

**UNIVERSIDADE
SÃO FRANCISCO**

Curso de Engenharia Mecânica – Automação e Sistemas

**DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTO AUTOMATIZADO
PARA MONTAGEM DE SUGADORES DESCARTÁVEIS**

Tiago Sobral

Campinas – São Paulo – Brasil

Fevereiro de 2012



Curso de Engenharia Mecânica – Automação e Sistemas

**DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTO AUTOMATIZADO
PARA MONTAGEM DE SUGADORES DESCARTÁVEIS**

Tiago Sobral

Monografia apresentada à disciplina Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso de Engenharia Mecânica – Automação e Sistemas, da Universidade São Francisco, sob a orientação do Prof. André Luís Pissolatti, como exigência parcial para conclusão do curso de graduação.

Orientador: Prof. André Luís Pissolatti

Co-orientador: Prof. Osmar Roberto Bagnato

Campinas – São Paulo – Brasil

Fevereiro de 2012



Engenharia Mecânica – Automação e Sistemas
Campus Campinas

ATA DE ARGUIÇÃO FINAL DA MONOGRAFIA DO ALUNO TIAGO SOBRAL.

Aos 6 dias do mês de dezembro do ano de 2012, às 18 horas, nas dependências da Universidade São Francisco, Campus Campinas, reuniu-se a Comissão da Banca Examinadora, para avaliação da Monografia do Trabalho intitulado “**DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTO AUTOMATIZADO PARA MONTAGEM DE SUGADORES DESCARTÁVEIS**”, apresentada pelo aluno *Tiago Sobral*, como exigência parcial para conclusão do curso de graduação no Curso de Engenharia Mecânica - Automação e Sistemas, da Universidade São Francisco, Campus de Campinas. Os trabalhos foram instalados às 18 horas pelo Prof. André Luis Pissolatti, Orientador do candidato e Presidente da Banca Examinadora, constituída pelos seguintes Professores: Prof. Ms Marcus Vinicius Monteiro Varanis, da Universidade São Francisco, e pelo Prof. Paulo Canavezzi, da Universidade São Francisco. A Banca Examinadora tendo decidido aceitar a monografia, passou à Arguição Pública do candidato. Encerrados os trabalhos às 18:45 horas, os examinadores, consideraram o candidato aprovado e com média final 9 (NOVE). E, para constar, eu Prof. André Luis Pissolatti, lavrei a presente Ata, que assino juntamente com os demais membros da Banca Examinadora.

Campinas, 6 de dezembro de 2012.

Prof André Luis Pissolatti
Orientador e Presidente

Prof. Ms Marcus Vinicius Monteiro Varanis.

Prof. Paulo Canavezzi.

Agradecimentos

Primeiramente, ao Professor André Luís Pissolatte, pela orientação e direcionamento durante este trabalho, auxiliando em questões importantes para o projeto.

Ao Professor Osmar Roberto Bagnato, pelo constante auxílio e grande incentivo, o qual me motivou durante as horas difíceis do trabalho.

Ao meu pai Nelson Ferreira Sobral, por ter me introduzido à mecânica e me instruído com sua experiência.

A minha noiva, Genita Bonin, por ter me apoiado e incentivado com grande amor durante todo este percurso, me dando força para que eu alcançasse mais este objetivo em minha vida.

Eu agradeço fraternalmente a todos.

Sumário

Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	x
Resumo	xi
Abstract	xii
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	2
1.2 Justificativas	2
2 Revisão Bibliográfica	3
2.1 Automação	3
2.1.1 Conceito e histórico	3
2.1.2 Tipos de sistemas de automação.....	4
2.1.3 Razões para automatizar	5
2.2 Projeto de máquinas	6
2.2.1 Projeto de elementos mecânicos.....	6
2.2.2 Croqui de Engenharia	7
2.2.3 Projeto auxiliado por computador (CAD)	8
2.2.4 Solidworks	9
2.2.5 MDSolid	9
2.3 Elementos de Máquinas	9
2.3.1 Eixos	9
2.3.1.1 Forma e carga nos eixos.....	10
2.3.1.2 Materiais para eixos	10
2.3.1.3 Concentração de tensões	11
2.3.1.4 Dimensionamento de eixos	11
2.3.2 Anéis elásticos	15
2.3.3 Acoplamentos	16
2.3.3.1 Modelo Toolflex	16
2.3.4 Polias e correias sincronizadoras.....	17
2.3.4.1 Dimensionamento de transmissão sincronizada	18
2.3.4.2 Correia sincronizadora de duplo dente	20
2.3.4.3 Recomendações práticas	21
2.3.4.4 Esforços de transmissão.....	21
2.3.5 Rolamentos	23
2.3.5.1 Rolamentos fixos de uma carreira de esferas.....	24
2.3.6 Acionamentos	25
2.3.6.1 Motor assíncrono trifásico	25

2.3.6.2	Motoredutor	26
2.3.6.3	Servomotor.....	28
3	Metodologia Experimental.....	30
3.1	Considerações e definição da concepção do equipamento.....	30
3.1.1	Processo de produção atual.....	30
3.1.2	Determinação da concepção do equipamento	30
3.1.3	Teste da concepção.....	32
3.1.4	Cálculos iniciais.....	34
3.1.4.1	Dimensional dos discos e suportes	34
3.1.4.2	Calculo do torque.....	36
3.1.5	Croqui de transmissão e eixo.....	37
3.2	Seleção de acionamento e cálculo do eixo	38
3.2.1	Motoredutor e dimensionamento.....	38
3.2.2	Dimensionamento do sistema de transmissão	39
3.2.3	Calculo dos esforços de transmissão	41
3.2.4	Cálculo de momentos fletores	42
3.2.5	Calculo do eixo.....	45
3.2.5.1	Fator de concentração de tensão de fadiga	45
3.2.5.2	Limite de resistência à fadiga	45
3.2.5.3	Calculo do eixo	46
3.2.6	Seleção do rolamento.....	47
3.2.7	Seleção de acoplamento.....	47
3.2.8	Dimensionamento do conjunto.....	48
3.3	Alteração do acionamento e novo calculo do eixo.....	50
3.3.1	Servomotor e seleção.....	50
3.3.2	Redimensionamento do sistema de transmissão.....	51
3.3.3	Recalculo do esforço de transmissão.....	52
3.3.4	Novo calculo dos momentos fletores	53
3.3.5	Calculo do novo eixo.....	56
3.3.5.1	Fator de concentração de tensão de fadiga	56
3.3.5.2	Limite de resistência à fadiga	56
3.3.5.3	Calculo do eixo	56
3.3.6	Seleção do rolamento.....	57
3.3.7	Seleção de acoplamento.....	57
3.3.8	Dimensionamento do conjunto com servomotor.....	57
4	Resultados e discussões.....	59
4.1	Comparação entre os sistemas construtivos	59
4.2	Automação e benefícios para o processo de produção de sugadores descartáveis	61
5	Conclusão e sugestões para trabalhos futuros	63
	Referências Bibliográficas	65
	Anexo A – Tabelas – Dimensionamento de transmissão sincronizada.....	68
	Anexo B – Tabelas – Dimensionamento de motoredutor	73
	Anexo C – Tabelas – Fator de concentração de tensão de fadiga	75

Anexo D – Tabelas – Rolamentos.....	77
Anexo E – Tabela – Acoplamentos.....	79
Anexo F – Tabela – Servomotor.....	80

Lista de Figuras

FIGURA 1- PONTEIRA (A) E TUBO COM ARAME (B): AMBOS EM PVC	1
FIGURA 2 – ESCOLHA DE UM SISTEMA DE PRODUÇÃO (MOREIRA, 2008, P. 233)	5
FIGURA 3: EXEMPLO DE EIXO COM ESCALONAMENTOS E CHAVETA	10
FIGURA 4: GRÁFICO DOS FATORES DE SUPERFÍCIE PARA DIVERSOS TIPOS DE ACABAMENTO (NORTON, 2004, P. 320)	14
FIGURA 5: ANEL ELÁSTICO EXTERNO, NORMA DIN 417 (TELECURSO 2000, P.81).....	15
FIGURA 6: ANEL ELÁSTICO INTERNO, NORMA DIN 472 (TELECURSO 2000, P.81).....	15
FIGURA 7: EXEMPLO DE MODELOS DE ACOPLAMENTOS	16
FIGURA 8: ACOPLAMENTO TIPO FOLE, MODELO TOOLFLEX, FABRICANTE KTR	17
FIGURA 9: SISTEMA COM CORREIA E POLIA SINCRONIZADORA.....	17
FIGURA 10: CORREIA SINCRONIZADORA DE DUPLO DENTE (ATI BRASIL, 2012).....	20
FIGURA 11: ESFORÇOS DE TRANSMISSÃO POR POLIA E CORREIA (MELCONIAN, 2000, P. 75)	21
FIGURA 12: ROLAMENTO FIXO DE UMA CARREIRA DE ESFERA	24
FIGURA 13: MOTOR WEG EM CORTE	25
FIGURA 14: REDUTOR COM COROA E ROSCA SEM FIM	27
FIGURA 15: SERVOMOTOR.....	28
FIGURA 16: GRÁFICOS DA RELAÇÃO TORQUE X ROTAÇÃO DE SERVOMOTORES (WEG, 2012, P. 15) ...	29
FIGURA 17: PROCESSO DE FABRICAÇÃO ATUAL DE SUGADORES DESCARTÁVEIS: LINHA DE MONTAGEM MANUAL.....	30
FIGURA 18: MOVIMENTO DA MONTAGEM MANUAL.....	31
FIGURA 19: VISTA SUPERIOR DO CROQUI DA CONCEPÇÃO DO EQUIPAMENTO	32
FIGURA 20: APARATO PARA TESTE DE MONTAGEM POR MOVIMENTO CIRCULAR.....	33
FIGURA 21: FALHAS EM TESTES COM MONTAGENS RETA	33
FIGURA 22: DISPOSITIVO E TESTE DE MOVIMENTO CIRCULAR	34
FIGURA 23: CONFIGURAÇÃO DO DISCO E SUPORTES (TUBO).....	35
FIGURA 24: DIMENSÕES ESTIMADAS DO SUPORTE DO TUBO.....	35
FIGURA 25: TESTE DE FORÇA PARA MONTAGEM.....	36
FIGURA 26: CROQUI, VISTA SUPERIOR DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO	37
FIGURA 27: CROQUI, VISTA LATERAL DO SISTEMA DE EIXO VERTICAL	38
FIGURA 28: ESFORÇOS DE TRANSMISSÃO (MELCONIAN, 2000, P. 75).....	41
FIGURA 29: ESBOÇO PARA CÁLCULO DE MOMENTOS FLETORES	43
FIGURA 30: GRÁFICO DO CÁLCULO DE MOMENTOS FLETORES COM SOFTWARE MDSOLID 3.5, PARA O SISTEMA COM MOTOREDUTOR	44
FIGURA 31: DETALHAMENTO DO CONJUNTO, SISTEMA COM MOTOREDUTOR.....	48

FIGURA 32: ESBOÇO PARA CÁLCULO DE MOMENTOS FLETORES, COM NOVO F2	54
FIGURA 33: CÁLCULO DE MOMENTOS FLETORES COM SOFTWARE MDSOLID 3.5, MODELO SERVOMOTOR.....	55
FIGURA 34: DETALHAMENTO DO CONJUNTO, SISTEMA COM SERVOMOTOR	58
FIGURA 36: PROCESSO DE PRODUÇÃO COM MONTAGEM AUTOMÁTICA.....	61
FIGURA B2: FATOR DE TEMPERATURA F_{B1}	73
FIGURA C3: GRÁFICO DA CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM RASGOS DE CHAVETA (NORTON, 2004, P. 500).....	76

Lista de Tabelas

TABELA 1 – ETAPAS DA METODOLOGIA DE PROJETOS PROPOSTA POR NORTON (2004, p. 35).....	7
TABELA 2: TABELA COM VALORES PARA COEFICIENTE DE TENSIONAMENTO DE CORREIAS F_b (NSK, 1994, p. A28)	23
TABELA 3: TABELA PARA DIÂMETROS, SUPORTES E VELOCIDADES	35
TABELA 4: COMPARATIVO DOS SISTEMAS MECÂNICOS	59
TABELA 5: TABELA COM COMPARATIVO ENTRE OS PROCESSOS DE PRODUÇÃO	62

Resumo

Este trabalho se baseia no problema de uma empresa fabricante de sugadores odontológicos descartáveis que precisa aumentar sua competitividade. Apesar de possuir uma grande produção diária, a etapa de montagem do produto, que consiste no encaixe de duas peças simples, ainda é realizado manualmente, trazendo grandes problemas com mão de obra, implicando na geração de gargalos de produção, falta de espaço e um alto custo. Dessa forma, esta monografia tem o objetivo desenvolver e sugerir uma máquina automatizada para realizar a montagem, com a finalidade de eliminar a necessidade do trabalho manual, diminuir o espaço físico utilizado pela etapa e reduzir custos. Fará parte deste desenvolvimento a definição da concepção do equipamento, bem como seu dimensionamento, que visa calcular o acionamento, eixos, transmissão e demais elementos que forem necessários, além de analisar a configuração mais compacta, simples e de melhor custo benefício. Durante este dimensionamento serão utilizadas técnicas para cálculo de polias e correias sincronizadoras, norma e teoria de fadiga para o projeto de eixos de transmissão, seleção de rolamentos e acoplamentos, e o desenvolvimento da discussão sobre a seleção do acionamento ideal, motoredutor ou servomotor, estabelecendo uma relação entre as características deste projeto e as vantagens oferecidas pela mecatrônica.

PALAVRAS-CHAVE: projeto de máquinas. automação. encaixe de componentes. eixos de transmissão. correia sincronizadora. motoredutor. servomotor. mecatrônica.

Abstract

This work is based on a problem of a manufacturer of saliva ejectors that needs to increase competitiveness. Despite having a large daily production, the assemble stage which consists in assembling two simple parts, is still performed manually, bringing major problems with manpower, resulting in the generation of production bottlenecks, lack of layout space and high costs. Thus, this monograph has the purpose of developing and suggest an automated machine for assembling, aiming to eliminate the need of handwork, decrease layout space used by assemble stage and reduce costs. The definition of the design of the equipment will be part of this development, as well as its dimensioning, which aims to calculate the driving, shafts, transmission and other elements that are required, in addition to analyzing the most compact, simple and best cost-benefit configuration. During this sizing techniques are used for pulley and timing belt calculation, standards ant stress theory for transmission shaft design, bearings and coupling selection, and develop the discussion on selecting the ideal driving, gearmotor or servomotor, establishing a relation between the characteristics of this project and the advantages offered by mechatronic.

KEY WORDS: machine design. components fitting. transmission shafts. timing belt. gearbox. servomotor. mechatronic.

1 INTRODUÇÃO

Segundo pesquisas, há uma estimativa de que haja mais de um milhão de dentistas espalhados por todo o mundo. E o Brasil é o país com o maior número deles, são quase 220 mil profissionais registrados no Conselho Federal de Odontologia, representando 19% dos dentistas de todo o mundo (ARAÚJO; HADDAD; MORITA, 2010) . Este número expressivo de profissionais realizam diariamente milhares de consultas e tratamentos, utilizando a cada paciente diversos materiais e acessórios descartáveis, como por exemplo, kits esterilizados, toucas, babadores, máscaras cirúrgicas, sugadores entre outros, fabricados por diversas empresas do ramo. Devido ao grande número de fornecedores e a enorme demanda destes materiais por dentistas, a competitividade entre elas cresce a cada dia, ganhando maior destaque no mercado aqueles fabricantes que conseguem fornecer a melhor qualidade, quantidade e prazo de entrega aliado ao melhor preço.

Pela tendência de mercado e utilizando princípios do *Lean Manufacturing* (manufatura enxuta), uma empresa fabricante de descartáveis odontológicos se deparou com a necessidade de realizar melhorias em seu processo de fabricação de sugadores descartáveis. Os sugadores são componentes que sugam a saliva do paciente durante o tratamento odontológico e são compostos de duas partes, sendo elas o tubo com arame e a ponteira (figura 1), ambos de PVC, soldados por meio de um solvente chamado metiletilcetona.

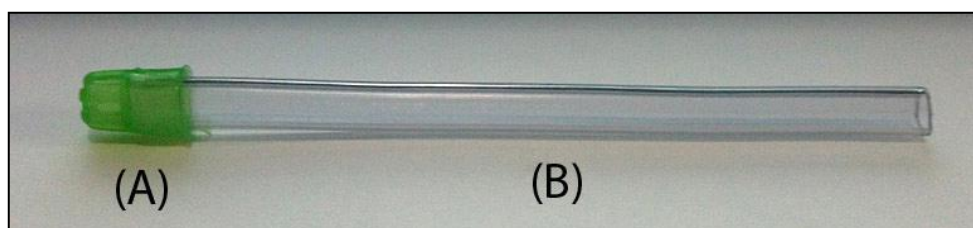


Figura 1- Ponteira (A) e tubo com arame (B): ambos em PVC

Apesar da alta produção, tendo uma média de 300 mil peças por dia, o processo de montagem é realizado manualmente por um grande número de pessoas. Nesta etapa, uma das pontas do tubo é inserida em um recipiente com metiletilcetona e imediatamente encaixada na ponteira. O solvente metiletilcetona tem a função de derreter a superfície do PVC presente no tubo e fundi-lo ao corpo da ponteira. Como o material já é esterilizado pelas altas temperaturas submetidas no processo de extrusão (tubo) e injeção (ponteira), são necessários cuidados em sua manipulação e transporte, além de ser imprescindível que cada pessoa, não

só na montagem, mas em todo o processo de fabricação, utilize luvas, touca, máscara e roupas protetoras, a fim de evitar contaminação dos sugadores.

Devido à falta de espaço físico, a empresa mantém uma segunda unidade apenas para a montagem dos sugadores, gerando altos custos, gargalos na produção, problemas com mão de obra e desperdícios do solvente utilizado na união das peças. Dessa forma, se tornou iminente a necessidade de automatizar o processo de montagem do produto.

1.1 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo definir a concepção e dimensionamento de um equipamento automatizado para montagem de sugadores. Realizar cálculos de acionamentos, eixos, transmissão, e outros elementos que se fizerem necessários. Além de analisar a forma mais compacta, simples e de melhor custo benefício.

1.2 Justificativas

Eliminar os grandes problemas com mão de obra, gargalos de produção, falta de espaço, e realizar a operação de montagem em um única unidade da empresa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Automação

2.1.1 Conceito e histórico

Segundo Moreira (2008, p.231), a automação é uma tecnologia que diz respeito à aplicação de sistemas mecânicos, eletrônicos e computadorizados para operar e controlar a produção e está diretamente ligada à ideia de movimento automático, repetitivo, mecânico além de ser sinônimo de mecanização e automatização (SILVEIRA; SANTOS, 2006, p.23).

A automação teve início na Revolução Industrial e desde então seu desenvolvimento jamais se estagnou, sendo aplicado nos mais diversos campos da indústria manufatureira (e não manufatureira), desafiando e substituindo sistemas clássicos de produção em massa, incorporando novos padrões de qualidades aos produtos e é considerado por muitos autores, o maior gerador de riquezas que jamais existiu.

Historicamente, o desenvolvimento da automação pode ser dividido em dois períodos: antes de 1945 e após 1945 (ou o fim da Segunda Guerra Mundial). O primeiro período é representado pelo lento desenvolvimento de dispositivos básicos, como a roda, polias, alavancas, roscas e engrenagens e sua aplicação em montagens como moinhos de vento, motores a vapor e máquinas para tecelagem. Já o segundo período é considerado o desenvolvimento moderno, onde o impulso em busca de tecnologia ocasionado pela Segunda Guerra Mundial trouxe um grande número de tecnologias que contribuíram significativamente para a automação (GROOVER, 1994, p.10). Inicialmente a automação nas linhas de montagens substituíram trabalhos simples e desmotivadores da indústria, e atualmente, após um grande processo de desenvolvimento de tecnologias automatizadas, a automação pode substituir totalmente as pessoas em processos de produção, podendo ser usadas para eliminar trabalhos repetitivos, fisicamente exigentes e geradores de erros (HOLLENBECK; WAGNER III, 2003, p.173).

Como exemplo de automação nos meios de produção modernos, podemos citar (MOREIRA, 2008, p.231):

- Máquinas ferramenta automáticas para processar peças;
- Máquinas automáticas para montagem;
- Robôs industriais;

- Sistemas automáticos de manuseio e estocagem de materiais;
- Sistemas automáticos para inspeção e controle de qualidade;
- Controle e *feedback* do processo por computador;
- Sistemas computadorizados para planejamento, coleta de dados e tomadas de decisões para apoiar atividades de produção;

2.1.2 Tipos de sistemas de automação

Os sistemas de produção automáticos podem ser classificados em três categorias: automação fixa, automação programável e automação flexível.

A automação fixa se refere aos sistemas de produção onde a sequência de operações seja fixada pela configuração do equipamento e que não pode ser facilmente mudada sem grandes alterações no equipamento. A aplicação deste tipo de automação é adequada quando os volumes da demanda são elevados, os projetos de produtos são estáveis e os ciclos de vida do produto são longos, pois essas condições compensam duas principais desvantagens do processo: custo elevado de investimento inicial e relativa inflexibilidade (KRAJEWSKI; RITZMAN, 2004, p.38).

A automação programável se caracteriza por ter um sistema de produção que é projetado com a capacidade de mudar a sequência de operações para atender diferentes configurações de produtos. A operação é controlada por um programa pré-elaborado e novos programas podem ser inseridos nas máquinas para produzir novos produtos. Os sistemas de automação programáveis fornecem uma taxa de produção menor que os sistemas de automação fixa, e são utilizados apenas para volumes médios e pequenos de produção. Conforme lembra Groover (1994), nesta categoria de automação, o *setup* físico do equipamento, também deve ser realizado para cada configuração de produto que o equipamento atenda. Conjuntos especiais e ferramentas apropriadas devem ser inseridos no equipamento. Como resultado, além do período de produção de cada lote de produtos, o ciclo de produção deve ser calculado com um período para preparação e reprogramação do equipamento (MOREIRA, 2008, p.232).

Moreira (2008, p.232) cita ainda o sistema de automação flexível, que são empregados em sistemas de média produção, mas difere da automação programável por não perder tempo na preparação e reprogramação do equipamento: os sistemas são flexíveis e têm capacidade de produzir continuamente lotes variáveis de produtos, devido à sua grande versatilidade em lidar com variações de projetos.

Relativo à escolha desses sistemas, Moreira (2008, p.232) diz que a escolha do sistema de produção, mais manualizado ou mais automatizado, depende de fatores como variedade nos produtos e o volume de produção. Se os volumes de produção forem altos e a variedade de produtos baixa, são recomendados os sistemas de automação fixa, por desempenharem grande produtividade da mão de obra e alta padronização de produtos. De outro lado, um sistema flexível ou programável com baixo nível de automação será adequado quando a variedade nos produtos e a taxa de produção forem muito baixas. A Figura 2 ilustra a melhor escolha, do ponto de vista econômico, de um sistema de produção:

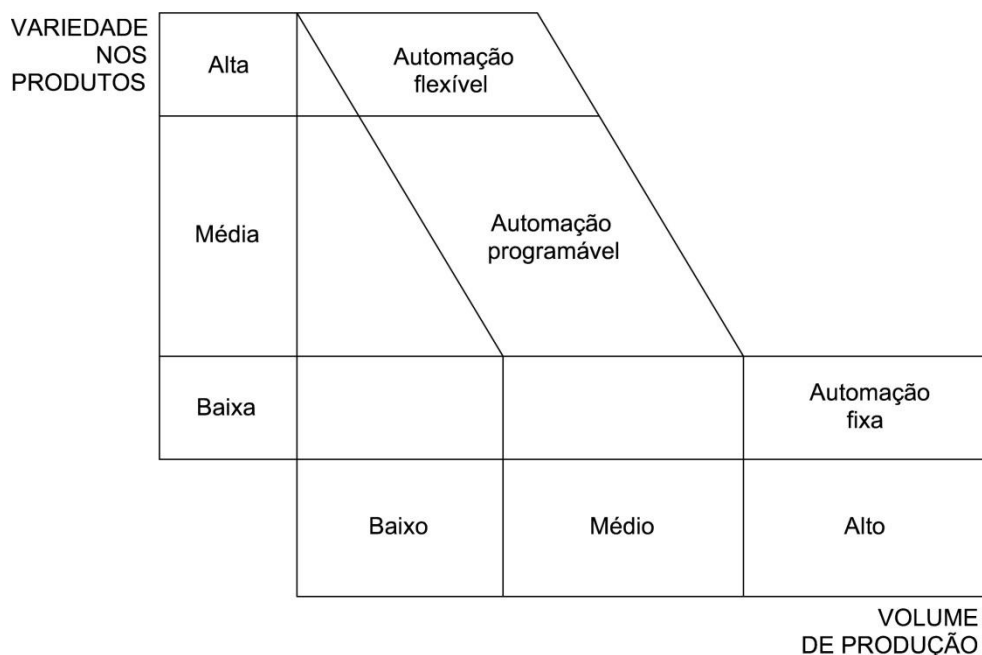


Figura 2 – Escolha de um sistema de produção (MOREIRA, 2008, p. 233)

2.1.3 Razões para automatizar

O desenvolvimento moderno da automação é, sem dúvida, uma grande revolução e um marco na história da indústria. Muitas são as razões que levam as empresas a buscarem a automatização para seus processos. Sob os aspectos socioeconômicos e filosóficos, Silveira e Santos (2008, p.29) dizem que a automatização pode valorizar o trabalho do ser humano, livrando-o de tarefas frustrantes, entediantes, repetitivas, desmotivadoras ou até mesmo insalubres. Dessa forma, ainda de acordo com os autores, pode-se promover um maior conforto, integração e qualidade de vida.

Sob o aspecto técnico de desenvolvimento e de projeto, segundo Rosário (2005,p.9), a automação, ou mais especificamente a mecatrônica, permite a simplificação e redução dos

sistemas mecânicos, reduz tempo e custo de desenvolvimento, facilita a introdução de modificações, promover maior flexibilidade para futura novas funcionalidades, além de reduzir custos de manutenção e consumo de energia.

Sobre os aspectos produtivos, Groover (1994, p.10) destaca o aumento da produtividade e a alternativa para a falta de mão de obra. Além desta vantagem principal, os sistemas automatizados oferecem maior segurança no trabalho removendo os operadores da participação e contato direto com produtos perigosos utilizados na produção e ainda, oferece um controle mais rígido no processamento de matérias primas de modo a alcançar altos níveis de eficiência e reduzir desperdícios.

2.2 Projeto de máquinas

2.2.1 Projeto de elementos mecânicos

O projeto de elementos mecânicos é uma etapa do projeto de máquinas. Para entender o projeto de elementos mecânicos, é necessária algumas definições para o termo “máquina”:

- Aparelho destinado a produzir movimentos ou a transformar determinada forma de energia;
- Instrumento ou aparelho formado por peças móveis; aparato que consiste em unidades inter-relacionadas;
- Mecanismo;

Para Norton (2004, p. 33), peças inter-relacionadas são chamadas também de elementos de máquinas, que é também sinônimo para peças móveis e mecanismo.

O projeto máquinas em si é definido como:

o processo de aplicação das várias técnicas e princípios científicos com o intuito de definir um dispositivo, um método ou um sistema suficientemente pormenorizado para permitir sua realização. Projetar pode ser simples ou enormemente complexo, fácil ou difícil, matemático ou não matemático; pode envolver um problema trivial ou um de grande importância. (NORTON, 1999, p. 7)

O objetivo final do projeto de elementos mecânicos é o dimensionar e dar forma às peças de uma máquina, levando em consideração que a função e o desempenho de cada peça dependem de muitas outras peças inter-relacionadas, em uma mesmo sistema, de modo que a máquina resultante possa desempenhar sua função sem falhar (Norton, 2004, p. 34). Para a realização do projeto de elementos mecânicos são utilizados várias disciplinas da engenharia

mecânica, como mecânica dos sólidos e dos fluidos, transferência de calor, termodinâmica, materiais, processos de manufatura, teorias elétricas e de informação, entre outras (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005, p. 28).

Um projeto completo de máquinas envolve diversas etapas de metodologia de projetos, que por suas vez, tem a finalidade de ajudar o projetista a se organizar e enfrentar um problema “não estruturado”, onde a definição do problema é vaga e para os quais muitas soluções possíveis existem (Norton, 2004, p. 35)

Tabela 1 – Etapas da metodologia de projetos proposta por Norton (2004, p. 35)

	Metodologia de projetos
1	Identificação da necessidade
2	Pesquisa de suporte
3	Definição dos objetivos
4	Especificação de tarefas
5	Síntese
6	Análise
7	Seleção
8	Projeto detalhado
9	Protótipo
10	Produção

Durante este projeto, geralmente, as etapas (tabela 1) não são e não podem ser concluídas de maneira linear, pois são necessárias muitas a idas e vindas entre estas etapa, que pode formar diversas combinações possíveis, através do processo chamado iteração. O processo de iteração significa “repetir, ou voltar a um estágio anterior”, ou seja, um projeto deve ser refeito, alterando definições, materiais, componentes, formas, medidas, até que se tenha uma solução favorável à concepção e à função proposta. (NORTON, 1999 p. 9).

2.2.2 Croqui de Engenharia

O croqui de engenharia pode ser considerado o ponto inicial de um projeto. Seria o desenho, que pode ser feito à mão livre ou por softwares CAD, razoavelmente em escala para exibir proporções geométricas realistas que possa ser utilizado para informar a concepção à outros engenheiros e inclusive ao próprio criador do projeto. Os croquis devem conter as vistas que forem necessárias para apresentar a ideia, e deve incluir informações fundamentais

,mesmo que aproximadas, de dimensões, materiais e qualquer outro dado relativo a seu funcionamento.

Norton (2004, p. 39) diz que o projeto (primeira concepção) “deve começar por algum lugar” e que, não importe por onde comece, “este lugar provavelmente não terá sido o melhor lugar”. Dessa maneira, o projetista pode-se sentir livre para fazer uma estimativa inicial de configuração e pressupor condições limitantes ao projeto.

2.2.3 Projeto auxiliado por computador (CAD)

Computer Aided Desing (CAD em inglês) ou *desenho auxiliado por computador*, é um nome genérico dado a programas que permitem o desenvolvimento de projetos tridimensionais (3D), que, atualmente, podem gerar automaticamente visualizações bidimensionais (2D) de modelos. O termo CAE (engenharia auxiliada por computador) se aplica a todas as aplicações de engenharia relacionadas ao computador, como programas de análise de elementos finitos (análise de tensão e deflexão, vibração e transferência de calor) e programas de desenho, como o CAD, que pode ser considerado um subconjunto do CAE. (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005, p. 34).

Inicialmente, os programas CAD originais, de uma geração atrás, eram ferramentas que permitiam a criação de desenhos de vistas múltiplas gerados por computador semelhante aos desenhos feitos por séculos em pranchetas. Atualmente, os programas CAD permitem a criação de peças em 3D gerando um banco de dados tridimensionais que, a partir dessas informações, podem gerar as vistas ortográficas convencionais 2D automaticamente (NORTON, 2004, p. 40).

Ao criar um banco de dados do modelo sólido 3D, há a vantagem de se calcular propriedades de massa. Com essas informações, a tarefa cansativa de definir informações como centro de gravidade, massa e momento de inércia se torna rápida, podendo ser calculadas instantaneamente, mesmo em modelos de peças mais complicados. Alguns sistemas CAD atuais têm a capacidade de geração malhas automaticamente e podem integrar programas de análise de elementos finitos. Essa combinação de ferramentas proporciona um meio extremamente poderoso para se obter projetos superiores cujas tensões são mais precisamente conhecidas do que seria possível utilizando técnicas de análises convencionais quando a geometria é complexa (NORTON, 2004, p. 40).

Existem diversos softwares CAD disponíveis no mercado, como por exemplo, o *ProEngineer* (*Parametric Technology Corporation*), *Unigraphics* (*Siemens PLM Software*), *AutoCAD* (*Autodesk*), *CATIA* e *SolidWorks* (ambos *Dassault Systèmes*).

Ainda segundo Norton (2004, p. 40), não se pode mais fazer engenharia sem utilizar o instrumento mais poderoso: o computador. Este permitiu que problemas de engenharia insolúveis durante séculos pudessem ser resolvidos em minutos em microcomputadores de baixo custo.

2.2.4 Solidworks

O Solidworks teve o início de seu desenvolvimento em 1993, e teve sua primeira versão lançada em 1995. Foi o primeiro CAD 3D acessível criado para a plataforma Windows e que não necessitava de hardwares e softwares caros e poderosos para operar. Em 1997, o Solidworks foi comprado pela Dassault Systèmes S.A.

Hoje o Solidworks oferece um conjunto de ferramentas completas para criação, simulação, edição, gerenciamento, entre outros. Desde que foi criado até atualmente, o software conta com um conceito que oferece facilidade em sua utilização, oferecendo comandos intuitivos e bem claros. Hoje em dia, o software tem quase 2 milhões de usuários, distribuídos em 80 países (SOLIDWORKS, 2012).

A versão utilizada neste trabalho foi o SolidWorks 2011.

2.2.5 MDSolid

O MDSolid é um software educacional para estudantes de engenharia mecânica e civil. Com ele é possível realizar as mais diversas análises referente à mecânica dos sólidos, como análise de treliças, torção e flexão em eixos, flambagem, análise pelo círculo de Mohr, entre outros (MDSOLID, 2012). A versão utilizada neste trabalho foi o MDSolid 3.5 (2009).

2.3 Elementos de Máquinas

2.3.1 Eixos

Os eixos são praticamente usados em todas as partes de máquinas rotativas para transmitir movimento de rotação e torque de uma posição a outra. O torque transmitido no

eixo provem, geralmente, de um acionamento como motor elétrico ou de combustão interna (NORTON, 2004, p. 477).

2.3.1.1 Forma e carga nos eixos

A forma mais comum de eixos são aqueles que tem degraus ou ressaltos (escalonamentos) ao longo do comprimento para que se possa acomodar elementos fixos como mancais, engrenagens e polias (figura 3). Os degraus são necessários para posicionar axialmente com precisão e criar diâmetros apropriados para alojar peças padronizadas, como por exemplo, rolamentos. Chavetas, anéis e pinos também são utilizados para segurar elementos a fim de transmitir o torque, para uma engrenagem por exemplo, ou para prender axialmente, como no caso dos rolamentos.



Figura 3: Exemplo de eixo com escalonamentos e chaveta

A carga em eixos são predominantemente de dois tipos: torção devido ao torque transmitido e flexão devido às cargas transversais. Além dessas, pode ocorrer carregamento axial, caso esteja na vertical ou com engrenagens com componente de força axial. A situação mais geral de carregamento em eixos é aquele com torque variado e momento variado (NORTON, 2004, p. 479).

2.3.1.2 Materiais para eixos

Usualmente são empregado aço para fabricação de eixos, por apresentarem elevado módulo de elasticidade (modulo de Young). A maioria dos eixos de máquinas são feitos com aço de baixo ou médio carbono, obtidos por laminação a frio ou a quente (NORTON, 2004, p. 480). Os aços de baixo e médio carbono mais utilizados na confecção de eixos são a sequencia ANSI 1020 a 1050 (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005, p. 885).

Os aços laminados a frio podem ser utilizados para diâmetros menores que 3 polegadas e, caso não precisem de acerto dimensional, podem ser deixados como saíram da laminação. Já os aços laminados a quente podem ser utilizados para tamanhos maiores que 3 polegadas e necessitam de usinagem para remoção da camada carbonizada externa (NORTON, 2004, p. 480).

2.3.1.3 Concentração de tensões

As concentrações de tensões são causadas pela descontinuidade geométrica ou contornos agudos, gerando tensões localizadas. Como os eixos em geral possuem escalonamentos, raios ou cantos agudos, ranhuras para anéis, chavetas – todos causadores de concentração de tensões – cada detalhe inserido no eixo deve ser levado em consideração e incluído nos cálculos de tensões de fadiga para eixos

Como forma de evitar concentração de tensões, sempre que possível, deve ser usados raios grandes, distribuindo melhor a tensão gerada no ponto. Um entalhe com contorno agudo pode levar a um escoamento localizado, causando uma trinca e sua posterior propagação, até que haja a fratura do material (NORTON, 2004, p. 479).

Para incluir a concentração de tensões no cálculo de fadiga, deve ser calculado o fator de concentração de tensão de fadiga K_f , utilizado a Equação 1.

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

Sendo q o fator de sensibilidade ao entalhe e K_t o fator de concentração de tensões teórico. O fator de sensibilidade ao entalhe q é tabelado e leva em consideração a ductilidade do material e o raio de arredondamento do entalhe, que mede o quão brusco é a descontinuidade. O fator de concentração de tensões teórico K_t é tabelado para diversos casos de descontinuidade geométrica, levando em conta o tipo de carregamento, o caso (sulco, escalonamento), os diâmetros envolvidos e o raio formado entre as partes (NORTON, 2004, p. 330).

2.3.1.4 Dimensionamento de eixos

Norton (2004, p. 483) estabelece inicialmente algumas considerações gerais para dimensionamento de eixos. Segue algumas considerações:

1. O comprimento do eixo deve ser mantido o menor possível e os trechos em balanços devem ser minimizados, para minimizar tensões e deflexões;

2. Um eixo em balanço (com apenas um apoio) pode gerar uma deflexão maior do que um mesmo eixo biapoiado. Assim, deve-se sempre que possível utilizar biapoio, a menos que seja restringido pelo projeto;
3. Deve-se tentar colocar concentradores de tensão longe das regiões de grandes momentos fletores, e aliviar os seus efeitos utilizando grandes raios e outros métodos para aliviar tensões;
4. No caso de se utilizar mancais não-auto-alinhantes, a inclinação do eixo nos mancais deve ser mantida menor que aproximadamente 0,04°;

Shigley (2005, p. 891) também faz algumas considerações importantes para o estudo preliminar do eixo projetado como por exemplo, para ter uma geometria mais clara do eixo durante o projeto, considere os elementos de transmissão de potencia, os ressaltos e os orifícios de cubo e adote decisões provisórias com relação à geometria dos ressaltos (diâmetros e comprimentos). Outra consideração do autor é que o projetista deve iniciar a análise empregando um material de eixo desejável que não venha necessitar de tratamento térmico, pois este pode aumentar a resistência, mas eleva o seu custo.

Sobre o dimensionamento de eixo, tanto Norton (2004, p. 484 - 486) quanto Shigley (2005, p. 875 - 883) relacionam uma norma realizada em conjunto pelas organizações ANSI (*American National Standards Institute*) e ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) publicada como B106.1M -1985 que padroniza o projeto de eixos.

Para o caso geral de carregamento em eixos, onde são compostos de flexão alternada e torção alternada, a ASME normatizou a Equação 2 para dimensionamento.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\left(k_f M_a\right)^2 + \frac{3}{4}\left(k_{fs} T_a\right)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\left(k_{fm} M_m\right)^2 + \frac{3}{4}\left(k_{fsm} T_m\right)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

Sendo N_f o fator de segurança, M_a e M_m momentos fletores, T_a e T_m os torques, S_f o limite de resistência à fadiga corrigido, S_{ut} a resistência ultima de tração do material, e os fatores de concentrações de tensão de fadiga k_f , k_{fs} , k_{fm} e k_{fsm} .

Porém há um subconjunto do caso geral (flexão variada e torção variada) que não apresenta o componente alternativo da tensão torcional, onde acaba sendo considerado um

caso de fadiga multiaxial simples, possuindo um carregamento constituído de flexão alternada e torção fixa. Para este caso, a ASME apresenta o procedimento da Equação 3 para o projeto de eixo.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

Sendo N_f o fator de segurança, M_a o momentos fletor, T_m o torque, S_f o limite de resistência à fadiga corrigido, S_y a resistência ao escoamento, e o fator de concentrações de tensão de fadiga k_f . Porém, Norton (2004, p. 485) ressalta que esta equação deve ser exclusivamente utilizada no caso previsto de flexão alternada e torção fixa, pois, caso for utilizada para uma torção variada, as considerações previstas em sua dedução não serão validas, levando a um resultado errado.

Este método utiliza uma relação entre a tensão alternante e tensão média, que é ajustada pelo limite de resistência à fadiga por flexão no eixo, e o limite de resistência à tração no eixo, que é substituída pela resistência de escoamento torcional usando a relação de von Mises (Norton, 2004, p. 484).

O limite de resistência à fadiga é usado para calcular a resistência para uma vida infinita para materiais que apresentam grandezas características, como o aço, ferro, alumínio e ligas de cobre. Para o calculo do limite de resistência à fadiga em aços, deve se fazer uma aproximação usual considerando que o limite de fadiga nunca exceda 50% a resistência máxima de tração (equação 4).

$$S_f' = 0,5S_{ut} \quad (4)$$

Como esta aproximação reflete às condições de ensaios e do corpo de prova em testes de laboratório, é necessário corrigir o valor para considerar, no resultado final, as diferenças físicas entre o corpo de prova e a peça real que está sendo projetada. Estas diferenças podem ser de temperatura e de meio ambiente, tamanho, acabamento e até o tipo de carregamento. Estes fatores fazem parte do conjunto de fatores de redução de resistência, que são multiplicados pela estimativa teórica para se obter o limite de resistência à fadiga corrigido para a aplicação em particular (equação 5).

$$S_f = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} S_f' \quad (5)$$

O fator de carregamento C_{carreg} , também chamado de “efeitos da solitação”, segue a orientação da Equação 6:

- Flexão: $C_{carreg} = 1,0$;
 - Força normal: $C_{carreg} = 0,7$;
- (6)

Para o fator de tamanho $C_{tamanho}$, chamado também de “efeito de tamanho”, corrige a diferença de tamanho entre o corpo de prova e a peça real, e segue o cálculo (equação 7).

- Diâmetro menor que 8 mm: $C_{tamanho} = 1,0$;
 - Para diâmetros de 8 mm a 250 mm: $C_{tamanho} = 1,189d^{0,097}$;
 - Diâmetro maior que 250 mm: $C_{tamanho} = 0,6$;
- (7)

Para o fator de superfície, também chamado de “efeito de superfície”, que trata do acabamento da peça real, em relação ao acabamento polido do corpo de prova, tem-se o gráfico da Figura 4.

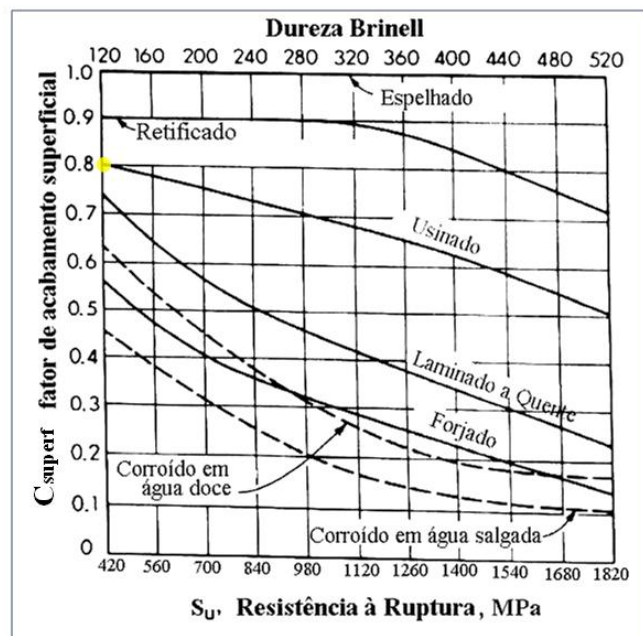


Figura 4: Gráfico dos fatores de superfície para diversos tipos de acabamento (Norton, 2004, p. 320)

O fator de temperatura somente é aplicado quando a peça real for projetada para trabalhar em temperaturas muito baixas ou muito altas (por volta de 350°C). Portanto, para peças que trabalham em temperaturas ambientes, o fator de temperatura $C_{temp} = 1$ (NORTON, 2004, pag. 317 – 323);

2.3.2 Anéis elásticos

O anel elástico é utilizado em eixos ou furos e tem como principais funções evitar o deslocamento axial de peças ou componentes e posicionar ou limitar o curso de uma peça ou conjunto deslizante sobre o eixo. É também conhecido como anel de retenção, de trava ou de segurança. São fabricados em aço mola e tem a forma de anel incompleto, que se aloja em um canal circular construído conforme normalização (TELECURSO 2000, p.80).

Para eixos, a normatização DIN 471 é muito utilizada para eixos entre 4 e 1000 mm, posicionado externamente (Figura 5).

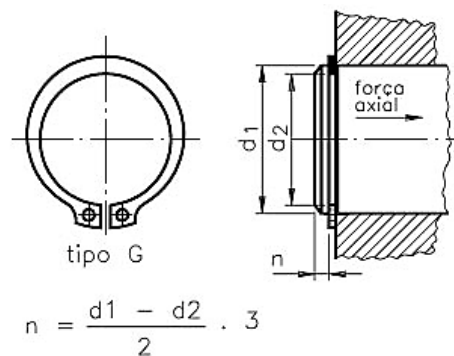


Figura 5: Anel elástico externo, norma DIN 417 (TELECURSO 2000, p.81).

Para furos, a norma DIN 472 normatiza os anéis para furos com diâmetros entre 9,5 a 1000 mm, trabalhando internamente (figura 6).

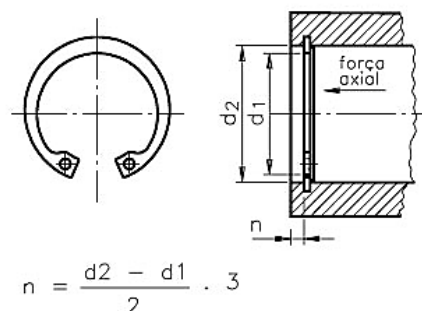


Figura 6: Anel elástico interno, norma DIN 472 (TELECURSO 2000, p.81).

2.3.3 Acoplamentos

Existe uma variedade enorme de acoplamentos para os mais diversos casos (figura 7), todos destinados a transmitir torque de um eixo a outro eixo ou a outro dispositivo na presença de vários tipos de desalinhamento.



Figura 7: Exemplo de modelos de acoplamentos

Alguns tipos de acoplamentos são utilizados para travar dois eixos não permitindo movimento relativo entre eles e permitem apenas ajuste axial (acoplamentos rígidos), outra grande variedade de modelos permitem a correção de desalinhamento axial, angular, paralelo e torcional (acoplamentos complacentes), que são selecionados a partir das informações de desalinhamento e torque transmitido (NORTON, 2004, p. 527 – 530).

2.3.3.1 Modelo Toolflex

Os acoplamentos tipo fole modelo Toolflex (figura 8), da fabricante KTR, podem ser utilizados para ajustes axiais, radiais e angulares e são fabricados em 11 tamanhos diferentes para transmitir torques de até 340 Nm.



Figura 8: Acoplamento tipo fole, modelo Toolflex, fabricante KTR

Estes acoplamentos são selecionados através de tabelas em seu catálogo, de acordo com o torque nominal, onde o torque suportado pelo modelo de acoplamento deve ser mais alto que o máximo torque transmitido pelo sistema. Em caso de sobrecarga, pode ocorrer a fratura do componente (KTR, 2012, p. 160).

2.3.4 Polias e correias sincronizadoras

Polias e correias sincronizadoras (ou dentada) são utilizadas quando há necessidade de transmissão de potência sincronizada (figura 9). A sincronia se dá pelos dentes existentes tanto na polia quanto na correia, que não permitem escorregamento (SHYGLE; MISCHKE, 1996, p. 1049).



Figura 9: Sistema com correia e polia sincronizadora

O dimensionamento da correia depende de fatores como o tipo de trabalho, a potência transmitida, fatores de serviço, entre outros.

Conforme Shigley e Mischke (1996, p. 1053), os passos são divididos em:

- XL : Passo 1/5" - serviços extra leves;
- L : Passo 3/8" - serviços leves;
- H : Passo 1/2" - serviços pesados;
- XH: Passo 7/8" - serviços extra pesados;
- XXH: Passo 1.1/4" - serviços duplamente extra pesados;

2.3.4.1 Dimensionamento de transmissão sincronizada

Conforme catalogo Goodyear (ATI BRASIL, 2012), para que se possa determinar o passo apropriado para a aplicação, é necessário o cálculo da Equação 8 para potência de projeto P_d (kW).

$$P_d = P_r \cdot C_0 \quad (8)$$

Onde P_r é a potência nominal de transmissão (kW) e C_0 o fator de serviço total, onde este ultimo, é calculado a partir de outros fatores, como na Equação 9.

$$C_0 = C_1 + C_2 + C_3 \quad (9)$$

Sendo C_1 o fator de esforço, C_2 fator multiplicador e C_3 fator de desgaste.

Estes fatores são encontrados nas tabelas do Anexo 1. O fator C_1 é encontrado na Tabela A1, onde deve ser consultado o tipo de trabalho mais próximo possível. O fator C_2 é encontrado na Tabela A2, e deve ser inserido no calculo apenas quando o fator de transmissão RT for superior a 1,24. O fator de desgaste C_3 considera a duração de operações diárias, relacionadas na Tabela A3.

Para que se possa calcular a relação de transmissão RT (tabela A2 – anexo A), deve-se utilizar a seguinte relação descrita na Equação 10.

$$RT = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} = \frac{z_2}{z_1} \quad (10)$$

Onde n_1 e n_2 são, respectivamente, a velocidade da polia motora e polia movida (rpm), D o diâmetro primitivo da polia maior (mm), d o diâmetro da polia menor (mm), z_1 e z_2 , respectivamente, número de dentes polia motora e polia movida.

Após realizar o cálculo da potência de projeto P_d , deve-se utilizar o gráfico da Figura A7 (anexo A), para determinar o passo ideal para a aplicação. A tabela relaciona o rpm da polia menor e a potência de projeto calculada.

A Tabela A4 (anexo A) estabelece os diâmetros primitivos mínimos das polias sincronizadoras e seus códigos correspondentes, levando em consideração o passo e a rotação de trabalho. As medidas das polias são padronizadas e tabeladas e há inúmeras opções, portanto, para mais informações, o catálogo deve ser consultado.

Para a determinação da largura da correia sincronizadora, deve-se calcular o número de dentes em contato com a polia menor, utilizando a Equação 11, para então relacionar através da Tabela A5 (anexo A) o fator de correção de largura F , para enfim utilizá-lo na Equação 12, a qual fornece o fator de largura W_f .

$$Dc = \left(0,5 - \frac{D-d}{6C} \right) \cdot Ng \quad (11)$$

Sendo Dc o número de dentes em contato com a polia menor, D e d respectivamente diâmetro polia maior e menor (mm), C a distância entre eixos (mm - intoreixo) e Ng o número de dentes da polia menor.

$$W_f = \frac{P_d}{P_b \cdot F} \quad (12)$$

Sendo W_f o fator de largura, P_d potência de projeto calculada na Equação 8, P_b a potência base transmissível pela correia, encontrado na Tabela A7 (anexo A) para passos tipo L. A área cinza claro da tabela representa situações onde há leve redução da vida útil da correia e a parte cinza escura indica a necessidade de polia em aço. Esta tabela relaciona o número de dentes da polia menor e a velocidade em rpm. Para velocidades e dentes não apresentados na tabela, o fabricante recomenda fazer a interpolação entre os valores mais próximos.

Uma vez calculado o fator de largura através de Equação 12, deve-se relacionar o valor obtido à uma largura correspondente da correia sincronizadora, por meio da tabela mostrada na Tabela A8 (anexo A).

Ao fim dos cálculos sugeridos pela Goodyear (ATI BRASIL, 2012), tem-se definido a potência do projeto de transmissão (P_d), o passo, o diâmetro primitivo mínimo recomendado para polia e, por fim, a largura da correia sincronizadora.

2.3.4.2 Correia sincronizadora de duplo dente

Para aplicações onde há a necessidades de inverter a rotações entre uma ou mais polias utilizando uma única correia, existe a correia sincronizadora de duplo dente, mostrado na Figura 10.



Figura 10: Correia sincronizadora de duplo dente (ATI BRASIL, 2012)

Neste modelo de correia, os dentes internos e externos são idênticos tanto dimensionalmente quanto no passo, que funcionam com polias de série normal. A utilização deste tipo de correia sincronizadora em sistemas de transmissão com necessidade de inversão de rotação, proporciona algumas vantagens (ATI BRASIL, 2012):

- Potência transmitida de modo uniforme;
- Rendimento elevado;
- Rotação oposta e idêntica;
- Todas as funções realizadas por uma única correia;
- Sincronização perfeita;
- Baixo ruído;
- Não necessita de lubrificação;

2.3.4.3 Recomendações práticas

Relativo à montagem e utilização de correias sincronizadoras, Shigley e Mischke (1996, p. 1056-1057) apresentam algumas recomendações para prolongar a vida útil da correia e sistema de transmissão:

- No início do uso, a correia deve ser pré-tensionada apenas o suficiente para não pule os dentes da polia. Uma tensão inicial elevada tende a reduzir a vida útil da correia e, em alguns casos, a altos ruídos;
- Para prevenir o desgaste lateral da correia e ruídos, causados pelo contato da correia com a flange da polia, eixos e polias devem ser alinhados com extremo cuidado;

2.3.4.4 Esforços de transmissão

Durante a transmissão de potência em um sistema de correias, são gerados os esforços de transmissão, como pode ser visto na Figura 11, sendo estes necessários para cálculo de eixo.

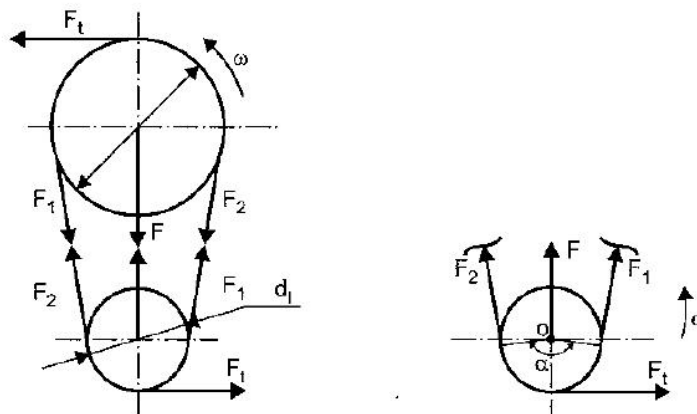


Figura 11: Esforços de transmissão por polia e correia (MELCONIAN, 2000, p. 75)

A força de acionamento, do motor, é chamada de força motriz F_1 . Porém, como todo tipo de transmissão, há perdas, sendo esta a força resistiva F_2 , uma força que irá se opor ao movimento. Somando vetorialmente as forças F_1 e F_2 , é encontrado a força tangencial F_t , que é na realidade, a força resultante responsável pelo movimento (MELCONIAN, 2000, p. 75).

Para que se possa calcular a força resultante F , que flete o eixo, é necessário primeiramente calcular o torque na polia (equação 13) e a força tangencial (equação 14).

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (13)$$

Sendo M_t o torque na polia (Nm), P a potência do motor ou acionamento (kW), ω a frequência angular da polia (rad/seg), e n a rotação da polia (rpm).

$$F_t = \frac{M_t}{r} = \frac{2 \cdot M_t}{d} \quad (14)$$

Sendo F_t a força tangencial (N), M_t o torque na polia (Nm), r e d , respectivamente, o raio e o diâmetro primitivo da polia (m).

Norton (2004, p. 488), apresenta uma relação entre as forças F_1 e F_2 (equação 15) e a relação entre a força tangencial F_t e a força resultante F (equação 16).

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \quad (15)$$

$$F = 1,5 \cdot F_t \quad (16)$$

Nestas relações, tanto F_t quanto F estão em Nm.

Melconian (2000, p. 68) sugere o cálculo da força resultante F pela soma vetorial entre F_1 e F_2 , como mostrado na Equação 17.

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot |\cos \alpha|} \quad (17)$$

Sendo α o ângulo formado entre as duas perpendiculares das correias, conforme Figura 11.

A relação apresentada por Norton (2004, p. 488) na Equação 16, equivale a soma vetorial mostrada por Melconian (2000, p. 68) na Equação 17, considerando o ângulo $\alpha = 180^\circ$. Isso significa que, quando as correias estão paralelas, ou seja, o fator de transmissão é igual a 1, tem-se a pior situação, pois é quando há a maior força fletora resultante no eixo, por conta dessa transmissão.

Após o cálculo da força fletora resultante no eixo, segundo a NSK (1994, p. A28), deve-se considerar a força de tensionamento da correia sincronizadora (dentada), através da Equação 18.

$$F_{total} = f_b \cdot F \quad (18)$$

O coeficiente f_b deve ser obtido na Tabela 2, para correia dentada.

Tabela 2: Tabela com valores para coeficiente de tensionamento de correias f_b (NSK, 1994, p. A28)

Tipo de correia	f_b
Correia dentada	1,3 - 2,0
Correia V	2,0 - 2,5
Correia plana com polia tensora	2,5 - 3,0
Correia plana	4,0 - 5,0

2.3.5 Rolamentos

Os rolamentos, também chamados de mancais de rolamentos, são constituídos basicamente por anéis, corpos rolantes e gaiola. Em função da intensidade de carga ou aplicação, podem ser separados em rolamentos de esfera e de rolos (NSK, 1994, p. A7).

Tantos rolamentos de esferas quanto de rolos podem ser classificados em três tipos básicos:

- Rolamento radial: suporta cargas radiais de intensidade média e carga axial leve simultaneamente, sendo também recomendado para altas rotações. É um rolamento versátil e de custo reduzido, e sendo assim, é amplamente utilizado (MELCONIAN, 2004, p. 176);
- Rolamento axial: suporta cargas axiais em um único sentido. Por ser desmontável, não suporta carga radial (MELCONIAN, 2004, p. 177);
- Rolamento de contato angular: suporta cargas axiais maiores em um único sentido, bem como cargas radiais (NORTON, 2004, p.572). Por suportar maior carga axial em um sentido, dependendo da aplicação, é montado contraposto a outro rolamento que suporta carga no sentido contrário. Não são desmontáveis e é frequentemente utilizado em fusos de máquinas-ferramentas (MELCONIAN, 2004, p. 176);

Em geral, os rolamentos de esferas são mais baratos para cargas mais leves e tamanhos menores. Já os rolamentos podem suportar cargas estáticas e dinâmicas (choque) por causa de

sua linha de contato e são mais baratos para tamanhos maiores e cargas maiores (NORTON, 2004, p. 573).

Segundo a NSK (1994, p. A7), existem diversas vantagens em se aplicar rolamentos (mancais de rolamentos), quando comparados com mancais deslizantes:

- O atrito de partida e a diferença de atrito dinâmico são pequenos;
- Com a padronização mundial métrica, os rolamentos são intercambiáveis e podem ser substituídos facilmente;
- Possibilitam a simplificação do sistema mecânico, facilitando a manutenção e inspeção;
- Em geral, podem apoiar simultaneamente cargas radiais e axiais;
- Podem ser utilizados em altas e baixas temperaturas;

Os rolamentos, de uma forma geral, são selecionados através de catálogos do fabricante, contendo informações sobre carga estática e dinâmica, velocidades máximas e vida especificada para a aplicação em particular.

Melconian (2004, p. 202) observa que na carga estática, o rolamento encontra-se parado ou oscila lentamente, com velocidade inferior a 10 rpm. Na carga dinâmica, o rolamento se movimenta com velocidade superior a 10 rpm.

2.3.5.1 Rolamentos fixos de uma carreira de esferas

Conforme a NSK (1994, p. A10), os rolamentos fixos de uma carreira de esfera (figura 12) é o tipo mais representativo entre todos os tipos de rolamentos, e atendem um extenso campo de aplicações.



Figura 12: Rolamento fixo de uma carreira de esfera

Estes rolamentos permitem aplicação de carga radial e apoio de carga axial em ambos os sentidos. O torque de atrito é baixo, sendo indicado para aplicações que requerem baixo ruído e vibração, e alta velocidade de rotação.

Neste tipo de rolamento, além do tipo aberto, como mostrado na Figura 12, existem os blindados com placas de aço, vedados com proteção de borracha, e os com anel de retenção do anel externo (NSK, 1994, p. A10).

Este modelo de rolamento é padronizado pela norma DIN 625 (MELCONIAN, 2004, p. 192), e são fabricados em aço AISI 5210 e endurecidos a um alto grau, inteiramente ou somente na superfície (NORTON, 2004, p. 571).

2.3.6 Acionamentos

2.3.6.1 Motor assíncrono trifásico

O motor elétrico é uma máquina destinada a transformar energia elétrica em energia mecânica. O motor a indução é o mais utilizado de todos os tipos de motores, pois possui diversas vantagens, dentre elas, o seu baixo custo, construção simples, grande versatilidade de adaptação às cargas dos mais diversos tipos e possui os melhores rendimentos (WEG, 2006, p. D3).

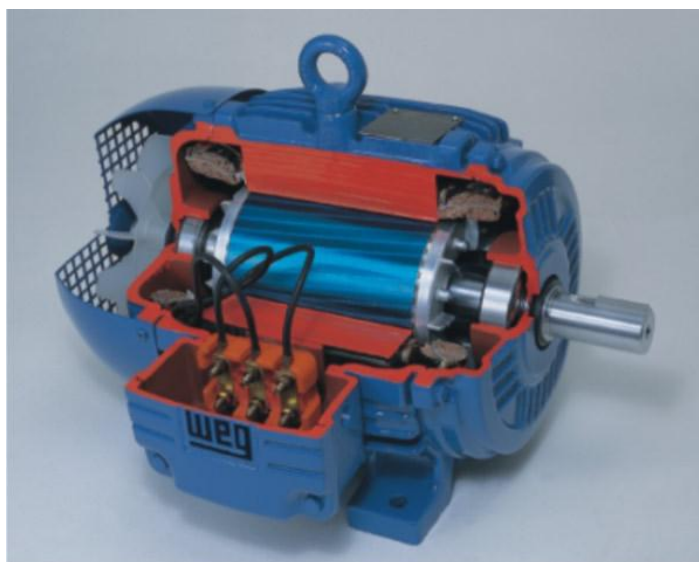


Figura 13: Motor WEG em corte

Os motores de indução trifásicos (figura 13) são composto fundamentalmente de duas partes: a parte fixa que é o estator, e a parte móvel, rotor. Entre os componentes do estator, há

o enrolamento trifásico, que são o conjunto de três bobinas, uma para cada fase. O rotor é basicamente o eixo do motor. Quando uma corrente elétrica percorre a bobina, é criado um campo magnético giratório, e esta, por sua vez, produz torque no rotor (WEG, 2006, p. D9).

2.3.6.2 Motoredutor

A principal função de um motoredutor é reduzir a velocidade de entrada (do motor), aumentando o torque. Um motoredutor é o conjunto motor (como acionamento) e redutor de velocidade. Existem diversos tipos de redutores, com vantagens e desvantagens, de acordo com sua aplicação. Os principais tipos são:

- Redutor com coroa e rosca sem fim: simples, baixo custo, redução elevadas em um único estágio, facilidade de manutenção, baixo rendimento, baixa capacidade térmica, baixa relação entre torque transmitido/peso;
- Redutor de engrenagens helicoidais: relativa simplicidade, médio custo, baixas reduções para transmitir altas potências, facilidade de manutenção, alto rendimento, alta durabilidade, boa capacidade térmica, peso elevado para grandes reduções com alto torque;
- Redutores planetários: alta capacidade de torque, ótima relação entre torque transmitido/peso, alto custo, baixa capacidade térmica, média facilidade de manutenção.

Para a seleção do redutor deve-se levar em consideração algumas características como potência consumida e instalada, torque, fator de serviço, rendimento do redutor, verificação da capacidade de carga radial e axial. Deve ainda ser levantadas informações a respeito dos equipamentos acionadores (motor) e acionado (máquina), tipo de acoplamento na entrada e saída, a montagem mais adequada, elementos de transmissão entre outros (CESTARI, 2005).

2.3.6.2.1 Redutor com coroa e rosca sem fim

Os redutores com coroa e rosca sem fim (figura 14) são compostos basicamente de eixo de entrada, carcaça, conjunto de engrenagem e eixo de saída. Geralmente, no eixo de entrada é acoplado os acionadores e os acionados, no eixo de saída.



Figura 14: Redutor com coroa e rosca sem fim

Em um redutor de rosca sem fim, o torque do motor é transmitido através de estágio helicoidal pela entrada helicoidal para o par sem fim (ou coroa) (NORD, 2003, p.2). As engrenagens que compõe o redutor (figura 14) têm a vantagem de possuir relações de transmissão elevadas em um pequeno redutor. Outra vantagem é que redutores com este tipo de engrenagem não permitem que o eixo de saída mova o eixo de entrada (NORTON, 2004, p. 677).

2.3.6.2.2 Dimensionamento e seleção de um motoredutor

A seleção do motoredutor é realizada através do catalogo do fabricante, que oferece em suas tabelas informações como potência nominal do motor, numero de rotações de saída do redutor, torque de saída, fator de serviço, entre outros.

Para a seleção é necessário o cálculo do fator de serviço do motoredutor, levando em consideração impactos, partidas frequentes, funcionamento intermitente, temperatura, entre outros. Com o valor do fator de serviço mínimo f_{Bmin} calculado, é possível selecionar um redutor com um fator de serviço f_B igual ou superior ao fator de serviço mínimo f_{Bmin} (NORD, 2003, pag.12). O cálculo segue como na Equação 19.

$$f_{Bmin} = f_{B0} \cdot f_{B1} \cdot f_{B2} \quad (19)$$

O fator de serviço f_{B0} considera o tipo de carga. As cargas podem ser A (leve), B (média) ou C (pesada). O fator de serviço f_{B1} considera diferentes temperaturas ambientais e o fator f_{B2} considera o funcionamento intermitente. São informados no Anexo B, respectivamente, através dos gráficos das Figuras B1, B2 e B3.

O fabricante NORD (2006, p.12) observa que as tabelas são baseadas utilizando como acionamento um motor trifásico assíncrono, normatizado e com 4 pólos.

Com o valor do fator de serviço f_{Bmin} calculado, pode-se selecionar no catálogo o redutor que atenda à redução pretendida e ao fator de serviço mínimo.

2.3.6.3 Servomotor

Os servomotores são motores síncronos que são compostos, assim como motores assíncronos trifásicos, por parte fixa (estator) e parte móvel (rotor). Um servomotor, como mostrado na Figura 15, tem em seu estator, 6 polos de alimentação trifásica, ímãs permanentes, de terras-raras, que são dispostos linearmente sobre a face do rotor e um sensor analógico chamado *resolver* para realimentação de posicionamento. (OTTOBONI, 2002, p. 7).

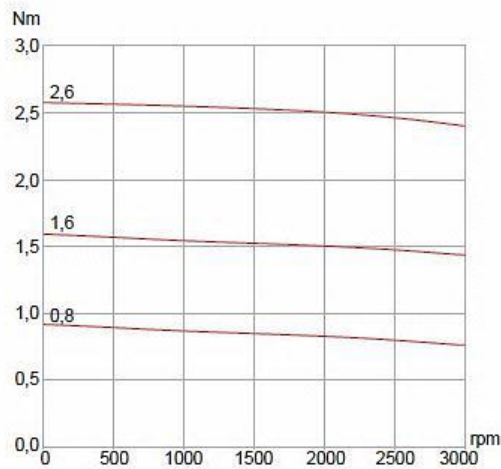


Figura 15: Servomotor

O bobinamento do estator é especial para proporcionar alta dinâmica ao motor, e por esse motivo, mesmo sendo trifásico, o motor não pode ser ligado à rede trifásica convencional, pois o fluxo eletromagnético é totalmente diferente do proporcionado pela rede. Dessa forma, é necessário a utilização de um servoconversor. O conjunto de servomotor e servoconversor é chamado de servoacionamento. (OTTOBONI, 2002, p. 8 - 9)

As principais características de um servomotor (servoacionamento) são a sua precisão de posicionamento, capacidade de controlar a rotação, além do torque constante, como pode ser visto no gráficos da Figura 16.

Servomotores SWA 40-...-30



Servomotores SWA 40-...-60

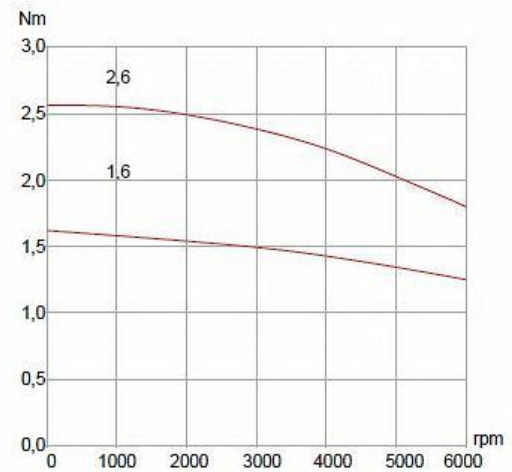


Figura 16: Gráficos da relação Torque x Rotação de servomotores (WEG, 2012, p. 15)

Ottoboni (2002, p. 8), destaca que os sistemas de servo acionamentos são muito utilizados em processos *Retrofitting* (modernização) de equipamentos antigos e mais lentos como uma alternativa ao investimento de equipamentos novos e caros. Como exemplo de aplicações, a WEG (2012, p. 2) cita máquinas de embalagens, dosadoras, empacotadeiras, mesas giratórias, alimentadores de prensas, bobinadeiras, mesas de oxicorte/plasma, sistemas de coordenadas e sistemas de sincronismo.

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

3.1 Considerações e definição da concepção do equipamento

3.1.1 Processo de produção atual

Como foi introduzido no início do trabalho, a empresa realiza a montagem manual do sugador em uma segunda unidade, gerando o seguinte esquema de produção:

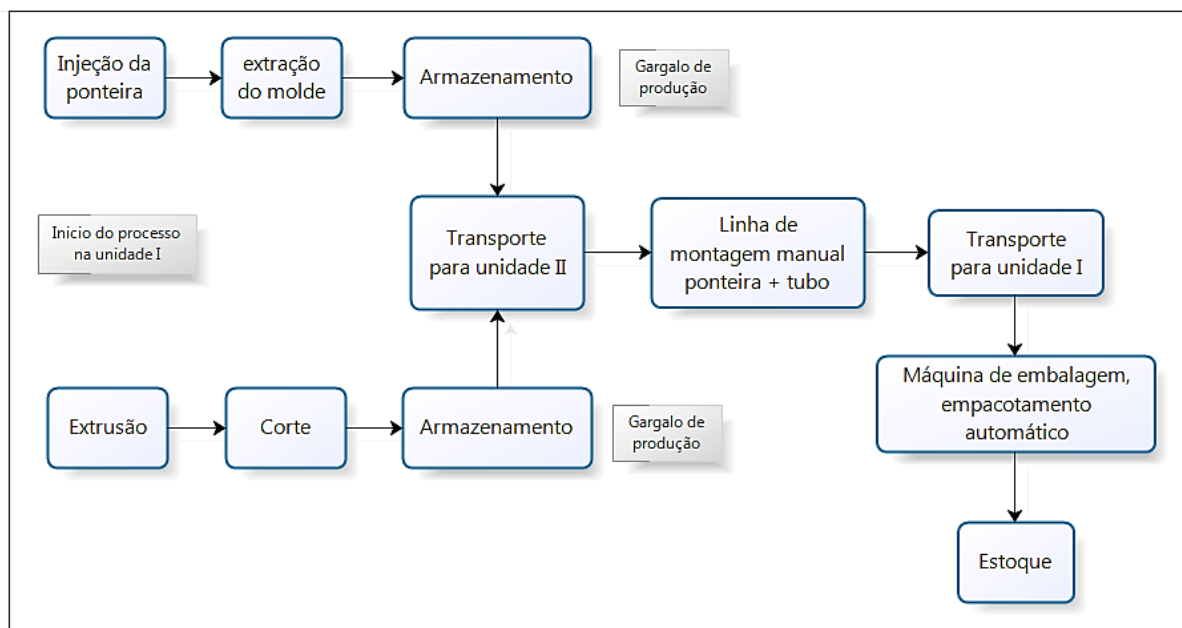


Figura 17: Processo de fabricação atual de sugadores descartáveis: linha de montagem manual

O gargalo de produção pode ser observado nas duas etapas de armazenamento de peças produzidas (figura 17). Estas peças esperam o transporte para a segunda unidade da empresa, onde se inicia o processo de montagem manual por um grande número de pessoas. Após a montagem, novamente retornam à primeira unidade para enfim serem embaladas e destinadas à estocagem ou distribuição a fornecedores.

3.1.2 Determinação da concepção do equipamento

Norton (2004, p. 39) diz que o projetista, na definição da primeira concepção ou idealização de um equipamento, deve se sentir livre para fazer uma estimativa inicial de configuração e pressupor condições limitantes ao projeto. Porém, frisa a importância de se

realizar uma pesquisa de suporte para procurar por possíveis soluções disponíveis no mercado ou como problemas semelhantes foram resolvidos anteriormente, pois não há sentido em querer reinventar a roda (NORTON, 1999, p.9).

Dessa forma, foi realizada uma pesquisa sobre o processo de produção e montagem dos sugadores descartáveis e seus equipamentos. A pesquisa foi realizada com o fabricante em questão neste trabalho e através da internet. Com o levantamento foi possível concluir que:

- A fabricação do tubo e da ponteira são realizados por extrusão e injeção, utilizando equipamentos em comum para diversas aplicações com plástico e PVC;
- Não há no Brasil equipamentos destinados ao processo de montagem desse tipo de produto;
- Há diversos fabricantes de sugadores pelo mundo (Itália, China, Canadá, outros) e, se não forem montados manualmente, não há informações de como são montados e se têm equipamentos para tal função;
- Há diversos fabricantes, em outros países, de extrusoras destinadas para este tipo de tubo, mas não há equipamentos de montagem das duas partes;

Como não há equipamentos destinados para o fim, foi observado a produção e montagem de produtos semelhantes, como lápis com borracha, cotonetes e outros (DISCOVERY, 2008). Além destes, foi observado os movimentos executados pelo montador, na fábrica, ao encaixar as partes do sugador. O operador, com uma das mãos, mergulha uma das pontas do tubo no recipiente com metiletilcetona. Com a outra mão, encosta a borda da ponteira na ponta tubo e força o encaixe, transcrevendo um movimento circular, como mostrado na Figura 18.



Figura 18: Movimento da montagem manual

A partir desta ideia de montagem, transcrevendo um movimento circular, foi elaborado um croqui do equipamento, demonstrado na Figura 19.

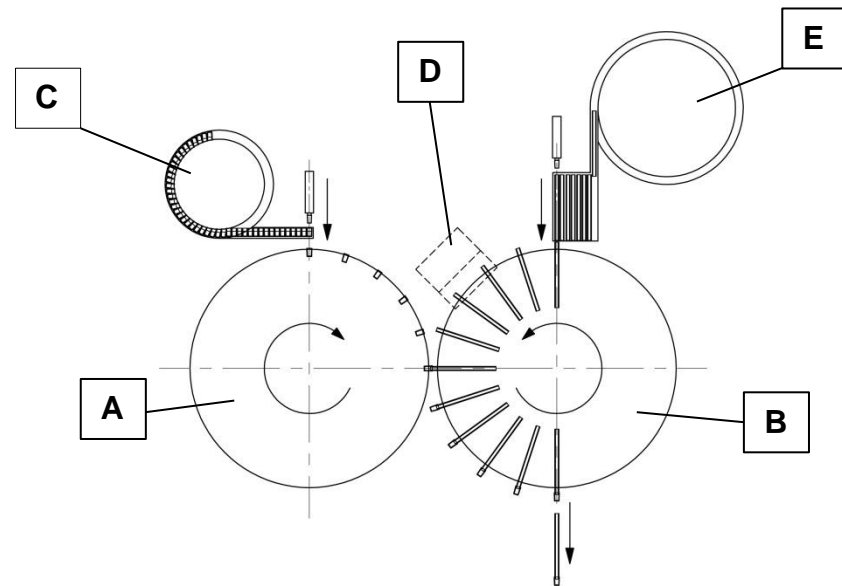


Figura 19: Vista superior do croqui da concepção do equipamento

Sendo:

- A. Disco de sujeição e montagem de ponteiros;
- B. Disco de sujeição e montagem de tubos;
- C. Alimentador e transferência de ponteiros;
- D. Aplicador de metiletilcetona;
- E. Alimentador e transferência de tubos;

Os discos podem ser compostos de suportes para encaixar as ponteiros e os tubos, para então realizar a montagem no centro de encontro das duas partes. Os alimentadores podem ser vibratórios e necessitam de estudo à parte sobre a forma de transferência das peças entre o alimentador e o disco. Outro caso de estudo particular é a aplicação de metiletilcetona, que será aplicado no tubo num momento anterior ao seu encaixe com a ponteira.

3.1.3 Teste da concepção

Antes de selecionar o esquema apresentado no croqui (figura 19), foi necessário um teste prático, para observar quão bem o modelo poderia funcionar. Para isso, foi montado um aparato mecânico que simulasse o dois discos e o ponto de encontro das duas partes.

O aparato consistia em duas barras cantoneiras, articuladas, contendo os suportes do tubo e ponteira, fixos em um tubo quadrado, de modo a articularem simulando um movimento

circular (figura 20). Depois de encaixado o tubo em uma barra e a ponteira na outra, as barras foram movidas manualmente de maneira mais sincronizada possível.

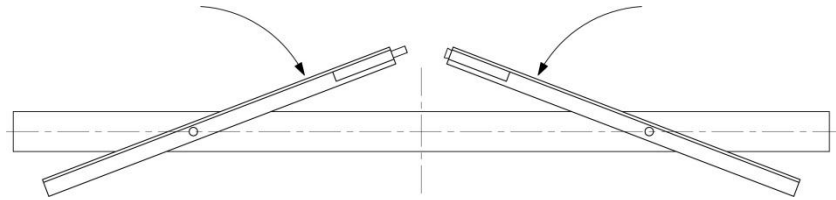


Figura 20: Aparato para teste de montagem por movimento circular

Este teste demonstrou que o sistema é válido, pois conseguiu montar com precisão o tubo e a ponteira.

Anteriormente, foram testados os sistemas de montagens sugeridos pela montagem de lápis com borracha e a montagem de cotonetes, que indicavam a montagem reta das peças (DISCOVERY, 2008).



Figura 21: Falhas em testes com montagens reta

Com estes testes, verificou-se que as peças não eram bem montadas ou não encaixavam (figura 21), por conta das rebarbas presentes no tubo (devido ao corte após a extrusão) e a curvatura acentuada do tubo, resultado da “memória” do arame, que vêm em bobinas.

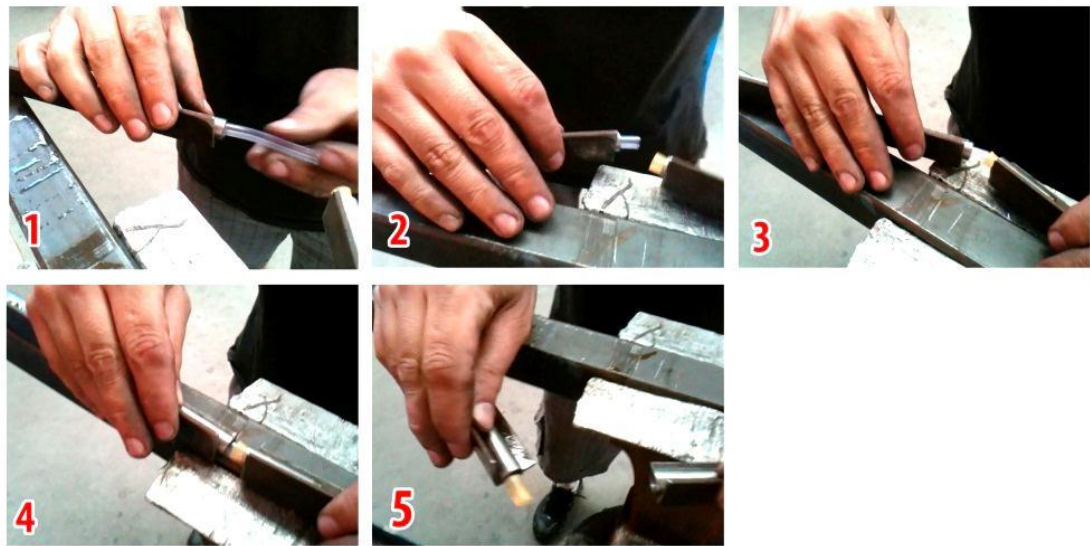


Figura 22: Dispositivo e teste de movimento circular

Como pode ser observado na Figura 22, as peças se encaixam com relativa precisão. O encaixe da ponteira com o tubo é firme e proporciona uma extração facilitada. Este modelo de montagem atendeu peças que falharam em testes anteriores, onde o tubo apresentava rebarbas e curvatura elevada. No modelo de montagem apresentado na Figura 20 e 22, o tubo é direcionado para o centro conforme as partes entram em contato, e apenas não atende casos extremos de rebarbas e curvatura.

Estes defeitos de processo nos tubos estão sendo estudados e minimizados pelos fabricantes, e que não será abordado por este trabalho.

3.1.4 Cálculos iniciais

3.1.4.1 Dimensional dos discos e suportes

O estudo do sistema partiu do princípio de que o equipamento deveria montar 2 peças por segundo e ocupar pouco espaço, para a partir de então, definir os diâmetros dos discos, a quantidade de suportes fixados nele e, por fim, a rotação e torque necessário para o processo de montagem.

De início, foi considerado, para os discos, que uma baixa velocidade angular poderia facilitar e garantir maior precisão do sistema de transferência do tubo e ponteira de seus respectivos alimentadores para os suportes. Sendo assim, o disco deveria comportar um número razoável de suportes para produzir 2 peças por segundo com velocidade angular relativamente baixa.

Foram calculados diversos diâmetros, quantidades de suportes e rotações, seguindo a configuração mostrada no croqui da Figura 23.

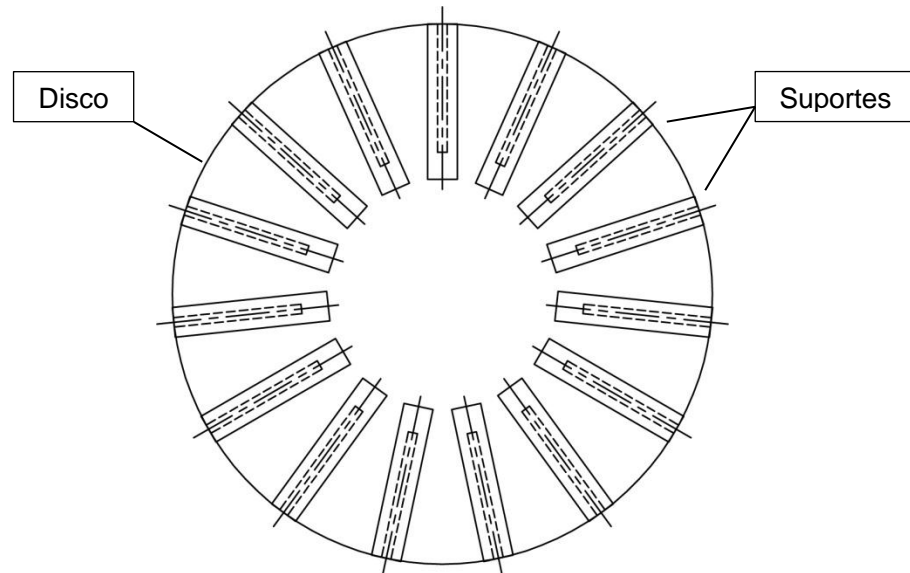


Figura 23: Configuração do disco e suportes (tubo)

Foi estimado a configuração do disco tendo base o tamanho dos suportes dos tubos pois eles possuem um dimensional maior do que o possível suporte para ponteiros. Assim, as dimensões do suporte de tubos foram estimadas como mostrado na Figura 24.

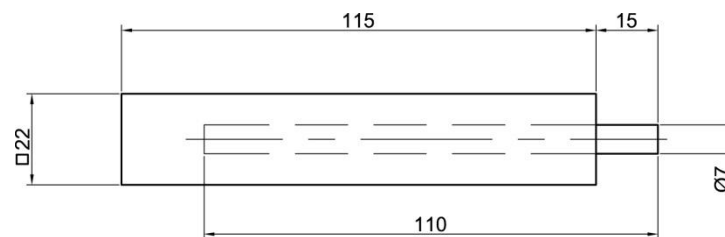


Figura 24: Dimensões estimadas do suporte do tubo

Durante o cálculo e sugestão de discos e suportes, foi encontrado alguns valores conforme mostrados na Tabela 3.

Tabela 3: Tabela para diâmetros, suportes e velocidades

	Diâmetro (mm)	Nº de Suportes	Velocidade angular (rad/seg)	RPM
A	400	8	1,57	15
B	400	20	0,63	6
C	500	30	0,42	4

Conforme a Tabela 3 na linha B, um diâmetro de 400 mm poderia reduzir espaço, mas não comportaria mais do que 20 suportes, com dimensões estimadas na Figura 24, espaçados uniformemente, necessitando de 6 rpm para montar 2 peças por segundo. Por este motivo, foi adotado o esquema apresentado na linha C da tabela, onde o disco possui um diâmetro maior, porém comporta mais suportes e necessita de rotação ligeiramente menor.

3.1.4.2 Calculo do torque

Para que se pudesse calcular o torque nos discos, foi preciso levantar a força mínima necessária para o encaixe das peças. Neste sistema de discos, durante o encaixe, o tubo penetra na ponteira gradualmente, por conta do ângulo formado entre as peças no momento do encaixe. Porém, não foi encontrado maneira para que pudesse ser medida a força para o encaixe gradual. Assim, foi calculada a força para um encaixe reto, como mostrado na Figura 25.

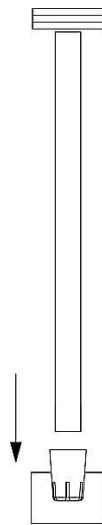


Figura 25: Teste de força para montagem

O teste para calcular a força consistiu em fixar a ponteira em um suporte, com sua abertura para cima, e então posicionar o tubo na borda de encaixe, na vertical. Assim, aos poucos adicionado peso ao tubo, até que houvesse o encaixe, que se deu por volta de 400 gramas de força, ou 4 N, conferido com o auxílio de balança eletrônica. Como o tubo é extremamente leve, seu peso foi desconsiderado.

Para, então, calcular o torque mínimo necessário para a montagem, foi utilizada a Equação 20.

$$M_T = F_T \cdot r \quad (20)$$

Sendo M_T o momento torçor ou torque, F_T a força tangencial e r o raio disco. Para efeito de calculo, a força tangencial foi considerada a força de montagem, supondo assim, que o disco tenha uma força resistiva ao movimento de 4 N. Entretanto, a montagem realizada por este movimento circular pode necessitar de uma força menor, pois a área de contato e atrito com rebarbas são menores, devido ao encaixe gradativo.

Adotando F_T como 4 N e r como 275 mm (soma do raio do disco e da ponta do tubo), chegou-se ao momento torçor M_T de 1,1 Nm .

3.1.5 Croqui de transmissão e eixo

Para a transmissão por correia sincronizadora, necessitando rotações inversas nos discos, foi feito o croqui da Figura 26, para mostrar o posicionamento das polias.

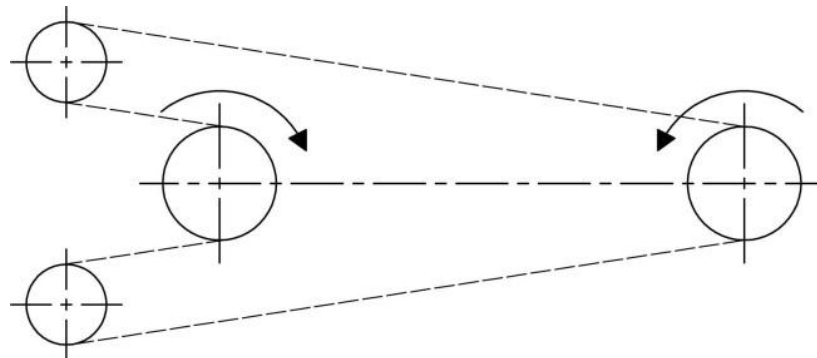


Figura 26: Croqui, vista superior do sistema de transmissão

Para auxiliar a definir a forma do eixo e elementos, foi feito o croqui da Figura 27. Com o croqui, pode-se supor medidas e auxiliar no desenvolvimento do eixo e elementos.

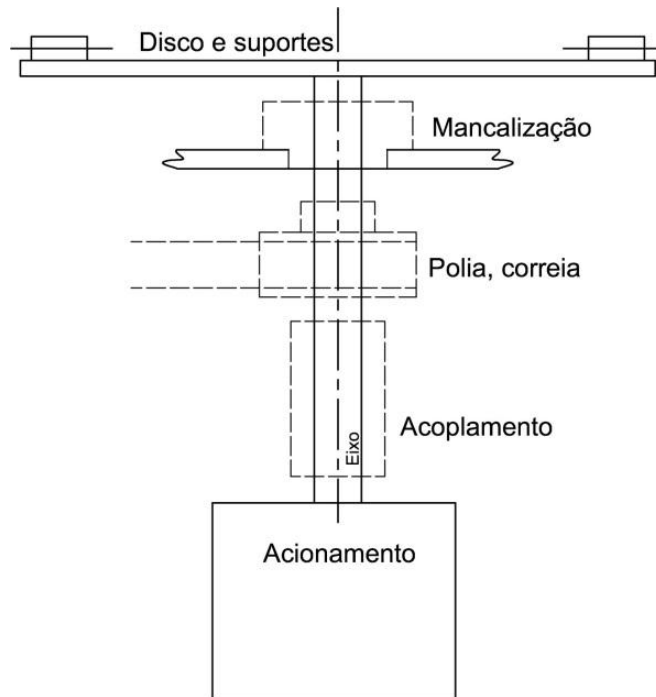


Figura 27: Croqui, vista lateral do sistema de eixo vertical

3.2 Seleção de acionamento e cálculo do eixo

3.2.1 Motoredutor e dimensionamento

Como o sistema necessita de baixa rotação (4 rpm), não é possível utilizar apenas um motor de indução trifásico, pois suas rotações são altas. Por exemplo, um motor trifásico 4 pólos produz, em média, 1720 rpm.

Dessa forma se fez necessário o uso de um motoredutor, que, como visto anteriormente, tem a função de reduzir a velocidade.

Motoredutores são amplamente utilizados em todos os ramos da indústria, e são muito comuns no mercado, oferecendo diversos modelos e marcas, de tal modo que é tido como primeira escolha em casos onde é necessário a redução de velocidade.

Neste caso, foi utilizado motoredutores da marca NORD, calculando e selecionando o modelo adequado através das recomendações constantes em seu catálogo, revisado anteriormente. Além dos dados de rotação e torque, para selecionar o motoredutor foi necessário o cálculo do fator mínimo de serviço, conforme Equação 19:

Analisando, no Anexo B, os gráficos das Figuras B1, B2 e B3, temos:

$$f_{B0} = 1,3 \text{ (trabalho de 16 horas diárias – 2 turnos)}$$

$$f_{B1} = 1,05 \text{ (temperatura média } 30^\circ \text{ C)}$$

$$f_{B2} = 0,8 \text{ (carga máxima em 70% do tempo de operação)}$$

Portanto:

$$f_{Bmin} = 1,3 \cdot 1,05 \cdot 0,8 \rightarrow f_{Bmin} = 1,1$$

No catálogo do fabricante foi selecionado o menor motoredutor que atenda a rotação e o fator mínimo de serviço. O motoredutor selecionado pela Tabela B4 (anexo B) tem um motor de acionamento com 0,12 kW de potência (0,16 cv), dois estágios de redução, com velocidade de saída de 4,5 rpm, torque de 93 Nm, fator de serviço de 1,6 e um total de redução de velocidade 1:375.

3.2.2 Dimensionamento do sistema de transmissão

Com torque resultante da redução obtido através do dimensionamento do motoredutor, foi preciso dimensionar o sistema de transmissão para correia sincronizadora. Este dimensionamento seguiu como o recomendado pela Goodyear (ATI BRASIL, 2012) em seu catálogo, revisado anteriormente.

Para o cálculo da potência de projeto, foi primeiramente calculado o fator de serviço pela Equação 9:

$$C_1 = 1,3 \text{ (esteira de carga leve – Tabela A1 – Anexo A)}$$

$$C_2 = 0 \text{ (só é utilizando em relações de transmissão acima de 1,24 – Tabela A2 – Anexo A – Relação de transmissão 1:1)}$$

$$C_3 = 0,4 \text{ (16 horas diárias – Tabela A3 – Anexo A)}$$

$$C_0 = 1,3 + 0 + 0,4 \rightarrow C_0 = 1,7$$

Pela Equação 13, para cálculo da potência nominal, temos:

$$n = 4,5 \text{ rpm}$$

$$M_t = 93 \text{ Nm}$$

$$P_r = \frac{M_t \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{93 \cdot \pi \cdot 4,5}{30} \rightarrow P_r = 0,044 \text{ kW}$$

Assim, utilizando a Equação 8 para a potência de projeto:

$$P_d = 0,044 \cdot 1,7 \rightarrow P_d = 0,075 \text{ kW}$$

Observando o gráfico da Figura A6 (anexo A), para uma potência de 0,075 kW e rotação de 4,5 rpm, é recomendável o uso de uma correia sincronizadora de passo L (3/8´´).

Pela Tabela A4 (anexo A) pode-se obter um diâmetro primitivo mínimo para um passo L e rotação inferior a 1000 rpm. Essa polia poderia ter um diâmetro primitivo mínimo de 36,27 mm com 12 dentes (vide código da polia:12 L). Qualquer diâmetro superior atenderia à transmissão desejada. Tendo em mente que uma polia com diâmetro primitivo 36,27 mm poderia não suportar grandes diâmetros de eixo em seu cubo (apenas 17 mm de diâmetro), foi adotado uma polia maior, para efeito de cálculo de projeto, com diâmetro de 60,63 mm (código 20 L) (SCHENEIDER, 2004, p. 55).

Para determinar a largura da correia (equação 12), foi preciso primeiro calcular o número de dentes em contato com a polia menor, pela Equação 11 e buscar o fator F correspondente na Tabela A5 (anexo A):

$$D = 60,63 \text{ mm (diâmetro primitivo maior)}$$

$$d = 60,63 \text{ mm (diâmetro primitivo menor)}$$

$$C = 520 \text{ mm (supondo raio do disco 250 mm e folga de juste 20 mm)}$$

$$N_g = 20 \text{ dentes}$$

$$D_c = \left(0,5 - \frac{60,63 - 60,63}{6 \cdot 520} \right) \cdot 20$$

$$D_c = 10 \text{ dentes}$$

Sendo assim, fator $F = 1$ (tabela A5 – Anexo A)

Com o fator de correção calculado, com a Equação 12, pôde ser obtido o fator de largura:

$$P_d = 0,075 \text{ kW}$$

$$P_b = 0,15 \text{ (passo } L, \text{ rotação } < 200 \text{ rpm para 20 dentes – tabela A7 – Anexo A)}$$

$$F = 1 \text{ (para mais de 6 dentes em contato na polia menor – tabela A5 – Anexo A)}$$

$$W_f = \frac{0,075}{0,15 \cdot 1} \rightarrow W_f = 0,50$$

Relacionamento valor do fator de largura com a Tabela 8 (anexo A), obteve-se a largura de $3/4''$ (19,1 mm) para a correia sincronizadora.

As dimensões das polia, com visto anteriormente, são tabelada e obedecem o mesmo padrão de largura para diversos diâmetros, e sua seleção depende da dimensão do eixo.

3.2.3 Calculo dos esforços de transmissão

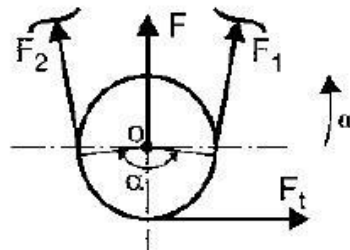


Figura 28: Esforços de transmissão (MELCONIAN, 2000, p. 75)

Conforme pode ser visto na Figura 28, se fez necessário calculo da força tangencial, através da Equação 14:

$$M_t = 93 \text{ Nm} \sim 93000 \text{ Nmm}$$

$$d = 60,63 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 93000}{60,63} \rightarrow F_t = 3,1 \text{ kN}$$

Com a força tangencial, foi calculada a força resultante no eixo através da relação de Norton (equação 16):

$$F_t = 3,1 \text{ kN}$$

$$F = 1,5 \cdot 3,1 \rightarrow F = 4,65 \text{ kN}$$

Adicionando a força de tensionamento da correia à força resultante no eixo (equação 18):

$$f_b = 1,3 \text{ (fator de tensionamento para correia dentada – tabela 2)}$$

$$F = 4,65 \text{ kN}$$

$$F_{total} = 1,3 \cdot 4,65 \rightarrow F_{total} = 6,04 \text{ kN}$$

Assim, foi obtida uma força total resultante no eixo de 6,04 kN.

3.2.4 Cálculo de momentos fletores

Para calcular os momentos fletores foi esboçado um eixo com algumas sugestões de medidas entre as forças e elementos no eixo (figura 29). Na composição dos escalonamentos do eixo foi levado em consideração a ponta e encosto para fixação do disco com suportes (lado esquerdo), corpo e encosto para fixação dos rolamentos, diâmetro e encosto para fixação da polia sincronizadora e a ponta para fixação em acoplamento (lado direito).

Foi considerado as forças decorrente da montagem dos sugadores (F1) e o esforço de transmissão (F2). Com o diagrama de momento fletor foi possível determinar as cargas nos rolamentos (reações, apoios).

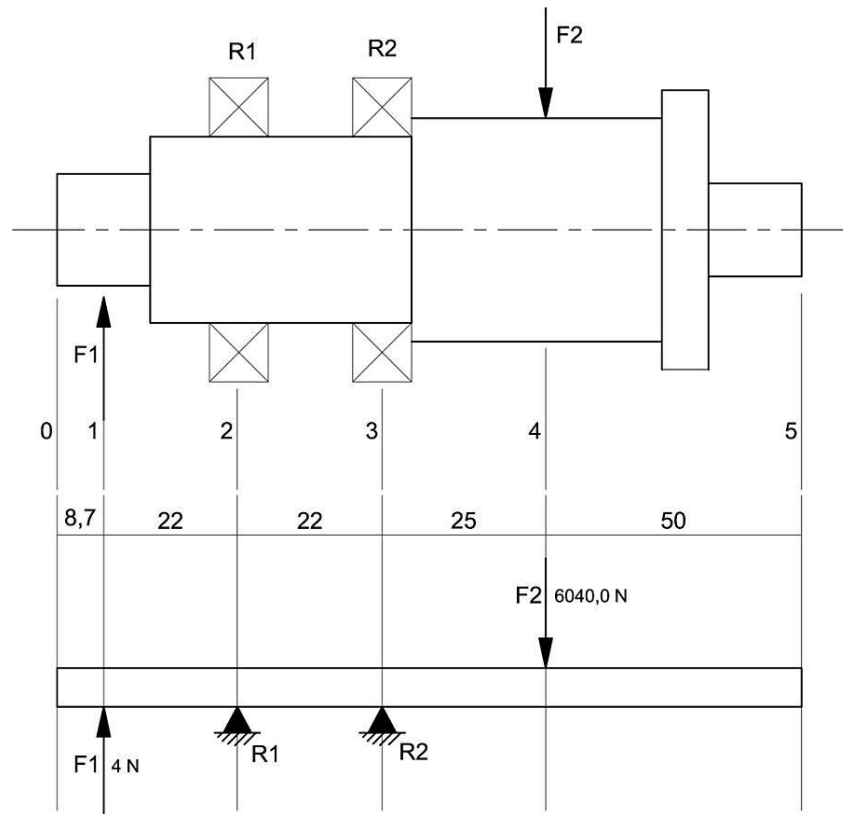


Figura 29: Esboço para cálculo de momentos fletores

Para cálculo das reações, foi realizado a somatória de momentos fletores e forças:

$$\sum M_{R1} = 0 \quad +\cup$$

$$-(4 \cdot 22) + (R2 \cdot 22) - (6040 \cdot 47) = 0$$

$$R2 = 12,90 \text{ kN}$$

$$\sum F = 0 \quad +\cup$$

$$-4 + R1 + 12900 - 6040 = 0$$

$$R1 = -6,86 \text{ kN}$$

Levantada as cargas nos rolamentos, obteve-se R1 igual a 6,86 kN e R2 igual a 12,90 kN. Pelo software MDSolid foi obtido R1 igual a 6,872 kN e R2 igual a 12,91 kN. Apesar do calculo, foi utilizado os valores do software por garantir maior precisão. Calculando os momentos, obteve-se os resultados apresentados a seguir:

$$M_0 = 0 \text{ Nmm} \quad +\uparrow$$

$$M_1 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = (4 \cdot 22,3) = 89,2 \text{ Nmm}$$

$$M_3 = (4 \cdot 44,3) - (6.871,69 \cdot 22) = -150.977,98 \text{ Nmm}$$

$$M_4 = (4 \cdot 69,3) - (6.871,69 \cdot 47) + (12.907,69 \cdot 25) = 0$$

$$M_5 = 0 \text{ Nmm}$$

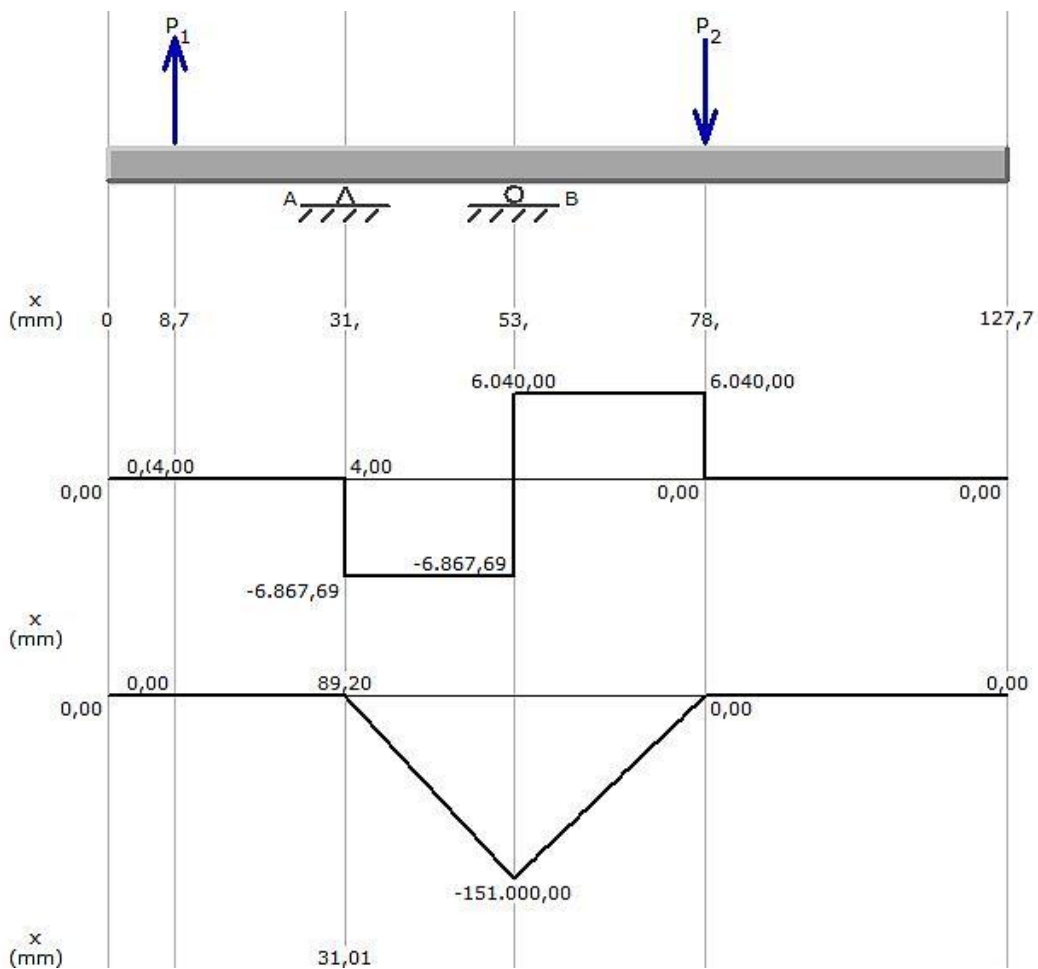


Figura 30: Gráfico do cálculo de momentos fletores com software MDSolid 3.5, para o sistema com motoredutor

Como pode ser visto, os valores de momentos obtidos pelos cálculos e pelo gráfico da Figura 30 são praticamente os mesmos. O eixo, na posição do rolamento R2 (figura 29), sofre o maior momento fletor, sendo este igual a 151 kNmm.

3.2.5 Cálculo do eixo

Para utilizar a Equação 3 sugerida pela ASME, foi necessário selecionar um material para o eixo, calcular o limite de fadiga corrigido e o fator de concentrações de tensões.

Como material foi adotado aço ANSI 1020 laminado a quente, por ser um material econômico e facilmente encontrado no mercado.

Os dados do material foram obtidos das tabelas sugeridas por Norton (2004, p.850), anexas em seu livro.

3.2.5.1 Fator de concentração de tensão de fadiga

Adotado para o eixo o aço ANSI 1020, temos a resistência de tração última (S_{ut}) de 379 MPa. O raio geral de arredondamento utilizado foi de 0,3 mm, referente ao raio da ferramenta de usinagem. Utilizando a tabela de fator de sensibilidade ao entalhe para aços (tabela C1 – anexo C), para o aço selecionado, obteve-se um fator q de 0,45.

No eixo, para o ponto 3 da Figura 29, na região do segundo rolamento (R2), o fator de concentração de carga leva em consideração apenas o raio do encosto do rolamento. Através da tabela de fator geométrico de concentração de tensão (tabela C2 – anexo C), para eixo com rebaixo arredondado sofrendo momento fletor, obteve-se o fator teórico K_t .

A relação entre os diâmetros (D/d) foi considerada sendo o diâmetro maior 25 mm e o diâmetro menor 20 mm, fornecendo a curva mais próxima do valor 1,25, sendo esta a curva 1,20. Qualquer que seja os diâmetros após o dimensionamento do eixo, não deverá fugir desta relação. A relação entre o raio e o diâmetro menor (r/d) é de 0,015. O resultado foi um fator K_t de 2,8.

Calculando com a Equação 1 o fator de concentração de tensão de fadiga:

$$q = 0,45 \text{ (fator de sensibilidade ao entalhe para aços – Tabela C1 – Anexo C)}$$

$$K_t = 2,8 \text{ (fator de concentração de tensão teórico – Tabela C2 – Anexo C)}$$

$$K_f = 1 + 0,45 \cdot (2,8 - 1) \rightarrow K_f = 1,81$$

3.2.5.2 Limite de resistência à fadiga

Aplicando a aproximação do limite de resistência à fadiga (equação 4), chegamos que, para o aço ANSI 1020 laminado a quente, o valor de 189,5 MPa.

Após a aproximação, foi corrigido este valor, utilizando os fatores de correção, como indicados na Equação 5:

$C_{carreg} = 1$ (para flexão como carregamento – equação 6)

$C_{tamanho} = 0,89$ (considerando diâmetro de 20 mm – equação 7)

$C_{superf} = 0,8$ (para eixo usinado com $S_{ut} < 420$ MPa – figura 4)

$C_{temp} = 1$ (considerando temperatura ambiente)

$S'_f = 189,5$ MPa (aproximação do limite de resistência – equação 4)

$S_f = 1 \cdot 0,89 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 189,5 \rightarrow S_f = 134,9$ MPa

Assim, o limite de resistência à fadiga corrigido foi de 134,9 MPa.

3.2.5.3 Cálculo do eixo

Utilizando o procedimento sugerido pela ASME, com a Equação 3, teve-se:

$N_f = 3$ (fator de segurança sugerido)

$M_a = 151$ kNm (maior momento fletor no eixo)

$S_f = 134,9$ MPa (limite de fadiga corrigido)

$K_f = 1,81$ (fator de concentração de tensão de fadiga)

$T_m = 93$ Nm (torque do redutor)

$S_y = 207$ MPa (limite de resistência de escoamento, aço ANSI 1020 laminado a quente)

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 3}{\pi} \left[\left(1,81 \cdot \frac{151000}{134,9} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{93000}{207} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$d = 39,79 \sim 40$ mm

O resultado do dimensionamento foi um diâmetro de 40 mm. Este diâmetro é o mínimo para a região de maior solicitação (maior momento fletor e torque). Neste ponto há o rolamento R2 que necessita de um encosto para posicionamento axial. O diâmetro mínimo deste encosto pode ser obtido no catálogo do fabricante de rolamentos. Obviamente, este escalonamento possuindo um diâmetro maior e um local de menor solicitação do momento fletor, estará automaticamente bem dimensionado para a aplicação, porém com um fator de

segurança maior. Em todo caso, havia a necessidade da conferência do diâmetro através do método ASME, pois neste escalonamento está sugerido uma chaveta para travamento da polia sincronizadora, que gera, por sua vez, uma concentração de tensão maior no eixo.

3.2.6 Seleção do rolamento

Conforme observado por Melconian (2004, p. 202), rolamentos com velocidade inferior a 10 rpm devem ser selecionados pela carga estática suportada. O eixo em projeto trabalhará em 4,5 rpm, isso significa que os rolamentos devem ser selecionados através da carga estática.

O diâmetro resultante do eixo corresponde a um diâmetro padrão para rolamentos. Para atender a uma solicitação calculada de 12,9 kN estática, foi selecionado o rolamento do fabricante FAG com código (designação) 6208. Este rolamento possui diâmetro interno de 40 mm, externo de 80 mm, largura 18 mm e suporta carga estática de 18 kN (tabela D1 – anexo D).

Ainda no catálogo FAG, foi recomendado um diâmetro mínimo de encosto de 47 mm. Como padrão, foi considerado um diâmetro 48 mm. Assim como comentado anteriormente, há a necessidade de verificar o cálculo do eixo para o escalonamento, uma vez que há um rasgo de chaveta no mesmo.

Através do gráfico da Figura C3 (anexo C), fator de concentração de tensões em rasgo de chaveta, foi obtido um K_t de 3,5. Aplicando novamente a Equação 1, é obtido um fator prático K_f igual a 2,13. O local onde a chaveta estará posicionada é submetido a um momento fletor equivalente à metade do carregamento no rolamento R2, por esse motivo foi considerado a metade do maior momento fletor, passando a M_a igual 75,4 kNmm.

Aplicando a Equação 3, para cálculo de eixo, obteve-se, para estas condições, um diâmetro mínimo de 34 mm. Como o rolamento exige um escalonamento de 48 mm, pode-se concluir que o diâmetro do escalonamento está completamente satisfatório.

3.2.7 Seleção de acoplamento

O acoplamento ideal foi selecionado no catálogo do fabricante KTR, buscando um acoplamento que pudesse transmitir um torque igual ou maior ao fornecido pelo redutor.

Como pode ser visto na Tabela E1 (anexo E), o acoplamento selecionado mais próximo é o de tamanho 42, capaz de transmitir até 95 Nm.

3.2.8 Dimensionamento do conjunto

Agrupando todas as informações, dimensões calculadas e elementos selecionados, foi possível detalhar o eixo no software Solidworks, conforme mostrado na Figura 31.

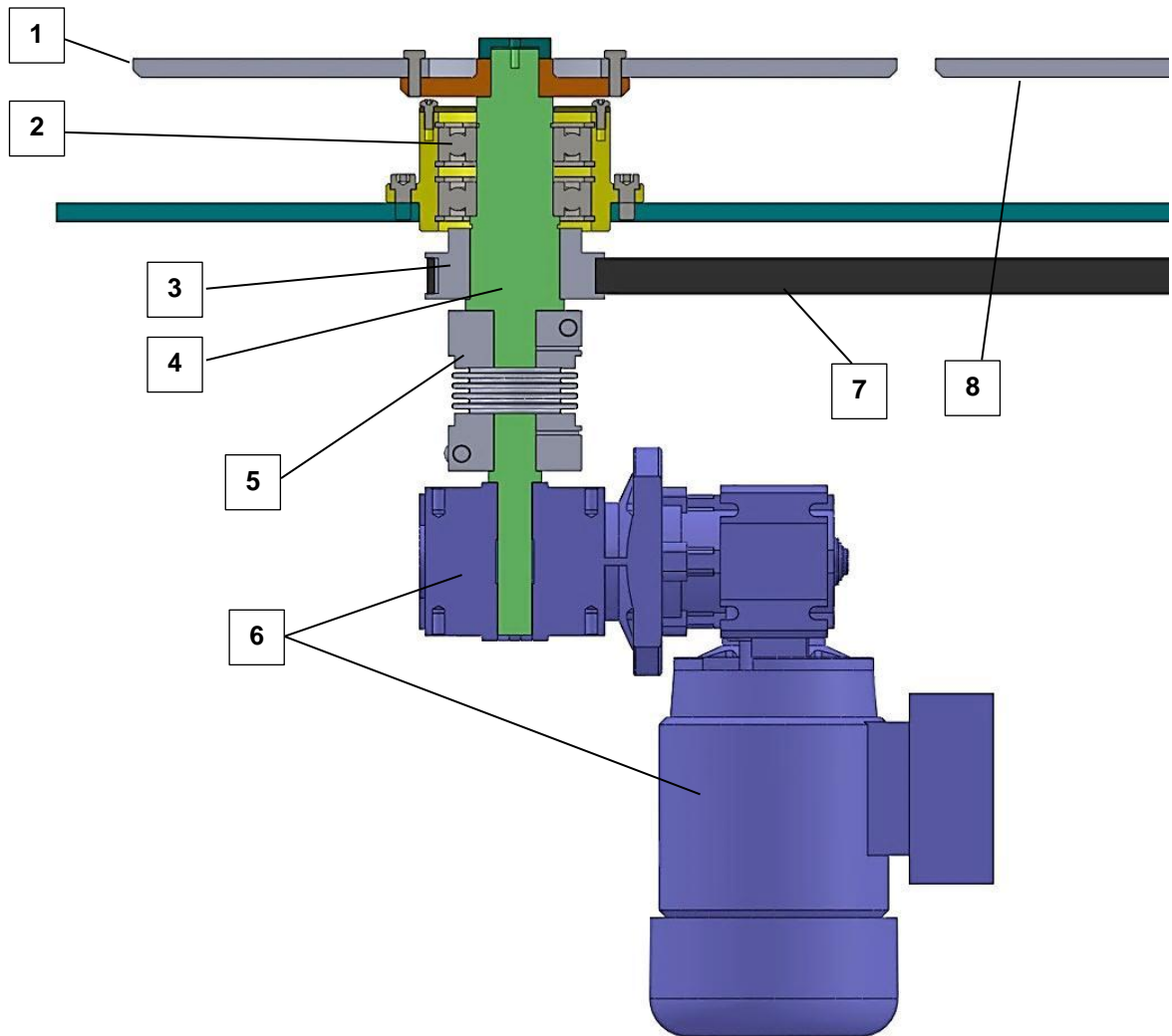


Figura 31: Detalhamento do conjunto, sistema com motoredutor

Sendo:

- | | |
|--|--|
| 1) Disco de sujeição, primeiro conjunto; | 5) Acoplamento; |
| 2) Rolamentos (mancal); | 6) Motoredutor (reductor duplo e motor); |
| 3) Polia sincronizadora; | 7) Correia sincronizadora; |
| 4) Eixo; | 8) Disco de sujeição, segundo conjunto; |

Este detalhamento foi o resultado de todo o dimensionamento realizado anteriormente. Como este modelo de redutor possui eixo oco (vazado), foi necessário um pequeno eixo para fazer a ligação entre o redutor e o eixo principal.

O eixo principal conta com escalonamento para (de baixo para cima) fixação do acoplamento, corpo de fixação da polia sincronizadora e encosto do rolamento R2, corpo ajuste dos rolamentos e ponta para fixar o disco. O segundo conjunto (item 8 da figura 31), possui um eixo idêntico, porém sem a ponta de fixação para acoplamento.

Analisando o conjunto como um todo, repara-se que, apesar de corretamente dimensionado para os elementos, o eixo e o sistema se mostrou muito superdimensionado em relação ao seu tamanho e à função que irá executar, bem como as forças mínimas necessárias e as forças reais proporcionadas pelo sistema.

A principal causa disso se deve ao motoredutor utilizado. Esse tipo de acionamento reduz a velocidade à rotações mínimas, porém, quanto mais reduzida a velocidade, maior o torque gerado no eixo de saída, característica do sistema de engrenagem coroa e parafuso sem fim.

Neste sistema, havia a necessidade de 4 rpm e 1,1 Nm de torque. Com o redutor, obteve-se a velocidade desejada, mas o torque foi bruscamente aumentado. Esse aumento de torque gerou cargas resultantes elevadas na transmissão, e conseqüentemente, gerou momentos fletores resultantes no eixo. Esse momento fletor foi o fator principal do aumento de seu diâmetro, utilizando o procedimento de cálculo para eixos, sugerido pela ASME.

3.3 Alteração do acionamento e novo calculo do eixo

No sistema anteriormente dimensionado, foi utilizado o comum motoredutor, que é um acionamento eletromecânico muito utilizado na indústria em casos de redução de velocidade. Mas como pôde ser observado, o torque elevado gerado pelo acionamento induziu a um superdimensionamento do sistema. Portanto, ficou evidente a necessidade de uma revisão do projeto, aplicando um acionamento que forneça baixa velocidade e ao mesmo tempo baixo torque, como o servomotor.

3.3.1 Servomotor e seleção

Como revisado anteriormente, os servomotores fornecem um amplo controle de velocidade com torque constante em toda a gama de velocidade. Buscando reduzir o

dimensional do sistema de montagem de sugador, foi selecionado este novo acionamento em uma fase de iteração do projeto, com a pretensão de torna-lo mais favorável à aplicação.

O servomotor utilizado para o projeto foi selecionado no catálogo de seu fabricante (tabela F1 – anexo F).

O servomotor selecionado possui torque de 2,6 Nm, com controle de velocidade até 3000 rpm e fornece potência de 0,70 kW. Possui carcaça SWA 40 (padronizada pelo fabricante) e sua curva torque x velocidade pode ser conferida na Figura 16.

Observando a curva de torque e velocidade, têm-se um leve decaimento da curva de torque aos 1500 rpm, portanto não haverá variação no torque nominal enquanto o eixo trabalhar a 4 rpm.

Como o torque foi reduzido, pôde-se redimensionar todo conjunto para a nova solicitação.

3.3.2 Redimensionamento do sistema de transmissão

Como a potência nominal foi alterada, foi necessário verificar o sistema de transmissão por polia e correia sincronizadora.

A potência utilizada para este dimensionamento foi a mesma informada pelo catálogo, muito próximo do valor checado pela Equação 13, utilizando 3000 rpm e torque 2,35. Corrigindo esta potência com o mesmo fator de serviço (equação 8), temos:

$$C_0 = 1,7 \text{ (mesmo fator calculado anteriormente)}$$

$$P_r = 0,70 \text{ kW}$$

$$P_d = 0,70 \cdot 1,7 \rightarrow P_d = 1,19 \text{ kW}$$

Como obteve-se uma potência de projeto de 1,19 kW, observando o gráfico da Figura A6 (anexo A), para 3000 rpm (rotação máxima do servomotor) e 1,19 kW de potência, foi sugerida novamente uma correia passo L (3/8").

Com o passo L para uma rotação de até 3000 rpm, o diâmetro primitivo sugerido pela Tabela A4 (anexo A) é de 48,51 mm, com 16 dentes. Como pôde se observar na Equação 14, uma polia com diâmetro muito pequeno pode contribuir para o aumento da força tangencial e consequentemente, a força resultante total no eixo. Foi utilizado então uma polia com diâmetro igual a 54,59 mm, ou 60 mm sob suas flanges, com 18 dentes (código 18 L).

Resolvendo a Equação 11, para obter o fator de correção F:

$$D = 54,59 \text{ mm (diâmetro primitivo maior)}$$

$$d = 54,59 \text{ mm (diâmetro primitivo menor)}$$

$$C = 520 \text{ mm (supondo raio do disco 250 mm e folga de juste 20 mm)}$$

$$N_g = 18 \text{ dentes}$$

$$D_c = \left(0,5 - \frac{54,59 - 54,59}{6 \cdot 520} \right) \cdot 18$$

$$D_c = 9 \text{ dentes}$$

Sendo assim, fator $F = 1$ (Tabela A5 – Anexo A)

Pela Tabela A7 (anexo A), para polia com 18 dentes e rotação de 3000 rpm, temos P_b igual a 2,01. Calculando o fator de largura pela Equação 12, teve-se:

$$P_d = 1,19 \text{ kW}$$

$$P_b = 2,01 \text{ (passo L, rotação de 3000 rpm para 18 dentes – tabela A7 – Anexo A)}$$

$$F = 1 \text{ (para mais de 6 dentes em contato na polia menor – tabela A5 – Anexo A)}$$

$$W_f = \frac{1,19}{2,01 \cdot 1} \rightarrow W_f = 0,59$$

Como o fator de largura resultou em 0,59, relacionado à Tabela A8 (anexo A), temos para o sistema de transmissão novamente uma correia de largura de 3/4", ou 19,1 mm.

3.3.3 Recalculo do esforço de transmissão

Seguindo com torque do servomotor indicado no catalogo e com a polia calculada, aplicando a Equação 14, para calculo da força tangencial, teve-se:

$$M_t = 2,6 \text{ Nm} \sim 2600 \text{ Nmm}$$

$$d = 54,59 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 2600}{54,59} \rightarrow F_t = 96 \text{ N}$$

Com o resultado obtido para força tangencial $F_t = 96 \text{ N}$, resolvendo a Equação 16 para força resultante:

$$F_t = 96 \text{ N}$$

$$F = 1,5 \cdot 96 \rightarrow F = 144 \text{ N}$$

Adicionando a força de tensionamento da correia (equação 18):

$$f_b = 1,3 \text{ (fator de tensionamento para correia dentada – tabela 2)}$$

$$F = 144 \text{ N}$$

$$F_{total} = 1,3 \cdot 144 \rightarrow F_{total} = 187,20 \text{ N} \sim 190 \text{ N}$$

Assim, obteve-se uma força total no eixo de aproximada de 190 N.

3.3.4 Novo calculo dos momentos fletores

Seguindo as mesmas considerações anteriores, foi realizado um esboço para facilitar o calculo dos momentos fletores (figura 32).

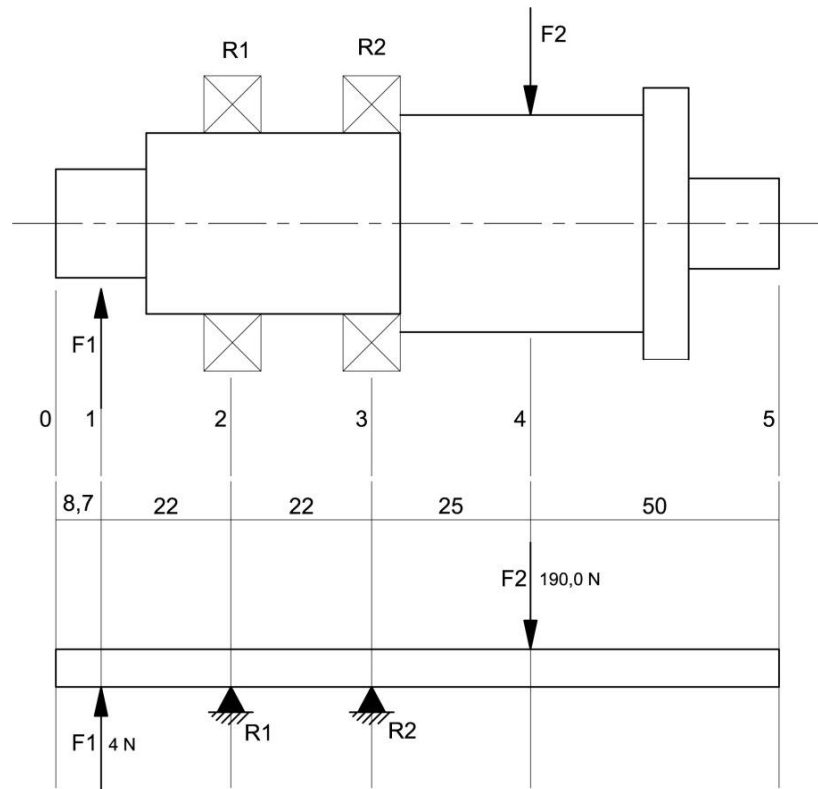


Figura 32: Esboço para cálculo de momentos fletores, com novo F2

Para cálculo das novas reações, foi realizado a somatória de momentos fletores e forças:

$$-(4 \cdot 22) + (R2 \cdot 22) - (190 \cdot 47) = 0$$

$$R2 = 409,9 \text{ kN}$$

$$-4 + R1 + 409,9 - 190 = 0$$

$$R1 = -215,9 \text{ kN}$$

Levantada as cargas nos rolamentos, obteve-se $R1=215,9 \text{ N}$ e $R2=409,9 \text{ N}$. Pelo software MDSolid foi obtido $R1=223,96 \text{ N}$ e $R2=409,96 \text{ N}$. Apesar do cálculo, foi utilizado os valores do software por garantir maior precisão. Calculando os momentos, obteve-se os seguintes resultados:

$$M_1 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = (4,0 \cdot 22,3) = 89,2 \text{ Nmm}$$

$$M_3 = (4,0 \cdot 44,3) - (223,96 \cdot 22,0) = -4.749,92 \text{ Nmm}$$

$$M_4 = (4,0 \cdot 69,3) - (223,96 \cdot 47,0) + (409,96 \cdot 25) = 0,0 \text{ Nmm}$$

$$M_5 = 0 \text{ Nmm}$$

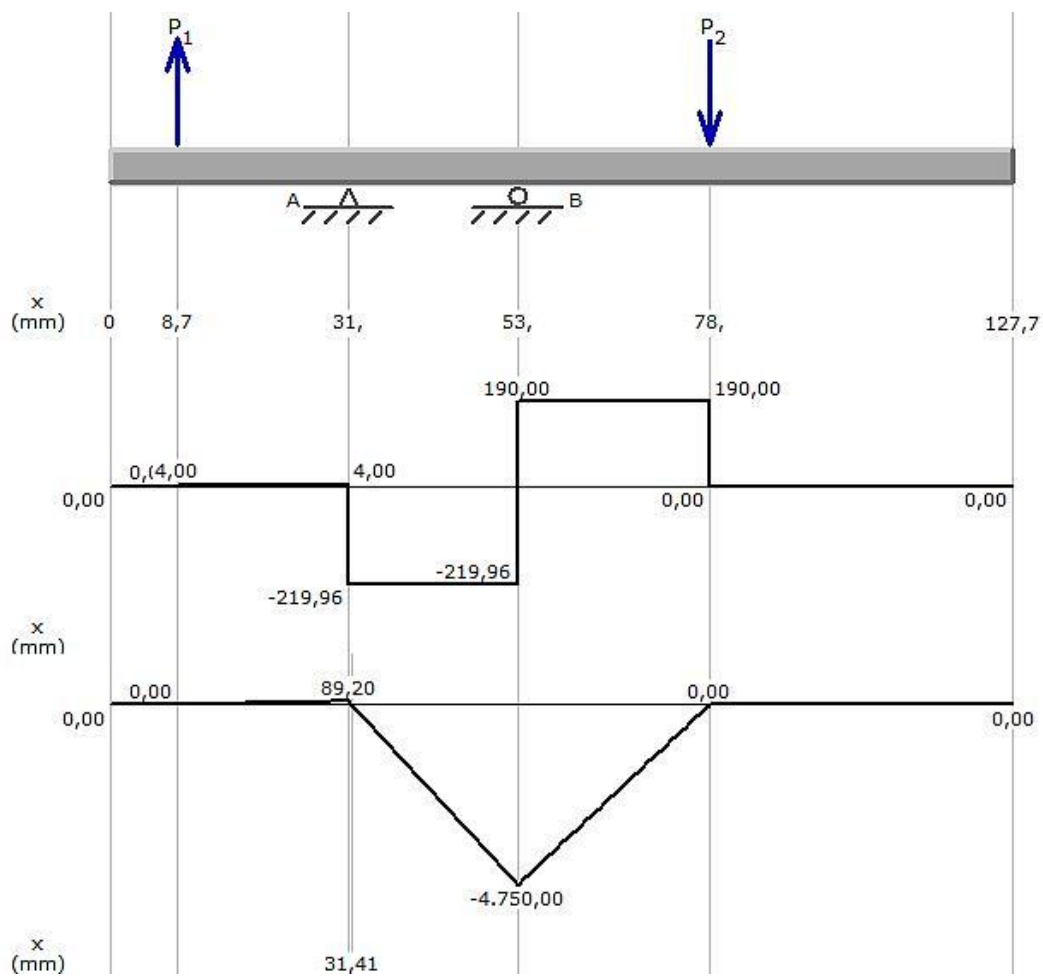


Figura 33: Cálculo de momentos fletores com software MDSolid 3.5, modelo servomotor

Como no dimensionamento anterior, o rolamento R2 sofre a maior solicitação, com momento fletor $M_t = 4,75 \text{ kNmm}$ (figura 33).

3.3.5 Calculo do novo eixo

3.3.5.1 Fator de concentração de tensão de fadiga

O material utilizado nos cálculos foi o mesmo utilizado anteriormente. O fator de sensibilidade ao entalhe q foi considerado o mesmo, uma vez que depende do material e raio de ferramenta, sendo então, $q = 0,45$. O fator teórico de concentração de tensão obedece à mesma relação de escalonamento, utilizando no gráfico da Figura C1 (anexo C) a curva 1,20.

Como os dados são os mesmos, resolvendo a Equação 1, obteve-se novamente o fator de concentração de tensão de fadiga $K_f = 1,81$.

3.3.5.2 Limite de resistência à fadiga

O limite de resistência à fadiga corrigido S_f foi considerado o mesmo utilizado pelo dimensionamento anterior, com valor de 134,9 MPa.

3.3.5.3 Calculo do eixo

Aplicando novamente o procedimento ASME para calculo do eixo, teve-se:

$$N_f = 3 \text{ (fator de segurança sugerido)}$$

$$M_a = 4,75 \text{ kNmm (maior momento fletor no eixo)}$$

$$S_f = 134,9 \text{ MPa (limite de fadiga corrigido)}$$

$$K_f = 1,81 \text{ (fator de concentração de tensão de fadiga)}$$

$$T_m = 2,6 \text{ Nm (torque do redutor)}$$

$$S_y = 207 \text{ MPa (limite de resistência de escoamento para aço 1020 laminado)}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 3}{\pi} \left[\left(1,81 \cdot \frac{4750}{134,9} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{2600}{207} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 12,51 \sim 12 \text{ mm}$$

O eixo foi aproximado para baixo, para o diâmetro de 12 mm, após ser realizado novamente os cálculos, corrigindo fator de tamanho e usando a força resultante exata, que gerou um valor abaixo de 12 mm.

3.3.6 Seleção do rolamento

O diâmetro encontrado através do dimensionamento do eixo corresponde, novamente, a um diâmetro interno padrão para rolamentos, não havendo então a necessidade de alterar o diâmetro para um próximo maior.

A carga calculada nos rolamentos R1 e R2, foram, respectivamente, 224 N e 407 N. Através do catálogo do fabricante FAG (tabela D2 – anexo D) , para o diâmetro de 12 mm, o menor rolamento atende a solicitação, suportando carga estática de até 2,36 kN.

Assim, o menor rolamento que atende as especificações foi o rolamento código 6001, possuindo diâmetro interno 12 mm, diâmetro externo 28 mm, largura de 8 mm e suporta carga estática de até 2,36 kN.

Para encosto, o catalogo informa um escalonamento com diâmetro de 14 mm.

3.3.7 Seleção de acoplamento

Utilizando a mesma Tabela E1 (anexo E), do catálogo do fabricante KTR, foi selecionado o acoplamento de tamanho 16, pois é o mais próximo e transmite torque de até 5 Nm.

3.3.8 Dimensionamento do conjunto com servomotor

Revisando o projeto como um todo, utilizando as novas informações calculadas a partir da alteração do acionamento, passando de motoredutor para servomotor, chegou-se ao detalhamento mostrado na Figura 34.

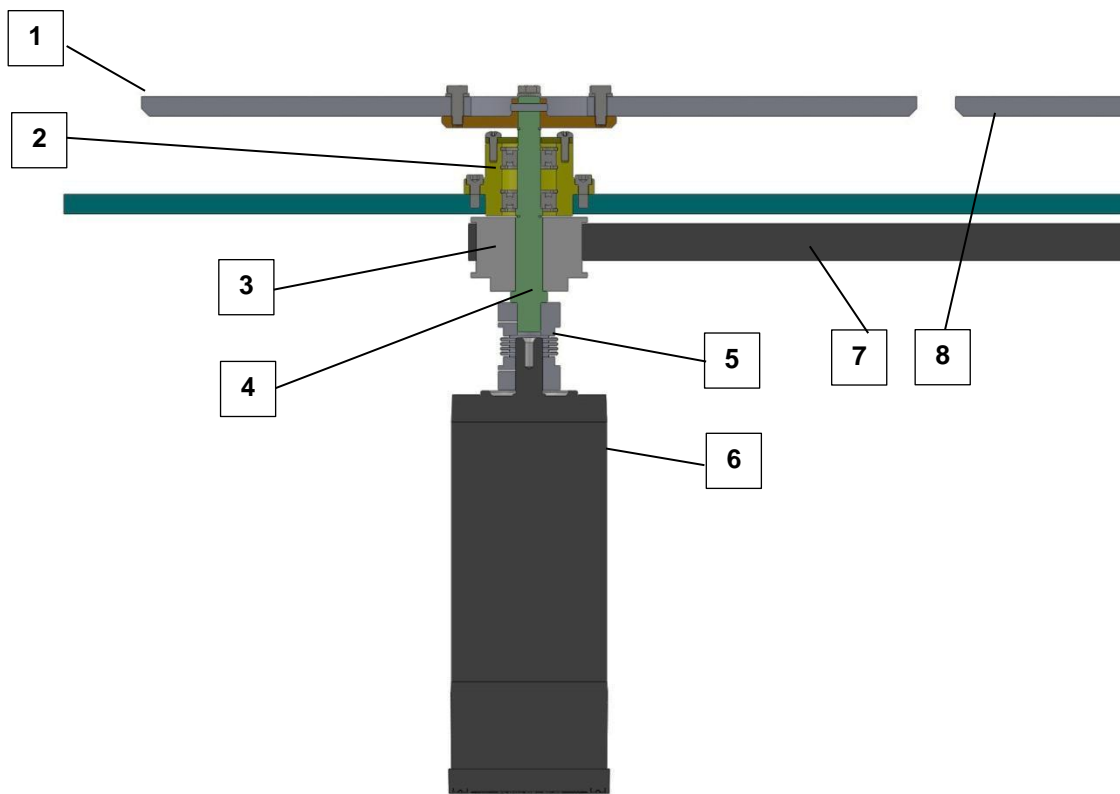


Figura 34: Detalhamento do conjunto, sistema com servomotor

Sendo:

- 1) Disco de sujeição, primeiro conjunto;
- 2) Rolamentos (mancal);
- 3) Polia sincronizadora;
- 4) Eixo;
- 5) Acoplamento;
- 6) Servomotor;
- 7) Correia sincronizadora;
- 8) Disco de sujeição, segundo conjunto;

O servomotor possui um eixo de saída que pode ser introduzido diretamente no acoplamento, eliminando a necessidade de um segundo eixo, como no caso do motoredutor. Em relação ao dimensional, notou-se uma grande redução de tamanho dos componentes e principalmente do eixo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Comparação entre os sistemas construtivos

O motoredutor foi utilizado como primeira escolha para acionamento na fase de desenvolvimento do equipamento por uma questão de hábito em utiliza-lo nas mais diversas aplicações mecânicas onde há necessidade de redução de velocidade ou aumento de torque. Este último, por vezes ignorado e não avaliado quando utilizado simplesmente para redução de velocidade, e que não foi também levado em consideração na primeira definição da concepção deste projeto, assim como em muitos casos no dia a dia da indústria mecânica.

Após utilizar a norma B106.1M -1985 com procedimento sugerido pela ANSI e ASME para projeto de eixos, observou-se que o sistema se tornou extremamente superdimensionado em relação a sua finalidade. Tudo devido ao alto torque, consequência da redução de velocidade por engrenagens do motoredutor. Como resultado, em partes o motoredutor atendia e em partes não era favorável ao projeto.

Buscando alternativas para redução do sistema mecânico, em uma etapa de projeto que Norton (1999 p. 9) e outros autores definem como iteração, foi alterado o tipo de acionamento, dessa vez atento à necessidade de fornecer baixa velocidade e baixo torque. Para atender aos requisitos, foi definido o servomotor como o novo acionamento para o projeto, e se fez necessário, então, o redimensionamento do eixo pela mesma norma, o que retornou importantes resultados para o sistema mecânico, como pode ser visualizado na Tabela 4.

Tabela 4: Comparativo dos sistemas mecânicos

	Motoredutor	Servomotor
Velocidade	4,5 rpm	0 – 3000 rpm
Torque	93 Nm	2,6 Nm
Força resultante no eixo	6,04 kN	187,20 N
Momento fletor max. no eixo	151 kNmm	4,75 kNmm
Peso do acionamento	9,5 kg	3,5 kg
Diâmetro mínimo	40 mm	12 mm
Rolamento (d x D x L)	40 x 80 x 18	12 x 28 x 8

A utilização do servomotor permitiu uma grande redução no sistema mecânico, onde eixos e elementos ficaram em média 67% menores, comparado com o dimensionamento anterior. O diâmetro mínimo para o local de maior solicitação no eixo passou de 40 mm para 12 mm, quando utilizado o servomotor. Seu tamanho também foi reduzido, conseqüentemente seu peso se tornou menor, em aproximadamente um terço do peso do primeiro sistema. E como o sistema com servomotor é menor, pode-se prever uma fabricação mais rápida.

Comparando os torques, o motoredutor apresentou um superdimensionamento de 85 vezes o valor mínimo para montagem dos sugadores. Já o servomotor ofereceu um torque de apenas 2,4 vezes o mínimo necessário.

Para este projeto, foi previsto o controle de velocidade, para que os ajustes, testes e *startup* do equipamento fossem facilitados e precisos. Além de ser possível um ganho de produtividade aumentando a rotação das mesas, dependendo dos resultados práticos obtidos. Como inicialmente foi selecionado o motoredutor como acionamento, haveria a necessidade, então, de um inversor de frequência para que pudesse controlar a rotação das mesas. Já o servomotor possui o próprio ajuste de velocidade, controlado pelo servoconversor.

Sobre flexibilidade, pensando no reaproveitamento do acionamento em uma futura aplicação, caso o equipamento deixe de ser usado, o servomotor tem grande vantagem por possuir uma ampla faixa de velocidade, neste caso, de 0 a 3000 rpm sem risco de superaquecimento e com o torque mantido constante. O motoredutor, mesmo com o inversor de frequência, pode não alcançar toda essa faixa de velocidades e ainda pode sofrer com superaquecimento do motor, dependendo da faixa de velocidade, além de ter o torque completamente variado.

Realizando uma estimativa de custos, o sistema com servomotor pode ficar mais caro, entre 10 e 15%. Apesar de ter seu tamanho reduzido, o preço do servomotor em si torna o custo mais elevado. Do ponto de vista do fabricante do equipamento, o preço de seu equipamento pode ser maior, repassando no preço do equipamento. Mas do ponto de vista do cliente e como argumento de venda, por se tratar de um sistema eletrônico, o consumo de energia de um servomotor tende a ser menor que o consumo do motor trifásico convencional do motoredutor, beneficiando a empresa com uma economia de energia que pode, em pouco tempo, pagar a diferença de valor entre as duas opções.

4.2 Automação e benefícios para o processo de produção de sugadores descartáveis

A introdução deste projeto de sistema de montagem automática pode causar um grande impacto positivo no processo de produção atual da empresa. Os problemas com mão de obra, principal causador do gargalo de produção, seriam eliminados. A ponteira e tubo têm uma produção relativamente rápida, apesar de não totalmente automatizada, e esbarram-se nesta etapa, causando transtornos e um grande armazenamento de peças. Uma vez que a produção não dependa mais do número de pessoas envolvidas na montagem, este armazenamento seria eliminado. Eliminando a estocagem de peças antes da montagem, pode-se ainda obter um ganho no espaço e layout da empresa.

Como haverá uma redução do espaço utilizado, tanto pelas pessoas na montagem quanto a estocagem de peças, a necessidade de existir uma segunda unidade da empresa, estruturada para acomodar a etapa do processo manual de montagem, não faria mais sentido. Tempo e custo de transporte entre as unidades seriam completamente eliminadas, além do gasto decorrentes da proteção individual de cada pessoa para manter o produto esterilizado. Assim, com o processo de produção reduzido, tem-se a produção seguindo o esquema da Figura 35.

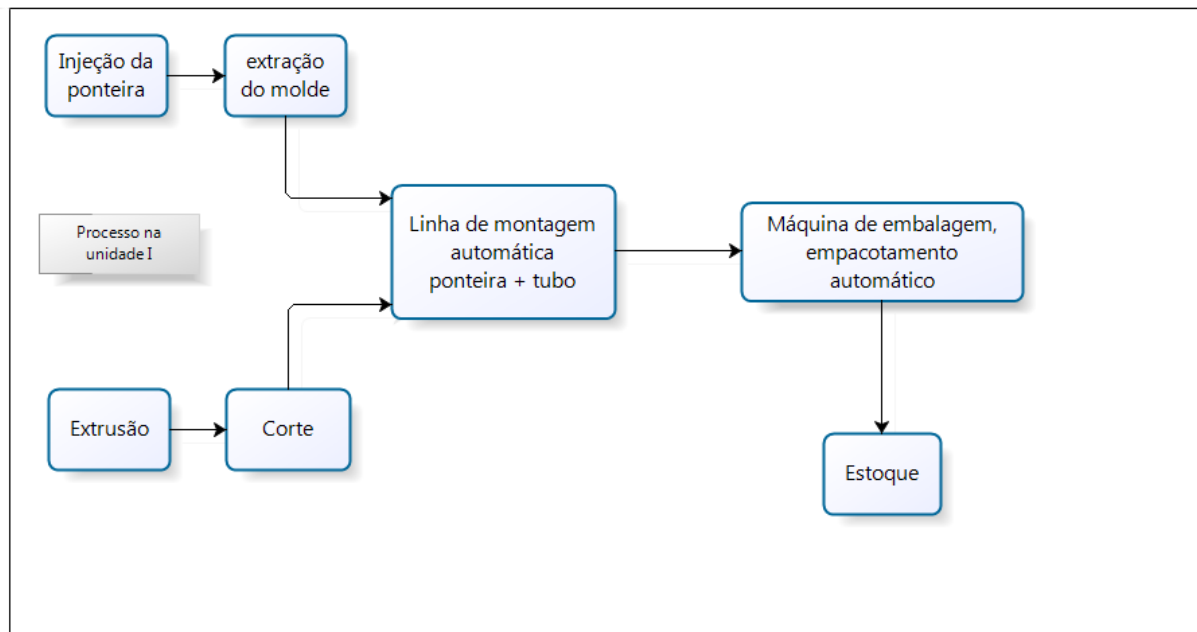


Figura 35: Processo de produção com montagem automática

A redução de pessoas na montagem significa a redução de custos. Segundo a empresa, para atingir a produção média diária de 300 mil peças, são necessária entre 30 e 40 pessoas por turno. Cada pessoa consegue montar 1 peça a cada 3 segundos, devendo ser considerado uma perda de 15% da produtividade (por turno) devido a saturação humana. Como o equipamento projetado tem uma produção de 2 peças por segundo, pode-se realizar um comparativo, apresentado na Tabela 5.

Tabela 5: Tabela com comparativo entre os processos de produção

Tempo	Montagem manual ⁽¹⁾ (em peças)	Montagem automática ⁽²⁾ (em peças)
Minuto	119	120
Hora	7.140	7.200
24 horas	171.360	172.800
(1)– Produção equivalente a 7 pessoas por turno de 8 horas. (2)– Produção equivalente a uma única máquina em 24 horas.		

Pelo comparativo, pode-se concluir que um único equipamento poderia substituir até 21 pessoas, garantindo uma produção de quase 173 mil peças diária. Considerando um operador selecionado para operar a máquina ou a estação de montagem, esse número passa a 20 pessoas.

Deve-se destacar que apenas uma única máquina de montagem pode não atingir a produção diária. Porém, 2 máquinas seriam suficientes, oferecendo ainda um aumento na produção de quase 3 mil peças por dia.

Como a empresa fabrica diversos produtos, eliminar a necessidade de um grande número de pessoas de uma atividade repetitiva e desmotivadora poderia trazer benefícios para outros processos, onde essas pessoas, ou as mais capacitadas, poderiam ser treinadas e redirecionadas a outros setores da empresa que apresentam carência de mão de obra.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir do resultado obtido durante o cálculo do sistema mecânico e da análise que levou a optar pelo uso do servomotor ao invés do motoredutor, pode-se comprovar as considerações feitas por Rosário (2005, p. 9), afirmando que a automação, mais propriamente a mecatrônica, permitiu a simplificação e redução de sistemas mecânicos, redução do tempo e custo de desenvolvimento e flexibilidade para futuras modificações.

Contudo, deve-se ressaltar que essa afirmação é mais apropriada para sistemas que, como o estudado neste trabalho, tiveram seu superdimensionamento causado por limitações de componentes mecânicos e eletromecânicos, como no caso, o motoredutor. Assim sendo, não é possível afirmar que em qualquer projeto seja viável a substituição total destes acionamentos por servomotores (seja nos mais diversos aspectos mecânicos, funcionais ou econômicos), uma vez que os motoredutores possuem características únicas, como a redução de velocidade, o grande aumento do torque, sua simplicidade e seu custo mais acessível, tendo diversas aplicações e sendo ainda extremamente útil na mecânica industrial moderna.

Mas, acima de tudo, independentemente de qual dos sistemas proposto for fabricado para a finalidade de montar automaticamente as partes do sugador descartável, podemos dizer que a máquina projetada poderia realmente ser, como apontado por Groover (1994, p.10) sobre a automação na indústria, uma alternativa para a falta de mão de obra. Ainda vinculado às afirmações do autor, uma máquina como esta poderia garantir segurança no trabalho removendo os operadores de contato direto com produtos perigosos, como no caso o metiltilcetona, oferecer um controle mais sólido da produção e alcançar altos níveis de eficiência.

Para a realização de uma máquina são necessárias várias etapas de projeto. Ainda que neste trabalho tenham sido abordado e elaborado a concepção básica e tenha sido dimensionado o mecanismo central, para que este projeto saia do papel ainda são necessários alguns estudos relativos aos demais conjuntos, que juntos formarão a máquina de montagem.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode ser realizado o estudo dos demais conjuntos mostrados na Figura 19, como:

- Sistema de alimentação e sujeição: estudo do melhor tipo de alimentador para o equipamento, alimentadores vibratórios, *Wheel Feeders*, ou outros. Estudo dos suportes para atender tubos de 100 e 110 mm de comprimento, além do sistema de transferência do alimentador para o suporte, garantindo alta produção.

- Sistema elétrico e controle: estudo das partes elétricas envolvidas, CLP, painel elétrico, servoconversor, sensores entre outros.
- Sistema de aplicação de solvente: estudo do sistema de aplicação do solvente metiletilcetona, visando economia e segurança, seguindo os padrões para manipulação de produtos voláteis e inflamáveis;

Referências Bibliográficas

- ATI BRASIL. **Goodyear**: Trasmissoni a cinghia dentata. Disponível em:
http://www.atibrasil.com.br/index.php?pag=prodcateg&id_menu=82. Acessado em 10/09/2012.
- CESTARI. **Redutores de velocidade: aplicando corretamente**. [S.l.:s.n.]. 2005;
- DISCOVERY Channel. **How it's made**: Pencil. Disponível em:
<http://www.youtube.com/watch?v=88wM22q5cd8>. Acesso em: 12 maio de 2012a.
- GROOVER, M.P. Automation. In: Dorf, R.C.;Kusiak,A. **Handbook of Design, Manufacturing and Automation**. EUA: John Wiley & Sons,1994.
- KTR. **Toolflex Metal Bellow**: type coupling. Disponível em:
<http://www.ktr.com/en/service/catalogextract.htm?pnr=58&spr=EN>. Acessado em 01/09/2012.
- MDSOLID. **Concept**. Disponível em: <http://www.mdsolids.com/>. Acessado em 13/10/2012.
- MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9 ed. São Paulo: Érica, 2004.
- MOREIRA, D.A. **Administração da produção e operações**. 2 ed. rev. e ampl., São Paulo: Cengage Learning, 2008.
- MORITA, M.C.; HADDAD, A.E.; ARAÚJO,M.,E. **Perfil atual e tendências do cirurgião-dentista brasileiro**. Maringá: Dental Press,2010.
- NORD, R. **Redutor rosca sem fim SI e SM**. [S.l.:s.n.]. 2006.
- NORD, R. **Velocidades constantes**. [S.l.:s.n.]. 2003;
- NORTON, R.L. **Design of Machinery**: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines. 2 ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 1999.
- NORTON, R.L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. Tradução João Batista de Aguiar et al. 2 ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.
- NSK, R. **Catálogo geral de rolamentos**. [S.l.:s.n.]. 1994.
- OTTOBONI, A. **Servo-acionamentos**. Mecatrônica Atual, São Paulo: Saber, nº6, p. 7-14, Outubro, 2002.
- RITZMAN, L.P.;KRAJEWSKI, L. J. **Administração da produção e operações**. Tradução Roberto Galman. São Paulo, Pearson Prentice Hall, 2004. Tradução de Foundations of Operations Management.
- ROSÁRIO, J. M. **Princípios de mecatrônica**. São Paulo: Prentice Hall , 2005.
- SCHENEIDER, C. **Correias Schneider**: catálogo de medidas. São Paulo: Edição do autor, 2004.
- SHIGLEY, J.E.;MISCHKE, C.R.;BUDYNAS,R.G. **Projeto de engenharia mecânica**. Tradução João Batista de Aguiar et al. 7 ed. Porto Alegre: Bookman, p. 26-32, 2005. Título original: Mechanical Engineering Design.
- SHIGLEY, J.E.;MISCHKE, C.R.;BUDYNAS,R.G. **Standard handbook of machine design**. 2 ed. New York: McGraw-Hill, 1996.
- SILVEIRA, P. R.;SANTOS, W. E. **Automação e controle discreto**. 7 ed. São Paulo: Érica, 2006.

SOLIDWORKS, **Company History**. Disponível em: http://www.solidworks.com/sw/656_ENU_HTML.htm. Acessado em 10/09/2012

TELECURSO 2000. **Profissionalizante Mecânica**: elementos de máquinas. Rio de Janeiro: Globo, 2000.

WAGNER III, J.A.; HOLLENBECK, J.R. **Comportamento organizacional**. Tradução Cid Knipel Moreira et al. São Paulo: Saraiva, 2003. Título original: Organizational behavior.

WEG. **Automação**: Servoconversor SCA06 e Servomotor SWA. 6ª edição, [São Paulo]: Edição do autor, 2012.

WEG. **Motores elétricos de corrente alternada**. [S.l.:s.n.]. 2006;

WEG. **Motores Elétricos**. Jaraguá do Sul: Edição do autor, 2006

ANEXOS

ANEXO A – Tabelas – Dimensionamento de transmissão sincronizada

Tabelas para dimensionamento pelo método Goodyear (ATI BRASIL, 2012).

Tabela A1: Parte da tabela de fator de esforço C_1

	Máquinas motoras		
	Motores elétricos com torque de partida reduzido (até 1,5 x torque nominal) Turbina a água e a vapor aqüeo Motores a combustão até 8 ou mais cilindros	Motores elétricos com torque de partida médio (de 1,5 até 2,5 x torque nominal) Motores a combustão de 4 a 6 cilindros	Motores elétricos com torque alto de partida e de parada (acima de 2,5 x torque nominal) Motores hidráulicos Motores a combustão até 4 cilindros
Máquinas acionadas			
Máquina para escritório			
máquina de escrever	1,0	1,1	1,2
computador, impressora, fotocopiadora	1,1	1,2	1,3
projetores, gravador de vídeo	1,0	1,1	-
Eletrodomésticos			
centrifugas	1,0	1,1	1,2
máquinas para cozinha, cortador	1,1	1,2	1,3
Máquinas para costurar			
máquinas de costurar para uso doméstico	1,1	1,2	1,3
máquinas de costurar para uso industrial	1,2	1,3	1,4
Máquinas para lavanderia			
secador	1,2	1,4	1,6
lavadora	1,4	1,6	1,8
Máquinas para fornos e panificadoras	1,2	1,4	1,6
Sistema de transporte			
de esteira para cargas leves	1,1	1,2	1,3
de esteira para minerais, carbono e areia	1,2	1,4	1,6
Transportadores para materiais pesados, elevadores, elevadores helicoidais, de taliscas	1,4	1,6	1,8
Agitadores/misturadores para líquidos para semilíquidos	1,2	1,4	1,6
	1,3	1,5	1,7
Máquinas de usinagem			
tornos	1,2	1,4	1,6
furadeiras, para polimento, fresadoras, plainas	1,3	1,5	1,7
Máquinas para trabalho com madeira			
tornos, serras de fita	1,2	1,3	1,5
plainas e serras circulares	1,2	1,4	1,6
Máquinas para serralharia	1,4	1,6	1,8
Máquinas para tijolos e argila			
misturadores	1,4	1,6	1,8
moinhos para argila	1,6	1,8	2,0
Máquinas têxteis			
bobinadeiras e urdideiras	1,2	1,4	-
máquinas de tear e retorcedeiras, tecelagem	1,3	1,5	1,7
Máquinas para produção de papel			
agitadores, calandras, secadores	1,2	1,4	1,6
bombas, holandesas, máquinas para polimento	1,4	1,6	1,8
Máquinas para estampa			
inseridoras, cortadoras e dobradeiras	1,2	1,4	1,6
pressas rotativas	1,3	1,5	1,7
Peneiradoras			
separador	1,2	1,4	-
a vibração	1,3	1,5	-
Ventiladores, Exaustores			
exaustores, sopradores radiais de ar	1,4	1,6	1,8
aeradores, sopradores axiais de ar	1,6	1,8	2,0
Compressores			
de parafuso	1,4	1,5	1,6
a pistão	1,6	1,8	2,0
Bombas			
centrifugas e de engrenagem	1,2	1,4	1,6
a pistão	1,7	1,9	2,1
Geradores elétricos	1,4	1,6	1,8
Elevadores e equipamentos para elevação	1,4	1,6	1,8
Centrifugas	1,5	1,7	-
Máquinas para trabalho com borracha	1,5	1,7	1,9
Moinhos			
moinho a martelo	1,5	1,7	1,9
moinho a esfera, de rolete e para brita	1,7	1,9	2,1

Tabela A2: Tabela de fator multiplicador C_2

Fator de transmissão RT	Fator multiplicador C_2
≤ 1,24	0
1,25 - 1,74	0,1
1,75 - 2,49	0,2
2,5 - 3,49	0,3
≥ 3,5	0,4

Tabela A3: Tabela fator de desgaste C_3

Duração e tipo de operações	Fator de desgaste C_3
Duração diária de operação 10-16 horas	+0,2
Duração diária de operação acima de 16 horas	+0,4
Desvio adicional da correia, p. ex. por meio de polia tensora	+0,2
Operações intermitentes	-0,2

Tabela A4: Tabela de diâmetro mínimo recomendado

Passo da correia	Rotação do motor	Ø primitivo mínimo	Código da Polia
XL	3000	19.40	12 XL
	1500	17.78	11 XL
	1000	16.17	10 XL
L	3000	48.51	16 L
	1500	42.44	14 L
	1000	36.27	12 L
H	3000	80.84	20 H
	1500	72.77	18 H
	1000	54.66	16 H
XH	1500	183.92	26 XH
	1000	169.70	24 XH
	750	155.62	22 XH
XXH	1500	262.76	26 XXH
	1000	242.54	24 XXH
	750	222.32	22 XXH

Tabela A5: Fator de correção F

Dentes em contato	6 ou mais	5	4	3	2
Fator de correção F	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2

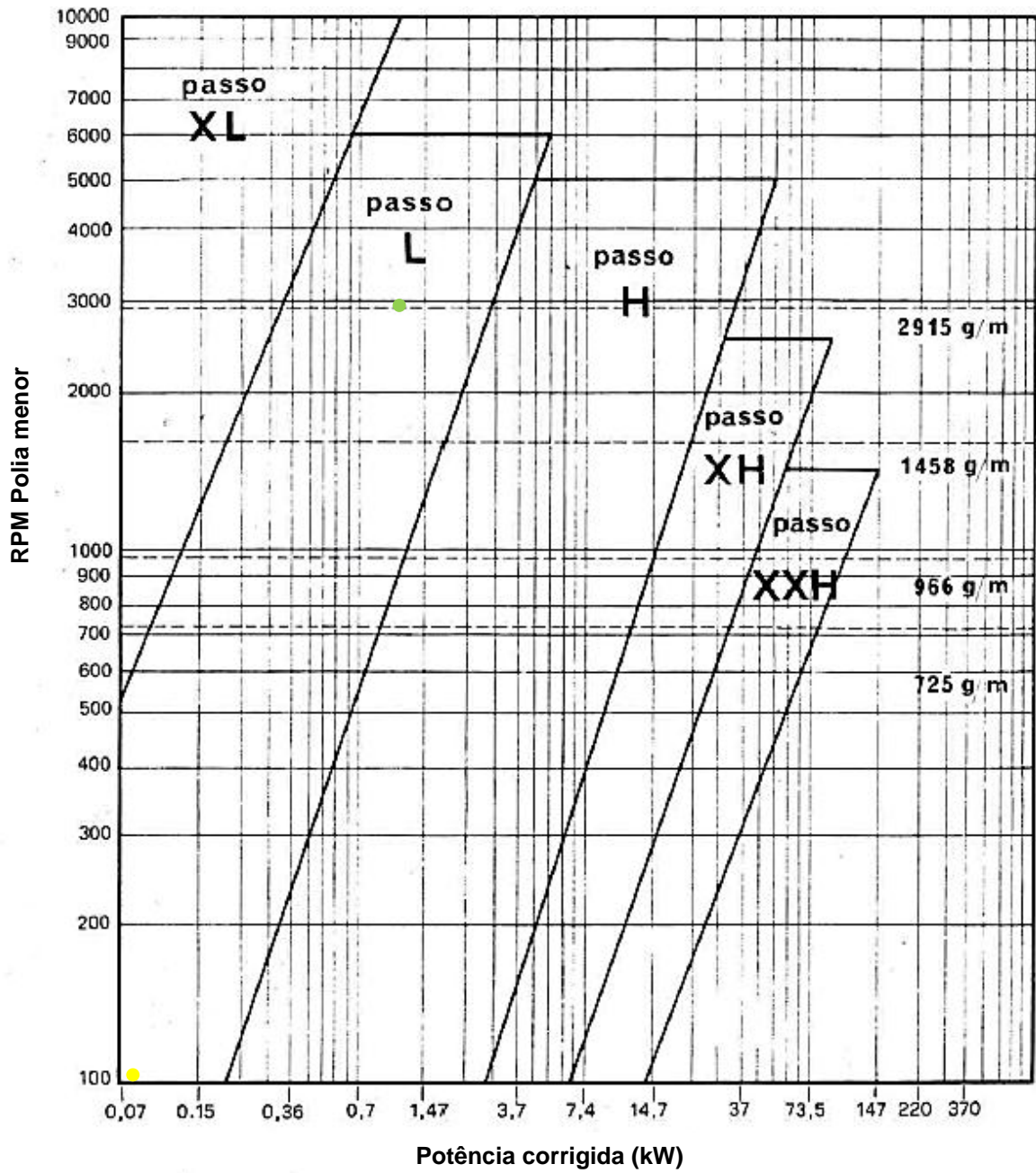


Figura A6: Gráfico de seleção de passo

Tabela A7: Tabela de potência transmissível por polia sincronizadora passo L

PASSO**L**

N° denti	10	12	14	16	18	20	22
Giri/min. albero veloce							
200	0,07	0,10	0,11	0,13	0,14	0,15	0,17
600	0,23	0,27	0,32	0,37	0,41	0,46	0,51
725	0,29	0,35	0,39	0,46	0,50	0,56	0,60
800	0,31	0,37	0,43	0,49	0,55	0,61	0,68
950	0,37	0,43	0,50	0,59	0,65	0,74	0,80
1200	0,46	0,55	0,65	0,74	0,82	0,91	1,00
1425	0,55	0,66	0,77	0,88	0,99	1,08	1,24
1500	0,57	0,69	0,80	0,91	1,03	1,14	1,25
2000		0,91	1,07	1,21	1,36	1,51	1,65
2400		1,10	1,27	1,45	1,63	1,79	1,96
2600		1,18	1,38	1,57	1,75	1,93	2,12
2850		1,29	1,49	1,70	1,90	2,09	2,29
3000		1,36	1,58	1,79	2,01	2,21	2,42
3400		1,54	1,78	2,02	2,26	2,48	2,70
3800		1,71	1,98	2,23	2,50	2,74	2,98
4000		1,79	2,08	2,35	2,62	2,86	3,11
4500		1,96	2,46	2,62	2,89	3,16	3,42
5000		2,21	2,55	2,87	3,17	3,44	3,71
5500		2,42	2,78	3,11	3,42	3,71	3,96
6000		2,62	2,99	3,35	3,66	3,94	4,19
7000		2,99	3,40	3,76	4,07	4,32	4,52
8000		3,35	3,76	4,11	4,39	4,58	4,68
9000		3,66	4,07	4,39	4,60	4,69	4,66
10000		3,94	4,32	4,58	4,69	4,64	4,41
15000		4,69	4,56	3,98	2,92	1,31	

N° denti	24	26	28	30	32	36
Giri/min. albero veloce						
200	0,18	0,20	0,21	0,23	0,24	0,28
600	0,55	0,60	0,64	0,69	0,74	0,82
725	0,66	0,72	0,79	0,82	0,88	1,02
800	0,74	0,79	0,85	0,91	0,97	1,10
950	0,88	0,94	1,01	1,08	1,15	1,29
1200	1,10	1,18	1,27	1,36	1,45	1,63
1425	1,29	1,40	1,49	1,60	1,70	1,90
1500	1,36	1,47	1,58	1,69	1,79	2,01
2000	1,79	1,93	2,07	2,21	2,35	2,62
2400	2,13	2,29	2,46	2,62	2,76	3,07
2600	2,29	2,47	2,64	2,80	2,96	3,26
2850	2,48	2,66	2,84	3,01	3,17	3,48
3000	2,61	2,80	2,99	3,16	3,34	3,65
3400	2,92	3,12	3,31	3,50	3,67	3,99
3800	3,20	3,41	3,61	3,79	3,97	4,26
4000	3,34	3,55	3,75	3,93	4,10	4,37
4500	3,65	3,87	4,05	4,23	4,37	4,57
5000	3,93	4,14	4,31	4,46	4,56	4,66
5500	4,09	4,37	4,51	4,62	4,68	4,66
6000	4,39	4,54	4,65	4,69	4,66	4,47
7000	4,65	4,70	4,67	4,56	4,34	3,62
8000	4,68	4,57	4,34	3,98	3,48	2,02
9000	4,47	4,13	3,62	2,92	2,02	
10000	3,98	3,33	2,44	1,31		
15000						

N° denti	40	48	60	72	84	96	120
Giri/min. albero veloce							
200	0,31	0,37	0,46	0,55	0,64	0,74	0,91
600	0,91	1,10	1,36	1,63	1,88	2,13	1,79
725	1,18	1,25	1,47	1,91	2,21	2,49	2,28
800	1,21	1,45	1,79	2,13	2,46	2,77	3,35
950	1,40	1,62	1,84	2,43	2,76	3,09	3,68
1200	1,79	2,13	2,62	3,07	3,47	3,84	4,39
1425	2,10	2,50	3,02	3,56	3,93	4,26	4,65
1500	2,21	2,57	3,17	3,65	4,06	4,38	4,66
2000	2,87	3,35	3,94	4,39	4,65	4,68	3,98
2400	3,35	3,84	4,39	4,67	4,63	4,21	2,02
2600	3,56	4,04	4,54	4,70	4,43	3,70	0,50
2850	3,79	4,26	4,65	4,56	3,90	2,99	
3000	3,94	4,39	4,69	4,47	3,62	2,02	
3400	4,26	4,61	4,61	3,85	2,15		
3800	4,50	4,70	4,26	2,76			
4000	4,58	4,68	3,88	2,02			
4500	4,69	4,46	2,90				
5000	4,64	3,98	1,31				
5500	4,41	2,74					
6000	3,98	2,02					
7000	2,45						

Tabela A8: Tabela de largura de correia sincronizadora, larguras padrões

Código	Largura da correia		Fator de largura W_f
	mm	Polegada	
025	6,4	$\frac{1}{4}$	0,15
031	7,9	$\frac{5}{16}$	0,21
037	9,5	$\frac{3}{8}$	0,28
044	11,1	$\frac{7}{16}$	0,35
050	12,7	$\frac{1}{2}$	0,42
062	15,9	$\frac{5}{8}$	0,57
075	19,1	$\frac{3}{4}$	0,71
088	22,2	$\frac{7}{8}$	0,86
100	25,4	1	1,00
125	31,8	$1\frac{1}{4}$	1,29
150	38,1	$1\frac{1}{2}$	1,56
175	44,5	$1\frac{3}{4}$	1,84
200	50,8	2	2,14
250	63,5	$2\frac{1}{2}$	2,72
300	76,2	3	3,36
350	88,9	$3\frac{1}{2}$	4,06
400	101,6	4	4,76
500	127,0	5	6,15
600	152,4	6	7,50
700	177,8	7	8,89
800	203,2	8	10,32
900	228,6	9	11,70
1000	254,0	10	13,10

ANEXO B – Tabelas – Dimensionamento de motoredutor

Tabelas para dimensionamento e seleção sugerido pelo fabricante NORD (2006, p. 12 - 18).

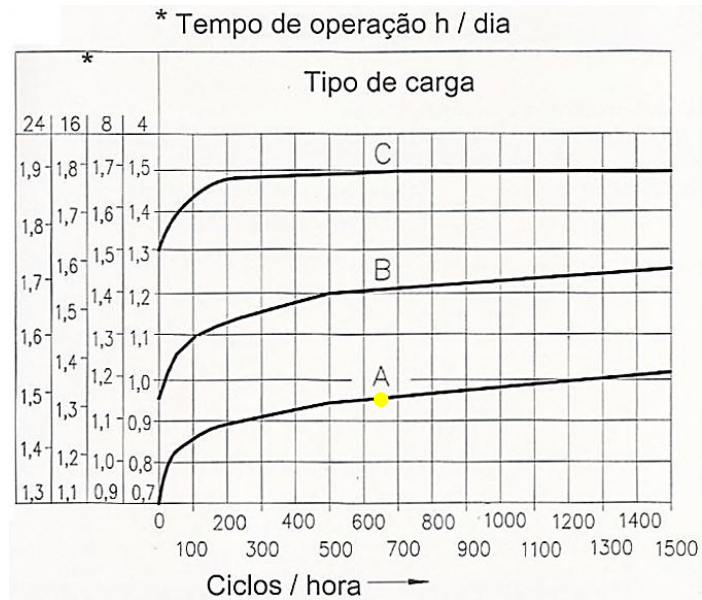


Figura B1: Fator de serviço f_{B0}

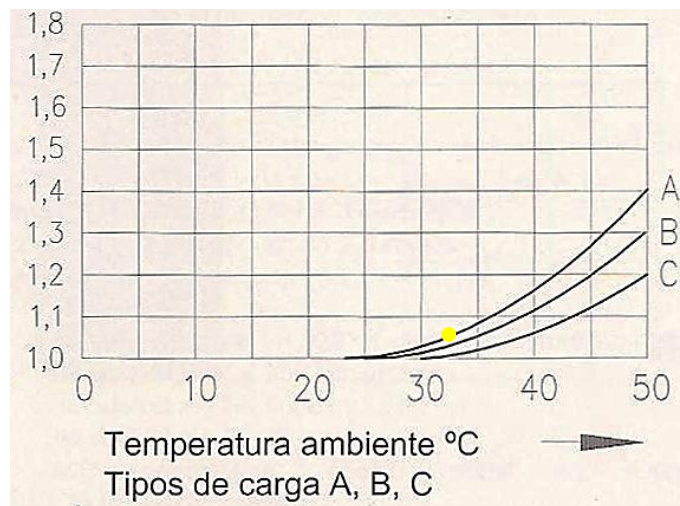


Figura B236: Fator de temperatura f_{B1}

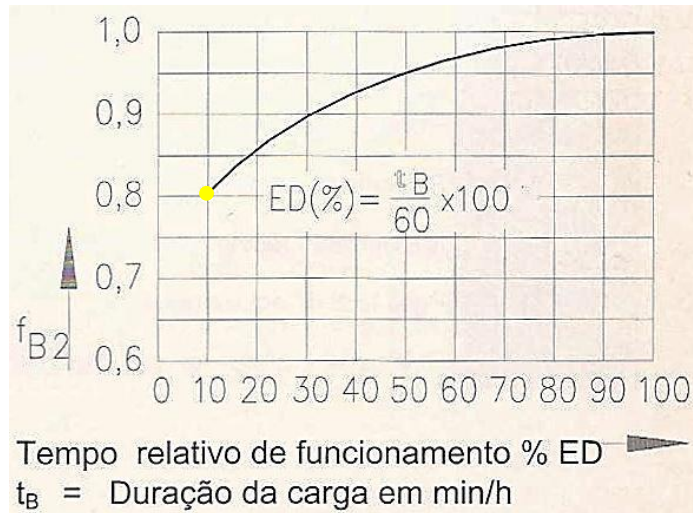
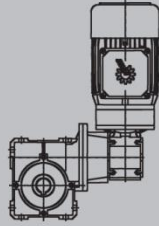


Figura B3: Fator de serviço intermitente f_{B2}

Tabela B4: Catálogo seleção de redutor NORD

P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	i_{sch}	i_{vor}	F_R [N]	F_{RF} [N]	Tipos		
									 62 - 69, 71 - 72		
0,12	11	42	1,8	150	30	5	3200	1810	SK 1SI 40/31 – IEC63 - 63S/4		
	7,4	59	1,3	225	30	7,5	3200	1780			
	5,6	76	1,1	300	30	10	3200	1740			
	4,5	87	0,9	375	30	12,5	3200	1700			
	3,7	99	0,9	450	30	15	3200	1660			
	2,8	*109	0,8	600	30	20	3200	1620			
	2,2	*110	0,8	750	30	25	3200	1620			
	1,9	*113	0,8	900	30	30	3200	1610			
	1,4	*116	0,8	1200	30	40	3200	1590			
	1,1	*119	0,8	1500	30	50	3200	1580			
	0,9	*120	0,8	1800	30	60	3200	1570			
	0,7	*123	0,8	2400	30	80	3200	1560			
	0,6	*124	0,8	3000	30	100	3200	1550			
		11	45	2,9	150	30	5	4800		3730	SK 1SI 50/31 – IEC63 - 63S/4
		7,4	63	2,2	225	30	7,5	4800		3720	
		5,6	80	1,8	300	30	10	4800		3710	
4,5		93	1,6	375	30	12,5	4800	3690			
3,7		102	1,5	450	30	15	4800	3680			
2,8		128	1,2	600	30	20	4800	3650			
2,2		149	1,1	750	30	25	4800	3610			
1,9		154	1,0	900	30	30	4800	3600			
1,4		189	0,9	1200	30	40	4800	3520			
1,1		*214	0,8	1500	30	50	4800	3460			
0,9		*216	0,8	1800	30	60	4800	3450			
0,7	*220	0,8	2400	30	80	4800	3440				
0,6	*223	0,8	3000	30	100	4800	3430				

ANEXO C – Tabelas – Fator de concentração de tensão de fadiga

Tabelas para cálculo do fator de concentração de tensão de fadiga (NORTON, 2004)

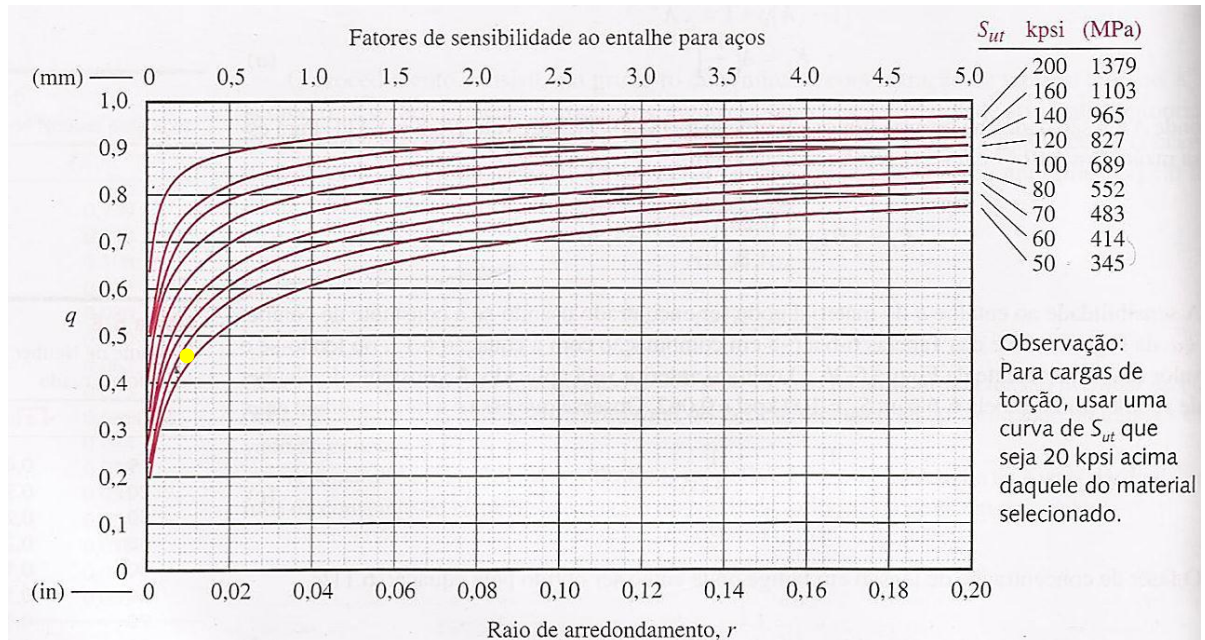


Figura C1: Gráfico do fator de sensibilidade ao entalhe para aços (NORTON, 2004, p. 332)

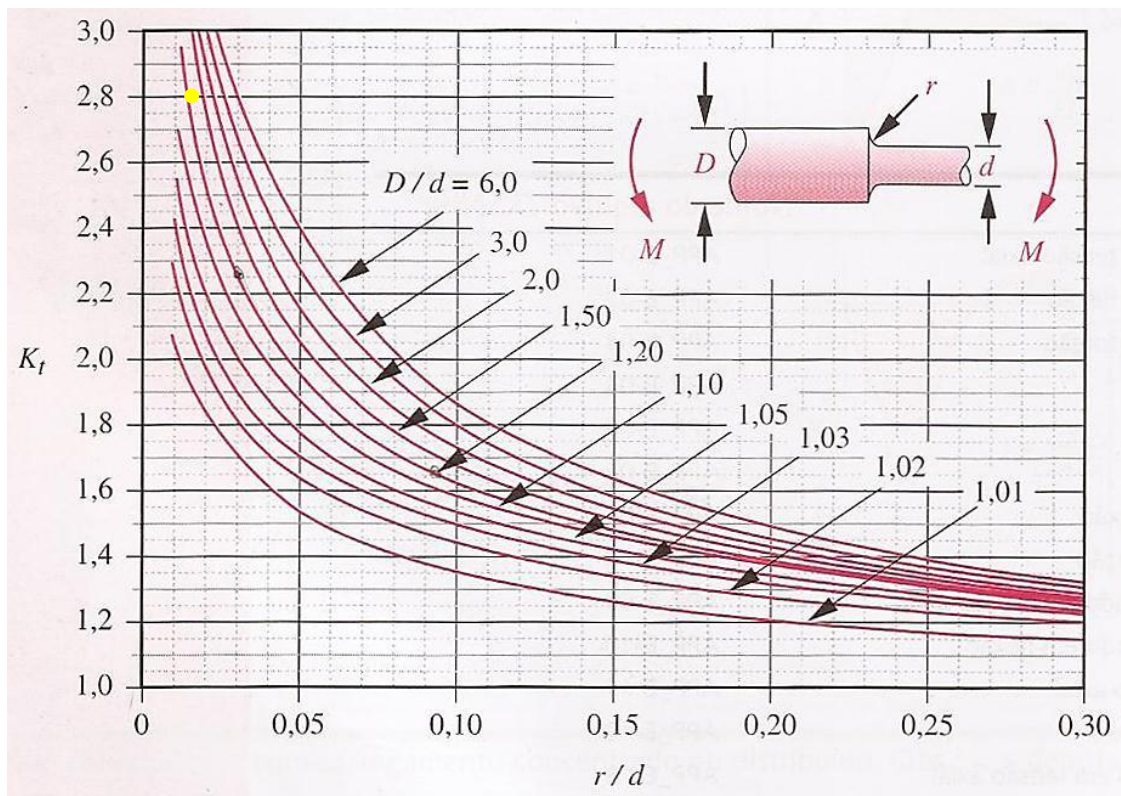


Figura C2: Gráfico do fator de concentração de tensão teórica K_t para eixo com rebaiço arredondado em flexão (NORTON, 2004, p. 858)

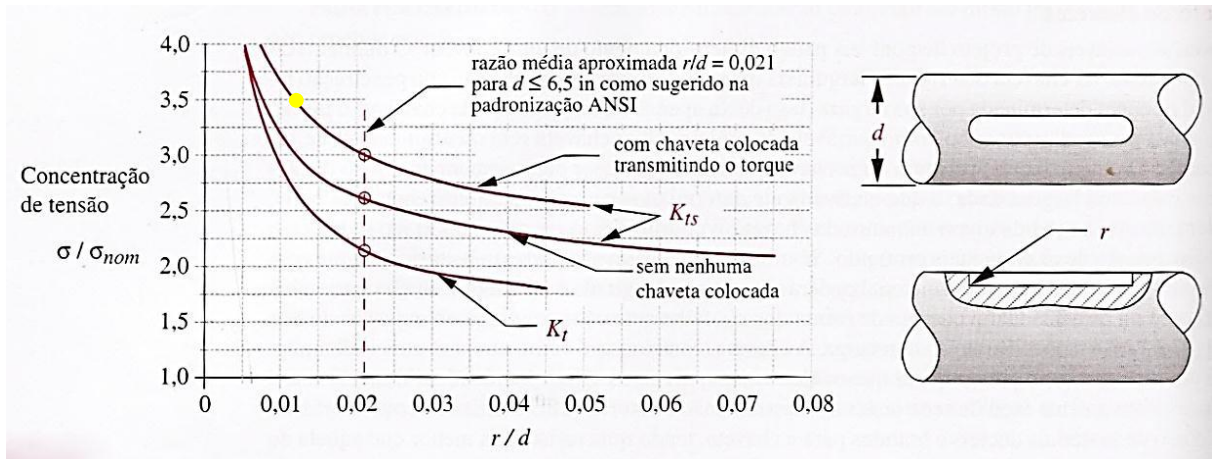
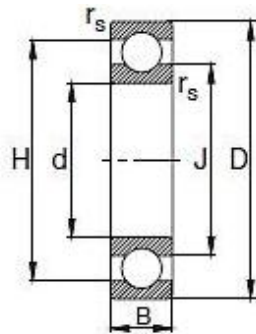


Figura C337: Gráfico da concentração de tensões em rasgos de chaveta (NORTON, 2004, p. 500)

ANEXO D – Tabelas – Rolamentos

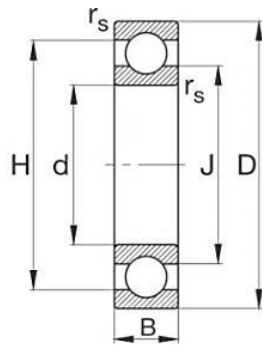
Tabelas para seleção de rolamentos (FAG, 1999)

Tabela D1: Tabela parcial extraída do catálogo FAG para rolamentos fixos de esferas de uma carreira com diâmetro 40 mm (FAG, 1999, p. 161 – 162)



Eixo	Dimensão			Capacidade de carga		Designação
	d mm	D	B	din. C kN	est. C ₀	Rolamento FAG
40	40	68	9	13,2	10,2	16008
	40	68	15	16,6	11,6	6008
	40	68	15	16,6	11,6	S6008.W203B
	40	68	15	16,6	11,6	6008.2ZR
	40	68	15	16,6	11,6	6008.2RSR
	40	80	18	29	18	6208
	40	80	18	29	18	S6208.W203B
	40	80	18	29	18	6208.2ZR
	40	80	18	29	18	6208.2RSR
	40	80	18	29	18	S6208.2RSR.W203B
	40	80	23	29	18	62208.2RSR
	40	90	23	42,5	25	6308
	40	90	23	42,5	25	S6308.W203B
	40	90	23	42,5	25	6308.2ZR
	40	90	23	42,5	25	6308.2RSR
	40	90	33	42,5	25	62308.2RSR
	40	110	27	62	38	6408

Tabela D2: Tabela parcial extraída do catálogo FAG para rolamentos fixos de esferas de uma carreira com diâmetro 12 mm (FAG, 1999, p. 154).

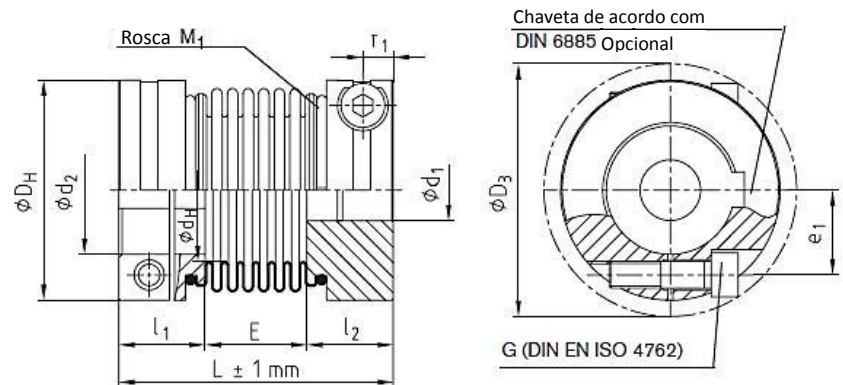


Eixo	Dimensão			Capacidade de carga		Designação
	d	D	B	din. C	est. C ₀	
	mm			kN		Rolamento FAG
12	12	28	8	5,1	2,36	6001
	12	28	8	5,1	2,36	S6001.W203B
	12	28	8	5,1	2,36	6001.2ZR
	12	28	8	5,1	2,36	6001.2RSR
	12	28	8	5,1	2,36	S6001.2RSR.W203B
	12	30	8	5,1	2,36	16101
	12	32	10	6,95	3,1	6201
	12	32	10	6,95	3,1	S6201.W203B
	12	32	10	6,95	3,1	6201.2ZR
	12	32	10	6,95	3,1	6201.2RSR
	12	32	10	6,95	3,1	S6201.2RSR.W203B
	12	32	14	6,95	3,1	62201.2RSR
	12	37	12	9,65	4,15	6301
	12	37	12	9,65	4,15	S6301.W203B
	12	37	12	9,65	4,15	6301.2ZR
	12	37	12	9,65	4,15	6301.2RSR
	12	37	12	9,65	4,15	S6301.2RSR.W203B

ANEXO E – Tabela – Acoplamentos

Tabela para seleção de acoplamentos (KTR, 2012, p.160)

Tabela E1: Tabela parcial de acoplamentos modelo Toolflex, fabricante KTR (2012, p.160)



Dados técnicos									
Tamanho	Eixo	Torque inferior a [Nm]	Velocidade Max. [RPM]	Momento de Inércia [$\times 10^6 \text{kgm}^2$]	Rigidez Torsional [Nm/rad]	Rigidez axial [N/mm]	Rigidez radial [N/mm]	Perm. disp	
								Axial [mm]	R _e [n]
7	Direto	1	31800	0,3	300	—	—	±0,4	0
9		1,5	23800	1,0	580	—	—	±0,5	0
12		2	19100	2,7	980	—	—	±0,6	0
16	Flangeado	5	14900	10	3050	29	92	±0,5	0
20		15	11950	32	6600	42	126	±0,6	0
30		35	8700	123	14800	65	155	±0,8	0
38		65	7350	262	24900	72	212	±0,8	0
42		95	6820	427	36500	80	333	±0,8	0
45		150	5750	1020	64000	88	492	±1,0	0
55 ⁴⁾		340	4800	5118	96100	107	598	±1,0	0

ANEXO F – Tabela – Servomotores

Tabela para seleção de servomotores.

Tabela F1: Tabela parcial extraída do catálogo de servomotores WEG (2012, p.13)

Sem Freio Eletromagnético - 220-240 V

Rotação	Código	Modelo Servomotor	Torque Rotor Bloqueado - Mo (Nm)	Corrente Nominal Io (Arms)	Potência Nominal (kW)	Massa (kg)	Inércia x 10 ⁻³ (kg.m ²)	Comprimento "L" (mm)	Servoconversor Recomendado			
									SCA06B05P05	SCA06C08P0	SCA06D16P0	SCA06D24P0
2000 rpm	10362947	SWA 562-2,5-20	2,5	2,5	0,36	4,6	0,22	250	D2			
	10362948	SWA 562-3,8-20	3,8	3,8	0,70	5,6	0,31	270	D2			
	10362949	SWA 562-6,1-20	6,1	5,2	1,10	7,5	0,50	310		T2		
	10362950	SWA 562-8,0-20	8,0	6,5	1,32	9,3	0,68	350		T2		
	10362951	SWA 712-9,3-20	9,3	8,0	1,60	12,0	1,63	270		T2		
	10362952	SWA 712-13-20	13,0	11,8	2,30	15,0	2,35	300			T2	
	10362953	SWA 712-15-20	15,0	13,0	2,50	17,0	3,06	330			T2	
	10019957	SWA 712-19-20	19,0	15,1	2,90	20,0	3,78	360				T2
	10362955	SWA 712-22-20	22,0	18,5	3,40	22,0	4,50	390				T2
10363008	SWA 712-25-20	25,0	21,5	3,40	27,0	5,94	450				T2	
3000 rpm	10967968	SWA 402-0,8-30	0,8	1,0	0,20	2,0	0,044	190	D2			
	10638981	SWA 402-1,6-30	1,6	2,0	0,45	2,8	0,084	216	D2			
	10642826	SWA 402-2,6-30	2,6	3,2	0,70	3,5	0,12	236	D2			
	10362937	SWA 562-2,5-30	2,5	3,8	0,66	4,6	0,22	250	D2			
	10362938	SWA 562-4,0-30	4,0	5,7	0,88	5,6	0,31	270		T2		
	10362939	SWA 562-6,1-30	6,1	8,5	1,30	7,5	0,50	310		T2		
	10362940	SWA 562-7,0-30	7,0	9,0	1,50	9,3	0,68	350			T2	
	10362941	SWA 712-9,3-30	9,3	12,0	2,05	12,0	1,63	270			T2	
	10362942	SWA 712-13-30	13,0	18,0	2,85	15,0	2,35	300				T2
	10362943	SWA 712-15-30	15,0	20,0	3,30	17,0	3,06	330				T2
10362944	SWA 712-19-30	19,0	23,0	4,20	20,0	3,78	360				T2	