tF}	mm ²	621
Constante de condição de extremidade	C_F	-	4
Resistência ao escoamento	S_{yF}	MPa	485
Módulo de elasticidade longitudinal	E_F	GPa	207,00
Altura do fuso	l_F	mm	40,00
Diâmetro efetivo	$d_{efetivoF}$	mm	28,12
Raio de giração	k_F	mm	7,03
Força crítica	P_{crF}	kN	301,18

A Tabela 15 mostra que a máxima carga a ser exercida sobre o fuso é de 301,18 kN bem superior a carga de 50,14 kN que será aplicada, portanto o fuso resistirá a flambagem.

3.5.7 Correias e Polias

Foram usadas correias trapezoidais e sua determinação se baseia em um dimensionamento apresentado no catálogo da fabricante de correias Gates do Brasil, segundo Melconian (2007). Neste a partir da potência e rotação do motor, e aplicação da máquina

acionada foi possível determinar o perfil e número de correias e conseqüentemente a geometria da polia. Para isso segue os seguintes passos.

Obtenção do fator de serviço f_s , este é um índice que, aplicado à potência nominal, indica a carga permissível que pode ser aplicada à correia, este é tabelado no ANEXO D-1, de acordo com o tipo de máquina acionada, o tempo de serviço diário e tipo de máquina motora.

A partir do fator de serviço calculou-se a potência projetada P_p , que é a carga permissível que pode ser aplicada a correia.

$$P_p = P_{Mot.} \cdot f_s \quad (73)$$

Foram usadas correias da classe Hi-Power II, pois está entre as correias industriais é a mais utilizada. Essa classe é dividida nos perfis A, B, C, D e E. Com o valor da P_p e a rotação da polia mais rápida foi determinado o perfil da correia a partir do ANEXO D-2.

O diâmetro das polias foi adotado com certo cuidado, pois a correia possui certa flexibilidade e assim cada perfil de correia permite um melhor abraçamento sobre a polia, arco de contato, este deve ser tal que proporcione um atrito suficiente para a transmissão da potência com o máximo de eficiência.

Assim o ANEXO D-3 permite determinar o diâmetro da polia motora D_1 , usando como dados de entrada a potência do motor e a rotação do mesmo. E conforme a Figura 13, a polia movida tem seu diâmetro dado por

$$D_2 = D_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} = D_1 \cdot i \quad (74)$$

onde n_1 é a rotação da polia motora e n_2 é a rotação da polia movida.

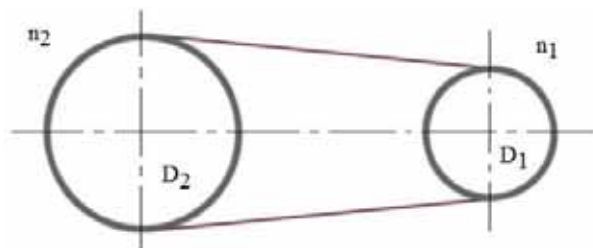


Figura 13 – Representação do sistema de redução correia/polia

Não há muitos problemas na determinação da distância entre centros, D_C , das polias, tomou-se cuidado com a mínima distância para os centros das polias, pois quanto menor essa distância menor será o arco de contato entre a correia e a menor polia, neste caso a polia motora. Dessa maneira se este for abaixo do especificado acarretará o escorregamento da correia com relação à polia, proporcionando uma baixa eficiência.

Um ponto de partida usado para a distância entre centros é

$$D_C = \frac{3 \cdot D_1 + D_2}{2} \quad (75)$$

O comprimento experimental das correias, L_C , é o comprimento de circunferência formado pela correia, e é definido por

$$L_C = 2 \cdot C + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot C} \quad (76)$$

Este valor foi usado como referência para a escolha da correia correta, pois há comprimentos padronizados.

O comprimento padrão das correias, L_R , deve ser maior que o comprimento L_C , para garantir que a distância entre centros não seja diminuída, pelos motivos citados anteriormente. O comprimento de L_R foi encontrado no ANEXO D-4.

Pelo fato da correia adotada ter um novo comprimento, L_R , a distância entre centros deve ser recalculada, obtendo assim a distância entre centros ajustada

$$L_A = \frac{L_R - h \cdot (D_2 - D_1)}{2} \quad (77)$$

onde h é o fator de correção da distância de centros, e foi definido pelo ANEXO D-5.

Verificou-se quanto cada correia poderia transmitir de potência, desta forma a potência projetada, foi dividida por mais de uma correia se necessário. A potência por correia é dada por

$$P_{Pc} = (P_B + P_A) \cdot f_{cc} \cdot f_{cac} \quad (78)$$

onde P_b é a potência básica (ANEXO D-7), P_a é a potência adicional (ANEXO D-7), f_{cc} é o fator de correção do comprimento da correia (ANEXO D-8) e f_{cac} é o fator de arco de contato (ANEXO D-6).

Este número, N , é uma relação entre a potência projetada e a potência projetada por correia, como segue

$$N = \frac{P_P}{P_{Pc}} \quad (79)$$

O dimensionamento da redução por correia/polia, considerando os dados a seguir:

- ✓ Motor: 5CV / 870 rpm, AC – síncrono;
- ✓ Relação de transmissão: 2,9:1;
- ✓ Condição de trabalho: serviço intermitente;

apresentou os seguintes resultados, demonstrados na Tabela 16.

Tabela 16 – Resultados do dimensionamento da redução por correia/polia

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Potência do motor	P_{Motor}	CV	5,00
Fator de serviço	f_s	-	1,40
Potência projetada	P_P	CV	7,00
Perfil da correia	-	-	Perfil A
Relação de transmissão	i	-	2,90
Diâmetro da polia menor	D_1	mm	100,00
Diâmetro da polia maior	D_2	mm	290,00
Distância entre centros	D_C	mm	295,00
Comprimento experimental da correia	L_C	mm	1232,83
Comprimento real da correia	L_R	mm	1280,00
Referência da correia	-	-	Perfil A-49
Distância entre centros ajustada	L_A	mm	319,51
Potência adicional	P_B	CV	1,71
Potência básica	P_A	CV	0,16

Descrição	Notação	Unidade	Valor
Fator de correção de arco de contato	f_{cac}	-	0,91
Fator de correção da distância de centro	f_{cc}	-	0,91
Potência transmitida por correia	P_{PC}	CV	1,55
Número de correias	N_C	Correias	5

Os resultados apresentados demonstram que para um funcionamento adequado do sistema de redução de velocidade, deve-se usar uma correia trapezoidal de perfil A-49, e que as polias apresentarão cinco canais, pois será necessária a utilização de no mínimo cinco correias para a transmissão.

3.5.8 Determinação das chavetas

3.5.8.1 Fator de projeto

Conforme estabelecido no *item 3.5.2.1* o fator de projeto utilizado para o dimensionamento do fuso foi $f_{pch} = 2$.

3.5.8.2 Dimensionamento

As chavetas são elementos de máquinas que tem por objetivo a transmissão de potência entre uma árvore e um cubo de engrenagens, polias, acoplamentos, por exemplo. Para este projeto foi usado chavetas embutidas como representado na Figura 14.

As chavetas são solicitadas por esmagamento e por cisalhamento, a partir dessas foi determinado o comprimento da chaveta L_{ch} que será o maior valor obtido dentre as duas solicitações. As dimensões de largura b e altura h da são tabelas pelo ANEXO C de acordo com o diâmetro da árvore, t_1 é a profundidade do rasgo dentro do eixo e t_2 é a profundidade da do rasgo dentro do cubo.

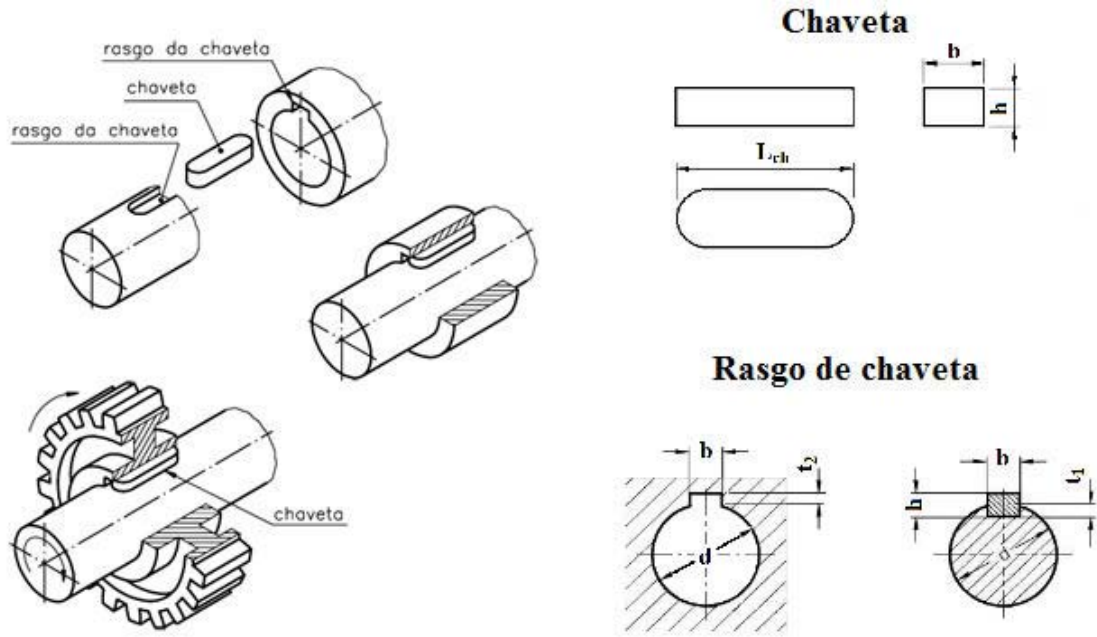


Figura 14 – Representação da montagem e dimensões para chavetas embutidas (SENAI)

Para a determinação do comprimento por cisalhamento tem-se

$$L_{ch\,Cis} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b} \cdot \frac{f_p}{S_{sy}} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b} \cdot \frac{f_p}{0,577 \cdot S_y} \quad (80)$$

e por esmagamento

$$L_{ch\,Esm} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t_1} \cdot \frac{f_p}{S_y} \quad (81)$$

onde d é o diâmetro da árvore, M_t é o torque sobre a árvore, f_p é o fator de projeto, S_y é a tensão de escoamento a tração e S_{sy} é a tensão de escoamento por cisalhamento.

Para cada ponta de eixo onde será utilizada chavetas foi realizado um cálculo considerando a perda de potência em cada elemento, conforme Tabela 5, no item 3.2. As chavetas serão de aço AISI 1040 estirado a frio, com resistência ao escoamento de 550 Mpa

Os resultados do dimensionamento das chavetas estão discriminados na Tabela 17. O comprimento da chaveta foi arredondado de acordo com a largura do cubo ao qual estiver ajustada, respeitando a dimensão mínima calculada.

Tabela 17 – Resultados do dimensionamento das chavetas, dimensões em mm.

Local	Potência [W]	Rotação [rpm]	Momento torçor [Nm]	Dimensões da chaveta					Comprimento	
				Diâmetro do eixo	Largura	Altura	Rasgo eixo	Rasgo cubo	Por Esmagamento	Por Cisalhamento
					b	h	t ₁	t ₂	L _{chEsm}	L _{chCis}
Motor / Polia menor	2942	870	32,29	25	8	7	4	3	3,13	2,04
Polia maior / Entrada do redutor	2868,45	300	91,31	32	10	8	5	3	6,92	3,60
Saída do redutor / Acoplamento	2466,87	20	1123,06	50	10	9	5,5	3,5	46,67	28,31
Acoplamento / Cilindro Inferior	2466,87	20	1123,06	50	14	9	5,5	3,5	46,67	20,22
Cilindro Inferior / Engrenagem 1	2392,86	20	1089,37	75	20	12	7,5	4,5	23,47	9,15
Engrenagem 4 / Cilindro Superior	2183,9	20	994,24	75	20	12	7,5	4,5	21,42	8,35

3.6 Confeção dos desenhos de detalhe e conjunto

Para a confecção dos desenhos de detalhe e conjunto do laminador foi usado o software Inventor da Autodesk, licenciado no CTIG-UNESP. Os desenhos foram feitos baseados em literaturas técnicas, como exemplo o Projetista de Máquinas e Desenhista de Máquinas. Os desenhos de detalhes foram feitos em folhas A1 e o conjunto dos detalhes junto à lista de peças em separado também em folha A1. Cada desenho segue uma escala e está esta representada no desenho, a escala foi usada para melhor aproveitar o espaço físico da folha de impressão.

As folhas em A1 foram anexadas a esse trabalho, para isso foram dobradas segundo a norma ABNT NBR 10068, para obter um tamanho da folha A4. Esses desenhos estão presentes no APÊNDICE A.

4 CONCLUSÃO

No dimensionamento de uma máquina devem ser levados em consideração diversos fatores como materiais a serem usados, processo de fabricação, possíveis esforços e erros de utilização do equipamento de maneira que se possa realizar o dimensionamento de forma mais segura possível. Essas considerações foram baseadas em literaturas e conhecimentos adquiridos durante o período da faculdade, além de uma experiência profissional na área de usinagem realizada em um período de 3 anos em uma indústria de Guaratinguetá.

A etapa julgada mais importante do trabalho foi à determinação dos esforços de laminação, onde a partir desta foi baseado todo o dimensionamento do laminador. Para chegar-se a um resultado confiável na obtenção das forças foram consultadas diversas literaturas, em que se estudava e analisava a ação das forças de laminação. Concluindo que esse estudo está bem consolidado uma vez que diversas literaturas apresentavam metodologias de cálculo muito próximas ou os resultados finais se aproximavam, quando era utilizado algum método mais diferente. Desta maneira as etapas posteriores de cálculos foram realizadas com uma maior confiabilidade.

Como estamos tratando de uma máquina com movimentos relativos com relação às peças. Foram levadas em consideração as perdas de potência geradas por atrito, folgas e deslizamentos entre os componentes, essas perdas estipulam qual o rendimento de cada componente de máquina e assim determina-se o rendimento do conjunto. Utilizando o rendimento do conjunto foi possível adequar à potência do motor, já disponibilizado para o projeto, com a potência de laminação que foi determinada a partir dos esforços de laminação. Essa obtenção dos rendimentos foi uma etapa complicada e que pode ter gerado possíveis erros no projeto, uma vez que esses valores são incertos, por exemplo, perdas geradas por atrito entre mancais e eixos são tabeladas para o par de mancais, ou seja, a uma faixa de valores para o rendimento. No entanto, o coeficiente de atrito entre superfícies é determinado pelo acabamento superficial das superfícies em atrito, a película de lubrificante entre as superfícies, a força de compressão aplicada entre as peças. Há um grande número de variáveis que influenciam essas perdas e os valores tabelados não são precisados para cada aplicação. Sabendo-se desses fatos foram usados neste projeto valores intermediários de rendimentos para cada componente, quando se tinha uma faixa proposta a ser usada, para os componentes padronizados, como motor e redutor, foi considerado o valor tabelado pelo fabricante. Essas

medidas foram tomadas tentando minimizar os erros no projeto com relação ao rendimento do conjunto.

Para realizar os cálculos de dimensionamento dos componentes mecânicos do laminador houve a necessidade da utilização de fatores de projeto os quais têm por objetivo prever possíveis erros e falhas de projeto. Esses fatores são variáveis para: cada tipo de aplicação de carga, material a ser usado, bem como a confiabilidade da determinação das cargas. Dessa maneira um item pode ter um fator de projeto diferente de outro, cada caso teve de ser analisado e com relação à literatura usada adotado o fator.

Além dos fatores de projeto, foram utilizados fatores modificadores do limite de resistência, isso para cada componente mecânico, esses fatores são usados para a determinação do limite de resistência crítico para peça em questão, dessa maneira foi possível realizar o dimensionamento da peça com maior confiabilidade.

Dentro da etapa do dimensionamento uma sequência dos elementos de máquinas teve ser seguida, pois cada componente é vinculado a outro de maneira que suas dimensões são projetadas para esse componente. Assim, os primeiros elementos de máquina calculados foram às engrenagens as quais foram de certa forma um gargalo do dimensionamento, pois os esforços presentes nelas são grandes. Outro problema encontrado neste dimensionamento foi à imprecisão das forças sobre as engrenagens. As engrenagens transmitem a potência vinda do cilindro inferior para o cilindro superior, enquanto não há a presença da chapa sendo laminada, o movimento de rotação no cilindro inferior é gerado apenas pelas engrenagens, no entanto, a partir do momento que ocorre o agarramento e arrastamento da chapa pelos cilindros parte da força de rotação do cilindro superior é gerada pelo atrito entre a chapa e os cilindros, desta maneira uma parcela menor das forças sobre as engrenagens deveria ser considerada. No entanto, por falta de ferramentas foi considerado que toda força de laminação será transmitida pelas engrenagens, o que não deixará erros de para falha, mas sim apenas terá as engrenagens superdimensionadas.

Com os cálculos das engrenagens em mãos foi feito o dimensionamento dos cilindros, para estes dimensionou-se o cilindro inferior e a partir dele as dimensões do cilindro superior foram replicadas. Para o dimensionamento desse componente uma ressalva pode ser feita com relação aos concentradores de tensão gerados das regiões transição de diâmetros, os rebaixos, para minimizar esses foram feitos cantos arredondados nesses rebaixo de maneira a diminuir esses concentradores possibilitando desta maneira obter valores menores de tensão nos cálculos. Como os maiores esforços estão sobre os cilindros mesmo com essa medida adotada

as tensões resultantes foram elevadas, o que fez com que um aço especial para cilindros de laminação fosse adotado.

Com relação aos esforços gerados pela rotação dos componentes pode-se finalizar comentando sobre as chavetas e as buchas de deslizamento, estes não tiveram problemas ao serem dimensionados uma vez que são componentes mecânicos relativamente simples de serem calculados e os esforços sobre eles são de fácil determinação, e a maior parte dos cálculos já haviam sido feitos durante o dimensionamento dos cilindros.

As colunas, parafusos e fusos têm uma característica semelhante, todos estavam sobre influência da ação da força de separação dos cilindros. Colunas e parafusos sobre esforço de tração, para seu dimensionamento levou-se em consideração os efeitos de fadiga. Um item que foi observado com mais cuidado, foi à força de pré-carga do parafuso na coluna, inicialmente parecia ser muito elevada, porém estava de acordo com uma literatura, para a verificação da veracidade desses cálculos foram verificadas outras literaturas, que também usavam valores próximos ou ainda muito elevados. Concluindo assim que a pré-carga em parafuso de fixação deve ser realmente elevada, para que durante o funcionamento não ocorra o risco de haver afrouxamento do conjunto. Dessa maneira o esforço de tração sobre o parafuso é grande, no entanto, causado em sua maioria pela pré-carga e o restante pela força de separação entre os cilindros. O fuso de movimentação do cilindro superior sofreu basicamente esforços de compressão, assim foi verificado segundo flambagem o que demonstrou uma excelente resistência, foi verificada também a resistência dos filetes da rosca, que não apresentaram grandes problemas na etapa de cálculo, uma vez que foi considerado que os esforços seriam homogêneos em cada filete.

Uma etapa complicada foi à seleção do redutor coroa parafuso sem-fim, pois a rotação de saída do redutor é muito baixa, a mesma que a dos cilindros, assim o torque de saída do redutor fica muito elevado, causando uma incompatibilidade com os redutores que tem a potência nominal próxima a do motor de acionamento do laminador. Para sanar esse problema foi considerado um redutor com um número de carcaça acima, ou seja, a potência nominal de trabalho do redutor acabou sendo bem maior que a do motor, mas isso não significa que o redutor está superdimensionado, pois o torque de saída do redutor é efetivamente alto. Completando o sistema de redução de velocidade foi acoplada uma redução por correia e polia, onde se verificou que o número de correias é alto, porém isso se faz valer pela potência nominal do motor e ao tipo de aplicação.

A etapa de desenho finalizou o projeto e por mais que pareça simples, nessa etapa foi possível perceber que algumas dimensões adotadas não poderiam ser mantidas, por aspectos

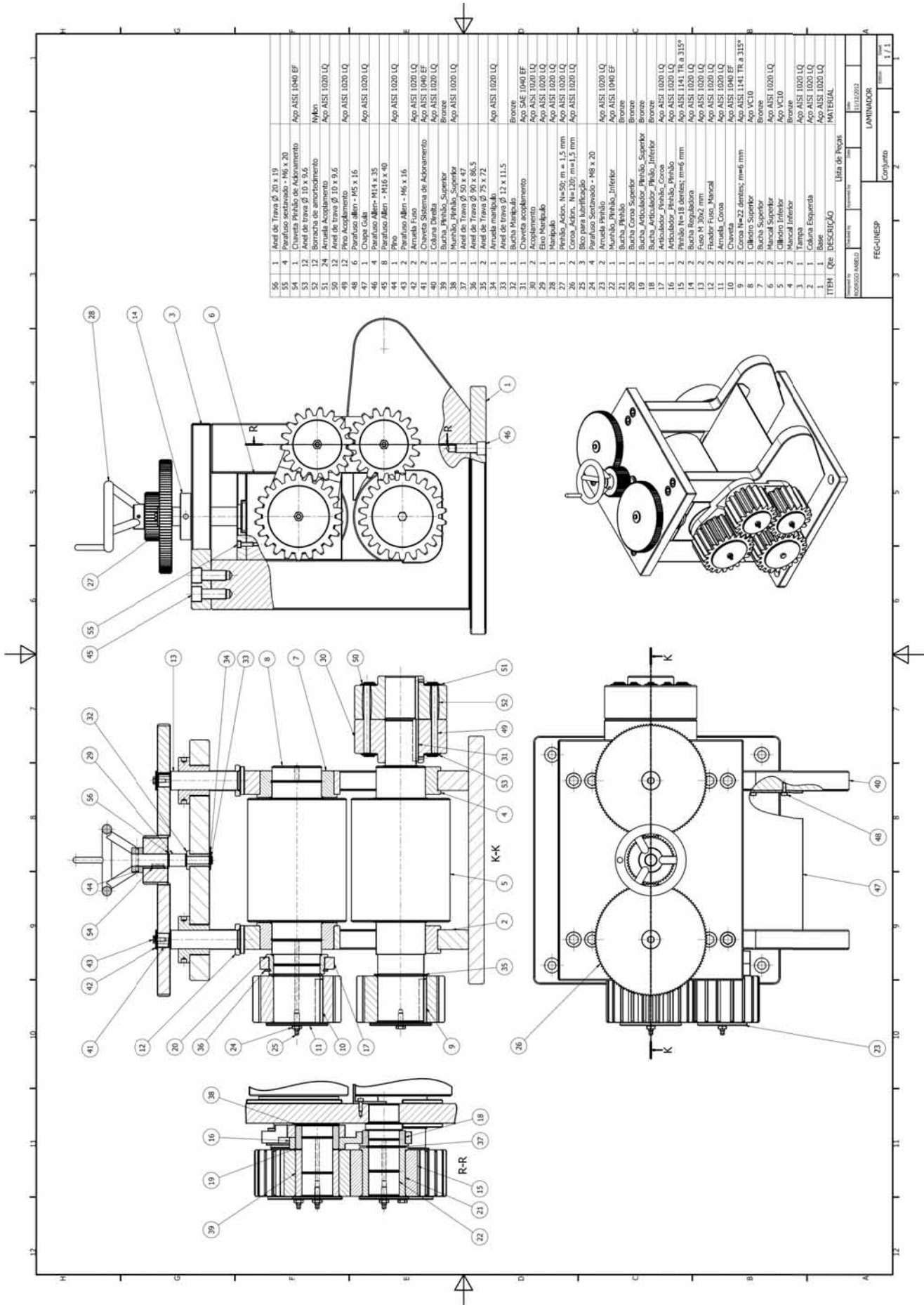
construtivos e de funcionamento, e assim os cálculos até então já realizados tiveram de ser alterados para adequação do projeto. No entanto, essas alterações não alteram negativamente o aspecto resistivo dos elementos de máquinas dimensionados, sempre foi levada em consideração a dimensão mínima para a utilização com segurança do equipamento.

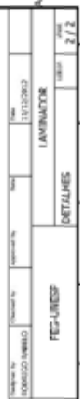
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- ALTAN, Taylan et al. **Conformação de Metais: Fundamentos e Aplicações**. 1ª ed. São Carlos: EESC Usp Projeto Reenge, 1999.
- BEER, Ferdinand Pierre. **Mecânica vetorial para engenheiros**. 7ª ed. São Paulo: Mcgraw-hill, 2006.
- BEER, Ferdinand Pierre. **Resistência dos materiais: Mecânica dos materiais**. 4ª ed. São Paulo: Mcgraw-hill, 2006.
- CETLIN, Paulo Roberto et al. **Fundamentos da Conformação: Mecânica dos Metais**. 2ª ed. São Paulo: Artliber, 2005.
- CUNHA, Lamartine Bezerra da. **Elementos de Máquinas**. Rio de Janeiro: Ltc, 2005. 319 p.
- DIETER, George E.. **Metalurgia Mecânica**. 2ª ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1981.
- JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M.. **Projeto de Componentes de Máquinas**. 4ª ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2008. 500 p.
- MARTINS, Paulo et al. **Tecnologia Mecânica: Tecnologia da Deformação plástica**. 2ªed. Lisboa: Escolar Editora, 2010. 743 p.
- MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**. 8ªed. São Paulo: Érica, 2007. 358 p.
- PROVENZA, Francesco. **Desenhista de Máquinas**. São Paulo: Pro-tec, 1978.
- PROVENZA, Francesco. **Projetistas de Máquinas**. São Paulo: Pro-tec, 1985.
- SCHAEFFER, Lirio. **Conformação Mecânica**. 2ª ed. Porto Alegre: Imprensa Livre, 2004. 167 p.
- SCHAEFFER, Lirio; ROCHA, Alexandre da Silva. **Conformação Mecânica: Cálculos Aplicados em Processos de Fabricação**. Porto Alegre: Imprensa Livre, 2007. 243 p.
- SHIGLEY, Joseph Edward. **Projeto de engenharia mecânica**. 7ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

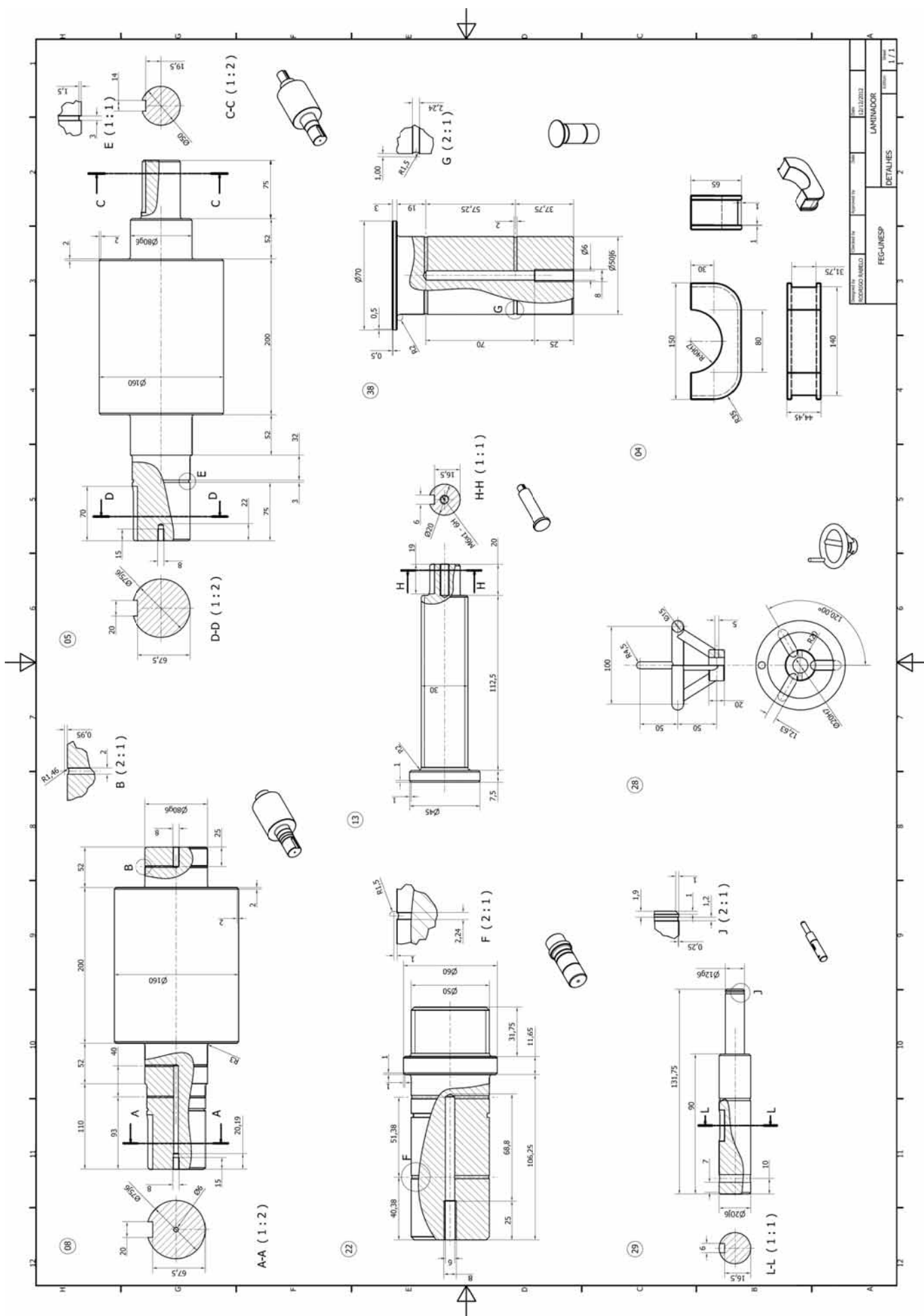
APÊNDICES

APÊNDICE A – Desenho do conjunto do laminador

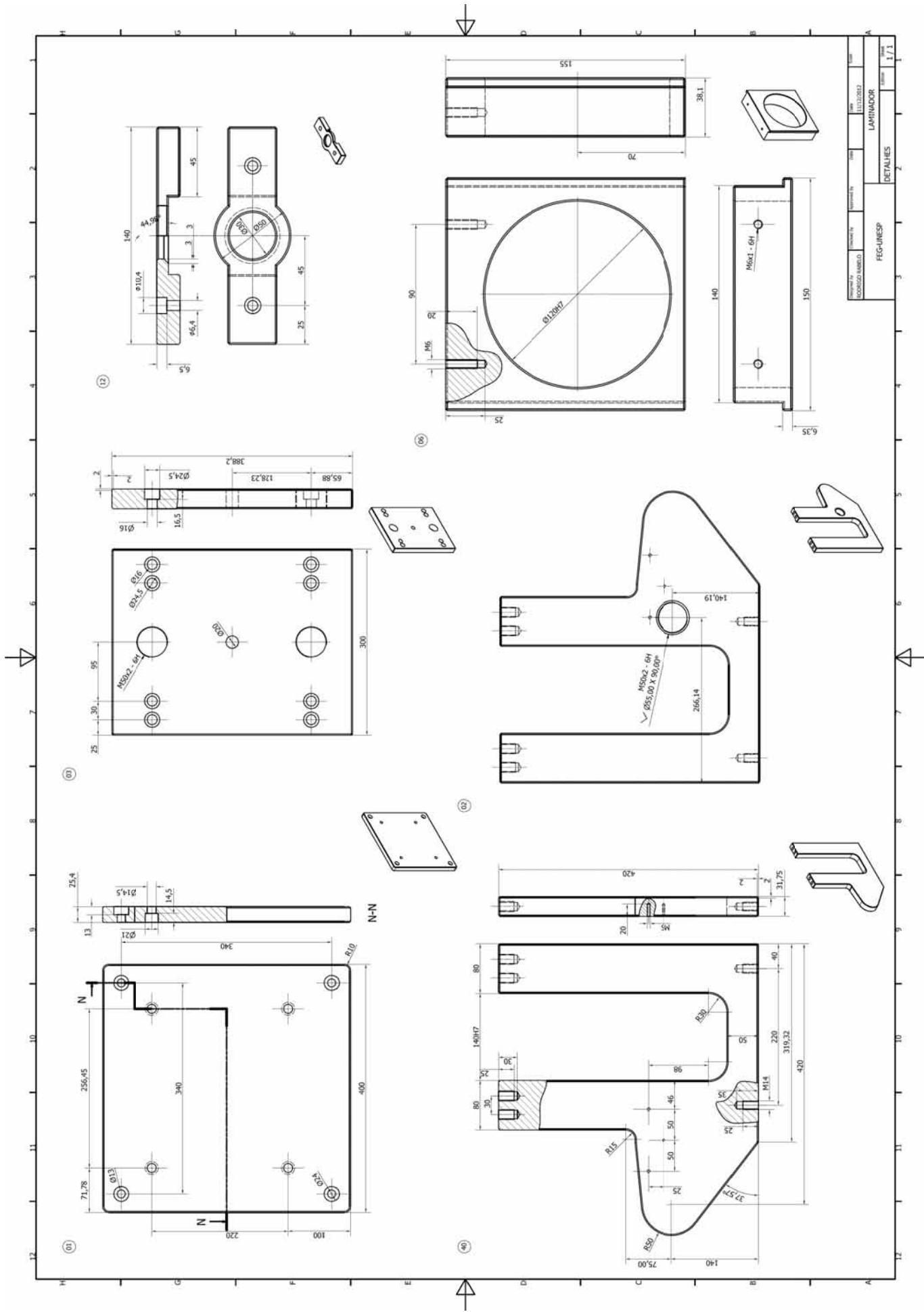


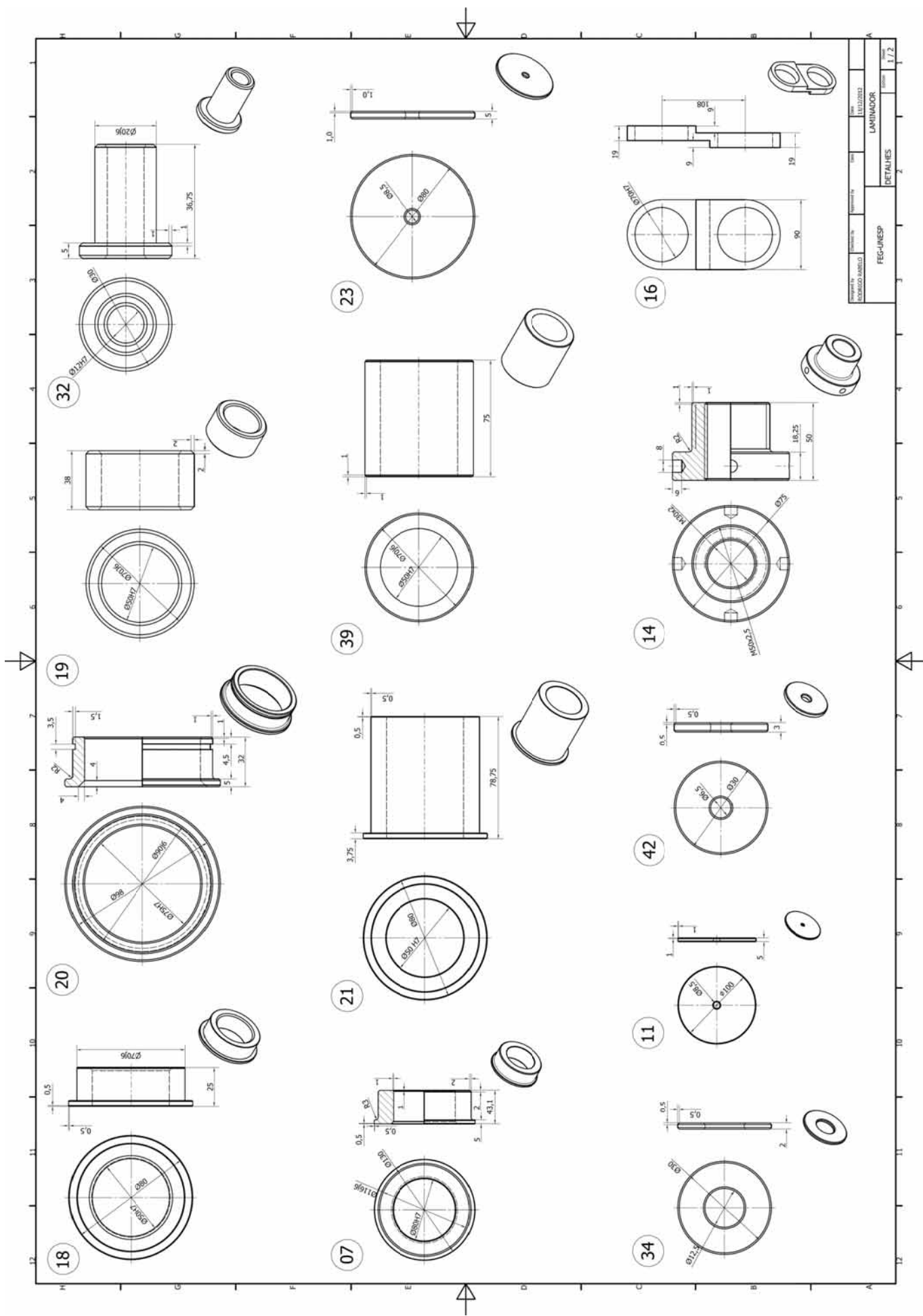


APÊNDICE B-2 – Desenho dos detalhes do laminador



APÊNDICE B-3 – Desenho dos detalhes do laminador





ANEXOS

ANEXO A-1 – Propriedades de materiais para buchas de deslizamento

Material	Carga máxima, psi	Temperatura máxima, °F	Velocidade máxima, fpm	Valor máximo de PV*
Bronze fundido	4 500	325	1 500	50 000
Bronze poroso	4 500	150	1 500	50 000
Ferro poroso	8 000	150	800	50 000
Fenólicos	6 000	200	2 500	15 000
Náilon	1 000	200	1 000	3 000
Teflon	500	500	100	1 000
Teflon reforçado	2 500	500	1 000	10 000
Tecido de teflon	60 000	500	50	25 000
Delrin	1 000	180	1 000	3 000
Carbono-grafite	600	750	2 500	15 000
Borracha	50	150	4 000	
Madeira	2 000	150	2 000	15 000

*P = carga, psi; V = velocidade, fpm. Para converter de psi.fpm para MPa.m/min dividir por 475,87.

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 617).

ANEXO A-2 – Constante de condição de extremidade para colunas de Euler

Condições de extremidade de coluna	Constante C de condição de extremidade		
	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado*
Fixa-livre	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
Articulada-articulada	1	1	1
Fixa-articulada	2	1	1,2
Fixa-fixa	4	1	1,2

* A ser usado somente com fatores liberais de segurança, quando a carga da coluna é conhecida com exatidão.

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 223).

ANEXO B-1 – Diâmetro e áreas de roscas métricas de passo grosso e passo fino

Diâmetro maior nominal d	Série de passo grosso			Série de passo fino		
	Passo p	Área de tensão de tração A_t	Área do diâmetro menor A_s	Passo p	Área de tensão de tração A_t	Área do diâmetro menor A_s
1,6	0,35	1,27	1,07			
2	0,40	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

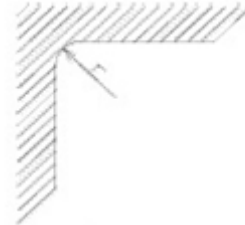
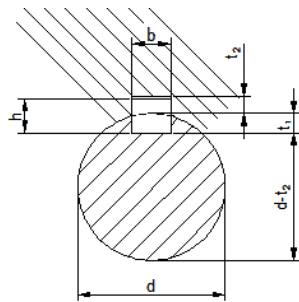
Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 388).

ANEXO B-2 – Categoria métricas de propriedades mecânicas para parafusos

Categoria da propriedade	Intervalo de tamanho, inclusivo	Resistência mínima à prova¹, MPa	Resistência mínima à tração¹, MPa	Resistência mínima ao escoamento¹, MPa	Material	Marcação de cabeça
4,6	M5-M36	225	400	240	Baixo ou médio carbono	
4,8	M1,6-M16	310	420	340	Baixo ou médio carbono	
5,8	M5-M24	380	520	420	Baixo ou médio carbono	
8,8	M16-M36	600	830	660	Baixo carbono, martensita Q&T (temperado e revenido)	
9,8	M1,6-M16	650	900	720	Baixo carbono, martensita Q&T (temperado e revenido)	
10,9	M5-M36	830	1040	940	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
12,9	M1,6-M36	970	1220	1100	Liga, Q&T (temperado e revenido)	

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 408).

ANEXO C – Tabela de chavetas planas



Ø do eixo d		Dimensões da chaveta Aço AISI 1045 Trefitado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Arredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t ₁	Tolerância Admissível	t ₂	Tolerância Admissível	máximo	mínimo
6	8	2	2	1,2	+0,1	1	+0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	+0,1	2,3	+0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+0,1	2,8	+0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	+0,2	3,3	+0,2	0,25	0,16
30	38	10	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
38	44	12	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
44	50	14	9	5,5	+0,2	3,8	+0,2	0,4	0,25
50	58	16	10	6	+0,2	4,3	+0,2	0,4	0,25
58	65	18	11	7	+0,2	4,4	+0,2	0,4	0,25
65	75	20	12	7,5	+0,2	4,9	+0,2	0,6	0,4
75	85	22	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
85	95	25	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
95	110	28	16	10	+0,2	6,4	+0,2	0,6	0,4
110	130	32	18	11	+0,2	7,4	+0,2	0,6	0,4
130	150	36	20	12	+0,3	8,4	+0,3	1,0	0,7
150	170	40	22	13	+0,3	9,4	+0,3	1,0	0,7
170	200	45	25	15	+0,3	10,4	+0,3	1,0	0,7
200	230	50	28	17	+0,3	11,4	+0,3	1,0	0,7
230	260	56	32	20	+0,3	12,4	+0,3	1,6	1,2
260	290	63	32	20	+0,3	12,4	+0,3	1,6	1,2
290	330	70	36	22	+0,3	14,4	+0,3	1,6	1,2
330	380	80	40	25	+0,3	15,4	+0,3	2,5	2
380	440	90	45	28	+0,3	17,4	+0,3	2,5	2
440	500	100	50	31	+0,3	19,5	+0,3	2,5	2

Tolerância da largura da chaveta = h9				Acima de									
				Até									
				h9									
				JS9									
				P9									
				N9									

Tot. Da largura do rasgo				Acima de									
No eixo				Até									
P9				h9									
N9				JS9									

Interf.				Acima de									
Deslizante				Até									

* Conforme especificado no desenho.				Acima de									
				Até									

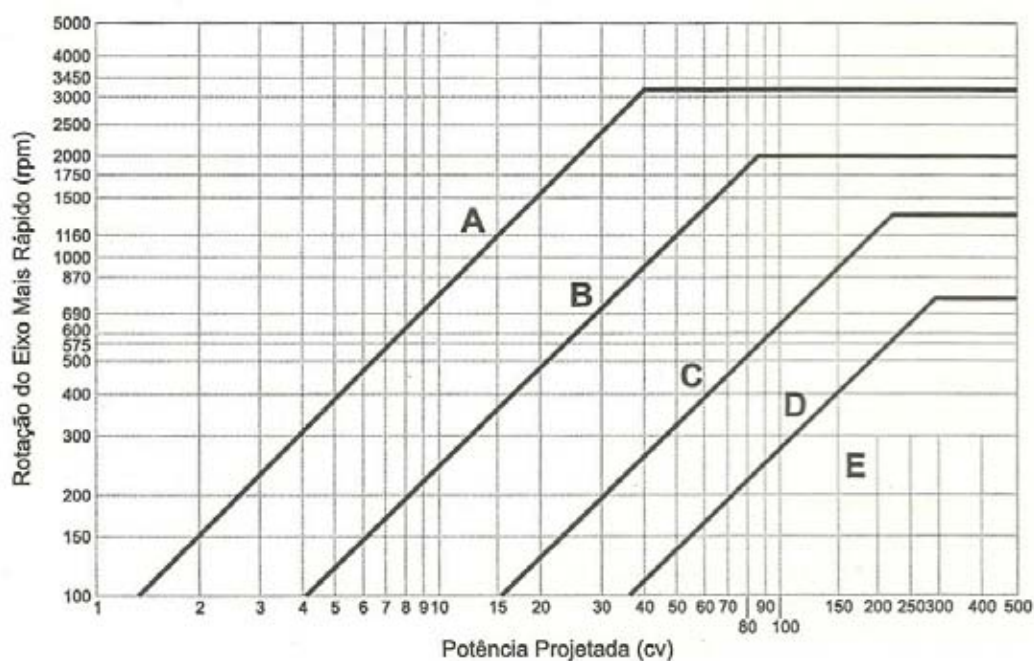
Fonte: (NORMA DIN 6885).

ANEXO D-1 – Seleção do fator de serviço

Máquina Conduzida	Máquina Condutora					
As máquinas relacionadas são apenas exemplos representativos. Escolha o grupo cujas características sejam mais semelhantes à máquina em consideração	Motores AC: Torque Normal, Rotor Gaiola de Anéis, Síncronos, Divisão de Fase Motores DC: Enrolados em Derivação Motores Estacionários: Combustão interna de Múltiplos Cilindros			Motores AC: Alto Torque, Alto Escorregamento, Repulsão-Indução, Monofásico, Enrolado em Série, Anéis Coletores Motores DC: Enrolados em Série, Enrolados mistos Motores Estacionários: Combustão interna de um cilindro* Eixos de Transmissão Embreagens		
	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo
	3-5 h diárias ou periodicamente	8-10 h diárias	16-24 h diárias	3-5 h diárias ou periodicamente	8-10 h diárias	16-24 h diárias
Agitadores para Líquidos Ventiladores e Exaustores Bombas Centrífugas e Compressores Ventiladores até 10cv Transportadores de Carga Leve	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Correias Transportadoras para Areia e Cereais Ventiladores de mais 10cv Geradores Eixos de Transmissão Maquinário de Lavanderia Punções, Prensas e Tesourões Máquinas Gráficas Bombas Centrífugas de Deslocamento Positivo Peneiras Vibratórias Rotativas	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Maquinário para Olaria Elevadores de Canecas Excitadores Compressores de Pistão Moinhos de Martelo Moinhos para Indústria de Papel Bombas de Pistões Serrarias e Maquinário de Carpintaria Maquinários Têxteis	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5
Britadores (Giratórios e de Mandíbulas) Guindastes Misturadores, Calandras e Moinhos para Borracha	1,3	1,4	1,5	1,6	1,6	1,8
* O fator de serviço deverá ser aplicado sobre o valor para regime contínuo, mencionado na placa de identificação do próprio motor. Subtraia 0,2 (com um fator de serviço mínimo de 1,0) quando se tratar de classificação máxima intermitente. Recomenda-se o uso de um Fator de Serviço de 2,0 para equipamento sujeito a sufocações ou afogadiços.						

Fonte: (S. MELCONIAN, Elementos de Máquinas, 2007, p. 39).

ANEXO D-2 – Seleção de perfil de correias



Fonte: (S. MELCONIAN, Elementos de Máquinas, 2007, p. 40).

ANEXO D-3 – Diâmetros Pitch mínimos recomendados para a polia menor

CV do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						CV do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
1/2	2,5	2,5	2,2	-	-	-	1/2
3/4	3	2,5	2,4	2,2	-	-	3/4
1	3	3	2,4	2,4	2,2	-	1
1 1/2	3	3	2,4	2,4	2,4	2,2	1 1/2
2	3,8	3	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	3
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,8	5
7 1/2	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7 1/2
10	6	5,2	4,6	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6	5,4	4,6	4,4	3,8	15
20	8,2	6,8	6,0	5,4	4,6	4,4	20
25	9	8,2	6,8	6,0	5,0	4,4	25
30	10	9,0	6,8	6,8	5,4	-	30
40	10	10	8,2	6,8	6,0	-	40
50	11	10	9,0	8,2	6,8	-	50
60	12	11	10,0	9,0	7,4	-	60
75	14	13	10,5	10,0	9,0	-	75
100	18	15	12,5	11,0	10,0	-	100
125	20	18	15	12,5	11,5	-	125
150	22	20	18	13	-	-	150
200	22	22	22	-	-	-	200
250	22	22	-	-	-	-	250
300	27	27	-	-	-	-	300

Fonte: (S. MELCONIAN, Elementos de Máquinas, 2007, p. 42).

ANEXO D-4 – Comprimento das correias

Perfil A			Perfil B			Perfil C			Perfil D			Perfil E		
Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH	
	Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm
A-26	27.3	695	B-35	36.8	935	C-51	53.9	1370	D-120	123.3	3130	150	184.5	4685
27	28.3	720	37	38.8	985	55	57.9	1470	128	131.3	3335	195	199.5	5065
31	32.3	820	38	39.8	1010	58	60.9	1545	135	139.3	3540	202	206.5	5245
32	33.3	845	39	40.8	1035	60	62.9	1600	144	147.3	3740	210	214.5	5450
33	34.3	870	42	43.8	1115	63	65.9	1675	158	161.3	4095	225	229.5	5830
35	36.3	920	46	47.8	1215	68	70.9	1800	162	165.3	4200	240	241.0	6120
37	38.3	975	48	49.8	1265	71	73.9	1875	173	176.3	4480	270	271.0	6885
38	39.3	1000	50	51.8	1315	72	74.9	1900	180	183.3	4655	300	301.0	7645
41	42.3	1075	51	52.8	1340	73	75.9	1930	195	196.3	5035	325	326.0	8280
42	43.3	1100	52	53.8	1365	75	77.9	1980	210	213.3	5420	330	331.0	8405
45	46.3	1175	53	54.8	1390	81	83.9	2130	225	225.8	5735	360	361.0	9170
46	47.3	1200	55	56.8	1445	85	87.9	2235	240	240.8	6115	390	391.0	9930
47	48.3	1225	60	61.8	1570	90	92.9	2360	250	250.8	6370	420	421.0	10685
49	50.3	1280	63	64.8	1645	96	98.9	2510	270	270.8	6880	480	481.0	12215
50	51.3	1305	64	65.8	1670	100	102.9	2615	300	300.8	7640			
51	52.3	1330	65	66.8	1695	105	107.9	2740	330	330.8	8400			
53	54.3	1380	68	69.8	1775	112	114.9	2920	360	360.8	9165			
54	55.3	1405	71	72.8	1850	120	122.9	3120	390	390.8	9925			
55	56.3	1430	73	74.8	1900	128	130.9	3325	420	420.8	10690			
57	58.3	1480	75	76.8	1950	136	138.9	3530	480	480.8	12210			
60	61.3	1555	78	79.8	2025	144	146.9	3730						
62	63.3	1610	81	82.8	2105	158	160.9	4085						
64	65.3	1660	85	86.8	2205	162	164.9	4190						
66	67.3	1710	90	91.8	2330	173	175.9	4470						
68	69.3	1760	93	94.8	2410	180	182.9	4645						
69	70.3	1785	95	96.8	2460	195	197.9	5025						
71	72.3	1835	97	98.8	2510	210	212.9	5410						
75	76.3	1940	105	106.8	2715	225	225.9	5740						
80	81.3	2065	112	113.8	2890	240	240.9	6120						
85	86.3	2190	120	121.8	3095	255	255.9	6500						
90	91.3	2320	124	125.8	3195	270	270.9	6880						
96	97.3	2470	128	129.8	3295	300	300.9	7645						
105	106.3	2700	136	137.8	3500	330	330.9	8405						
112	113.3	2880	144	145.8	3705	360	360.9	9165						
120	121.3	3080	158	159.8	4060	390	390.9	9930						
128	129.3	3285	162	163.8	4160	420	420.9	10690						
136	137.3	3485	173	174.8	4440									
144	145.3	3690	180	181.8	4620									
158	159.3	4045	195	196.8	5000									
162	163.3	4150	210	211.8	5380									
173	174.3	4425	225	225.3	5725									
180	181.3	4605	240	240.3	6105									
			270	270.3	6865									
			300	300.3	7630									
			330	330.3	8390									
			360	360.3	9150									

Somente na construção individual
 Nas construções individual e PowerBand

Fonte: (S. MELCONIAN, Elementos de Máquinas, 2007, p. 46).

ANEXO D-5 – Fator de correção da distância entre centros

$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h
0,00	0,00	0,12	0,06	0,23	0,12	0,34	0,18	0,43	0,24	0,51	0,30
0,02	0,01	0,14	0,07	0,25	0,13	0,35	0,19	0,44	0,25		
0,04	0,02	0,16	0,08	0,27	0,14	0,37	0,20	0,46	0,26		
0,06	0,03	0,18	0,09	0,29	0,15	0,39	0,21	0,47	0,27		
0,08	0,04	0,20	0,10	0,30	0,16	0,40	0,22	0,48	0,28		
0,10	0,05	0,21	0,11	0,32	0,17	0,41	0,23	0,50	0,29		

Fonte: (S. MELCONIAN, Elementos de Máquinas, 2007, p. 47).

ANEXO D-6 – Fator de correção de arco de contato

$\frac{D-d}{C_{(a)}}$	Arco de contato da polia menor (Graus)	Fator "f _{cac} "
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

Fonte: (S. MELCONIAN, Elementos de Máquinas, 2007, p. 57).

ANEXO D-7 – Classificação da potência por correia

RPM 60-6300 FPM 1830-19800		Potência Básica																Potência adicional															
		CV básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros																CV adicional por correia para relação de velocidade															
65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	140	150	165	180	190	RPM do eixo máquina	1,00 a 1,01	1,02 a 1,03	1,04 a 1,05	1,06 a 1,08	1,10 a 1,12	1,13 a 1,16	1,17 a 1,20	1,21 a 1,23	1,24 a 1,48					
650	0,55	0,74	0,92	1,11	1,29	1,47	1,65	1,83	2,01	2,19	2,37	2,54	2,71	3,23	3,57	4,07	4,56	4,89	950	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18				
1100	0,61	0,64	1,06	1,28	1,50	1,71	1,93	2,14	2,35	2,56	2,77	2,96	3,19	3,79	4,19	4,78	5,36	5,74	1140	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19	0,22				
1425	0,67	0,94	1,21	1,47	1,73	1,99	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,48	3,74	4,45	4,82	5,61	6,28	6,71	1425	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27				
1750	0,73	1,05	1,37	1,69	1,99	2,30	2,60	2,90	3,20	3,49	3,78	4,07	4,35	5,19	5,73	6,51	7,27	7,70	1750	0,00	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,22	0,25	0,29	0,33				
2050	0,77	1,25	1,71	2,17	2,62	3,07	3,56	3,83	4,34	4,75	5,15	5,54	5,91	6,90	7,65	8,56	9,36	9,83	2050	0,00	0,05	0,12	0,18	0,24	0,29	0,35	0,41	0,47	0,53				
3450	0,79	1,25	1,79	2,31	2,82	3,31	3,80	4,26	4,72	5,16	5,56	5,96	6,36	7,46	8,00	8,89		3450	0,00	0,07	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,50	0,57	0,64					
3900	0,91	0,24	0,29	0,31	0,38	0,42	0,47	0,51	0,55	0,60	0,64	0,68	0,73	0,86	0,94	1,07	1,19	1,28	3900	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04				
4300	0,92	0,41	0,49	0,58	0,66	0,74	0,83	0,91	0,99	1,06	1,16	1,24	1,32	1,46	1,72	1,96	2,19	2,35	4300	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07				
6000	0,92	0,54	0,67	0,70	0,81	1,03	1,15	1,27	1,39	1,51	1,63	1,74	1,86	2,20	2,43	2,77	3,11	3,33	6000	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,11				
8000	0,97	0,66	0,82	0,88	1,14	1,29	1,45	1,60	1,75	1,91	2,06	2,21	2,36	2,90	3,10	3,53	3,96	4,24	8000	0,00	0,02	0,03	0,05	0,07	0,08	0,10	0,12	0,13	0,15				
10000	0,97	0,78	0,95	1,15	1,34	1,53	1,72	1,91	2,10	2,28	2,46	2,65	2,83	3,37	3,72	4,24	4,76	5,10	10000	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19				
12000	0,82	0,85	1,08	1,31	1,53	1,75	1,98	2,20	2,42	2,63	2,85	3,06	3,27	3,90	4,31	4,91	5,59	5,89	12000	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,15	0,17	0,20	0,22				
14000	0,67	0,93	1,19	1,45	1,71	1,96	2,22	2,47	2,72	2,96	3,21	3,45	3,69	4,46	5,33	6,19	6,62	14000	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,14	0,17	0,20	0,23	0,26					
16000	0,71	1,00	1,30	1,58	1,87	2,16	2,44	2,72	3,00	3,27	3,54	3,81	4,08	4,98	5,37	6,11	6,83	7,29	16000	0,00	0,03	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,23	0,26	0,30				
18000	0,74	1,06	1,39	1,71	2,03	2,34	2,65	2,96	3,26	3,56	3,85	4,15	4,44	5,29	5,84	6,54	7,41	7,90	18000	0,00	0,04	0,07	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,30	0,34				
20000	0,78	1,12	1,47	1,82	2,15	2,51	2,84	3,18	3,51	3,83	4,15	4,47	4,78	5,69	6,28	7,12	7,93	8,44	20000	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,21	0,25	0,29	0,33	0,37				
22000	0,77	1,16	1,54	1,92	2,29	2,66	3,02	3,38	3,73	4,06	4,42	4,76	5,09	6,06	6,67	7,55	8,38	8,90	22000	0,00	0,05	0,09	0,14	0,18	0,23	0,27	0,32	0,36	0,41				
24000	0,78	1,20	1,61	2,01	2,41	2,80	3,19	3,57	3,94	4,31	4,67	5,03	5,38	6,39	7,03	7,93	8,77	9,28	24000	0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45				
26000	0,78	1,22	1,66	2,09	2,51	2,88	3,34	3,74	4,13	4,52	4,89	5,27	5,63	6,68	7,33	8,25	9,08	9,58	26000	0,00	0,05	0,11	0,16	0,21	0,27	0,32	0,38	0,43	0,48				
28000	0,77	1,34	1,70	2,15	2,50	3,04	3,47	3,80	4,30	4,71	5,10	5,48	5,86	6,93	7,58	8,51	9,32	9,80	28000	0,00	0,06	0,12	0,17	0,23	0,29	0,35	0,41	0,46	0,52				
30000	0,76	1,25	1,74	2,22	2,58	3,14	3,59	4,03	4,45	4,87	5,28	5,67	6,06	7,14	7,81	8,70	9,47	9,92	30000	0,00	0,06	0,12	0,19	0,25	0,31	0,37	0,43	0,50	0,56				
32000	0,74	1,20	1,77	2,25	2,75	3,23	3,69	4,14	4,59	5,01	5,43	5,83	6,22	7,31	7,97	8,83	9,55	9,94	32000	0,00	0,07	0,13	0,20	0,26	0,33	0,40	0,46	0,53	0,60				
34000	0,71	1,25	1,78	2,30	2,81	3,30	3,76	4,24	4,69	5,13	5,56	5,98	6,36	7,44	8,07	8,90			34000	0,00	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35	0,42	0,49	0,56	0,63				
36000	0,68	1,24	1,79	2,32	2,85	3,35	3,85	4,32	4,78	5,20	5,65	6,01	6,45	7,51	8,12	8,87			36000	0,00	0,07	0,15	0,22	0,30	0,37	0,45	0,52	0,60	0,67				
38000	0,63	1,22	1,79	2,34	2,88	3,40	3,90	4,39	4,85	5,30	5,72	6,13	6,52	7,54	8,11			38000	0,00	0,08	0,16	0,24	0,31	0,38	0,47	0,55	0,63	0,71					
40000	0,58	1,19	1,77	2,34	2,89	3,42	3,93	4,42	4,89	5,34	5,76	6,16	6,54	7,52	8,04			40000	0,00	0,08	0,17	0,25	0,33	0,41	0,50	0,58	0,66	0,74					
42000	0,53	1,15	1,75	2,33	2,89	3,43	3,95	4,44	4,91	5,35	5,77	6,16	6,53	7,45				42000	0,00	0,09	0,17	0,26	0,35	0,43	0,52	0,61	0,69	0,78					
44000	0,47	1,10	1,72	2,31	2,88	3,43	3,94	4,44	4,93	5,34	5,75	6,13	6,47					44000	0,00	0,09	0,19	0,27	0,36	0,45	0,55	0,64	0,73	0,82					
46000	0,30	1,05	1,67	2,28	2,86	3,40	3,92	4,41	4,87	5,30	5,69	6,05	6,38					46000	0,00	0,10	0,19	0,29	0,38	0,48	0,57	0,67	0,76	0,85					
48000	0,32	0,60	1,62	2,29	2,81	3,30	3,80	4,30	4,81	5,23	5,60	6,04						48000	0,00	0,13	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,69	0,79	0,89					
50000	0,23	0,91	1,55	2,17	2,75	3,30	3,81	4,29	4,73	5,12	5,48							50000	0,00	0,19	0,21	0,31	0,41	0,52	0,62	0,72	0,83	0,93					
52000	0,14	0,62	1,48	2,10	2,68	3,22	3,73	4,18	4,61	4,99								52000	0,00	0,11	0,21	0,32	0,43	0,54	0,65	0,75	0,86	0,97					
54000	0,03	0,73	1,39	2,01	2,59	3,13	3,62	4,07	4,47	4,82								54000	0,00	0,11	0,22	0,33	0,45	0,56	0,67	0,78	0,89	1,01					
56000		0,63	1,39	1,91	2,48	3,01	3,49	3,92	4,30									56000	0,00	0,12	0,23	0,35	0,46	0,58	0,69	0,81	0,93	1,04					
58000		0,58	1,17	1,79	2,36	2,87	3,34	3,74										58000	0,00	0,12	0,24	0,36	0,48	0,60	0,72	0,84	0,96	1,08					
60000		0,39	1,05	1,66	2,22	2,72	3,16											60000	0,00	0,12	0,25	0,37	0,49	0,62	0,74	0,87	0,99	1,12					
62000		0,25	0,91	1,51	2,06	2,54	2,96											62000	0,00	0,13	0,26	0,38	0,51	0,64	0,77	0,90	1,03	1,15					
64000		0,11	0,78	1,35	1,88	2,34												64000	0,00	0,13	0,26	0,40	0,53	0,66	0,79	0,93	1,06	1,19					
66000		0,09	1,17	1,66														66000	0,00	0,14	0,27	0,41	0,55	0,68	0,82	0,95	1,09	1,23					
68000		0,41	0,66	1,46														68000	0,00	0,14	0,28	0,42	0,56	0,70	0,84	0,98	1,13	1,27					

Velocidade da correia seria de 3200', consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções de RPM, consulte a Gates

Para obter contatções

ANEXO D-8 – Fator de correção de comprimento das correias

Perfil A		Perfil B		Perfil C		Perfil D		Perfil E	
Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção
A-26	0,75	B-35	0,77	C-51	0,77	D-120	0,86	E-180	0,92
A-27	0,76	B-37	0,78	C-55	0,79	D-128	0,88	E-195	0,93
A-31	0,79	B-38	0,79	C-60	0,81	D-144	0,90	E-210	0,95
A-32	0,80	B-39	0,80	C-68	0,83	D-158	0,92	E-240	0,97
A-33	0,81	B-42	0,81	C-71	0,84	D-162	0,92	E-270	0,99
A-35	0,82	B-46	0,83	C-75	0,86	D-173	0,94	E-300	1,01
A-37	0,84	B-48	0,84	C-81	0,87	D-180	0,94	E-330	1,03
A-38	0,85	B-52	0,86	C-85	0,88	D-195	0,96	E-360	1,04
A-41	0,86	B-55	0,88	C-90	0,90	D-210	0,98	E-390	1,06
A-42	0,87	B-60	0,90	C-96	0,91	D-225	0,99	E-420	1,07
A-45	0,89	B-64	0,92	C-100	0,92	D-240	1,00	E-480	1,09
A-46	0,90	B-68	0,93	C-105	0,93	D-270	1,02		
A-49	0,91	B-71	0,94	C-112	0,95	D-300	1,04		
A-53	0,93	B-75	0,95	C-120	0,96	D-330	1,06		
A-57	0,95	B-78	0,96	C-128	0,97	D-360	1,08		
A-60	0,97	B-85	0,99	C-136	0,99	D-390	1,10		
A-64	0,99	B-90	1,00	C-144	1,00	D-420	1,11		
A-68	1,00	B-95	1,01	C-158	1,02	D-480	1,14		
A-71	1,01	B-97	1,02	C-162	1,03				
A-75	1,03	B-105	1,04	C-173	1,04				
A-80	1,04	B-112	1,05	C-180	1,05				
A-85	1,06	B-120	1,07	C-195	1,07				
A-90	1,08	B-128	1,09	C-210	1,08				
A-96	1,09	B-136	1,10	C-225	1,10				
A-105	1,12	B-144	1,12	C-240	1,11				
A-112	1,13	B-158	1,14	C-255	1,13				
A-120	1,15	B-162	1,15	C-270	1,14				
A-128	1,17	B-173	1,16	C-300	1,16				
		B-180	1,17	C-330	1,18				
		B-195	1,19	C-360	1,20				
		B-210	1,22	C-390	1,22				
		B-225	1,23	C-420	1,24				
		B-240	1,24						
		B-270	1,27						
		B-300	1,30						

Fonte: (S. MELCONIAN, Elementos de Máquinas, 2007, p. 57).

ANEXO E-1 – Fator de superfície k_a

<i>Acabamento superficial</i>	<i>Fator a</i>		<i>Expoente b</i>
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,40	57,70	-0,718
Como forjado	39,90	272,00	-0,995

Dado pela regressão $k_a = a \cdot S_{ut}^b$ onde S_{ut} é a resistência mínima e a e b são constantes.

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 322).

ANEXO E-2 – Fator de tamanho k_b

Para flexão e torção é expresso por

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para carregamentos axiais não há efeito de tamanho, de modo que

$$k_b = 1$$

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 327).

ANEXO E-3 – Fator de Carregamento k_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 324).

ANEXO E-4 – Fator de Temperatura k_d

Para a temperatura de trabalho do laminador, considerar: $k_d = 1$

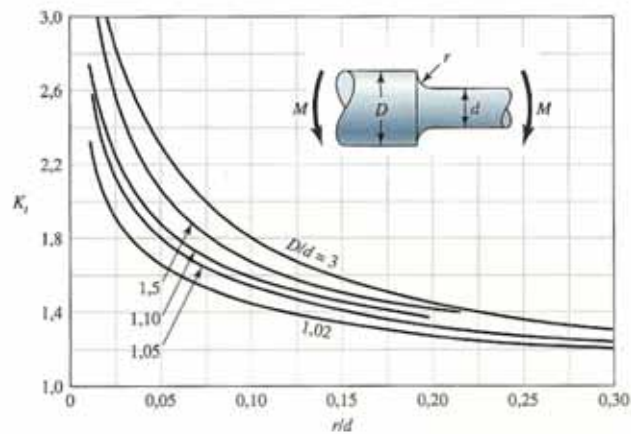
Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 325).

ANEXO E-5 – Fator de Confiabilidade k_e

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

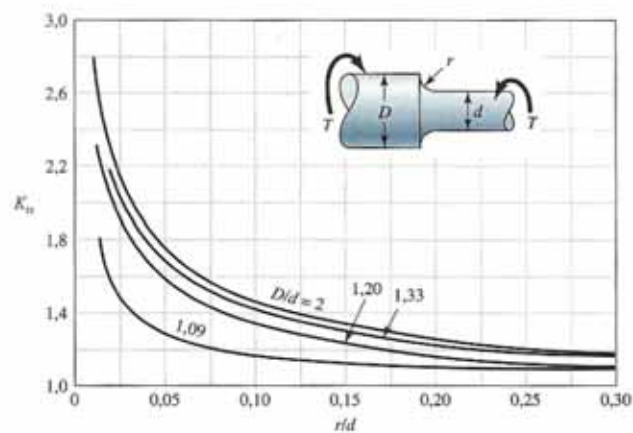
Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 327).

ANEXO E-6 – Concentrador de tensão para eixo cilíndrico em flexão



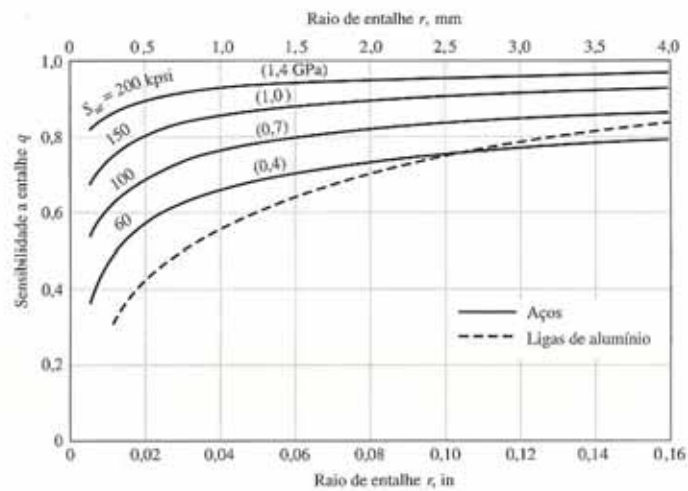
Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 921).

ANEXO E-7 – Concentrador de tensão para eixo cilíndrico em torção



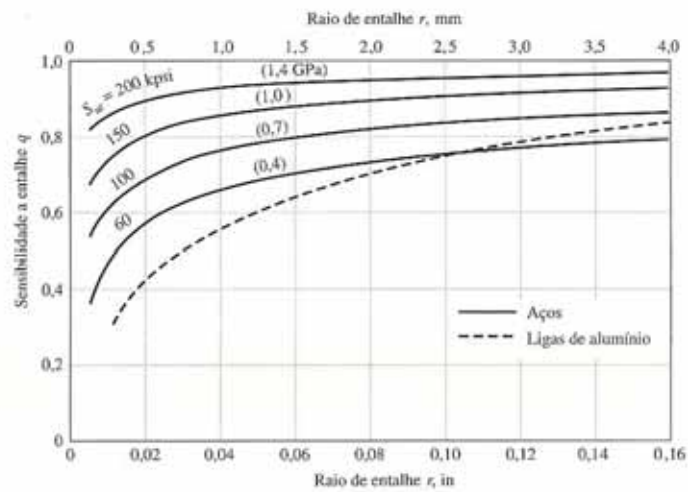
Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 921).

ANEXO E-8 – Sensibilidade ao entalhe por flexão



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 329).

ANEXO E-9 – Sensibilidade ao entalhe por torção



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, Projeto de Engenharia Mecânica, 2005, p. 329).

ANEXO F-1 – Composição química nominal dos três grupos de cilindros

Composição Química			C	Si	Mn	Cr	Mo	V
3% Cr	SVC85/VC9/SVC90 (Grupo I)	Mín.	0,71	0,10	—	2,2	0,20	0,04
		Máx.	0,94	0,70	0,70	3,8	0,53	0,15
5% Cr	VC10 (Grupo II)	Mín.	0,76	0,10	0,50	4,0	0,18	0,04
		Máx.	1,05	0,70	0,80	5,0	0,50	0,15
5% Cr camada profunda	VDH/SVDH (Grupo III)	Mín.	0,80	0,18	0,70	4,2	0,20	0,04
		Máx.	1,00	0,70	0,80	6,0	0,65	0,15

Fonte: (www.villaresrolls.com).

ANEXO F-2 – Propriedades mecânicas dos três grupos de cilindros

Produtos	Limite Escoamento (MPa)	Limite Resistência (MPa)
Grupo I (SVC85, VC9, SVC90)	600/800	800/1000
Grupo II (VC10)	800/900	900/1000
Grupo III (VDH, SVDH)	700/900	900/1100

Fonte: (www.villaresrolls.com).

ANEXO F-3 – característica de dureza dos três grupos de cilindros

Ligas	Faixa de dureza (LD)	Profundidade máxima de camada (mm)*	Queda de dureza (LD)
Grupo I (SVC85, VC9, SVC90)	730 - 850	35	40
Grupo II (VC10)	840/900	45	40
Grupo III (VDH, SVDH)	850/900	60	40

Fonte: (www.villaresrolls.com).