

SOCIEDADE UNIVERSITARIA REDENTOR
FACULDADE REDENTOR
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AUTOMAÇÃO DE SUPORTE BASCULANTE

William Wagner Porto da Silva

SOCIEDADE UNIVERSITÁRIA REDENTOR - SUR
Faculdade Redentor - Biblioteca
Itaperuna - RJ / TEL (22) 3811-0111



ITAPERUNA - RJ
DEZEMBRO DE 2008

Sociedade Universitária Redentor
BIBLIOTECA
Reg. 4972/01
Data: 12/03/09
Nº de Chamada: _____



SOCIEDADE UNIVERSITARIA REDENTOR
FACULDADE REDENTOR
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AUTOMAÇÃO DE SUPORTE BASCULANTE

William Wagner Porto da Silva

**Trabalho apresentado ao Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica da Faculdade Redentor como
parte dos requisitos para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica**

ITAPERUNA – RJ
DEZEMBRO DE 2008

621.8

S586a

2008 Silva, William Wagner Porto da

Automação de Suporte Basculante / William Wagner Porto da Silva. –
Itaperuna: FacRedentor, 2008.

120 p.: il.

Monografia (Graduação) – FacRedentor, 2008.

Bibliografia: p. 98 - 98

1. Engenharia Mecânica – Monografia 2. Automação 3. Engrenagens
4. Motores elétricos de indução I. Título

SUPORTE BASCULANTE

William Wagner Porto da Silva

Aprovada em: 05 / 12 / 2008.

BANCA EXAMINADORA

Irineu Silva Rodrigues Junior (orientador)

Engenheiro Mecânico

UERJ- Universidade Estadual do Rio de Janeiro

Paulo Feliciano Soares Filho

Mestre em Engenharia Mecânica

UFF- Universidade Federal Fluminense

Filipe Ribeiro de Castro

Engenheiro Mecânico

Sociedade Universitária Redentor

DEDICATÓRIA

Eu William dedico este trabalho a meu filho, João Pedro que mesmo estando um pouco longe, sempre esteve presente em minha memória sendo uma razão e fonte de inspiração para continuar em frente e não desistir. A meus pais Pedro Mendes e Maria Emília que me deram todo apoio no estudo, me incentivando e acolhendo em todos os momentos, aos quais devo, em grande parte, o que hoje sou. A Meus irmãos Wesley e Leticia e minha avó Maria Silva de Oliveira (em memória) que sempre foram pessoas presentes mesmo quando as coisas não iam bem. Enfim, a todos os colegas e professores que acreditaram no meu trabalho e ao grande amigo de curso Márcio.

AGRADECIMENTOS

Eu William agradeço a Deus por ter permitido e provido meios para que este sonho se realiza-se. Agradeço ao professor Irineu Silva Rodrigues Júnior e ao professor Cristiano, pelo apoio e encorajamento contínuos na pesquisa, ao professor Paulo Feliciano Soares Filho pelo apoio e ajuda, ao amigo Neuton, aos demais Mestres da casa, pelos conhecimentos transmitidos e à Diretoria do curso de graduação da Sociedade Universitária Redentor pelo apoio institucional.

“O temor do Senhor é o princípio do conhecimento; mas os insensatos desprezam a sabedoria e a instrução.”

Provérbios 1:7

RESUMO

Este projeto final em pauta visa diminuir os riscos ergonômicos provocados por má postura e esforços repetitivos do operador que alça manualmente no suporte basculante, cilindros que armazenam gás para uso industrial. A execução do projeto consta do aproveitamento parcial do suporte já existente, adaptando-se um mecanismo mecânico dotado de caixa de redução e motor elétrico. As diretrizes a serem tomadas, desde: reuniões, pesquisa e projeto, serão executados usando conhecimento e técnicas adquiridas durante o curso das disciplinas da faculdade de engenharia mecânica.

ABSTRACT

This final project tends to reduce the ergonomic risks provoked by the position and a repeated effort of the operator who works with his own hands in the dumping support, cylinders that store gas for industrial use. The execution of the project consists of the partial opportunist of the existing support already, to adapt - a mechanism endowed with box of reduction and electric engine. The lines of direction to be taken, since: meetings, research and project, will be executed using knowledge and techniques acquired during the course of them you discipline of the engineering college mechanics.

LISTA DE ABREVIATURAS

Símbolo	Variável
AGMA	Norma Americana "American Gear Manufacturers Association"
ANSI	Instituto Nacional Americano de Padronização
ASME	Sociedade americana de Engenheiros Mecânicos
DIN	Associação de normas Alemã "Deutsches Institut für Normung"
HCR	Dureza Rockwell C
HB	Dureza Brinell
ISO	Organização Internacional para Padronização
SAE	Sociedade de Engenharia Automotriz "Society of Automotive Engineers"
AC	Altura de cabeça
<i>b</i>	Largura do dente
<i>C</i>	Distância entre centros
<i>c</i>	Folga no fundo do dente
<i>D</i>	Diâmetro
<i>d</i>	Diâmetro primitivo
<i>F</i>	Força
<i>FFF</i>	Folga de fundo de dente
<i>F_i</i>	Combinação de cargas
<i>F_t</i>	Força tangencial
<i>F_r</i>	Resistência a flexão no pé do dente
<i>F_{res}</i>	Força resultante
<i>h</i>	Duração dopar em horas
<i>h_a</i>	Altura de cabeça
<i>h_f</i>	Altura de pé
<i>i</i>	Relação de transmissão
<i>J_p</i>	Momento de inércia polar
<i>L</i>	Comprimento
<i>M</i>	Momento torçor

m	Módulo
n	Fator de segurança
n_p	Rotação do pinhão
N	Número de rotações por minuto
p	Peso
P	Diametral pitch
PP	Altura de pé
p_b	Passo de base frontal
p_{adm}	Pressão admissível
P_t	Potência
q	Fator de forma
R	Raio
R_u	Resistência última
R_d	Resistência de projeto
r_b	raio da base
rpm	Rotações por minuto
S_d	Solicitação de projeto
S_n	Limite de resistência a fadiga
s_t	Espessura frontal
T	torque
V	Velocidade
V_a	Velocidade angular
W_d	Fator de durabilidade
z	Número de dentes
σ_{adm}	Tensão admissível

$\sigma_{\max}$	Tensão máxima
σ_x	Tensão devido a momento fletor
τ	Tensão de cisalhamento
τ_{xy}	Tensão devida a torção
$\tau_{\max}$	Tensão máxima
φ	Fator de serviço
γ_f	Coeficiente de majoração das cargas
ϕ	Redução da resistência interna
σ_{at}	Tensão de compressão
τ_{at}	Tensão de cisalhamento

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Número Figura	Página
1-1 – Má postura no trabalho	22
1-2 – Peso comprometendo a saúde	22
2-1 – Princípio do campo magnético.....	31
2-2 – Polaridade do campo magnético	32
2-3 – Princípio de funcionamento do motor elétrico.....	33
2-4 – Parte Fixa e Móvel do Motor Elétrico	34
2-5 – Escovas de Grafita	35
2-6 – Componentes de um rolamento.....	43
2-7 – Rolamento fixo de uma carreira de esfera	46
2-8 – Rolamento de uma carreira de esfera de contato angular	47
2-9 – Rolamento Combinado	47
2-10 – Rolamento de duas carreiras de esfera de contato angular	48
2-11 – Rolamento de esfera de quatro pontos de contato	49
2-12 – Rolamento autocompensador de esfera	49
2-13 – Rolamento axial de esferas de escora simples.....	50
2-14 - Rolamentos axiais de esferas de escora dupla.....	50
2-15 – Nomenclatura da engrenagem	53
2-16 – Perfil da Engrenagem	55
2-17 – Traço da evolvente	56
2-18 – Traço da evolvente.....	57
2-19 – Engrenagem segundo o apoio	63
2-20 – Esforços no pé do dente da engrenagem	64
2-21 – Força atuante na chaveta	71

2-22 - Efeito da força atuante: (A), compressão;(B), cisalhamento	71
2-23 – Chaveta	72
2-24 – Dimensões da chaveta	73
3-1 – Rolamento rígido de esfera	78
4-1- Ilustração da montagem dos mancais com rolamento	81
4-2 – Ilustração da montagem das chavetas	82
4-3 - Distância inicial do centro de massa ao eixo	84
4-4 - Distância final do centro de massa ao eixo	84
4-5 - Montagem do engrenamento	85
4-6 – Informações do motor utilizado no projeto.....	86
4-7 - Controle manual do motor	93
4 -8 - Ligação elétrica	93
4-9 – Disjuntor.....	94

LISTA DE TABELAS

TABELA	página
2-1 – Fórmulas para Cálculos de Elementos da engrenagem.....	58
2-2 – Qualidade das engrenagens.....	60
2-3 – Comparação da qualidade com velocidade periférica	60
2-4 – Tipo de engrenagem x Relação de transmissão	61
2-5 – Módulos Normalizados.....	61
2-6 – Dureza Brinell (HB)	63
2-7 – Tensão admissível	66
2-8 – Fator de forma (q) engrenamento externo	66
2-9 – Fator de Forma (q) engrenamento interno	67
2-10 – Tabela 1 chaveta	72
2-11 – Tabela 2 chaveta	73
2-13 - Coeficiente de segurança de solicitações, no estado limite	75

LISTA DE ANEXOS

	página
Anexo 10.1 – Informações técnicas sobre o cilindro de gás	120
Anexo 10.2 – Catálogo de rolamentos SKF-Seleção	121
Anexo 10.3 – Catálogo de rolamento SKF-Seleção quanto a carga.....	122
Anexo 10.4 – Tabela de fator de serviço – AGM (φ)	123

LISTA DE APÊNDICES

APÊNDICE	página
Apêndice 9.1 – Desenho M0-001-00 – Suporte basculante para cilindro industrial.....	100
Apêndice 9.2 – Desenho M0-001-01 – Estrutura.....	101
Apêndice 9.3 – Desenho M0-001-02 – Apoio do suporte.....	102
Apêndice 9.4 – Desenho M0-001-03 – Fechamento do suporte giratório.....	103
Apêndice 9.5 – Desenho M0-001-04 – Suporte giratório.....	104
Apêndice 9.6 – Desenho M0-001-05 – Caixa das engrenagens.....	105
Apêndice 9.7 – Desenho M0-001-06 – Porta rolamento.....	106
Apêndice 9.8 – Desenho M0-001-07 – Engrenagem do suporte.....	107
Apêndice 9.9 – Desenho M0-001-08 – Pinhão do suport.....	108
Apêndice 9.10 – Desenho M0-001-09 – Engrenagem do pinhão motriz.....	109
Apêndice 9.11 – Desenho M0-001-10 – Pinhão motriz.....	110
Apêndice 9.12 – Desenho M0-001-11 – Eixo de ligação.....	111
Apêndice 9.13 – Desenho M0-001-12 – Bucha para eixo do motor.....	112
Apêndice 9.14 – Desenho M0-001-13 – Espaçador.....	113
Apêndice 9.15 – Desenho M0-001-14 – Chaveta.....	114
Apêndice 9.16 – Desenho M0-001-16 – Engate.....	115
Apêndice 9.17 – Desenho M0-001-17 – Tampa da caixa.....	116
Apêndice 9.18 – Desenho M0-001-26 – Prendedor.....	117
Apêndice 9.18 – Desenho M0-001-32 – Bucha de nylon.....	118

SUMÁRIO

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	21
1.1 Posições do Trabalho	21
1.2 Objetivo	23
CAPÍTULO II - DESENVOLVIMENTO	25
2.1 Estudos Anteriores	25
2.1.1 Ergonomia	25
2.1.1.1 Qual o papel da ergonomia para a saúde.	24
2.1.1.2 Homens, Máquinas e Controles	27
2.1.1.3 Qual é a aplicabilidade da ergonomia	28
2.1.1.4 A falta e suas conseqüências	28
2.1.2 Potência Elétrica	29
2.1.3 Princípio de Funcionamento de Motores Elétricos	30
2.1.3.1 Motores de Corrente Contínua	34
2.1.4 Aço Fundido	36
2.1.4.1 Aços Conformados	36
2.1.5 Mancel	38
2.1.6 Tratamento Térmico	38
2.1.6.1 Recozimento	38
2.1.6.2 Normalização	39
2.1.6.3 Têmpera	40
2.1.6.4 Revenimento	41
2.1.6.5 Austêmpera	42
2.1.6.6 Martêmpera	42
2.1.7 Rolamentos	43

2.1.7.1 Características do Rolamento	43
2.1.7.2 Classificação dos Rolamentos	45
2.1.7.2.1 Rolamentos Fixos de uma Carreira de Esfera.....	45
2.1.7.2.2 Rolamentos de uma carreira de esferas de contato angular.....	46
2.1.7.2.3 Rolamentos Combinados	47
2.1.7.2.4 Rolamentos de duas carreiras de esferas de contato angular.....	47
2.1.7.2.5 Rolamentos de esferas de quatro pontos de contato	48
2.1.7.2.6 Rolamentos auto compensadores de esferas.....	49
2.1.7.2.7 Rolamentos axiais de esferas de escora simples e duplo.....	50
2.1.7.3 Recomendações para Aplicação.....	50
2.1.7.4 Seleção de Rolamento	51
2.1.8 Acoplamento	51
2.1.8.1 Acoplamentos com Chaveta	52
2.1.9 Engrenagens	52
2.1.9.1 Características Gerais	53
2.1.9.2 Nomenclatura	53
2.1.9.3 Ação Conjugada	55
2.1.9.4 Como Traçar uma Evolvente	56
2.1.9.5 Fundamentos	57
2.1.9.6 Fabricação da Engrenagem	59
2.1.9.6.1 Usinagem	59
2.1.9.6.2 Fundição	59
2.1.9.7 Qualidade da Engrenagem	59
2.1.9.8 Dimensionamento	61

2.1.9.8.1 Critério de Desgaste	61
2.1.9.8.2 Pressão Admissível	62
2.1.9.8.3 Fator de durabilidade	62
2.1.9.8.4 Dureza Brinell (HB)	63
2.1.9.8.5 Relação entre a largura da engrenagem e diâmetro primitivo	63
2.1.9.8.6 Resistência a Flexão no Pé do Dente	64
2.1.9.8.7 Carga Radial	64
2.1.9.8.8 Carga resultante	64
2.1.9.8.9 Tensão de Flexão no pé do Dente	65
2.1.9.8.10 Tensão Admissível	65
2.1.9.8.11 Fator de forma (q)	66
2.1.10 Eixos e Árvores	67
2.1.10.1 Projeto para cargas estáticas.....	68
2.1.10.12 Flexão Alternada e Torção Constante	69
2.1.11 Chaveta	70
2.1.12 Coeficiente de segurança para estruturas de aço	74
2.1.12.1 Método dos Estados Limites	74
CAPÍTULO III - METODOLOGIA	76
3.1 Composições da Automação	76
3.1.1 Material Utilizado	77
3.1.2 Corpo das Engrenagens	77
3.1.3 Árvore	77
3.1.4 Mancal	77
3.1.5 Rolamento	78
3.1.6 Chavetas.....	78

3.1.7 Motor	79
CAPÍTULO IV - RESULTADO	80
4.1 Suporte Automatizado	80
4.2 Mancal	81
4.3 Chaveta.....	81
4.4 Rolamento.....	82
4.5 Carga de utilização	82
4.6 Cálculo do Torque no Eixo.....	83
4.6.1 Torque Mínimo	85
4.7 Potência Mínima Necessária	85
4.8 Especificação do Motor Utilizado	86
4.9 Definição da Velocidade angular	87
4.10 Pinhão do Suporte	87
4.10.1 Momento Torçor no pinhão	87
4.10.2 Relação de Transmissão	88
4.10.3 Fator de durabilidade (W_d)	88
4.10.4 Cálculo da pressão admissível	88
4.10.5 Volume mínimo	88
4.10.6 Módulo de engrenamento	88
4.10.7 Recálculo do diâmetro primitivo do pinhão	89
4.10.8 Calculo da Largura do pinhão	89
4.10.9 Resistência a Flexão no pé do dente	89
4.10.9.1 Força tangencial	89
4.10.10 Fator de Forma (q)	89
4.10.11 Tensão Máxima Atuante no Pé do Dente	90

4.10.12 Análise do Dimensionamento	90
4.10.13 Redimensionamento do Pinhão 1° hipótese	90
4.10.13.1 Relação largura (b)/Diâmetro primitivo(d).....	90
4.10.14 Redimensionamento Pinhão 2° hipótese	90
4.10.14.1 Diâmetro Primitivo	91
4.10.14.2 Força Tangencial	91
4.10.14.3 Tensão Máxima Atuante	91
4.10.14.4 Relação entre largura e Diâmetro Primitivo	91
4.10.15 Dimensões das Engrenagens.....	92
4.11 Eixo	92
4.11.1 Cálculo do Diâmetro do Eixo	92
4.12 Comprimento da chaveta.....	93
4.13 Meios de Ligação e Acionamento Elétrico do Motor ..	93
CAPÍTULO V – DIFICULDADES ENCONTRADAS.....	95
CAPÍTULO VI – CONCLUSÕES	96
CAPÍTULO VII – RECOMENDAÇÕES.....	97
REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	98
APÊNDICE.....	99
ANEXO	119

CAPÍTULO I

1. INTRODUÇÃO

1.1 POSIÇÃO DO TRABALHO

O processo manual que vem sendo exercido na execução do serviço, resulta em uma maior perda de tempo, sendo executado por dois funcionários de forma que um está sendo retirado de sua atividade para auxiliar no processo. Durante a realização da inversão dos cilindros observa-se a condição de má postura do operador, bem como os riscos ergonômicos por ele sofridos, infringindo a NR- 17, conforme descrições feitas no capítulo II, item 2.1.1.

O suporte automatizado será capaz de fazer o processo de girar o cilindro usando um motor elétrico com uma caixa de engrenagens com, eficiência e segurança.

Esse suporte automatizado será dimensionado com minuciosos cálculos de engenharia fazendo com que todo o sistema possa resistir aos esforços, com segurança, eficiência e com redução de tempo.

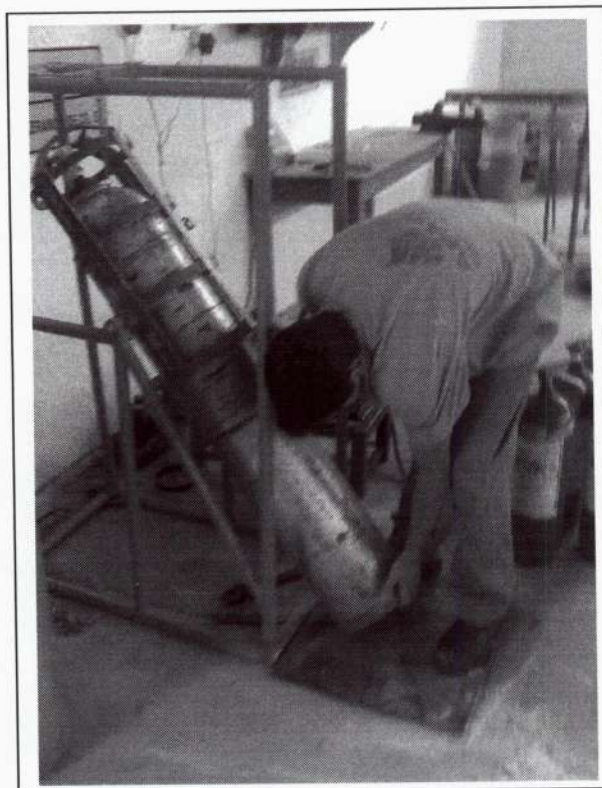


Figura 1-1 Má postura no trabalho

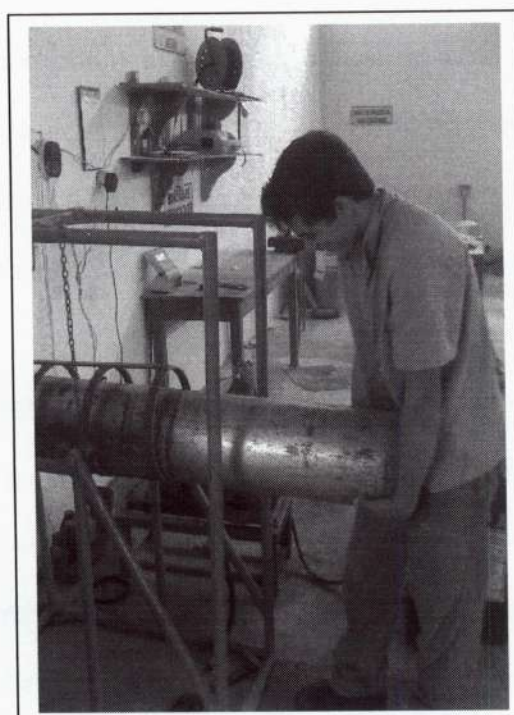


Figura 1-2 Peso comprometendo a saúde

1.2 OBJETIVO

O suporte automatizado será projetado com intuito de solucionar um problema que esta acontecendo na hora de girar o cilindro para aproveitamento do gás pela empresa, uma pessoa, tem um grande tempo perdido, o risco de acidentes e ergonômico e iminente. O suporte automatizado será de grande serventia no processo de girar o cilindro por solucionar estes três problemas.

O processo de criação estabelece um limite de peso a ser suportado, uma velocidade de funcionamento e uma preocupação com a adequação dele em os mais diversos tipos de cilindros, com isso poderá se obter uma qualidade e funcionalidade que provocara uma aceitação do mercado.

As etapas do processo de desenvolvimento do projeto serão:

1ª – Estudo de ergonomia no trabalho com máquinas.

2ª - Escolha do suporte a se automatizar.

3ª - Estudo das características técnicas do cilindro.

4ª – Estudo do tipo de motor a ser usado.

5ª- Dimensionamento das característica do motor, tais como:

- Potência.
- Tensão elétrica.
- Corrente elétrica.
- Torque.
- Velocidade angular.

6ª- Dimensionamento dos componentes mecânicos tais como:.

- Caixas de engrenagens
- Chavetas
- Eixos

CAPÍTULO II

2. DESENVOLVIMENTO

2.1 ESTUDOS ANTERIORES

2.1.1 ERGONOMIA

Conhecida comumente como estudo científico da relação entre o homem e seus ambientes de trabalho, a ergonomia tem alguns objetivos básicos que são: possibilitar o conforto ao indivíduo e proporcionar a prevenção de acidentes e do aparecimento de patologias específicas para determinado tipo de trabalho. Merece atenção especial uma boa parte dos problemas de postura que a grande maioria das pessoas adquire ao longo de suas vidas durante o trabalho, como por exemplo, os

esforços repetitivos. Qual seria então a solução? O ideal seria que todos os móveis do escritório de sua casa e todo qualquer equipamento usado no nosso dia-a-dia passassem por estudo e adequação ergonômica, antes mesmo de serem adquiridos. São constantes os estudos feitos a respeito da relação do homem com o ambiente de trabalho, o conforto ou mesmo horas de descanso. Ambos são de grande importância, mas, poucas pessoas prestam atenção nestes detalhes. A ergonomia vem justamente estudar estas medidas de conforto, a fim de produzir um melhor rendimento no trabalho, prevenir acidentes e proporcionar uma maior satisfação do trabalhador. (BIBLIOMED,2008)

De acordo com a NR-17 no item 17.2.2. Não deverá ser exigido nem admitido o transporte manual de cargas, por um trabalhador, cujo peso seja suscetível de comprometer sua saúde ou segurança. Código 117.001-5/I e infração 1.

O trabalho de levantamento de material feito com equipamento mecânico de ação manual deverá ser executado de forma que o esforço físico realizado pelo trabalhador seja compatível com sua capacidade de força e não comprometa a sua saúde ou sua segurança. Conforme item 17.2.7 da referida norma. Código 117.005-8 e infração 1. (MANUAIS DE LEGISLAÇÃO, 2007).

2.1.1.1 QUAL O PAPEL DA ERGONOMIA PARA A SAÚDE?

A ergonomia se preocupa com as condições gerais de trabalho, tais como, a iluminação, os ruídos e a temperatura, que geralmente são conhecidas como agentes causadores de males na área de saúde física e mental, mas que o estudo procura traçar os caminhos para a correção. O seu objetivo é aumentar a eficiência humana, através de dados que permitam que se tomem decisões lógicas.

O custo individual é minimizado através da ergonomia, que remove aspectos do trabalho, que em longo prazo, possam provocar ineficiências ou os mais variados tipos de incapacidades físicas.

Nas condições em que a atividade do indivíduo envolve a operação de uma peça de equipamento, na maioria das vezes, ele passa a constituir, com este equipamento, um sistema fechado. Este visa apresentarem muitas das características de auto-regulamentação (feedback). Como dentro de tal sistema é o indivíduo quem usualmente decide, torna-se necessário que ele seja incluído no estudo da eficiência do sistema. Para que a eficiência seja máxima é preciso que o sistema seja projetado como um todo, com o homem completando a máquina e esta completando o homem. (BIBLIOMED,2008).

2.1.1.2 HOMENS, MÁQUINAS E CONTROLES

A integração de homens e máquinas é constantemente estudada, para que seja completo o sistema, muitas máquinas são projetadas respeitando algumas informações que permitirão, ao usuário, uma maior integração. São estudadas as funções dos indivíduos, o sexo dos operadores e como será seu desempenho em relação às atividades laboriais, ou seja o tamanho, a idade dos operadores e usuários de um determinado equipamento, a força com que esta máquina será usada no país onde é feita, ou no exterior. O estudo é feito pela média dos operadores. As máquinas tais como os guindastes, escavadeiras mecânicas e caminhões-ancinhos, liberaram o homem do trabalho físico e do emprego de ferramentas manuais. Em compensação apresentam problemas de outro tipo. A capacidade do homem de controlar os próprios movimentos deve ser transferida para os movimentos das peças da máquina, que são as rodas, os botões, as

chaves, as alavancas ou manivelas. Assim sendo, elas têm que ser projetadas obedecendo às limitações e capacidades do operador, para que o sistema inteiro - homem e máquina - possa operar com eficiência máxima. (BIBLIOMED,2008).

2.1.1.3 QUAL É A APLICABILIDADE DA ERGONOMIA

Todos os conhecimentos citados podem ser aplicados ao planejamento de processos e máquinas, a disposição especial dos locais de trabalho, aos métodos de trabalho, e ao controle do ambiente físico para se alcançar maior eficiência tanto dos homens como das máquinas. Para isso é necessário conhecer o sistema nervoso, o funcionamento e a capacidade do mecanismo central, a estrutura do corpo, dos ossos, das juntas, e os músculos que fornecem energia motivacional. No binômio homem-máquina, o problema não é apenas o ajustamento de um ao outro, mas sim a adaptação conjunta dos dois. A aplicação ideal da ergonomia considera o homem como parte integrante de um sistema, no qual o estágio inicial do projeto, as características do operador humano são levados em conta, juntamente com os componentes mecânicos. O homem é melhor para determinados fins, como na tomada de decisões e a máquina para outros, como aplicação de força. O ergonomista tem diante de si as seguintes tarefas. A primeira é estudar a ocupação, a fim de determinar o que o operador ou usuário de um determinado equipamento terá de fazer. Em um segundo momento ele deve considerar, como principal na relação com o homem, o que ele tem que ver e ouvir. (BIBLIOMED,2008).

2.1.1.4 A FALTA E SUAS CONSEQUÊNCIAS

Uma das causas da baixa produtividade pode ser o desconforto, que entre as suas várias causas está diretamente ligada à adequação do corpo frente a um

determinado equipamento. A questão da iluminação, que além de poder causar danos à visão, contribui significativamente na baixa pessoal da capacidade de produção de uma pessoa, quer seja em um escritório, indústria, como até mesmo em ambientes de trabalho mais sofisticados. Além disso, os ruídos e mudanças de temperatura também influem negativamente neste processo. Com relação aos problemas de coluna, o ideal ainda é a prevenção, portanto buscar no ambiente de trabalho, a adequação de cadeiras e mesas seria o ideal para protegê-la. Mas, quando não for possível contar com um escritório mais adequado, procure sempre sentar em cadeiras com encosto reto e em casa, fuja dos sofás muito macios. Aparentemente confortáveis, eles são um convite para que você se jogue no assento de qualquer jeito. Mas o que fazer? Atualmente várias empresas já buscam a melhoria da qualidade do trabalho dos empregados e já estabelecem uma série de programas como forma de incentivar a saúde do trabalhador. Nas grandes capitais e áreas mais industrializadas, o empresariado, já consciente dos futuros problemas, está investindo neste programas, como também, em estudos sobre as vantagens da ergonomia para a melhoria da produção nas empresas. Se por um lado, o uso da ergonomia pode sugerir maior gasto, por outro representa uma economia para a empresa e como consequência, a melhoria da saúde do trabalhador e da sociedade. (BIBLIOMED,2008)

2.1.2 POTÊNCIA ELÉTRICA

A eletricidade, convertida em outra forma de energia, pode ser utilizada em diversas situações comuns. é o caso, por exemplo, da resistência de um chuveiro, que aquece a água que passa pela resistência elétrica, dizemos que o chuveiro converte energia elétrica em energia térmica.

Os motores elétricos, quando recebem tensão, giram seu eixo, dizemos que os motores convertem energia elétrica em energia mecânica, possibilitando que outros corpos sejam movimentados por meio do giro de seu eixo.

Os gases das lâmpadas fluorescentes emitem luz ao serem percorridos pela corrente elétrica, dizemos que as lâmpadas convertem energia elétrica em energia luminosa.

Você mesmo é capaz de observar várias situações em que a energia elétrica é convertida em outra forma de energia, a fim de gerar alguma coisa útil à sociedade.

A quantidade de energia que um sistema elétrico é capaz de fornecer depende da tensão e da corrente do sistema elétrico, mais precisamente, chamamos de potência elétrica, cujo símbolo é a letra p , a capacidade de fornecimento de energia num certo intervalo de tempo.

A unidade de medida da potência elétrica é o watt, em homenagem ao inventor de motores, o escocês james watt (1736-1819).

Potência elétrica: capacidade de fornecimento de energia elétrica num intervalo de tempo. Para o sistema que recebe a energia elétrica e a converte em outra forma de energia, a potência elétrica representa a capacidade de absorção e conversão de energia num dado intervalo de tempo. (ULIANA, J. 2008)

2.1.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMENTO DE MOTORES ELETRICOS

Como se pode converter energia elétrica em energia mecânica. As máquinas em movimento. Com movimento automatizado das máquinas que substitui na prática o trabalho humano.

Vamos examinar o trabalho mecânico das máquinas. Quando as lâminas de

um liquidificador giram para triturar uma fruta, ou quando um robô ergue uma peça, podemos dizer que essas máquinas estão desenvolvendo sua capacidade de trabalho mecânico, isto é, sua energia mecânica. Mas energia é alguma coisa muito séria para ser produzida por uma máquina.

Em geral, as máquinas não produzem energia. Elas apenas convertem a energia que recebem em outra forma de energia. As máquinas elétricas convertem energia elétrica em energia mecânica para poderem trabalhar. Pode reparar: o liquidificador tem lá um motorzinho que gira quando ligado na tomada, o robô tem motores elétricos que são acionados para movimentar mecanismos que erguem, giram, agarram e soltam. E outras máquinas também possuem motores elétricos que são os responsáveis pela conversão da energia elétrica em energia mecânica

De acordo o princípio de funcionamento dos motores elétricos. Existem vários modelos de motores elétricos existentes, destacando suas diferenças e aplicações.

O funcionamento dos motores se baseia num princípio físico relativo ao campo magnético gerado ao redor de um condutor quando percorrido por uma corrente elétrica.

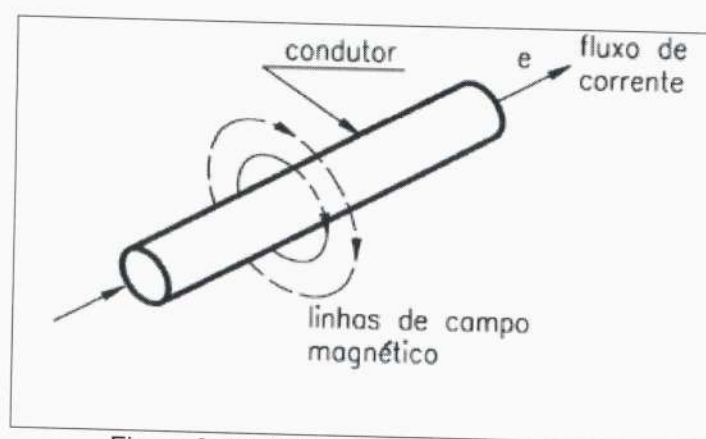


Figura 2-1 Princípio do campo magnético

Campos magnéticos de mesma polaridade se repelem e campos magnéticos de polaridade diferente se atraem.

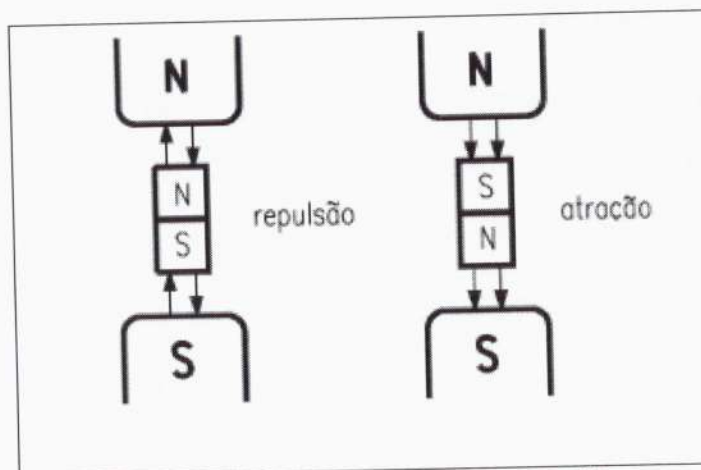


Figura 2-2 Polaridade no campo magnético

A finalidade de um motor elétrico é gerar movimento. Assim, sua construção deve prever peças móveis que se movimentem de acordo com o campo magnético gerado pela corrente elétrica que percorre os condutores do motor.

Os elementos básicos de um motor são:

- Estator que pelo nome, podemos deduzir que se trata de uma parte fixa. Nesta parte do motor normalmente existem campos magnéticos fixos, criados por ímãs permanentes ou eletroímã.
- Rotor é uma parte móvel do motor, ligada ao eixo de transmissão de movimento. Nesta parte do motor normalmente existem bobinas, percorridas por correntes elétricas que geram campos magnéticos. Em função da polaridade, os campos magnéticos submetem o rotor a forças de atração e repulsão, produzindo o movimento giratório do rotor.

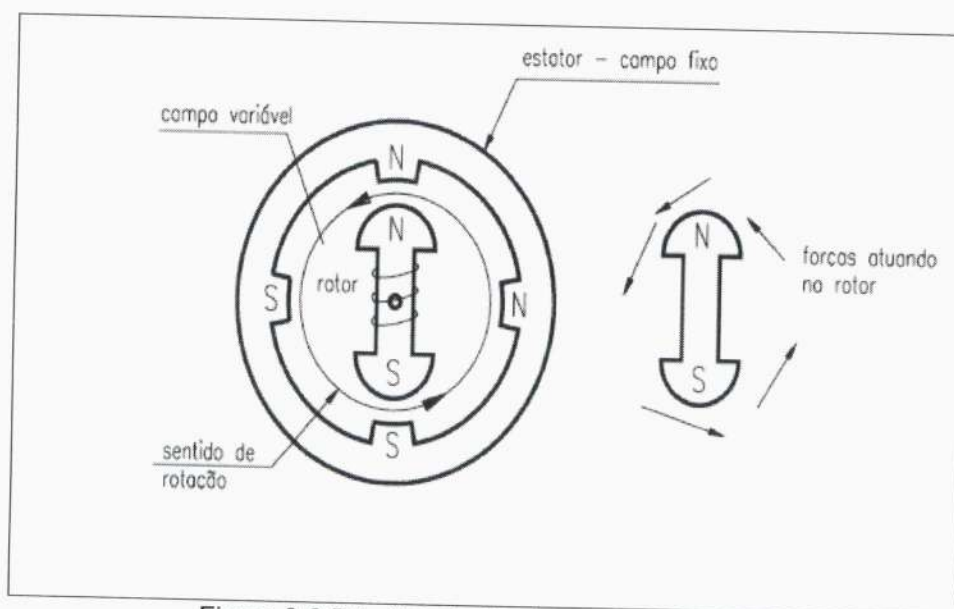


Figura 2-3 Princípio de funcionamento do motor elétrico

- Coletor ou comutador é parte do motor liga as bobinas à rede elétrica, de modo que o rotor se movimenta sem curtos-circuitos nos fios ligados à rede elétrica.
- Bobinas são enrolamentos de condutores percorridos por corrente elétrica. Devido ao fluxo de elétrons, os enrolamentos ficam submetidos a um campo magnético que interage com o campo magnético do estator, gerando o movimento desejado.
- Escovas são contatos do comutador.

Em resumo, o magnetismo de ímãs em movimento gera corrente elétrica em circuitos fechados ou bobinas de condutores. Também ocorre o efeito contrário: corrente elétrica num condutor gera magnetismo ao seu redor, formando um campo magnético.

Campo magnético: espaço localizado ao redor de um ímã ou de um fio percorrido por corrente elétrica, e no qual ocorrem fenômenos magnéticos de atração e repulsão entre corpos.

Os motores são construídos para que se possam aproveitar os efeitos magnéticos da corrente elétrica. (ULIANA,J. 2008)

2.1.3.1 MOTORES DE CORRENTE CONTÍNUA

Como você pode ver na figura a seguir, o motor de corrente contínua é constituído de uma parte fixa e outra móvel.

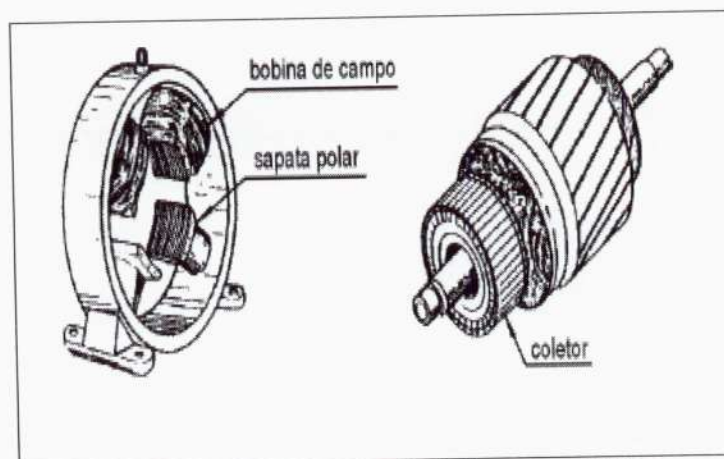


Figura 2-4 Parte fixa e móvel do motor elétrico

A parte fixa, que chamamos de estator, possui peças fixas (sapatas polares) em torno das quais se enrolam fios de cobre, formando bobinas. Com a passagem da corrente contínua, criam-se pólos magnéticos ao redor das peças polares, que substituem os ímãs apresentados na segunda figura do princípio de funcionamento. Duas escovas de grafita também ficam presas ao estator e recebem os pólos da tensão elétrica contínua que alimenta o motor.

Força magnética: força de natureza magnética que age sobre corpos que apresentam cargas elétricas (elétrons) em movimento no interior de um campo magnético.

Qualquer fio sob a ação de um campo magnético é movimentado pela força magnética ao ser percorrido por uma corrente elétrica.

De forma geral os motores de corrente contínua são classificados em, motores em série, em paralelo e composto e misto. Motores elétricos em série possuem maior torque de partida. (ULIANA, J. 2008)

2.1.4 AÇO FUNDIDO

O aço fundido é similar ao manufaturado em termos de sua composição química, isto é, ele tem bem menos carbono do que o ferro fundido. As propriedades mecânicas do aço fundido são superiores às do ferro fundido, mas inferiores às dos aços manufaturados. Sua principal vantagem é a facilidade de fabricação por fundição em areia ou em cera. O aço fundido é classificado de acordo com seu conteúdo de carbono em baixo carbono ($< 0,2\%$), médio carbono ($0,2$ a $0,5\%$) e alto carbono ($>0,5\%$). Ligas de aço fundidas contendo outros elementos também são fabricadas para altas resistência mecânica e à temperaturas. Os limites de resistência à tração das ligas de aço fundido variam de aproximadamente 65 a 200 kpsi (450 a 1.380 MPa). (SENAI, 1997)

2.1.4.1 AÇOS CONFORMADOS

O termo "conformado" refere-se a todos os processos que manipulam a forma do material sem derretê-lo. Laminação a quente e laminação a frio são os dois métodos mais comumente utilizados, porém existem muitas variantes, como

estiramento, estampagem, extrusão e prensagem. O denominador comum é o escoamento intencional do material para mudar sua forma, seja à temperatura ambiente ou à temperatura elevada.

O aço laminado a quente é produzido forçando-se lingotes de aço quentes através de conjuntos de cilindros ou matrizes que progressivamente mudam sua forma para vigas I, seções em L, ângulos, planos, quadrados, cilindros, tubos, placas, chapas, etc. As propriedades mecânicas são relativamente baixas porque o material termina o processo em um estado recozido ou normalizado, a menos que receba deliberadamente tratamento térmico após a fabricação. Ele é a escolha típica para componentes estruturais de aço baixo carbono utilizados nas estruturas de construção civil e de máquinas operatrizes. Material laminado a quente também é usado em peças mecânicas sujeitas a usinagem extensa (engrenagens, camos, etc.) em que o acabamento do material bruto é irrelevante e para as quais se desejem propriedades uniformes e de material não trabalhado a frio, devendo preceder um tratamento térmico planejado.

Aço laminado a frio é produzido a partir de lingotes ou de formas laminadas a quente. O material é levado à forma e tamanho finais pelo rolamento em cilindros de aço endurecidos ou pela prensagem através de matrizes à temperatura ambiente. Os cilindros ou matrizes dão polimento à superfície e trabalham o material a frio, aumentando sua resistência e reduzindo sua ductilidade. O resultado é um material com bom acabamento superficial e dimensões precisas comparadas ao material laminado a quente. Sua resistência e dureza são aumentadas às custas de significativas deformações residuais, as quais podem ser aliviadas durante a usinagem, a soldagem ou o tratamento térmico, causando distorções. Formas

laminadas a frio comumente disponíveis são chapas, tiras, placas, barras cilíndricas ou retangulares, tubos, etc. (SENAI, 1997).

2.1.5 MANCAL

A maioria dos mancais de esfera modernos são feitos de aço AISI 5210 e endurecidos a um alto grau, inteiramente ou somente na superfície. Essa liga de cromo-aço é endurecível completamente a HRC 61-65. Melhorias recentes nos processos de manufatura de aço resultaram em aços para mancais com níveis reduzidos de impurezas. Mancais feitos com esses aços “limpos” mostram vida útil mais extensa e confiabilidade. Embora se considere que mancais de rolamentos tenham vida finita quanto à fadiga, e isso ainda se aplica aos mancais “comuns”, os mancais de elementos rolantes feitos de aços limpos têm dado evidências, recentemente, de limite de resistência de vida infinita quando à fadiga superficial. (SKF, 1998).

2.1.6 TRATAMENTO TÉRMICO

2.1.6.1 RECOZIMENTO

O recozimento visa reduzir a dureza do aço, aumentar a usinabilidade, facilitar o trabalho a frio ou atingir a microestrutura ou as propriedades desejadas. O recozimento é composto de três estágios:

Recuperação – Este primeiro estágio do recozimento é verificado a temperaturas baixas. Nele ocorre um re-arranjo das discordâncias, de modo a adquirir configurações mais estáveis, embora não haja, pelo menos aparentemente, mudança na quantidade de defeitos presentes. Não há nenhum efeito sensível sobre as propriedades do material.

Recristalização – Em temperaturas mais elevadas, verifica-se grande alteração na microestrutura do metal, com variações nas propriedades mecânicas. A recristalização é um fenômeno de nucleação.

Crescimento de Grão – A temperaturas mais elevada, os grãos recristalizados tendem a crescer, mediante um mecanismo que consiste na absorção por parte de alguns grãos dos grãos circunvizinhos. A força propulsora do crescimento de grão é a energia superficial dos contornos de grão dos grãos recristalizados.

- ***Recozimento Pleno***

Consiste em austenetizar o aço e resfriar lentamente

Aços hipoeutetóides - +ou- 50° C acima de A3

Aços hipereutetóides - + ou - 50°C acima de A1

- ***Recozimento Subcrítico e Alívio de Tensão***

Este tratamento visa recuperar a ductilidade do aço trabalhando a frio. Consiste em aquecer o aço a uma temperatura abaixo de A1, normalmente na faixa de 600 a 680° C, seguido de resfriamento lento. Neste processo não ocorre a transformação da Austenita, pois não chega a temperatura de austenitização. (SENAI, 1997).

2.1.6.2 NORMALIZAÇÃO

A normalização consiste na austenitização completa do aço, seguida de resfriamento ao ar. Tem por objetivo refinar e homogeneizar a estrutura do aço, conferindo-lhe melhores propriedades do que o recozimento.

É indicado normalmente para homogeneização da estrutura após o forjamento antes da tempera ou revenimento.

Se compararmos a estrutura normalizada da recozida tem-se na estrutura normalizada:

- Num aço hipoeutetóide, possivelmente menor quantidade de ferrita proeutetóide, e perlita mais fina. Em termos de propriedade mecânica a dureza e a resistência mecânica mais elevada, ductilidade mais baixa e resistência ao impacto semelhante.
- Num aço hipereutetóide, menos carbonetos em rede ou massivos, e distribuição mais uniforme dos carbonetos resultantes, devido à dissolução para a normalização do que para revenimento.

A Normalização pode ser usada:

- Refino de grão e homogeneização da estrutura visando obter melhor resposta na tempera e revenimento posterior;
- Melhoria da Usinabilidade;
- Refino de estruturas brutas de fusão (peças fundidas);
- Obter as propriedades mecânicas desejadas.

(SENAI, 1997).

2.1.6.3 TÊMPERA

A tempera consiste em resfriar o aço, a partir de uma temperatura de austenitização, a uma velocidade suficiente rápida (água, salmoura, óleo e ar) para evitar as transformações perlíticas e bainíticas na peça em questão. Deste modo obtêm-se a estrutura martensita.

Essa velocidade de resfriamento dependerá da posição das curvas em C, ou seja do tipo do aço e da forma e dimensões da peça.

Depois da tempera com a formação da martensita, o material apresenta níveis de tensões internas muito alto, devido ao resfriamento drástico e pela brusca mudança de fases, então imediatamente após a têmpera, é preciso que essas

tensões sejam aliviadas ou eliminadas, para devolver ao aço o equilíbrio necessário. (SENAI, 1997).

2.1.6.4 REVENIMENTO

Este tratamento consiste em aquecer uniformemente até a temperatura abaixo da austenitização, mantendo o aço nesta temperatura por tempo suficiente para completa homogeneização da temperatura.

Dependendo da temperatura, pequenas ou grandes alterações nas estruturas martensíticas resultam.

Essas modificações estruturais apresentam a seguinte sequência:

- Entre 100° e 200°C – Não há modificações estruturais sensíveis. As estruturas quando atacadas apresentam aspectos mais claros, à temperatura mais baixa, à temperaturas mais altas, aspectos mais escuros. Num aço com composição próximo ao eutetóide, a dureza cai para RC 60. A tensão começa a ser aliviada.
- Entre 200° e 260°C – O aço começa a perder mais dureza, embora não se verifique nenhuma modificação estrutural notável.
- Entre 260° e 360°C – Inicia-se uma precipitação de carbonetos finos, a qual origina uma estrutura com aparência de um agregado escuro onde ainda se nota a origem martensítica. Esta estrutura às vezes chamada de troostita. A dureza cai, chegando a valores em torno de 50 RC.

Entre 360° e 730°C – Nesta faixa ocorrem as maiores mudanças estruturais e mecânicas. Quanto mais elevada a temperatura de revenido, mais grossas se tornam as partículas de cementita precipitada, as quais ficam perfeitamente visíveis numa matriz ferrítica. As estruturas são normalmente chamadas de “sorbida” e a

dureza a RC 30. Nas proximidades da temperatura correspondente a A1 (720°C por exemplo), as partículas de cementita precipitada assumem uma forma esferoidal, donde o nome da estrutura “esferoidita”. A dureza cai a valores de ordem de 5 a 8 RC, a tenacidade torna-se muito boa e o tipo de estrutura constituída de partículas de carboneto num fundo de ferrita confere ao aço, as melhores características de usinabilidade. (SENAI, 1997).

2.1.6.5 AUSTÊMPERA

Austêmpera é uma transformação isotérmica para a produção de uma estrutura bainítica, não é tão dura como a martensita mais é mais tenaz. O processo consiste em:

- Austenitizar o aço
- Resfriamento rápido em banho de sal, óleo ou chumbo para a região de formação bainítica temperatura em torno de 260° a 400°C.
- Transformação da austenita em bainita

Resfriamento ao ar até a tempera ambiente

(SENAI, 1997).

2.1.6.6 MARTÊMPERA

A martêmpera é um tipo de tratamento térmico indicado para aços ligados por que reduz o risco de empenamento das peças, visando a obtenção da martensita.

Ela consiste em aquecer o aço até a temperatura de austenitização, e então resfriar rapidamente (sem atingir a curva TTT do aço), chegando assim a temperatura de formação da martensita, é deixado isotérmico por um certo tempo, então resfriado em banho de sal. A martensita obtida apresenta-se uniforme e

homogênea, diminuindo riscos e trincas. Após a martêmpera é necessário submeter a peça a revenimento. (SENAI, 1997).

2.1.7 ROLAMENTOS

2.1.7.1 CARACTERÍSTICAS DOS ROLAMENTOS.

Quando se buscou diminuir sensivelmente os problemas de atrito de resistência à alta velocidade, encontrados nos mancais de deslizamento, chegou-se aos mancais de rolamento ou simplesmente rolamentos.

Os rolamentos são simplesmente rolamentos de máquinas constituídos por dois anéis de aço (geralmente SAE 52 100) separados por uma ou mais fileiras de esferas ou rolos.

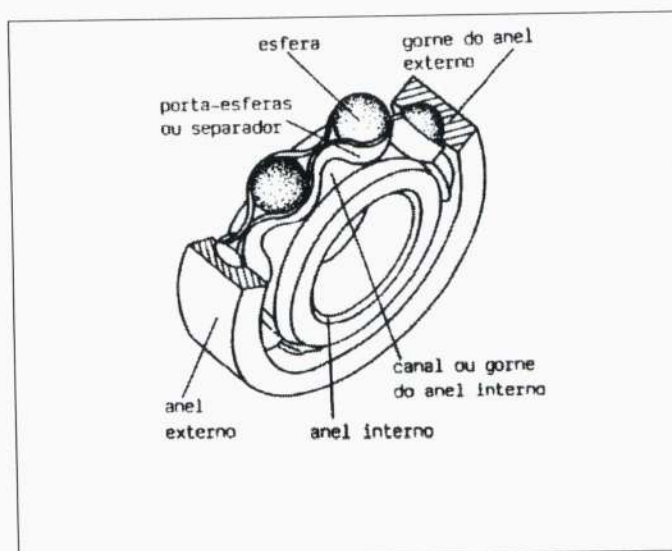


Figura 2-6 Componentes de um rolamento.

Essas esferas ou rolos são mantidos equidistantes por meio do separador ou gaiola a fim de distribuir os esforços e manter concêntricos os anéis.

O anel externo (capa) é fixado na peça ou no mancal e o anel interno é fixado diretamente ao eixo. Os corpos rolantes são geralmente de duas versões: Esferas

ou rolos. Os rolos são basicamente de quatro tipos: Cilíndricos, agulhas, cônicos e esféricos. As esferas têm geometricamente um contato "pontual" nas superfícies das pistas dos anéis interno e externo, enquanto que o contato superficial dos rolos é uma linha. Teoricamente, os rolamentos são construídos de tal forma que permitam que os corpos rolantes tenham uma rotação orbital ao mesmo tempo em que tenham rotação em torno do seu próprio eixo. Enquanto que os corpos rolantes e os anéis do rolamento absorvem uma carga aplicada ao rolamento (no ponto de contato entre os corpos rolantes e as pistas), a gaiola não absorve uma carga direta. Ela somente serve para reter os corpos rolantes equidistantes um do outro e prevenir que estes caiam fora do rolamento.

Os rolamentos se apresentam em diferentes formas e variedades, cada um com suas distintas características. Entretanto, quando comparados com mancais deslizantes, todos os rolamentos têm as seguintes vantagens:

- O coeficiente de atrito estático é inferior e há uma pequena diferença entre este e o coeficiente de atrito dinâmico;
- São padronizados internacionalmente, intercambiáveis e são obtidos com facilidade;
- São fáceis de lubrificar e consomem pouco lubrificante;
- Como regra geral, um rolamento pode suportar cargas simultaneamente em ambos os sentidos, tanto axial como radial;
- Podem ser usados em aplicações de alta e baixa temperatura;
- A rigidez do rolamento pode melhorar com a aplicação de pré-cargas.

(SKF, 1998).

2.1.7.2 CLASSIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS.

Os rolamentos são classificados em dois principais grupos: Rolamentos de esferas e rolamentos de rolos. Os rolamentos de esferas são classificados de acordo com a configuração dos seus anéis: Rígidos de esferas, de contato angular e axiais. Por outro lado, os rolamentos de rolos são classificados de acordo com a forma dos rolos: Cilíndricos, agulhas, cônicos e esféricos.

Os rolamentos podem adicionalmente ser classificados de acordo com a direção em que é aplicada a carga; rolamentos radiais suportam cargas radiais e rolamentos axiais suportam cargas axiais.

Outros métodos de classificação incluem: 1) Número de pistas de rolamento (simples, múltipla, ou quatro pistas), 2) separáveis e não separáveis, no qual tanto o anel interno ou o anel externo podem ser desmontados, 3) rolamentos axiais os quais podem suportar cargas axiais em um único sentido, e rolamentos de duplo sentido os quais podem suportar cargas nos dois sentidos.

Também existem rolamentos desenhados para aplicações especiais, tais como: Rolamento de rolos para vagões de trens (Rolamento RCT), rolamentos para suportar fusos de esferas, rolamentos tipo prato giratório, assim como rolamentos de movimento linear (rolamentos lineares de esfera, rolamentos lineares de rolos e rolamentos de rolos chatos). (SKF, 1998).

2.1.7.2.1 ROLAMENTOS FIXOS DE UMA CARREIRA DE ESFERAS.

Os rolamentos fixos de uma carreira de esferas são entre os rolamentos, os de tipo mais representativo e atendem um extenso campo de aplicações. O canal da pista no interior e o anel externo apresentam um perfil lateral em arco, com raio ligeiramente maior que o raio das esferas.

Além da carga radial, permitem o apoio da carga axial em ambos os sentidos. O torque de atrito é pequeno, sendo o mais adequado para aplicações que requerem baixo ruído e vibração, e em locais de alta velocidade de rotação.

Neste rolamento, além do tipo aberto, existem os blindados com placas de aço, os vedados com proteção de borracha, e os com anel de retenção no anel externo. Geralmente, as gaiolas utilizadas são as prensadas de aço. (SKF, 1998).

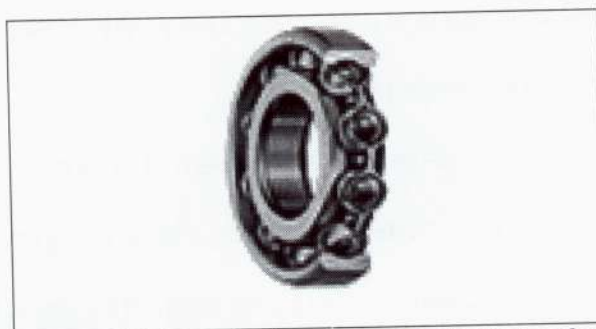


Figura 2-7 Rolamento fixo de uma carreira e esferas

2.1.7.2.2 ROLAMENTOS DE UMA CARREIRA DE ESFERAS DE CONTATO ANGULAR.

Os rolamentos deste tipo permitem o apoio da carga radial e num único sentido à carga axial. A esfera e os anéis interno e externo formam ângulos de contato de 15° , 25° , 30° , 40° . Quanto maior o ângulo de contato maior será a capacidade de carga axial, e quanto menor o ângulo de contato melhor será para altas rotações.

Geralmente, as gaiolas utilizadas são as prensadas de aço, mas para os rolamentos de alta precisão com ângulo de contato menor que 30° , são utilizadas principalmente, as gaiolas da poliamida. (SKF, 1998)



Figura 2- 8 Rolamento de uma carreira de esfera de contato angular.

2.1.7.2.3 ROLAMENTOS COMBINADOS.

Compreendem-se como rolamentos combinados, a formação do jogo de corpo único com duas ou mais peças de rolamentos radiais. Normalmente, as combinações entre os rolamentos de esferas de contato angular e entre os rolamentos de rolos cônicos são as mais freqüentes. (SKF,1998)



Figura 2-9 Rolamento combinado

2.1.7.2.4 ROLAMENTOS DE DUAS CARREIRAS DE ESFERAS DE CONTATO ANGULAR.

Os rolamentos de duas carreiras de esferas de contato angular possuem a configuração básica de duas peças do rolamento de uma carreira de esferas de

contato angular dispostas costa a costa, em que os anéis internos e externos estão cada qual integrado numa única peça. Conseqüentemente, têm a capacidade de apoiar a carga em ambos os sentidos. (SKF, 1998).



Figura 2-10 Rolamento de duas carreiras de esferas de contato angular.

2.1.7.2.5 ROLAMENTOS DE ESFERAS DE QUATRO PONTOS DE CONTATO.

Os rolamentos e esferas de quatro pontos de contato possuem o anel interno bipartido num plano perpendicular ao centro e são rolamentos de uma carreira de esferas de contato angular com os anéis internos e externos separáveis. Permitem apoiar a carga axial em ambos os sentidos com uma única peça. O ângulo de contato formado pela esfera e os anéis interno e externo é de 35° . Geralmente, as gaiolas utilizadas são usinadas de latão. (SKF, 1998).

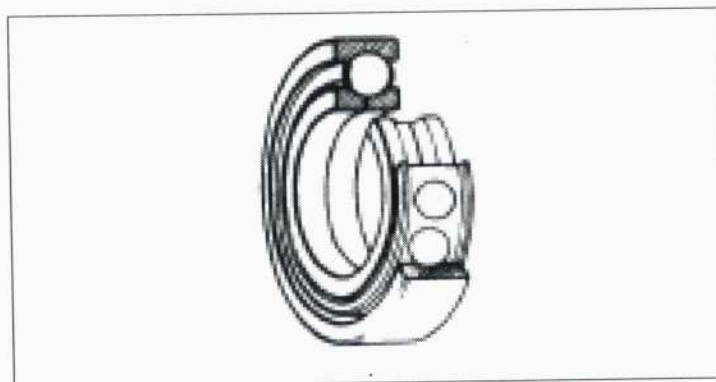


Figura 2-11 Rolamento de esferas de quatro pontos de contato

2.1.7.2.6 ROLAMENTOS AUTOCOMPENSADORES DE ESFERAS.

O anel interno possui duas pistas e a pista do anel externo é esférica. O centro do raio que forma esta superfície é coincidente ao centro do rolamento, conseqüentemente, o anel interno, as esferas e a gaiola inclinam-se livremente em relação ao anel externo.

Os erros de alinhamento que ocorrem devido aos casos como o do desvio na usinagem do eixo e alojamento, e as deficiências na instalação são corrigidos automaticamente. Além disso, existem também os rolamentos de furo cônico que são fixados através de buchas. (SKF, 1998).



Figura 2-12 Rolamento autocompensador de esferas.

2.1.7.2.7 ROLAMENTOS AXIAIS DE ESFERAS DE ESCORA SIMPLES E DUPLOS.

Os rolamentos axiais de esferas são constituídos por anéis e configuração de arruelas com canal e gaiolas com as esferas embutidas. O anel a ser instalados no eixo é denominado de anel interno e o anel instalado no alojamento é denominado anel externo. Os rolamentos axiais de esferas de escoras simples suportam carga axial em um sentido e os rolamentos de escora dupla suportam a carga axial em ambos os sentidos. Nos rolamentos pequenos são usadas, principalmente, as gaiolas de aço prensadas e nos rolamentos grandes as gaiolas usinadas. (SKF, 1998).

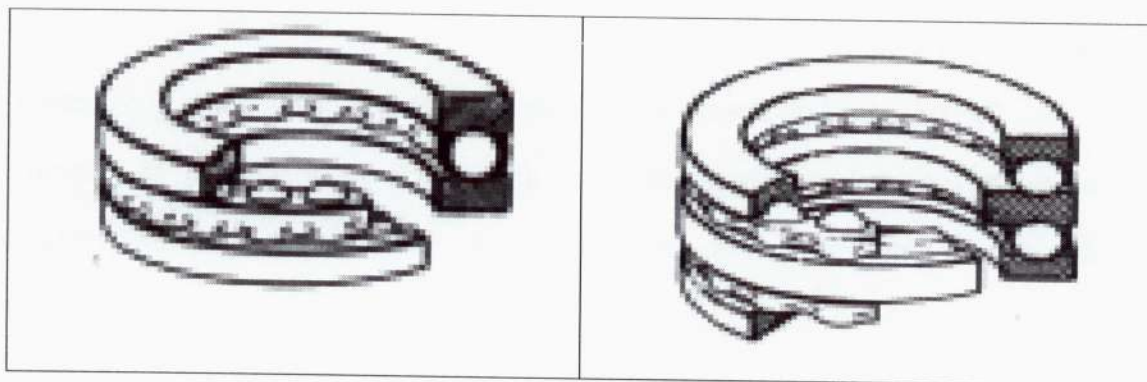


Figura 2-13 Rolamento axial de esferas de escora simples

Figura 2-14 Rolamento axial de esferas de escora dupla

2.1.7.3 RECOMENDAÇÕES PARA APLICAÇÃO.

A instalação correta ou não dos rolamentos afeta ou não a precisão, a vida e o desempenho. Assim, é desejável que a instalação seja executada segundo normas de serviço, após os departamentos de projeto estudar suficientemente quanto à instalação do rolamento. Normalmente, os itens das normas de serviço incluem:

- Limpeza dos rolamentos e das peças conjugadas;

- Verificação das dimensões e acabamento das peças conjugadas;
- Procedimento de instalação;
- Checagem após a instalação;
- Lubrificação.

(SKF, 1998).

2.1.7.4 SELEÇÃO DE ROLAMENTOS.

O rolamento deve ser selecionado baseando-se na sua capacidade de carga e nas dimensões do projeto. Deve ser selecionado um rolamento cuja capacidade de carga seja igual ou superior à capacidade de carga calculada.

Passos na seleção de rolamentos:

- Tipo: função da aplicação e dos esforços
- Dimensões: função do projeto – Iniciar a seleção baseando-se no diâmetro do eixo (d). As demais dimensões do rolamento dependem do projeto.
- Capacidade de carga.
- Cálculo da vida útil do rolamento.

(SKF, 1998).

2.1.8 ACOPLAMENTO

Uma ampla variedade de acoplamentos de eixo está disponível comercialmente, variando desde acoplamentos rígidos com chavetas até projetos elaborados que usam engrenagens, elastômeros ou fluidos para transmitir o torque de um eixo a outro ou a outro dispositivo na presença de vários tipos de desalinhamento. Os acoplamentos podem ser divididos em termos gerais em duas categorias: rígidos ou complacentes. Complacentes, neste contexto, significa que o

acoplamento pode absorver algum desalinhamento entre os dois eixos, e rígido implica que nenhum desalinhamento é permitido entre os eixos a serem conectados. (NORTON, 2006).

2.1.8.1 ACOPLAMENTOS COM CHAVETAS

Os acoplamentos com chavetas usam chavetas padronizadas e podem transmitir torques elevados. Os parafusos são freqüentemente usados em combinação com uma chaveta, sendo colocados a 90° da chaveta. Para melhor fixação contra vibração, um parafuso arredondado é usado para cavar o eixo. Para maior segurança, o eixo deve ser cavado com um buraco raso sob o parafuso para proporcionar uma interferência mecânica contra escorregamento, em vez de depender do atrito. (NORTON, 2006).

2.1.9 ENGRENAGENS

A transmissão de movimento rotativo de um eixo para outro ocorre em quase toda máquina que se possa imaginar. As engrenagens constituem um dos melhores meios dentre os vários disponíveis para essa transmissão.

Denomina-se engrenagem a peça de formato cilíndrico (engrenagem cilíndrica), cônico (engrenagem cônica) ou reto (cremalheira), dotada de dentadura externa ou interna, cuja finalidade é transmitir movimento sem deslizamento e potência, multiplicando os esforços com a finalidade de gerar trabalho. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.1 CARACTERÍSTICAS GERAIS

São utilizadas em eixos paralelos ou reversos, a relação de transmissão é constante, transmitem forças sem deslizamento, seu funcionamento é seguro, possuem vida longa em relação a outros tipos de transmissão, resistem bem às sobrecargas, custo com manutenção reduzido, possuem bom rendimento, o índice de ruído é maior em relação a outras transmissões.

Usam-se engrenagens cilíndricas de dentes retos para a transmissão de movimento rotativo entre eixos paralelos; os dentes são retos e paralelos ao eixo de rotação. Em acoplamentos, chama-se de pinhão a menor das duas engrenagens. A maior chama-se, geralmente de engrenagem. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.2 NOMENCLATURA

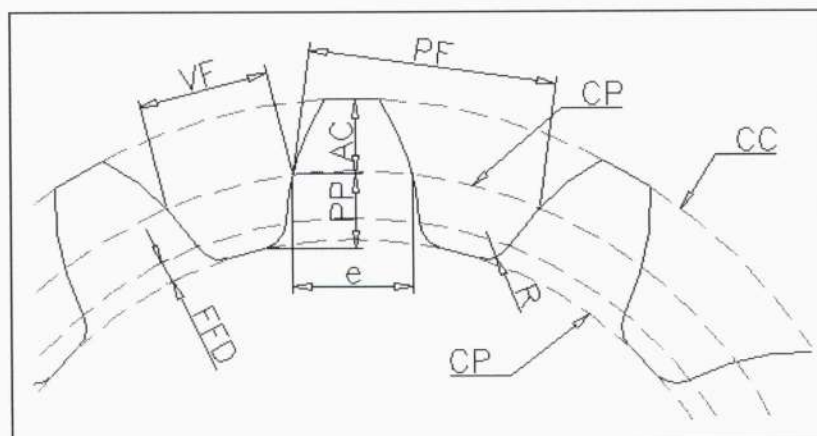


Figura 2-15 Nomenclatura da engrenagem

CP - Circunferência Primitiva: é uma circunferência teórica sobre a qual baseiam-se todos os cálculos. As circunferências primitivas de um par de engrenagens acopladas são tangentes.

PF – Passo frontal - É o comprimento do arco da circunferência primitiva, compreendido entre dois flancos homólogos consecutivos.

m – Módulo - É a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes, expresso em mm.

Diametral Pitch (P) - É a razão entre o número de dentes da engrenagem e o diâmetro primitivo. Conceitualmente é o inverso do módulo. O *diametral Pitch* é usado apenas com unidades inglesas, ou seja, em dentes por polegadas.

AC – altura de cabeça - É a distância radial entre a circunferência de cabeça e a circunferência primitiva.

PP – altura de pé - É a distância radial entre a circunferência de pé e a circunferência primitiva.

Altura de dente - É a soma da altura de pé com altura da cabeça.

FFD – Folga de fundo de dente - É a distância, sobre a linha de centros, entre a superfície de pé de uma engrenagem e a superfície de cabeça da engrenagem conjugada.

Jogo Primitivo – É o comprimento de arco medido sobre a circunferência primitiva que exprime a diferença entre um vão frontal de dentes de uma engrenagem e a espessura frontal do dente da engrenagem conjugada.

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

$$P = \frac{z}{d} = \frac{\text{dentes}}{\text{diâmetro primitivo}} = m^{-1}$$

$$p_t = \frac{\pi d}{z} = \pi m$$

Equação 2.1

2.1.9.3 AÇÃO CONJUGADA

A figura 2-15 considera os dentes com formato perfeito, absolutamente rígidos e perfeitamente lisos. Tal suposição, naturalmente não corresponde à realidade, devido às limitações das máquinas usadas para gerar os dentes e porque a aplicação de forças causará deflexões.

Quando os perfis de dentes, ou de cames, são projetados de modo a produzirem uma razão constante de velocidades angulares durante o engrenamento, diz-se que tem ação conjugada.

Teoricamente, é possível selecionar arbitrariamente qualquer perfil para um dente e então determinar um perfil para o dente com o qual será engrenado e possibilitar ação conjugada. Uma solução é o perfil evolvental, o qual, com poucas exceções, é de uso universal para dentes de engrenagens.

Quando uma superfície empurra outra, o ponto de contato situa-se no ponto de tangência comum às duas superfícies (ponto **c**) e as forças, em qualquer instante situam-se sobre a normal comum **ab** das curvas.

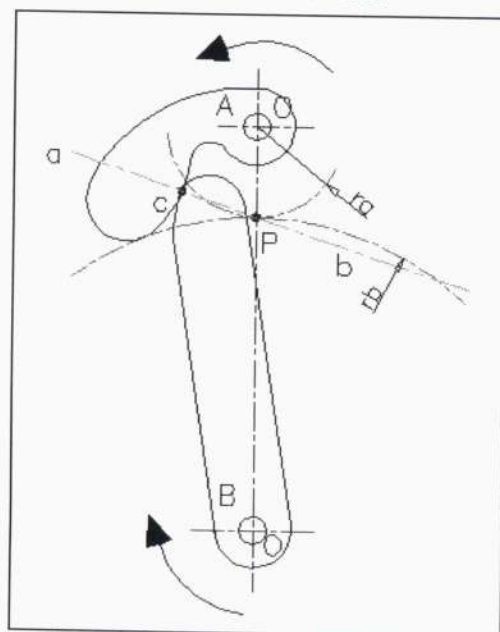


Figura 2-16 perfil da engrenagem

A reta **ab**, representando a direção das forças, chama-se linha de ação, e cruza a linha de centros **O-O** em um ponto **P**. A razão de velocidades angulares entre as duas peças é inversamente proporcional aos seus raios medidos até o ponto **P**.

As circunferências que passam pelo ponto **P**, com centros nos pontos **O**, chamam-se circunferências primitivas e os raios de cada uma são os raios primitivos. O ponto **P** é chamado de ponto primitivo.

Para a transmissão de movimento com **w** constante, o ponto primitivo deve permanecer fixo, isto é, todas as linhas de ação para cada ponto instantâneo de contato deve passar pelo ponto **P**. No perfil evolvental, todos os pontos de contato ocorrem sobre a mesma linha reta **ab**, que todas as normais aos perfis dos dentes nos pontos de contato coincidem com a reta **ab**, e, assim, que todos esses perfis transmitem movimento de rotação uniforme. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.4 COMO TRAÇAR UMA EVOLVENTE

Prende-se uma aba **B** em um cilindro **A**, em torno do qual enrola-se uma corda **def**; mantém-se a corda esticada. O ponto **b** sobre a corda representa um ponto traçante e à medida que enrola e desenrola a corda em torno do cilindro, o ponto **b** descreve a evolvente **ac**.

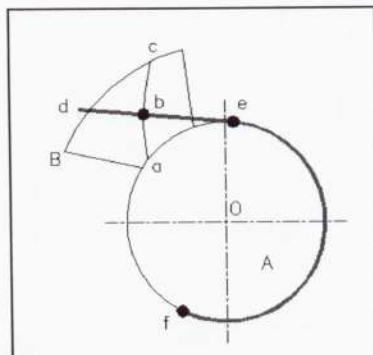


Figura 2- 17 traço da evolvente

O raio de curvatura da evolvente varia continuamente, sendo zero no ponto **a** e máximo no ponto **c**. No ponto **b** o raio é igual a distância **be**, porque o segmento de gira instantaneamente em torno do ponto **e**. Assim, a linha geratriz **de** é normal à evolvente em todos os pontos de intersecção **e**, ao mesmo tempo, é sempre tangente ao cilindro **A**.

Suponha uma corda enrolada em torno da circ. de base da **E1**, no sentido horário, esticada entre os pontos **a** e **b** e enrolada, no sentido anti-horário, em torno da circ. de base da **E2**. Se as circ. de base girarem em sentidos contrários de modo a manterem a corda esticada, um ponto **g** sobre a corda descreverá as evolventes **cd** sobre a **E1** e **ef** sobre a **E2**.

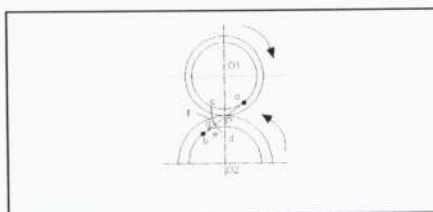


Figura 2-18 traço da evolvente

O ponto traçante representa o ponto de contato, enquanto a parte **ab** da corda é a linha geratriz. O ponto de contato desloca-se ao longo da geratriz, a qual não muda de posição porque é sempre tangente às circunferências de base e como a geratriz é sempre normal às evolventes no ponto de contato, cumpre-se a exigência para a transmissão uniforme de movimento. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.5 FUNDAMENTOS

Quando duas engrenagens estão acopladas, suas circunferências primitivas rolam uma sobre a outra sem deslizamento. Designando os raios primitivos por r_1 e

r_2 e as velocidades angulares por w_1 e w_2 , respectivamente, a velocidade linear na circunferência primitiva será:

$$V = r_1 w_1 = r_2 w_2$$

Equação 2.2

Assim, a relação entre os raios e as velocidades angulares é:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

Equação 2.3

Diâmetral Pitch	$P = z / d$	Altura total do dente	2,2 m
Módulo	$m = d / z$	Ângulo de pressão	$\alpha = 20^\circ$
Passo frontal	$pt\ P = \pi$	Distância entre centros	$C = \frac{d_1 + d_2}{2}$
Circunferência de base	$R_b = r \cos(\alpha)$	Relação de transmissão	$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2}$
Altura de cabeça	$h_a = m$	Largura do dente(b)	A SER DIMENSIONADO
Altura de pé	$h_f = 1,2m$		
Espessura frontal	$St = P / 2$		
Folga no fundo de dente	$c = h_f - h_a$		
Passo de base frontal	$pb = pt \cos(\alpha)$		

Tabela 2-1 fórmulas para cálculo de elementos da engrenagem

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.6 FABRICAÇÃO DA ENGRENAGEM

Os processos de fabricação de engrenagem são divididos em três grupos:

1. Usinagem;
2. Fundição;
3. Sem retirada de cavaco.

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.6.1 USINAGEM

Usinagem por ferramenta – Consiste na utilização de fresa módulo.

Usinagem por geração – É efetuada com a utilização de fresa caracol (hob), cremalheira de corte, engrenagem de corte.

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.6.2 FUNDIÇÃO

A fabricação de engrenagens por fundição utiliza, basicamente, os processos por gravidade, sob pressão e em casca.

Sem retirada de cavaco - Este processo é dividido em dois subgrupos: forjamento e estampagem. Classificam-se como forjamento: extrusão e trefilação, laminação, forjamento em matriz. O processo de estampagem resume-se em ferramenta de corte. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.7 QUALIDADE DA ENGRENAGEM

Escolha da tolerância a norma (DIN) especifica doze unidades.

Qualidade	Aplicações
1	Atualmete, dificilmente é utilizada, tal a dificuldade de sua obtenção. Foi criada prevendo-se utilização futura.
2	São utilizadas em indústrias de precisão (relojoaria e aparelhos de precisão).
3	São utilizadas como padrão em laboratórios de controle. São consideradas engrenagens de precisão.
4	Utiliza-se na fabricação de engrenagens padrão, engrenagens para aviação, engrenagem de alta precisão para torres de radar.
5	São utilizadas em aviões, máquinas operatrizes, instrumentos de medidas, turbinas etc.
6	Utiliza-se em automóveis, ônibus, caminhões, navios, em mecanismos de alta rotação.
7	Engrenagens empregadas em veículos, máquinas operatrizes de levantamento e transporte etc.
8 e 9	São as mais empregadas, pois não precisam ser retificadas. Utilizam-se em máquinas em geral.
10 a 12	São engrenagens mais rústicas, normalmente utilizadas em máquinas agrícolas.

Tabela 2-2 Qualidade das engrenagens

Para definir a qualidade da engrenagem, pode-se basear na sua velocidade periférica.

Velocidade periférica (m/s)	Qualidade
Menor que 2	11 a 12
2 a 3	10 a 11
3 a 4	09 a 10
4 a 5	08 a 10
5 a 10	07 a 09
10 a 15	06 a 07
Maior que 15	06

Tabela 2-3 comparação da qualidade com velocidade periférica

Tipo	Relação de Transmissão
Engrenagem cilíndrica de estágio único	Menor ou igual a 8
Engrenagem cilíndrica de duplo estágio	Menor ou igual a 6 para cada estágio
Engrenagens cônicas	Menor ou igual a seis
Parafuso sem fim	Menor ou igual a 100 por estágio

Tabela 2-4 Tipo de engrenagem X Relação de transmissão

Módulo	Incremento
0,3 a 1,0	0,10
1,0 a 4,0	0,25
4,0 a 7,0	0,50
7,0 a 16,0	1,00
16,0 a 24,0	2,00
24,0 a 45,0	3,00
45,0 a 75,0	5,00

Tabela 2-5 Módulos normalizados (DIN 780)

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.8 – DIMENSIONAMENTO**2.1.9.8.1 – CRITÉRIO DE DESGASTE**

A expressão seguinte deve ser utilizada no dimensionamento de pinhões com ângulo de pressão igual a 20° e número de dentes entre 18 a 40.

$$b_1 d_1^2 = 5,72 \times 10^5 \frac{M_T}{p_{adm}^2} \times \frac{i \pm 1}{i \pm 0,14} \varphi$$

Equação 2.4

b_1 : largura do dente do pinhão (mm);

d_1 : diâmetro primitivo do pinhão (mm);

M_T : momento torçor no pinhão (Nmm);

p_{adm} : pressão admissível (N/mm²);

i : Relação de transmissão (Z_2/Z_1);

φ : fator de serviço (consultar tabela) – adimensional

O sinal positivo é utilizado em engrenamentos externos, e o negativo, em engrenamentos internos (planetários). (FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.8.2 – PRESSÃO ADMISSÍVEL

$$p_{adm} = \frac{0,487 HB}{W^{1/6}} [N / mm^2]$$

Equação 2.5

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.8.3 – FATOR DE DURABILIDADE (W_d)

$$W_d = \frac{60 n_p \times h}{10^6}$$

Equação 2.6

Em que:

n_p : rotação do pinhão (rpm);

h : duração do par (horas);

HB: dureza Brinell (N/mm²)

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.8.4 – DUREZA BRINELL (HB)

Material	HB (N/mm ²)
Ferro fundido cinzento	1100 - 1400
AÇO SAE 1020	1400 - 1750
AÇO SAE 1040	1800 - 2300
AÇO SAE 1050	2200 - 2600
AÇO SAE 3145/3150	1900 - 2300
AÇO SAE 4320	2000 - 4200
AÇO SAE 4340	2600 - 6000
AÇO SAE 8620	1700 - 2700
AÇO SAE 8640	2000 - 6000
Ferro fundido nodular	1200 - 2400

Tabela 2-6 Dureza Brinell (HB)

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.8.5 – RELAÇÃO ENTRE A LARGURA DA ENGRENAGEM E DIÂMETRO PRIMITIVO (b/d)

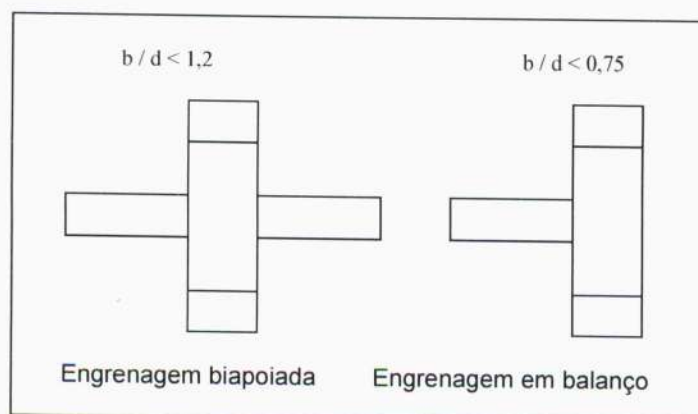


Figura 2-19 engrenagens segundo o apoio

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.8.6 – RESISTÊNCIA A FLEXÃO NO PÉ DO DENTE

Somente o dimensionamento ao critério de desgaste é insuficiente para projetar a engrenagem. É necessário que seja verificada a resistência à flexão no pé do dente. A engrenagem estará apta para suportar os esforços da transmissão, quando a tensão atuante no pé do dente for menor ou igual à tensão admissível do material indicado. A carga tangencial (F_t) é responsável pelo movimento das engrenagens, sendo também a carga que origina o momento fletor, tendendo a romper por flexão o pé do dente.

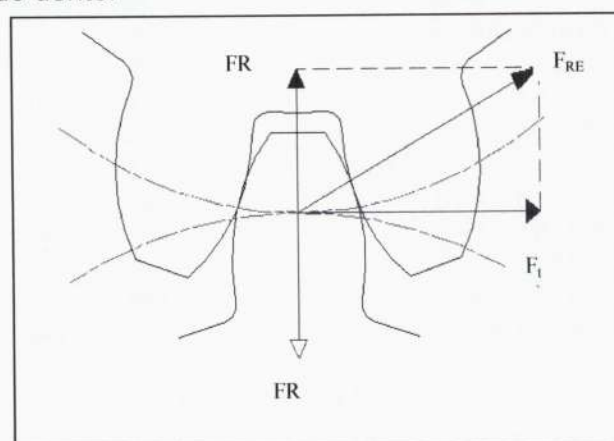


Figura 2-20 esforços no pé do dente da engrenagem

2.1.9.8.7 – CARGA RADIAL (F_r)

$$F_r = \frac{M_t}{r} = \frac{2 M_t}{d}$$

Equação 2.7

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_r}{F_t}$$

Equação 2.8

Atua na direção radial da engrenagem. É determinada por meio da tangente do ângulo de pressão. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.8.8 – CARGA RESULTANTE (F_{res})

$$F_{res} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

Equação 2.9

As cargas radial e resultante serão importantes no dimensionamento de eixos e mancais, não sendo importantes no dimensionamento das engrenagens.

(FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.9.8.9 – TENSÃO DE FLEXÃO NO PÉ DO DENTE

A tensão atuante no pé do dente deve ser menor ou igual à tensão admissível do material indicado. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_t \times q \times \varphi}{b \times m} \leq \sigma_{adm}$$

$\sigma_{m\acute{a}x}$: tensão máxima atuante na base do dente [N/mm^2];

F_t : força tangencial [N];

m : módulo normalizado [mm];

b : largura do dente do pinhão [mm];

q : fator de forma [1];

φ : fator de serviço [1].

Equação 2.10

2.1.9.8.10 – TENSÃO ADMISSÍVEL

O projeto ideal é aquele em que a tensão atuante no pé do dente está bem próxima da tensão admissível no seu limite inferior. Se a tensão atuante estiver acima da tensão admissível, a engrenagem poderá não suportar a transmissão, vindo a se romper na base do dente prematuramente. Se, por outro lado, a tensão

atuante estiver bem aquém da tensão admissível, a engrenagem estará superdimensionada, tornando-se antieconômica. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

Material	MPa ou N/mm ²
FoFo cinzento	40
FoFo nodular	80
Aço fundido	90
SAE 1010/1020	90
SAE 1040/1050	120
SAE 4320/4340	170
SAE 8620/8640	200
Resinas	35

Tabela 2-7 Tensão admissível

2.1.9.8.11 – FATOR DE FORMA (q)

O fator de forma é obtido em função do número de dentes.

Engrenamento externo							
Z	10	11	12	13	14	15	16
q	5,2	4,9	4,5	4,3	4,1	3,9	3,7
Z	17	18	21	24	28	34	40
q	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9
Z	50	65	80	100			

Tabela 2-8 Fator de forma q, engrenamento externo

Z	20	24	30	38	50	70	100
q	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3
Z	200						
q	2,4						

Tabela 2-9 Fator de forma q, engrenamento interno

Se o número de dentes for um valor intermediário, torna-se necessário uma interpolação. (FACULDADE REDENTOR, 2006)

2.1.10 – EIXOS E ÁRVORES

Uma árvore é um elemento rotativo ou estacionário, geralmente de seção circular, que tem montados sobre si elementos como engrenagens, polias, volantes, manivelas, rodas dentadas e outros elementos de transmissão de potência. As árvores podem ser submetidas a esforços de flexão, tração, compressão ou torção, atuando isoladamente ou de maneira combinada. Quando tais esforços atuam de maneira combinada, deve-se considerar a resistência à fadiga e as cargas estáticas como aspectos importantes do projeto, já que a árvore pode estar submetida a tensões estáticas, a tensões completamente reversíveis e a tensões repetidas, todas atuando simultaneamente.

Um eixo é um elemento rotativo ou estacionário não sujeito à carga de torção.

Quando a deflexão lateral ou torcional de uma árvore deve ser mantida dentro de limites estreitos, deve-se dimensioná-la com base na deflexão, antes mesmo de analisarem as tensões. A razão para isto é que, se a árvore for rígida o suficiente

para fazer com que a deflexão seja pequena, será provável que as tensões resultantes estejam dentro do limite de segurança. Isto não quer dizer, de modo algum, que o projetista deva considerar que tais tensões sejam seguras; quase sempre, é necessário calculá-las de forma a se ter certeza de que elas se encontram dentro de limites aceitáveis.

Sempre que possível, os elementos de transmissão de potência, como engrenagens e polias, devem ser localizados próximo aos mancais, a fim de reduzir os momentos fletores e, conseqüentemente, as deflexões e as tensões. (SHIGLEY, 1994)

2.1.10.1 – PROJETO PARA CARGAS ESTÁTICAS

A tensão na superfície de um eixo ou de uma árvore de seção circular, sujeita a esforços combinados de torção e flexão, são:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Equação 2.11

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Equação 2.12

$$\sigma_{adm} = \frac{Tr}{J_p}$$

Equação 2.13

Onde:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \text{tensão devida ao momento fletor;} \\ \tau_{xy} &= \text{tensão devida à torção;} \\ d &= \text{diâmetro da árvore;} \\ M &= \text{momento fletor na seção crítica;} \\ T &= \text{momento torçor na seção crítica;} \\ r &= \text{raio do eixo;} \\ \sigma_{adm} &= \text{tensão admissível;} \\ J_p &= \text{momento de inércia polar.} \end{aligned}$$

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Equação 2.14

Eliminando-se σ_x e τ_{xy} da equação 2.14, obtém-se:

$$\tau_{máx} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Equação 2.15

(SHIGLEY, 1994)

2.1.10.2 – FLEXÃO ALTERNADA E TORÇÃO CONSTANTE

Qualquer árvore, submetida a momentos fletores e torçores constantes, sofrerá a ação de tensões alternadas devidas ao momento fletor, causadas pela rotação da árvore, porém as tensões devidas ao momento torçor permanecerão constantes. Esta é uma situação muito comum e que, provavelmente, ocorre com mais frequência do que qualquer outra. Usando-se o índice a para a tensão alternada e m para a tensão média, pode-se expressar as seguintes equações:

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Equação 2.17

$$\tau_m = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Equação 2.18

Pode-se escrever expressões similares para árvores tubulares.

Há evidências experimentais de que a resistência à fadiga devida à flexão não é afetada pela existência da tensão média devida a torção, até que se exceda a resistência ao escoamento por torção de aproximadamente 50 por cento. Esta

descoberta indica um meio muito simples de projeto, para o caso especial de tensão de flexão alternada combinada com torção constante.

Designando-se S_n o limite de resistência à fadiga completamente corrigido e n o fator de segurança, a equação é simplesmente:

$$\frac{S_n}{n} = \sigma_a$$

Equação 2.19

Substituindo-se σ_a da equação 2.14 e resolvendo-se para o diâmetro, obtém-se:

$$d = \left(\frac{32Mn}{\pi S_n} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Equação 2.20

Já que a presença de τ_m não afeta o limite de fadiga para a flexão, é necessário ter precaução em relação ao uso da Eq. 2.20. para se ter certeza de que o eixo com tal diâmetro, obtido da Eq. 2.20, não sofrerá escoamento, deve-se calcular o fator de segurança n contra a falha estática usando-se os métodos descritos na equação 2.16. (SHIGLEY, 1994)

2.1.11 CHAVETA

A chaveta é uma peça de um mecanismo que serve de trava de outras peças. Entre eixos e polias, e uma engrenagem para que estes tenham rotação síncrona.

A relação entre o diâmetro do eixo e da secção da chaveta aplica-se para uso normal. Uma secção menor da chaveta pode ser usada, quando é adequada para o momento de força transmitido. Nestes casos as profundidades t_1 e t_2 devem ser

recalculados, para manter a relação $h/2$. Uma secção maior da chaveta não deve ser usada.

A profundidade das canaletas nos eixos e nos cubos deve ser obtida por medição direta ou por medição das dimensões $(d-t_1)$ e $(d+t_2)$ mas o sinal dos afastamentos indicados na tabela para t_1 deve ser invertido. A profundidade das canaletas deve ser medida no plano de simetria da canaleta. Os afastamentos para t_1 e t_2 são aproximadamente iguais aos do campo de tolerância $k/2$, que podem ser obtidos considerando a altura $h/2$ da chaveta como dimensão nominal.

A profundidade t_g deve ser medida no extremo do cubo, no lado, onde a chaveta entra. A montagem de uma chaveta inclinada exige a inclinação para fixar a chaveta. As dimensões e afastamentos indicados acima são determinados no sentido de permitir isso em qualquer caso. (PROVENZA)

2.1.11.1 TENSÕES ATUANTES NA CHAVETA

Força atuante como consequência do torque aplicado: $F=(2T/d)$

Equação 2.21

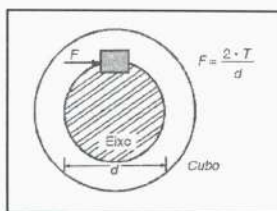


Figura 2-21 Força atuante

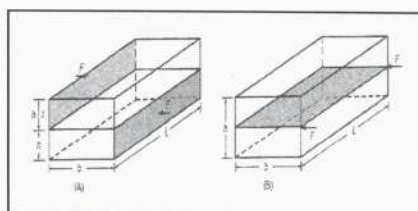


Figura 2-22 Efeito da força atuante: (A), compressão; (B), cisalhamento

Compressão:

$$\sigma_{at} = \frac{F}{L \cdot (h-t)} = \frac{\frac{2T}{d}}{L \cdot (h-t)} = \frac{2T}{L \cdot d \cdot (h-t)}$$

Equação 2.22

Cisalhamento:

$$\tau_{at} = \frac{F}{L \cdot b} = \frac{\frac{2T}{d}}{L \cdot b} = \frac{2T}{L \cdot b \cdot d}$$

Equação 2.23

(CUNHA,2005)

Dimensões em mm

Eixo		Chaveta (1)		Canoletas							
Diâmetro d		Seção		Largura eixo e cubo b		Profundidade (2)				Raio r	
maior que	até	b x h	Nominal	Afastamentos D 10		Eixo t ₁		Cubo t ₂ (3)		Máxima	Mínima
						Nominal	Afastamentos	Nominal	Afastamentos		
6	8	2 x 2	2	+ 0,060		1,2		0,5		0,16	0,08
8	10	3 x 3	3	+ 0,020		1,8	+ 0,1 0	0,9	+ 0,1 0	0,16	0,08
10	12	4 x 4	4			2,5		1,2		0,16	0,08
12	17	5 x 5	5	+ 0,078		3,0		1,7		0,25	0,16
17	22	6 x 6	6	+ 0,030		3,5		2,2		0,25	0,16
22	30	8 x 7	8	+ 0,098		4,0		2,4		0,25	0,16
30	38	10 x 8	10	+ 0,040		5,0		2,4		0,40	0,25
38	44	12 x 8	12			5,0		2,4		0,40	0,25
44	50	14 x 9	14	+ 0,120		5,5	+ 0,2 0	2,9	+ 0,2 0	0,40	0,25
50	58	16 x 10	16	+ 0,050		6,0		3,4		0,40	0,25
58	65	18 x 11	18			7,0		3,4		0,40	0,25
65	75	20 x 12	20			7,5		3,9		0,60	0,40
75	85	22 x 14	22	+ 0,149		9,0		4,4		0,60	0,40
85	95	25 x 14	25	+ 0,065		9,0		4,4		0,60	0,40
95	110	28 x 16	28			10,0		5,4		0,80	0,40
110	130	32 x 18	32			11,0		6,4		0,80	0,40
130	150	36 x 20	36			12,0		7,1		1,00	0,70
150	170	40 x 22	40	+ 0,160		13,0		8,1		1,00	0,70
170	200	45 x 25	45	+ 0,080		15,0		9,1		1,00	0,70
200	230	50 x 28	50			17,0		10,1		1,00	0,70
200	260	56 x 32	56			20,0	+ 0,3 0	11,1	+ 0,3 0	1,60	1,20
260	290	63 x 32	63	+ 0,220		20,0		11,1		1,60	1,20
290	330	70 x 36	70	+ 0,100		22,0		13,1		1,60	1,20
330	380	80 x 40	80			25,0		14,1		2,50	2,00
380	440	90 x 45	90	+ 0,260		28,0		16,1		2,50	2,00
440	500	100 x 50	100	+ 0,120		31,0		18,1		2,50	2,00

Tabela 2-10 Tabela 1 chaveta

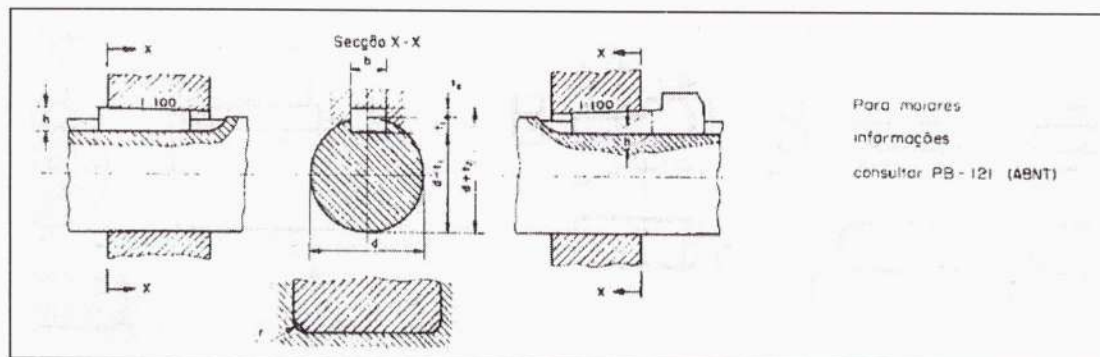


Figura 2-23 chaveta

Tolerância da altura da chaveta: Seção quadrada h_9 , seção retangular h_{11} .

Comprimentos preferenciais de chaveta: 6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 22 – 25 – 28 – 32 – 36 – 40 – 45 – 50 – 56 – 63 – 70 – 80 – 90 – 100 – 110 – 125 – 140 – 160 – 180 – 200 – 220 – 250 – 280 – 320 – 360 e 400.

Material: aço com resistência mínima à tração 60 kgf/mm^2 em estado acabado, salvo, prévia especificação em contrário entre fabricante e consumidor.

Dimensões em mm.

Largura b		(1) Altura h		Chanfro a		(2) Comprimento l		Cabeça h _c
Nominal	Afastamentos	Nominal	Afastamentos	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Nominal
2	0	2	0	0,16	0,25	6	20	—
3	-0,025	3	-0,025	0,16	0,25	6	36	—
4	0	4	0	0,16	0,25	8	45	7
5	-0,030	5	-0,030	0,25	0,40	10	56	8
6	-0,030	6	-0,030	0,25	0,40	14	70	10
8	0	7	0	0,25	0,40	18	90	11
10	-0,036	8	0	0,40	0,60	22	110	12
12	0	8	0	0,40	0,60	28	140	12
14	-0,043	9	-0,090	0,40	0,60	36	160	14
16	-0,043	10	-0,090	0,40	0,60	45	180	16
18	0	11	0	0,40	0,60	50	200	18
20	0	12	0	0,60	0,80	56	220	20
22	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	63	250	22
25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280	22
28	0	16	0	0,60	0,80	80	320	25
32	0	18	0	0,60	0,80	90	360	28
36	-0,062	20	0	1,00	1,20	100	400	32
40	-0,062	22	-0,130	1,00	1,20	—	—	36
45	-0,062	25	-0,130	1,00	1,20	—	—	40
50	0	28	-0,130	1,00	1,20	—	—	45
56	0	32	0	1,60	2,00	—	—	50
63	-0,074	32	0	1,60	2,00	—	—	50
70	-0,074	36	-0,160	1,60	2,00	—	—	56
80	0	40	-0,160	2,50	3,00	—	—	63
90	0	45	0	2,50	3,00	—	—	70
100	-0,087	50	0	2,50	3,00	—	—	80

Tabela 2-11 Tabela 2 chaveta

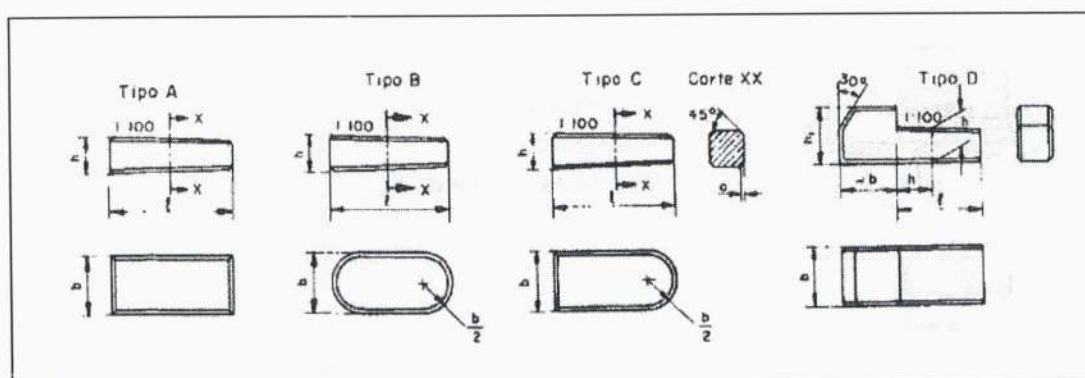


Figura 2-24 dimensões da chaveta

(Provenza)

2.1.12 COEFICIENTE DE SEGURANÇA PARA ESTRUTURAS DE AÇO

2.1.12.1 MÉTODO DOS ESTADOS LIMITES

Um estado limite ocorre sempre que a estrutura deixa de satisfazer um de seus objetivos, que são: Garantia de segurança estrutural evitando-se o colapso da estrutura e garantia de bom desempenho da estrutura evitando-se a ocorrência de grandes deslocamentos, vibrações, danos locais.

Os estados limites podem ser divididos em:

- Estados limites últimos;
- Estados limites de utilização.

Os estados limites últimos estão associados à ocorrência de cargas excessivas e conseqüentemente colapso da estrutura devido, por exemplo, a

- Perda de equilíbrio como corpo rígido;
- Ruptura de uma ligação ou seção;

Instabilidade em regime elástico ou não.

Os estados limites de utilização (associados a cargas em serviço) incluem:

- Deformações excessivas;
- Vibrações excessivas.

Estado limite ultimo. A garantia de segurança no método dos estados limites é traduzida pela equação de conformidade, para cada seção da estrutura:

$$S_d = S(\sum \gamma_{fi} F_i) < R_d = \phi R_u$$

Equação 2.24

Onde a solicitação de projeto S_d (o índice d provém da palavra inglesa "design") é menor que a resistência de projeto R_d . A solicitação de projeto (ou solicitação de cálculo) é obtida a partir de uma combinação de cargas F_i , cada uma majorada pelo

coeficiente γ_{fi} , enquanto a resistência última R_u é minorada pelo coeficiente ϕ para compor a resistência de projeto. Os coeficientes

- γ_f , de majoração das cargas (ou ações)
- ϕ , de redução da resistência interna

Refletem a variabilidade dos valores característicos dos diversos carregamentos e das características mecânicas do material, agora tomados como variáveis aleatórias em método semiprobabilístico de garantia da segurança expressa pela equação 2.21.

Ações	Ações permanentes			Ações variáveis		
	Cargas permanentes		Cargas variáveis decorrentes do uso da edificação (carga de utilização) (**)	Outras ações variáveis	Recalques diferenciais	Variação de temperatura ambiental
	Grande variabilidade	Pequena variabilidade (*)				
	γ_g	γ_g	γ_q	γ_q	γ_q	γ_q
Normais	1,4 (0,9)	1,3 (1,0)	1,5	1,4	1,2	1,2
Durante a construção	1,3 (0,9)	1,2 (1,0)	1,3	1,2	1,2	1,0
Excepcionais	1,2 (0,9)	1,1 (1,0)	1,1	1,0	0	0

Os valores entre parênteses correspondem a ações permanentes favoráveis à segurança.
 (*) Peso próprio de elementos metálicos e de elementos pré-fabricados com controle rigoroso de peso.
 (**) Sobrecargas em pisos e coberturas, cargas em pontes rolantes ou outros equipamentos, variações de temperatura provocadas por equipamentos etc.

Tabela 2-13 Coeficiente de segurança de solicitações, no estado limite.
(PFEIL, 2000)

CAPÍTULO III

3. METODOLOGIA

3.1 COMPOSIÇÃO DA AUTOMATIZAÇÃO

A automatização será composta por seis principais partes, e para melhor atendimento do projeto os itens de maior relevância da forma física da máquina serão aplicados a seguir e posteriormente discutidos.

As engrenagens são responsáveis pela transmissão do movimento rotativo e redutor gerado na transmissão. A árvore será responsável pela montagem das engrenagens sobre si, que ligada ao suporte transmitirá potência, sofrendo esforços de torção. O mancal é o equipamento responsável por centralizar o eixo, pela acomodação do rolamento, minimizando os problemas de atrito entre o eixo e o

mancal. A chaveta fará a fixação do eixo com as engrenagens. O motor gera o torque necessário para erguer o cilindro preso ao suporte.

3.1.1 MATERIAIS UTILIZADOS

3.1.2 CORPO DAS ENGRENAGENS

Nestes componentes do projeto o material escolhido foi o ferro fundido nodular GGG-60. Este material foi escolhido por ser de fácil aquisição, com baixo custo, sendo capaz de resistir a potência e torque por ele transmitido.

3.1.3 ÁRVORE

O material utilizado neste componente é o aço com (0,45%) de carbono, aço 1045, tratado termicamente pelo processo de têmpera e revenimento com dureza de 50 a 55 RC.

3.1.4 MANCAL

Mancais axiais de esferas e rolos são feitos para cargas puramente axiais. Os mancais de rolos cilíndricos têm atrito maior que os mancais axiais de esferas devido ao escorregamento que ocorre entre os rolos e as pistas (porque somente um ponto no rolo pode igualar a velocidade linear variável sobre os raios da pista) e não deve ser usados em aplicações de alta velocidade.

Devido a simplicidade do projeto e medidas específicas do mesmo, optou-se por um mancal feito sobre medida, construído com aço 1020.

3.1.5 ROLAMENTO

Os rolamentos rígidos de esferas são usados em uma ampla variedade de aplicações. Eles são de construção simples, não separáveis, capazes de operar em altas velocidades e requerem pouca atenção ou manutenção em serviço. Estas características aliada a um preço vantajoso fazem dos rolamentos rígidos de esferas o mais popular de todos os rolamentos. Os rolamentos rígidos de uma carreira de esfera têm pistas profundas e um alto grau de osculação entre as esferas e pistas. Isto possibilita que os mesmos suportem cargas axiais em ambos os sentidos.

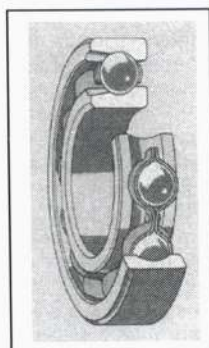


Figura 3-1 rolamento rígido de esfera

3.1.6 – CHAVETA

A chaveta é uma peça de um mecanismo que serve de trava de outras peças. Entre eixos e polias, e uma engrenagem para que estes tenham rotação síncrona. É feita de material condizente com o sistema que travará. Em nosso caso será de aço 1045.

A relação entre o diâmetro do eixo e da secção da chaveta aplica-se para uso normal. Uma secção menor da chaveta pode ser usada, quando é adequada para o momento de força transmitido.

3.1.7 - MOTOR

Foi pesquisado modelos de motores levando em consideração as seguintes características: torque, velocidade angular, peso, redução, tensão, corrente elétrica, preço e disponibilidade no mercado.

A velocidade angular determinada para este projeto foi de 45 rpm e a tensão elétrica será de 220v contínua, devido ao fato da empresa que utiliza o suporte ter disponibilidade de tal fonte de alimentação. A partir destes dados preliminares, serão realizados os cálculos de torque necessário para erguer o cilindro e posteriormente determinar o motor mais adequado, levando em conta o coeficiente de segurança.

CAPÍTULO IV

4. RESULTADO

4.1 SUPORTE AUTOMATIZADO

Neste suporte, iremos usar uma caixa redutora para transmitir força ao eixo do suporte que sustenta o cilindro. Esta caixa redutora será composta por engrenagens, fixadas ao eixo por meio de chavetas. Normalmente as engrenagens fazem a transmissão de movimento sem deslizamento e potência, multiplicando-se os esforços com a finalidade de gerar trabalho. Em nosso caso, as engrenagens também transmitirão potência, associada a uma redução de velocidade, gerando um torque adequado as especificações do projeto.

O suporte receberá uma carga de no máximo 200 kg, que será transmitida pelos mecanismos da árvore da caixa redutora. Para erguer esta carga teremos que calcular o momento torçor que será transmitido ao eixo, vencendo as forças geradas pela carga, consequentemente erguendo o cilindro.

4.2 MANCAL

Dada à simplicidade do projeto e especificações próprias, optou-se pela confecção do mancal. Sua confecção será de aço 1020, com medidas especificadas no desenho M0-0001-06 do apêndice 9.6.

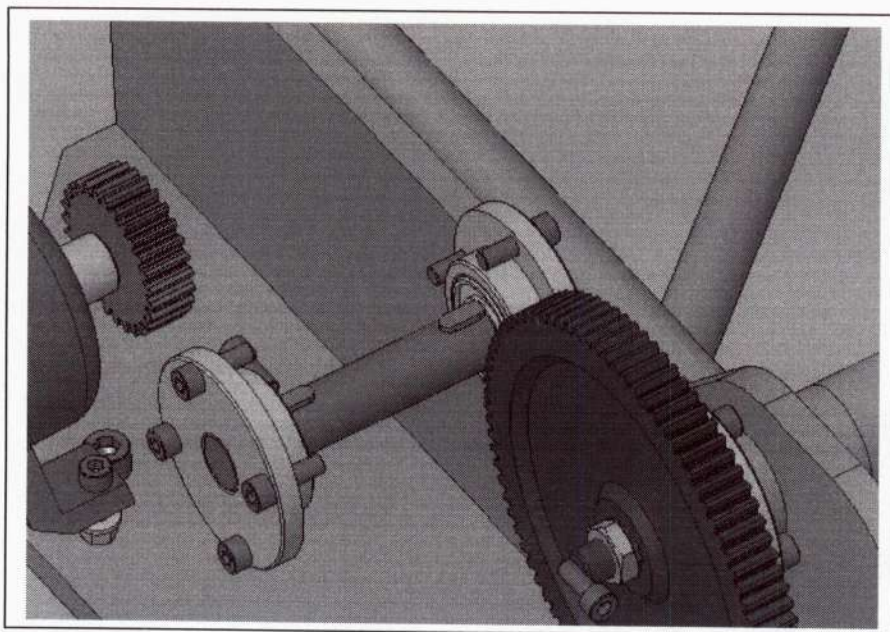


Figura 4-1 Ilustração da montagem dos mancais com rolamento

4.3 CHAVETA

A chaveta será de secção retangular de aço 1045, mesmo material do eixo. Especificada na tabela 2-10 e 2-11 com dimensões estabelecidas no desenho M0-0001-14 do apêndice 9.14.

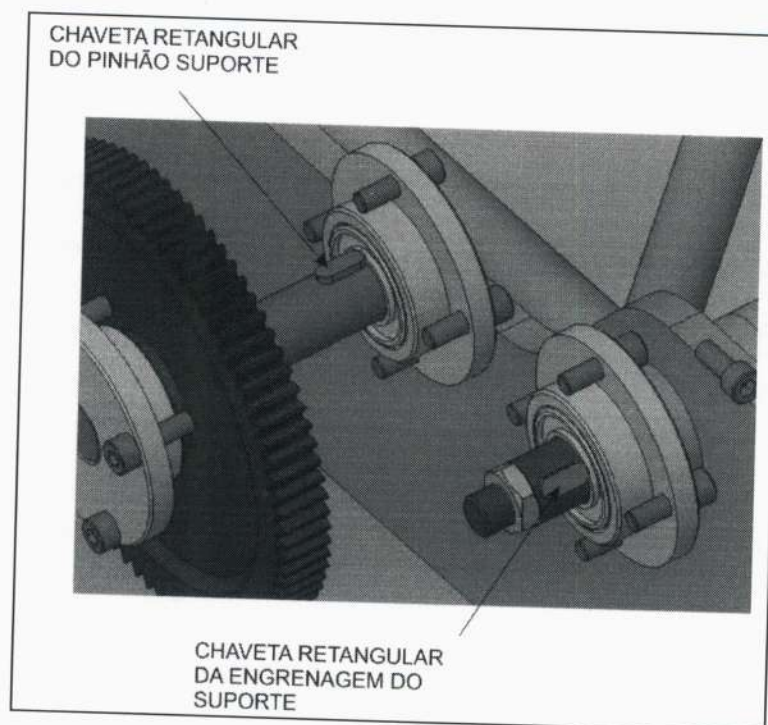


Figura 4-2 Ilustração da montagem das chavetas

4.4 ROLAMENTO

Os Rolamentos utilizados serão os rolamentos rígidos de esfera. Escolhido conforme catálogo do fabricante no anexo 10.2 e 10.3.

4.5 CARGA DE UTILIZAÇÃO

Em nossos estudos concluímos que o cilindro de gases industriais utilizados pela empresa, tem massa de no máximo 90 Kg. Levando-se em consideração que alguns cilindros em circulação são fabricação mais antiga e que por isso possuem maior massa, utilizamos uma carga de utilização aproximada para 110Kg. Admitimos este valor para base de nossos cálculos, cujo peso é de 1100 N.

4.6 CÁLCULO DO TORQUE NO EIXO

O momento torçor é de muita importância, pois será a base para o dimensionamento dos mecanismos e do motor elétrico que escolheremos posteriormente. Este momento é calculado através da ciência de distância do centro de massa do cilindro até o eixo do suporte. O peso do cilindro gera um torque na ponta do eixo, esse torque é transmitido na caixa redutora que se decompõem em dois momentos de acordo com as duas reduções. O momento de maior torque está no pião do suporte que funcionará a uma rotação de 5 rpm. Portanto adotaremos para efeito de cálculo a situação de maior esforço que está localizada no pião do suporte. O Cálculo da distância do centro de massa do cilindro até o eixo do suporte, foi realizado com o auxílio de um programa computacional. Conforme dados do fabricante de cilindros no anexo 10.1.

Dados do projeto

Distância do centro de massa do cilindro até o eixo do suporte (L) = 256,09 mm

Massa do cilindro (m) = 110 Kg

Carga máxima (P) = 1100 N

Número de rotações do pinhão do suporte (n) = 5 rpm

Velocidade angular (V_a) = 0,53 rad/s

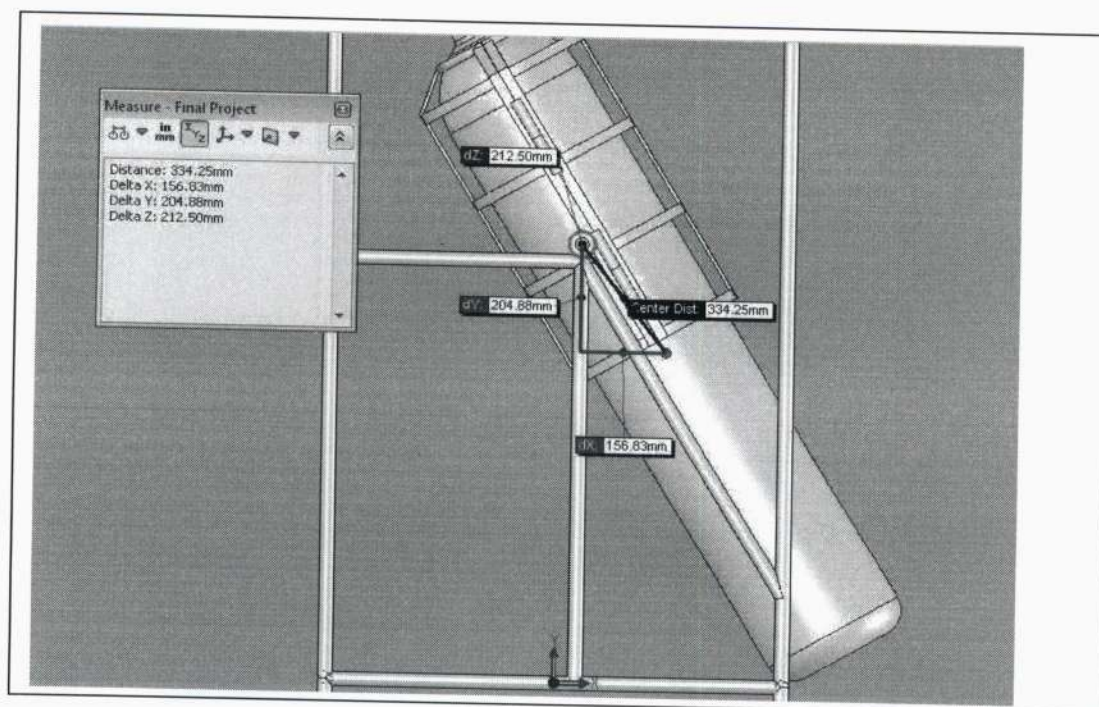


Figura 4-3 distância inicial do centro de massa ao eixo

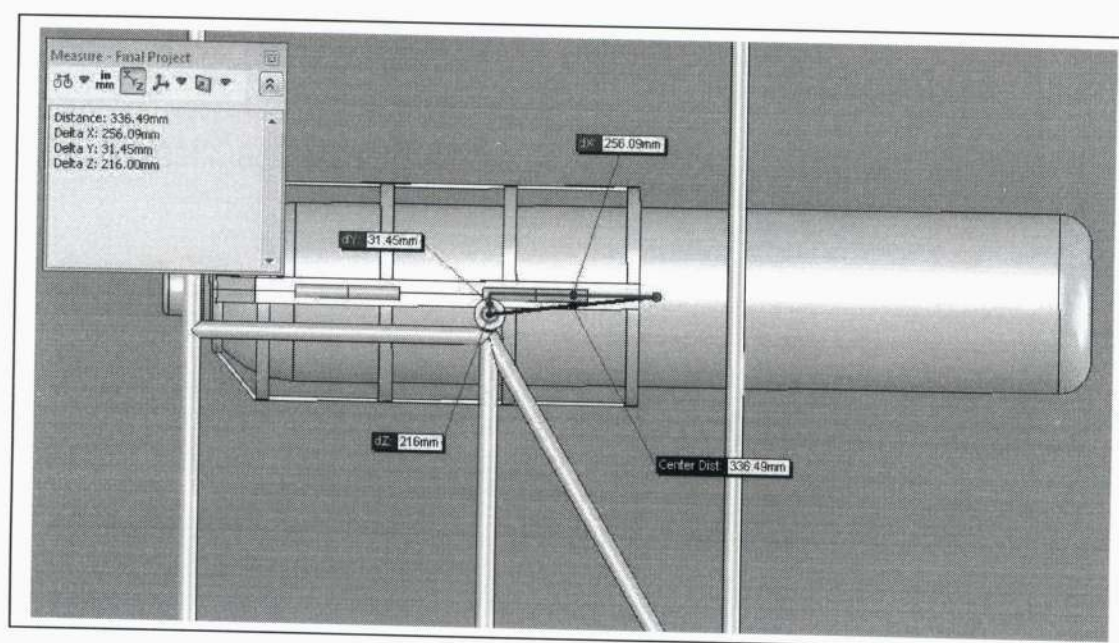


Figura 4-4 distância final do centro de massa ao eixo

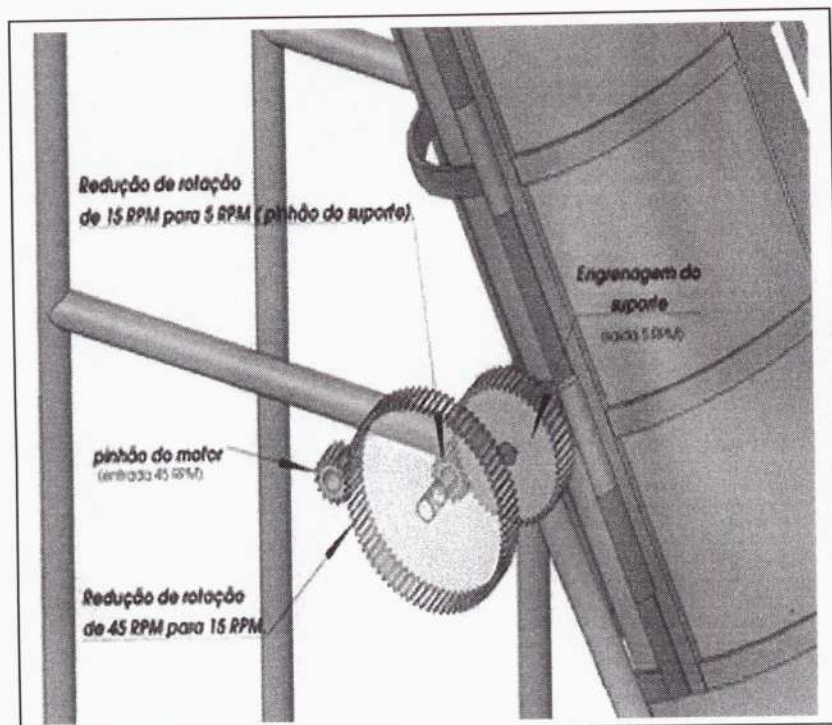


Figura 4-5 Montagem do engrenamento

4.6.1 TORQUE MÍNIMO

DADOS:

$$T = L \times P = 0,256 \times 1100 \cong 282 \text{ N.m}$$

$$L = 256 \text{ mm} = 0,256 \text{ m}$$

$$P = 1100 \text{ N}$$

4.7 POTÊNCIA MÍNIMA NECESSÁRIA

$$P_i = T \times V_a$$

$$P_i = 282 \text{ N.m} \times 0,53 \text{ rad/s}$$

$$P_i \cong 150 \text{ W}$$

Potência (P_i) acrescida de um fator de segurança de 15 %:

$$P_i = 150 \text{ W} \times 1.15$$

$$P_i = 172,5 \text{ W}$$

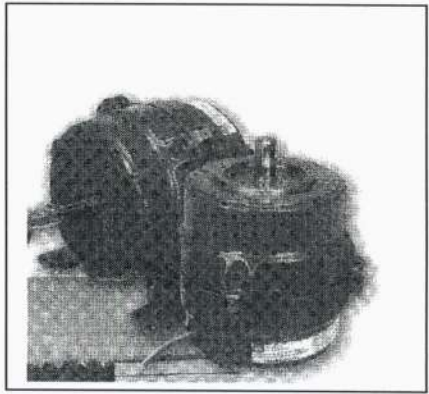
4.8 ESPECIFICAÇÃO DO MOTOR UTILIZADO

Atendendo as especificações de projeto, o motor mais adequado encontrado, foi um motor utilizado em portões eletrônicos, cuja potencia é de 186 W com tensão ajustável de 110 a 220 V, corrente elétrica contínua de 1,0 A para 220 V e 2,0 A para 110 V e velocidade angular ajustável. Conforme recomendação do fabricante, para uma instalação segura, deve-se utilizar emprego de disjuntor de proteção. Dois disjuntores de 5 A para o automatizador deslizante 220 V, e um disjuntor de 5 A para o automatizador deslizante 110V.

Automatizador Deslizante Modelo Standard						
Versões	Motor	Velocidade	Tempo abertura	Ciclo total	Consumo/ciclo	Manobras/hora
Residencial	1/6 HP - 0,124 Kw	10,50 m/min	17 segundos	34 A	0,001 Kw/h	20
Residencial	1/4 HP - 0,186 Kw	15,40 m/min	12 segundos	24 A	0,001 Kw/h	60
Speed	1/4 HP - 0,186 Kw	21,00 m/min	09 segundos	18 A	0,001 Kw/h	40
Semi-Industrial	1/2 HP - 0,372 Kw	15,40 m/min	12 segundos	34 A	0,002 Kw/h	40

Para um portão de 3,00 m de comprimento.





1/4HP	CAPACITOR 220 V- 10uF 110 V- 25 uF		
220V	127	FS1,0	
A 1,0	A2,0	IP/IN3,8	
A 1,0	A2,0		
PROTEÇÃO IP 44		ISOLAÇÃO B	

Obs. Para uma instalação segura, recomendamos o emprego do disjuntor de proteção. Dois disjuntores de 5 A para o automatizador deslizante 220 V, um disjuntor de 5 A para o automatizador deslizante 110 V.

Figura 4.6 – Informações do motor utilizado no projeto

4.9 DEFINIÇÃO DA VELOCIDADE ANGULAR

A velocidade angular foi escolhida de forma a prover um bom tempo de subida, de modo a prover o operador de um tempo hábil para identificar e agir com segurança caso identifique alguma falha na operação. O motor irá acionar a caixa de redução com uma velocidade de 45 rpm, onde esta será reduzida pelas engrenagens até uma velocidade final de 5 rpm, que em conjunto com a potência irá gerar o torque necessário para levantar o cilindro.

4.10 PINHÃO DO SUPORTE

Dados do projeto

Número de rotações no pinhão do suporte (n) = 5 rpm $\cong$ 0,53 rad/s

Potência do motor utilizado (P_t) = 186 W

Material utilizado = Ferro fundido nodular

Dureza = 1200 HB (Tabela 2-11)

Tensão admissível = 80 MPa ou N/mm² (Tabela 2-12)

Duração prevista para 10 000 h

Tempo de serviço máximo de 10 horas diárias

Largura/diâmetro primitivo (b_1/d_1) = 0,25

$\alpha = 20^\circ$

Tabela AGMA o fator de serviço (ϕ) para eixo de transmissão, carga uniforme, para funcionamento de 10h diárias é 1 (um). Conforme tabela no anexo 10.3.

4.10.1 MOMENTO TORÇOR NO PINHÃO

$$M_t = \frac{P_t}{W_a} = \frac{186W}{0,53rad/s} = 351Nxm$$

4.10.2 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Sendo $n_1 = 15$ e $n_2 = 5$, utilizando-se a equação da tabela 2-1, temos:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 3$$

4.10.3 FATOR DE DURABILIDADE (W_d)

Sendo $n_p = 5$ e $h = 10^4$, utilizando-se a equação 2.6 temos:

$$W_d = \frac{60 \times n_p \times h}{10^6}$$

$$W_d = 3$$

4.10.4 CÁLCULO DA PRESSÃO ADMISSÍVEL

Utilizando-se a equação 2.5, temos:

$$p_{adm} = \frac{0,487 HB}{W_d^{1/6}}$$

$$p_{adm} \cong 450 N / mm^2$$

4.10.5 VOLUME MÍNIMO

Utilizando-se a equação 2.4, temos:

$$b_1 d_1^2 = 5,72 \times 10^5 \frac{M_T}{p_{adm}^2} \times \frac{i \pm 1}{i \pm 0,14} \varphi$$

$$b_1 d_1^2 \cong 1263 mm^3$$

$$b_1 d_1^2 \cong 1,26 \times 10^3 mm^3$$

4.10.6 MÓDULO DE ENGRENAMENTO

Utilizando-se a equação da tabela 2-1, considerando $Z_1 = 29$ dentes, temos:

$$\begin{cases} b_1 d_1^2 \cong 1260 \text{ mm}^3 \\ \frac{b_1}{d_1} = 0,25 \end{cases}$$

$$d_1 \cong 17,1 \text{ mm}$$

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{17,1}{29}$$

$$m \cong 0,6 \text{ mm}$$

Por meio da tabela 2-10 fixa-se o módulo em 0,6 mm

4.10.7 RECÁLCULO DO DIÂMETRO PRIMITIVO DO PIÃO

Utilizando-se a equação da tabela 2-1 e considerando Z, temos:

$$d_{1(R)} = m \times Z_1$$

$$d_{1(R)} = 17,4 \text{ mm}$$

4.10.8 CÁLCULO DA LARGURA DO PINHÃO

$$b_1 d_{1(R)}^2 \cong 1250 \text{ mm}^3$$

$$b_1 \cong 4,5 \text{ mm}$$

4.10.9 RESISTÊNCIA A FLEXÃO NO PÉ DO DENTE

4.10.9.1 FORÇA TANGENCIAL

Utilizando-se a equação 2.7 temos:

$$F_T = \frac{2M_T}{d_{1(R)}}$$

$$F_T = 39885 \text{ N}$$

4.10.10 FATOR DE FORMA (q)

Como Z1 = 29 dentes, encontramos na tabela 2-13 o fator q = 3,0835.

4.10.11 TENSÃO MÁXIMA ATUANTE NO PÉ DO DENTE

Utilizando-se a equação, 2.10 temos:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_T \times q \times \varphi}{b \times m_n} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{\max} = 45550 \text{ N/mm}^2$$

4.10.12 ANÁLISE DO DIMENSIONAMENTO

$$\sigma_{\max} = 45550 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_{adm} = 80 \text{ N/mm}^2$$

Como a tensão máxima atuante é superior a tensão admissível do material, conclui-se que o pinhão deverá ser redimensionado.

4.10.13 REDIMENSIONAMENTO DO PINHÃO (1ª HIPÓTESE)

Mantém-se o módulo e faz-se o redimensionamento da largura (**b**), utilizando a tensão admissível do material Fofo nodular.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_T \times q \times \varphi}{b \times m_n} \therefore b = \frac{F_T \times q \times \varphi}{\sigma_{\max} \times m_n}$$

$$b \cong 2562 \text{ mm}$$

4.10.13.1 RELAÇÃO LARGURA (b)/DIÂMETRO PRIMITIVO(d)

$$\frac{b_1}{d_1} = \frac{23}{65,25} \cong 0,35 \leq 1,2$$

A engrenagem está dentro das especificações, porém a largura é inviável.

4.10.14 REDIMENSIONAMENTO PINHÃO (2ª HIPÓTESE)

Mantém-se a largura, alterando o módulo da $b_1=20\text{mm}$ e conseqüentemente o diâmetro primitivo e a força tangencial. Altera-se o $m=2,25\text{mm}$, pois a tensão admissível está bem aquém da tensão máxima obtida.

4.10.14.1 DIÂMETRO PRIMITIVO

$$d_{1(R)} = m \times Z_1$$

$$d_{1(R)} = 65,3\text{mm}$$

4.10.14.2 FORÇA TANGENCIAL

$$F_T = \frac{2M_T}{d_{1(R)}}$$

$$F_T \cong 1222\text{N}$$

4.10.14.3 TENSÃO MÁXIMA ATUANTE

Considerando módulo alterado para 2,25.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_T \times q \times \varphi}{b \times m} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{\max} = 75\text{N/mm}^2 \geq \sigma_{adm} = 80\text{N/mm}^2$$

4.10.14.4 RELAÇÃO ENTRE LARGURA E DIÂMETRO PRIMITIVO

$$\frac{b_1}{d_1} = \frac{20}{65,3} \cong 0,3 \leq 1,2$$

A engrenagem está dentro das especificações, e com uma largura aceitável. Portanto a 2ª hipótese é a melhor opção. Para este dimensionamento temos um pinhão com as seguintes características: $Z_1=29$ dentes; $m=2,25\text{mm}$; $d_{1(R)}=65,3\text{mm}$ e $b_1=20\text{mm}$.

4.10.15 DIMENSÕES DAS ENGRENAGENS

Engrenagens	d _(mm)	Z	m
Pinhão do motor	60,75	27	2.25
Engrenagem do motor	180	80	2.25
Engrenagem do suporte	195,75	87	2.25
Pinhão do suporte	65,25	29	2.25

4.11 EIXO

Dados do projeto

Material – Aço 1045

Tensão admissível (δ_{adm}) – $310 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

Torque – 351 Nxm

Momento de inércia polar (J_p) - $\frac{\pi R^4}{2}$

4.11.1 CALCULO DO DIÂMETRO DO EIXO

Multiplicando-se o torque e a tensão admissível por 1,5 e 0,9 respectivamente, sendo estes valores utilizados como fator de segurança, baseado no método dos estados limites, item 2.1.12.1 conforme valores da tabela 2-13 e utilizando a equação 2.13 temos:

$$\delta_{adm} = \frac{TR}{J_p}$$

$$\frac{\pi R^4}{2} \cdot \delta_{adm} = TR$$

$$R^4 = \frac{2TR}{\delta_{adm} \cdot \pi}$$

$$R^3 = \frac{2T}{\delta_{adm} \cdot \pi} = 2 \times 1.5 \times 351 \text{ Nxm} \times \frac{1}{0.9 \times 310 \times 10^6 \times \pi} \times \frac{\text{m}^2}{\text{N}}$$

$$R^3 = \frac{1053}{876504350.4} \text{ m}^3$$

$$R = 0.011 \text{ m}$$

$$R \cong 11 \text{ mm}$$

$$D = 22 \text{ mm}$$

Logo o diâmetro = 22 mm

4.12 COMPRIMENTO DA CHAVETA

Dados do projeto:

Largura (b) = 8 mm

Altura (h) = 7 mm

Tensão admissível do aço 1045 (σ_{adm}) = 310×10^6 N/m²

Tensão de cisalhamento do aço 1045 (τ_{at}) = 248×10^6 N/m²

Torque (T) = 282 Nxm

Diâmetro (D) = 22 mm

Tensão de compressão (σ_{at})

Utilizando-se a equação 2.21, 2.22 e 2.23 temos:

$$F = \frac{2T}{D} \quad \sigma_{at} = \frac{F}{L \left(\frac{h}{2} \right)} \quad \tau = \frac{F}{Lb}$$

Comprimento (L) devido a tensão de compressão (σ_{at}) = 24 mm

Comprimento (L) devido a tensão de cisalhamento (τ_{at}) = 13 mm

Opção pelo maior comprimento

4.13 MEIOS DE LIGAÇÃO E ACIONAMENTO ELÉTRICO DO SUPORTE

O motor será acionado por meio de uma chave que possui dois botões de inversão de polaridade. Com toque de ação para cima o cilindro é erguido, e com um toque de ação para baixo o cilindro desce. No botão existe inversão de polaridade elétrica, para que o motor gire nos dois sentidos.

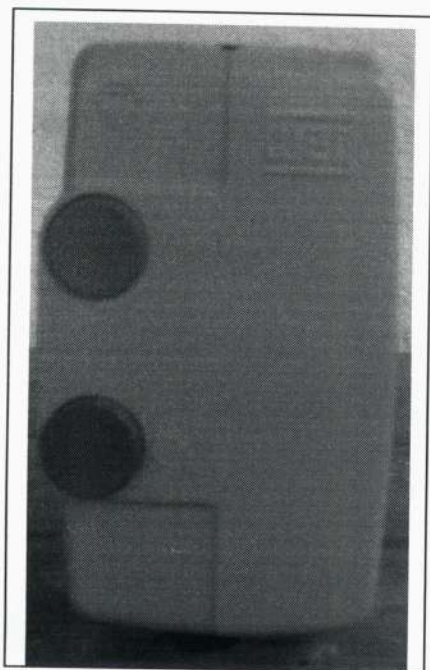


Figura 4.7 – Controle manual do motor

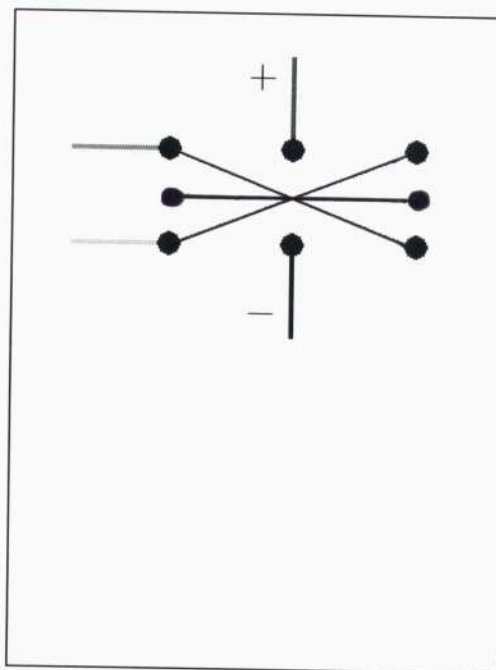


Figura 4.8 – Ligação elétrica

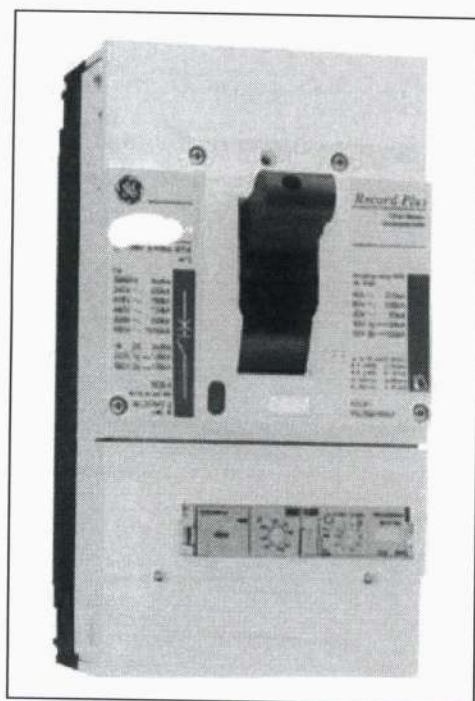


Figura 4.9 – Disjuntor

CAPÍTULO V

5. DIFICULDADES ENCONTRADAS

Foram encontradas dificuldades na escolha do motor, pois como não havia muitos tipos disponíveis que atendesse nossas especificações. Por não haver nenhum equipamento semelhante disponível no mercado houve dificuldade na busca de informações para projeto. Adequação do suporte aos cilindros utilizados pela empresa.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSÕES

Com o propósito de melhorar e tornar eficiente um suporte de cilindro de gás industrial, tornando-o elétrico, seguimos uma série de cálculos de transmissão de movimento obtendo um torque necessário e um tempo de ação e de velocidade, ganhando eficiência e praticidade em relação a um suporte comum. De fácil manuseio e manutenção ele gira o cilindro com segurança, tornando a substituição do mesmo mais seguro e eficiente diminuindo-se os riscos iminentes.

CAPÍTULO VII

7. RECOMENDAÇÕES

O suporte automatizado ainda pode ser melhorado instalando uma caixa de redução fechada onde as engrenagens estariam em contato com fluido lubrificante para que sua vida útil seja estendida caso esta seja solicitada por um número maior de horas. E instalação de um mecanismo automático, ou seja, um sistema de relé que monitorará o pico de corrente para automatizar o giro do cilindro com apenas um toque de ação no botão. Quando chegar ao fim da ação, o relé irá desarmar sozinho, fazendo com que a praticidade cresça ainda mais. Algumas novas associações à caixa de redução, como o uso de sem fim, por exemplo, poderiam torná-la mais compacta.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOMED. Ergonomia saúde no trabalho. Disponível em: <http://www.boasaude.uol.com.br/>. Acesso em: 9 setembro 2008

CUNHA, Lamartine B. **Elementos de máquinas**. 1 ed. Rio de Janeiro: LTC. P. 191-200. 2005

FACULDADE REDENTOR. Disciplina mecanismos. Prf: Irineu. Apostila. Engrenagens. Itaperuna. Faculdade Redentor. 2006

MANUAIS DE LEGISLAÇÃO. Segurança e medicina do trabalho. 61 ed. São Paulo: Brasil. NR-17. 2007

NORTON, Robert L, **Projeto de máquinas**. 2 ed. Porto Alegre: LTC. 2006

PFEIL, W. ; PFEIL, M. **Estruturas de aço**. 7 ed. Rio de Janeiro: LTC. P. 30-34. 2000

PROVENZA, F. **Projetistas de máquinas**. São Paulo: Provenza. P. 4-42-43.

SENAI. Disciplina Tratamento térmico. Apostila, Mecânica tratamento térmico. Senai. Espírito santo. 1997

SHIGLEY, Joseph E. **Elementos de máquinas**. 3 ed. Rio de Janeiro: LTC. P. 278 – 288. 1984

SKF. Catálogo de rolamentos. Brasil. 1998

ULIANA, J. Comando e motores elétricos. Netsaber. Disponível em: <http://apostilas.netsaber.com.br/>. Acesso em: 9 setembro 2008