



Jean Carlos Martins

**DIMENSIONAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA
SIMULAÇÃO DE TRANSMISSÕES MECÂNICAS**

Horizontina - RS

2018

Jean Carlos Martins

**DIMENSIONAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA
SIMULAÇÃO DE TRANSMISSÕES MECÂNICAS**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica na Faculdade Horizontina, sob a orientação do Professor Me. Luis Carlos Wachholz

Horizontina - RS

2018

FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso

**“DIMENSIONAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA SIMULAÇÃO DE
TRANSMISSÕES MECÂNICAS”**

Elaborada por:

Jean Carlos Martins

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Aprovado em: 08/12/2018

Pela Comissão Examinadora

Prof. Me. Luis Carlos Wachholz

Presidente da Comissão Examinadora - Orientador

Prof. Me. Francine Centenaro

FAHOR – Faculdade Horizontalina

Prof. Me. Marcelo André Losekann

FAHOR – Faculdade Horizontalina

Horizontalina - RS

2018

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais Losane Antoninha Martins e Luis Carlos Martins, à minha irmã Diane Elis Martins, e à minha namorada Camila Fischer, que sempre estiveram ao meu lado e me apoiaram nessa caminhada, e pelo encorajamento e apreço que recebi durante toda a minha vida.

AGRADECIMENTO

Primeiramente, agradecer a Deus, pela vida e conquistas durante toda essa caminhada.

Ao Professor Orientador Luis Carlos Wachholz, pelo embasamento, serenidade e orientação do projeto, além de todo o conhecimento transmitido.

Aos Professores e Colaboradores da Instituição, agradeço pela convivência durante minha vida acadêmica e pela sabedoria difundida. Nosso convívio foi de extrema importância para o meu crescimento pessoal e profissional.

Aos meus amigos e colegas desta caminhada, que de alguma forma fizeram e fazem parte desta conquista.

Por fim, a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu singelo muito obrigado.

“Não tentes ser bem sucedido, tenta antes ser um homem de valor”.

(Albert Einstein)

RESUMO

Visto que as bancadas didáticas têm grande valia como ferramenta de auxílio no aprendizado dos acadêmicos de diferentes áreas de conhecimento, a oportunidade de realizar a tarefa em prática facilita a compreensão do assunto de uma forma intuitiva. O presente trabalho visa apresentar o desenvolvimento de uma bancada didática para simulação de transmissões mecânicas, como ferramenta de aprendizado para as disciplinas que envolvam a conceptualização de elementos de máquinas. A utilização de sistemas formados por polias e correias, engrenagens, correntes, cabos e rodas de atrito, possibilitam ao acadêmico a simulação de diferentes tipos de transmissões de movimento. A visão deste trabalho foi utilizar o máximo de componentes disponíveis na Instituição de Ensino Superior Faculdade Horizontina para a construção deste projeto. Através de uma pesquisa bibliográfica formulou-se uma base de dados para o dimensionamento dos componentes e assim então aplicação das informações sobre o Projeto e construção da bancada. Além de uma descrição dos elementos utilizados, está abordado um estudo das relações de transmissões entre os sistemas dispostos no projeto, obtidos através de cálculos e passíveis de simulação na bancada física. O conceito da bancada está formulado para a utilização de sete diferentes formas de transmissão, a serem utilizados como meio de exemplificação de, principalmente, cálculos de relação de transmissão como o torque e velocidade de rotação. A utilização de ferramentas que replicam assuntos teóricos em meios físicos proporciona um aprendizado diferenciado.

Palavras-chave: Dimensionamento. Bancada didática. Transmissões mecânicas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Correia em contato com a Polia	22
Figura 2: Composição de uma Correia Trapezoidal	22
Figura 3: Padronização das Correias em "V"	23
Figura 4: Seleção de correias <i>Hi-Power</i>	25
Figura 5: Diâmetros Pitch mínimos recomendados para correias Hi-Power II (em polegadas).....	26
Figura 6: Nomenclaturas de cálculo entre polias e correias	27
Figura 7: Polias em "V"	28
Figura 8: Representação em corte de uma ranhura de polia e secção de correia	28
Figura 9: Dimensões de uma polia "V"	29
Figura 10: Transmissão entre engrenagens.....	31
Figura 11: Classificação quanto à forma do dente	32
Figura 12: Nomenclatura para dentes de Engrenagens.....	33
Figura 13: Dimensões básicas de uma engrenagem	35
Figura 14: Engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais	36
Figura 15: Vista lateral de uma engrenagem helicoidal.....	37
Figura 16: Dimensões de construção dos dentes	37
Figura 17: Representação de um sistema pinhão-cremalheira	39
Figura 18: Representação de um sistema de parafuso sem-fim	40
Figura 19: Características de um parafuso com rosca sem-fim	41
Figura 20: Dimensões de um sistema parafuso sem-fim	42
Figura 21: Dimensões de uma engrenagem cônica.....	43
Figura 22: Posição de cotas relacionadas a ângulo em uma engrenagem cônica....	44
Figura 23: Cotas de altura do dente de engrenagens cônicas	45
Figura 24: Sistema corrente/engrenagem	45
Figura 25: Elementos constituintes de uma corrente de rolos.....	46
Figura 26: Dimensões de uma engrenagem de corrente	46
Figura 27: Rolamento fixo de esferas.....	49
Figura 28: Visão em corte de um rolamento de esferas.....	49
Figura 29: Mancal de deslizamento.....	50
Figura 30: Acoplamento elástico com garras	51
Figura 31: Chavetas e suas normas.....	51

Figura 32: Dimensões de uma chaveta.....	52
Figura 33: Dimensões e cargas aplicadas sobre o sistema de chaveta	52
Figura 34: Guia de porta	53
Figura 35: Projeto CAD da bancada de simulação.....	56
Figura 36: Referência a eixos através de numeração	57
Figura 37: Motor Bosch utilizado na bancada	57
Figura 38: Sistema de transmissão por polias com respectivas citações.....	58
Figura 39: Elementos de fixação e medição em componentes	58
Figura 40: Acoplamento entre eixos	59
Figura 41: Sistema de transmissão por engrenagens	59
Figura 42: Sistema de transmissão por corrente.....	60
Figura 43: Sistema de transmissão por roda de atrito.....	60
Figura 44: Sistema pinhão-cremalheira.....	61
Figura 45: Montagem da bancada finalizada.....	76

LISTA DE QUADROS

Quadro 1: Equações para dimensionamento de correias	24
Quadro 2: Equações para dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos	35
Quadro 3: Equações para dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais.....	37
Quadro 4: Equações para dimensionamento de um sistema pinhão-cremalheira	39
Quadro 5: Equações para dimensionamento de um sistema parafuso sem-fim	41
Quadro 6: Equações para dimensionamento de engrenagens cônicas de dentes retos	43
Quadro 7: Equações para dimensionamento de transmissão por correntes	47
Quadro 8: Especificações do motor elétrico.....	61
Quadro 9: Dimensões características do parafuso.....	62
Quadro 10: Características da Coroa.....	62
Quadro 11: Características construtivas entre parafuso sem-fim e coroa.....	63
Quadro 12: Dimensões de diâmetro das polias.....	64
Quadro 13: Dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos	69
Quadro 14: Dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos	71
Quadro 15: Dimensionamento de engrenagens cônicas de dentes retos	73
Quadro 16: Dimensões da engrenagem motora	74
Quadro 17: Dimensões das engrenagens movidas.....	74
Quadro 18: Características pinhão.....	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Base para dimensões de acordo com tipo de correia.....	29
Tabela 2: Dimensões padronizadas de polias de múltiplos canais	65
Tabela 3: Velocidade de rotação após transmissão entre polias	68
Tabela 4: Velocidade de rotação transmitida por engrenagens cilíndricas de dentes retos em função de opção montada em polias (rpm)	70
Tabela 5: Torque transmitido por engrenagens cilíndricas de dentes retos em função da opção montada em polias (Nm)	70
Tabela 6: Velocidade de rotação em engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais em função de opção montada em polias (rpm)	72
Tabela 7: Torque transmitido por engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais em função da opção montada em polias (Nm).....	72

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Unidade	Descrição
P_p	CV	Potência projetada
P_{motor}	CV	Potência do motor
f_s	Adimensional	Fator de serviço do motor
i	Adimensional	Relação de transmissão
n_1	rpm	Rotação do eixo motriz
n_2	rpm	Rotação do eixo movido
d_1	mm	Diâmetro da polia/engrenagem motriz
D_2	mm	Diâmetro da polia/engrenagem movida
C	mm	Distância entre centros
D	mm	Diâmetro maior
d	mm	Diâmetro menor
l	mm	Comprimento da correia
α	mm	Arco de contato
r_1	mm	raio da polia 1
r_2	mm	raio da polia 2
π	Adimensional	Constante trigonométrica
M_{T1}	N.m	Torque na polia/engrenagem 1
M_{T2}	N.m	Torque na polia/engrenagem 2
F_T	N	Força tangencial
m	Adimensional	Módulo da engrenagem
d_p	mm	Diâmetro primitivo
Z	Adimensional	Número de dentes
d_e	mm	Diâmetro externo
h	mm	Altura do dente
b	mm	Altura do pé do dente
d_i	mm	Diâmetro interno
p	mm	Passo
e	mm	Espessura do dente no diâmetro primitivo
f	mm	Folga de fundo
a	mm	Altura da cabeça do dente
j	mm	Altura da base do dente

l	mm	Espessura da engrenagem
P_n	mm	Passo normal
P_c	mm	Passo circunferencial
M_n	Adimensional	Módulo normal
M_c	Adimensional	Módulo circunferencial
β	$^\circ$	Ângulo de inclinação da hélice
δ	$^\circ$	Ângulo primitivo
γ	$^\circ$	Ângulo da cabeça do dente
ψ	$^\circ$	Ângulo do pé do dente
V	m/s	Velocidade
F	N	Força
N_c	rpm	Rotação da Coroa
N_p	rpm	Rotação do parafuso com rosca sem-fim
N_e	Adimensional	Número de entradas do parafuso
Z_c	Adimensional	Número de dentes da coroa
M	Adimensional	Módulo

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 TEMA	16
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA	17
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA.....	17
1.4 HIPÓTESES.....	18
1.5 JUSTIFICATIVA.....	18
1.6 OBJETIVOS.....	18
1.6.1 Objetivo Geral.....	18
1.6.2 Objetivos Específicos.....	18
2 REVISÃO DA LITERATURA	20
2.1 Bancadas didáticas	20
2.2 Transmissões mecânicas.....	20
2.2.1 Transmissão por correias e polias	21
2.2.2 Transmissão por engrenagens	30
2.2.3 Transmissão por correntes	45
2.2.4 Transmissão por roda de atrito	47
2.2.5 Elementos de apoio e união	48
3 METODOLOGIA	54
3.1 Materiais e Equipamentos.....	55
4 DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS	56
4.1 Projeto.....	56
4.2 Memorial de cálculo	61
4.2.1 Especificações do motor elétrico	61
4.2.2 Sistema parafuso e coroa	62
4.2.3 Sistema de transmissão entre polias por meio de correia	63
4.2.4 Sistema de transmissão por acoplamento	68
4.2.5 Sistema de transmissão por engrenagens.....	68
4.2.6 Sistema de transmissão por correntes.....	73
4.2.7 Sistema de transmissão por roda de atrito	74
4.2.8 Sistema de transmissão por pinhão-cremalheira.....	75
4.3 Chavetas.....	75
4.4 Resultados de fabricação e testes da bancada	76

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	77
6 REFERÊNCIAS.....	78
APÊNDICE A	81
ANEXO 1.....	82
ANEXO 2.....	83
ANEXO 3.....	84

1 INTRODUÇÃO

Simulações dentro da Engenharia possibilitam ao acadêmico compreender em prática e com maior facilidade o conteúdo abordado em sala de aula, demonstrando o real comportamento de diferentes tipos de sistemas, dentre eles, o de transmissões mecânicas.

A partir da necessidade que se têm no meio acadêmico, em cursos voltados à engenharia em geral, da utilização de meios de exemplificação prática de conceitos que buscam simular reais situações do dia a dia do profissional, se faz indispensável a utilização de bancadas didáticas, máquinas, equipamentos, entre outros (MOLIN; ZORZAN; DARONCH, 2013).

Para a realização destas simulações, voltadas a elementos de máquinas, se têm a necessidade de utilização de uma bancada de transmissões mecânicas, capaz de recriar relações baseadas em sistemas desenvolvidos em aula, ou até mesmo com a possibilidade de criar novos.

As bancadas didáticas propiciam aos alunos a ilustração de conceitos importantes, facilitando a compreensão dos modelos matemáticos necessários para a análise dos sistemas, auxiliando no processo de aprendizado (AMORIM, 2006).

Sendo constituída de elementos giratórios, é necessário que a bancada ofereça segurança durante a sua utilização, fato relevante é que a bancada é projetada para uso acadêmico e então as velocidades de rotação são extremamente baixas, necessitando de cuidados especiais em somente determinados pontos.

Por essa razão é de grande valia que se fundamente uma bancada do tipo, de maneira a constituir um sistema capaz de suportar os conteúdos abordados em sala de aula.

1.1 TEMA

O tema deste trabalho está direcionado ao dimensionamento, construção e testes de uma bancada didática para o auxílio e exemplificação de alguns tipos de transmissões mecânicas.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Fazem parte do sistema de transmissão da bancada, um sistema de transmissão de velocidade de rotação e torque por meio da utilização de um conjunto de parafuso sem-fim e engrenagem, polias e correia, um sistema de acoplamento entre eixos, sistema de transmissão por engrenagens, sistema de transmissão por engrenagens e corrente, sistema de transmissão através de roda de atrito e por fim um sistema de pinhão cremalheira.

O acionamento da bancada será por meio elétrico, excluindo qualquer necessidade de estudo de componentes hidráulicos. Ainda, como forma de medição dos resultados de rotação e torque, será feita medições manuais por meio da utilização de torquímetro e tacômetro, não sendo instrumentada a bancada.

Ressalto ainda que não serão calculados os atritos característicos de cada componente do sistema, apenas será percebida a sua influência nos resultados finais de dimensionamento.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

O fato de que alguns acadêmicos do curso de engenharia mecânica não estarem inseridos no mercado de trabalho metal mecânico e/ou não terem contato direto com sistemas de transmissão mecânica, faz com que se tenha a necessidade da utilização de algum meio de exemplificação dessas relações.

A partir disso, surgiu a necessidade de desenvolver uma bancada capaz de exemplificar e demonstrar o comportamento das relações durante a mudança de combinações no sistema. Portanto, com este trabalho busca-se dimensionar e fabricar uma bancada que atenda ao problema em questão.

Como questão de pesquisa, “A bancada será capaz de proporcionar medições de torque e rotações em seus componentes, variando nas relações nela montadas?”.

1.4 HIPÓTESES

Através da aplicação de movimento em diferentes conjuntos de transmissão, o acadêmico irá desenvolver a habilidade de compreender como se dá a transmissão e quais são as características dos diferentes tipos de sistemas.

Dessa forma, poderá ser aplicado em prática as teorias abordadas durante as aulas teóricas propostas pelos professores.

1.5 JUSTIFICATIVA

Considerando o problema de pesquisa, esse estudo se dá pela necessidade de desenvolver uma bancada a fim de proporcionar uma melhor visão aos acadêmicos de engenharia mecânica dos conceitos abordados em aula. Além disso, visa proporcionar uma melhor simulação do dia-a-dia profissional, relacionando experiências práticas com os conteúdos acadêmicos a fim de expandir conhecimentos.

Cita-se ainda o fato de a simulação, através da bancada, possibilitar ao futuro engenheiro um maior conhecimento, sobre essas relações, para que durante o dimensionamento de um produto ele possa aplicar suas experiências práticas.

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 *Objetivo Geral*

Este trabalho tem por objetivo desenvolver uma bancada didática para o estudo de transmissões mecânicas, sendo utilizada como recurso de auxílio nas aulas experimentais de elementos de máquinas.

1.6.2 *Objetivos Específicos*

- ✓ Dimensionar uma bancada de simulação de relações mecânicas, capaz de demonstrar as características de combinações de elementos no sistema de relações mecânicas;
- ✓ Fabricar o protótipo da bancada;

- ✓ Realizar testes de funcionamento do equipamento para liberação de utilização;
- ✓ Identificar materiais adequados para a fabricação;
- ✓ Abranger sistemas de transmissão mecânica de força e movimento;
- ✓ Propor soluções para assuntos teóricos abordados em aula;
- ✓ Transmitir aos acadêmicos as características de relações mecânicas.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Tendo por base pesquisas bibliográficas, esse capítulo apresenta alguns conceitos importantes relacionados à importância da utilização de bancadas didáticas, bem como algumas definições de componentes de transmissões mecânicas e cálculos necessários para o seu dimensionamento.

2.1 BANCADAS DIDÁTICAS

A utilização de estudos práticos, em cursos voltados à engenharia, que evidenciem os conteúdos abordados em aula faz com que o acadêmico adquira um maior domínio sobre o assunto (PEKELMANN; MELLO, 2004).

Para Pekelmann e Mello (2004), os laboratórios dos cursos de Engenharia Mecânica, tem um papel fundamental na formação do aluno, pois permite aprimorar a capacidade de tonar real o teórico, de tornar variável o problema e de se adaptar a diferentes condições quando no exercício da profissão.

Neste sentido Gil e Castro (1996 apud LABURÚ, 2004) defendem que com a investigação em método didático, pretende-se mudar atitudes através de uma mudança metodológica, que auxilia, em termos de profundidade, a apreensão de conhecimentos novos.

2.2 TRANSMISSÕES MECÂNICAS

Os sistemas de transmissão mecânica são mecanismos capazes de transferir potência e movimento a partir de elementos mecânicos. Além de transferir, a transmissão pode variar as rotações entre dois eixos, ampliando ou reduzindo a velocidade de rotação. Quando se transmite o movimento de rotação do elemento maior para o menor, amplia-se a velocidade, já quando se transmite o movimento de rotação do elemento menor para o maior, reduz-se a velocidade de rotação (TELECURSO 2000, 1996).

O autor ainda defende que as maneiras mais comuns de se variar a rotação entre eixos são através de engrenagens, por correias ou por atrito.

Gordo e Ferreira (2000) dizem que a transmissão de força e movimento pode ser feita pela forma ou por atrito. Por forma os elementos transmissores são dimensionados para se encaixarem, transmitindo assim o movimento e a força. Já a transmissão por atrito não possibilita fazer a transmissão de grandes esforços.

2.2.1 Transmissão por correias e polias

Nesse tipo de transmissão, a correia abraça duas ou mais polias transmitindo assim a força, por meio de atrito entre correia e polia (NIEMANN, 1971). A polia que transmite o movimento é chamada de polia motora ou condutora, já a que recebe o movimento é chamada de polia movida ou conduzida (TELECURSO 2000, 1996).

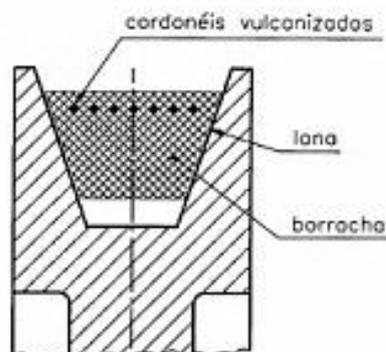
Correias possuem uma construção simples, mesmo assim garantindo um funcionamento silencioso e uma alta capacidade de absorver choques elasticamente. Possuem um elevado rendimento, algo em torno de 95 a 98%, aliado ao preço reduzido, de aproximadamente 63% do de transmissões por engrenagens cilíndricas, fazem com que sejam uma das principais opções de utilização quando comparadas a outros sistemas de transmissão (NIEMANN, 1971).

O autor ainda expõe o lado oposto das correias, onde suas dimensões são maiores, assim como as distâncias entre eixos, o que acaba por aumentar as cargas nos mancais, além de limitar a sua utilização a eixos paralelos apenas. Ainda, a vida de uma correia é menor e em alguns casos pode apresentar escorregamento de 1 a 3% na transmissão de força. Quanto à força de apoio na polia, é produzida por tensão suficiente na correia.

As correias mais utilizadas são as planas e as trapezoidais. As planas são silenciosas, eficientes a altas velocidades e podem transmitir grande potência entre centros a grandes distâncias (NISBETT; BUDYNAS, 2011).

De acordo com Generoso (2009) a correia em trapezoidal é inteiriça, fabricada com sua secção transversal em forma de trapézio, conforme representada na Figura 1. Constituída de borracha e revestida de lona, possui seu interior formado por cordonéis vulcanizados para suportar as forças de tração.

Figura 1: Correia em contato com a Polia



Fonte: GENEROSO, 2009.

Contrastando com as correias planas, correias em trapezoidais podem ser utilizadas tanto em distâncias entre centros mais curtas, como em grandes distâncias. Além disso, é preferível a utilização da correia em trapezoidal em relação ao da correia plana, pois conforme Telecurso 2000 (1996):

- ✓ Praticamente não apresenta deslizamento;
- ✓ Permite o uso de polias bem próximas;

Flores, Gomes, Dourado e Marques (2017) dizem que as correias trapezoidais ou em forma de “V” apresentam menor escorregamento do que as planas devido ao efeito cunha em seu formato, podendo-se conseguir até 3 vezes maior capacidade de carga, fato decorrente do seu formato alinhado aos elementos da composição conforme apresentados na Figura 2.

Figura 2: Composição de uma Correia Trapezoidal



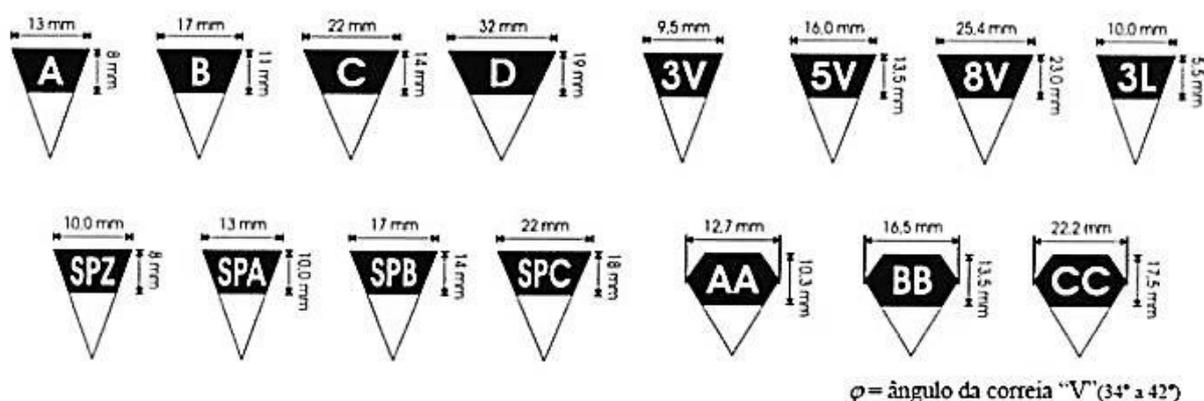
Fonte: Adaptada de GOOD YEAR, 2017.

O formato da polia, que produz um efeito de cunha, alinhado ao formato da correia produz uma forte pressão superficial com uma tensão superficial pequena entre elas, favorecendo os mancais de transmissão e permitindo efetuar grandes relações entre eixos próximos (PARETO, 1982).

Um dos aspectos negativos das correias em forma de “V” em relação às planas, é que normalmente as suas dimensões são padronizadas, necessitando adaptar o projeto ao portfólio de correias disponíveis. Já as correias planas, podem ser fornecidas em rolos e serem produzidas no local com o tamanho necessário (ALMEIDA, 2012).

As correias trapezoidais têm seus perfis e dimensões padronizados pelos fabricantes. As secções transversais são designadas por uma letra do alfabeto para tamanhos quando a dimensão é em polegada, para os tamanhos métricos são designados por número, sendo que a Figura traz alguns exemplos de padronização (GENEROSO, 2009).

Figura 3: Padronização das Correias em "V"



Fonte: Adaptado de BARBOSA, 2016.

Existem alguns pontos positivos para a utilização das correias trapezoidais como as razões econômicas, possuindo fácil montagem e manutenção sem a necessidade de lubrificação. Quando projetadas, instaladas e aplicadas corretamente, possuem grande durabilidade, podendo ainda auxiliar em questões de segurança reduzindo choques e vibrações, e ocorrendo deslizamento em caso de sobrecarga (ALMEIDA, 2012, *apud* GALL & STREDA, 2013).

Melconian (2012, p. 53) cita que as correias trapezoidais possuem a capacidade de resistir a potência máxima de 1100 kW, algo em torno de 1500 CV, uma velocidade tangencial de 26 m/s, propondo uma relação de transmissão, ou seja de aumento ou redução da velocidade de rotação, ideal de 1:8 mas podendo chegar a até 1:15.

2.2.1.1 Dimensionamento de correias

O dimensionamento de um sistema de transmissão por correias depende de vários fatores presentes nele, podendo ser citado (MELCONIAN, 2012):

- ✓ Tipo de motor que será utilizado;
- ✓ Potência do motor;
- ✓ Rotação do motor;
- ✓ Tipo de máquina e equipamento;
- ✓ Rotação da máquina ou equipamento;
- ✓ Distância entre centros;
- ✓ Tempo de trabalho diário de máquina;

No Quadro 1 estão apresentadas as equações para o dimensionamento do sistema, e logo após as informações relativas a cada variável.

Quadro 1: Equações para dimensionamento de correias

Variável	Descrição	Equação	Eq.
P_p	Potência projetada	$P_p = P_{motor} \times f_s$	(01)
i	Relação de transmissão	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{d_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}}$	(02)
d	Diâmetro da polia menor	$d_{(mm)} = 25,4 \times d_{(pol)}$	(03)
D	Diâmetro da polia maior	$D = d \times i$	(04)
l	Comprimento da correia	$l = 2C + 1,57(D_2 + d_1) + \frac{(D_2 - d_1)^2}{4C}$	(05)
C	Distância entre centros das polias	$C = \frac{3d_1 + D_2}{2}$	(06)
α	Arco de contato	$\alpha = 180^\circ - \frac{60(D_2 - D_1)}{C}$	(07)
M_T	Torque	$M_T = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi \times n}$	(08)

Fonte: Autor, 2018.

a) Potência Projetada (P_p)

Para o cálculo da potência projetada, Melconian (2012) traz a equação (01). Onde se multiplica a potência do motor pelo fator de serviço ao qual o sistema

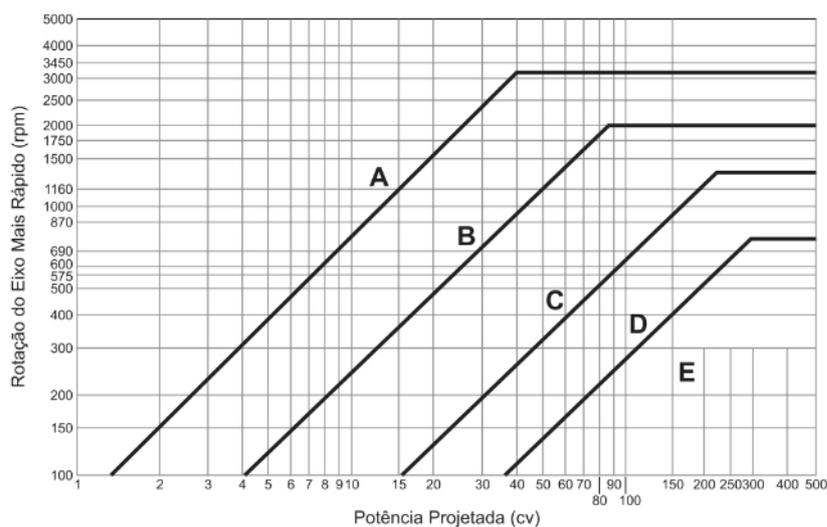
estará submetido. Fator de serviço pode ser consultado no Anexo 2. A partir desse momento será possível determinar então o perfil da correia a ser utilizada para a transmissão do movimento entre as polias, com base na Figura 4.

Corresponde à relação existente entre as polias do sistema, proporcional ao diâmetro e velocidade de rotação do conjunto. Com essa relação, deve-se encontrar qual é o eixo mais rápido do sistema. Para tanto, utiliza-se a equação (02).

b) Perfil da Correia

Unindo a informação de eixo mais rápido e com o valor de potência projetada, então é possível selecionar o tipo de perfil da correia com base no gráfico abaixo (MELCONIAN, 2012).

Figura 4: Seleção de correias *Hi-Power*



Fonte: MELCONIAN, 2012.

c) Diâmetro das Polias (D e d)

Para o cálculo do diâmetro das polias, parte se das especificações do motor a ser utilizado, tendo então o tamanho de uma polia e sendo necessário o cálculo para a outra (MELCONIAN, 2012).

Figura 5: Diâmetros Pitch mínimos recomendados para correias Hi-Power II (em polegadas)

CV do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						CV do motor
	575	690	870	1160	1750	3450	
	485*	575*	725*	950*	1425*	2850*	
½	-	-	2,2	-	-	-	½
¾	-	-	2,4	2,2	-	-	¾
1	3,0	2,5	2,4	2,4	2,2	-	1
1 ½	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2,2	1 ½
2	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	3
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	5
7 ½	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7 ½
10	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	15
20	8,2	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	20
25	9,0	8,2	6,8	6,0	4,4	4,4	25
30	10	9,0	6,8	6,8	5,2	-	30
40	10	10	8,2	6,8	6,0	-	40
50	11	10	8,4	8,2	6,8	-	50
60	12	11	10	8,0	7,4	-	60
75	14	13	9,5	10	8,6	-	75
100	18	15	12	10	8,6	-	100
125	20	18	15	12	10,5	-	125
150	22	20	18	13	10,5	-	150
200	22	22	22	-	13,2	-	200
250	22	22	-	-	-	-	250
300	27	27	-	-	-	-	300

* Rotação para motores elétricos de 50 ciclos.

Fonte: MELCONIAN, 2012.

Faz-se necessário transformar o diâmetro para milímetros através da equação (03), assim determinaremos o diâmetro menor relacionado à potência do motor (CV) e a rotação do eixo mais rápido, disposto na equação (04). (MELCONIAN, 2012).

d) Comprimento da correia (l)

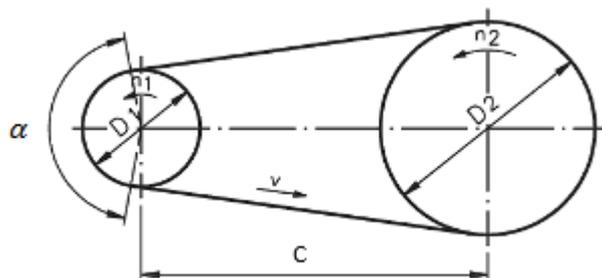
Para correias trapezoidais, os diâmetros primitivos devem ser tomados como referência para o cálculo e, então, pode encontrar-se o comprimento da correia a partir da equação (05) (MELCONIAN, 2012).

e) Distância entre centros (C)

A equação (06) apresenta qual o comprimento que deve haver entre o centro da polia 1 e o centro da polia 2 (MELCONIAN, 2012).

A Figura 6 torna visual a simbologia.

Figura 6: Nomenclaturas de cálculo entre polias e correias



Fonte: Adaptado de TELECURSO 2000, 1996.

f) Arco de Contato (α)

O arco de contato trata-se do valor do perímetro da circunferência da polia onde a correia toca, representado por α na Figura 5, dado pela Equação (07) do quadro de equações (PROVENZA, 1978).

g) Torque na polia (MT)

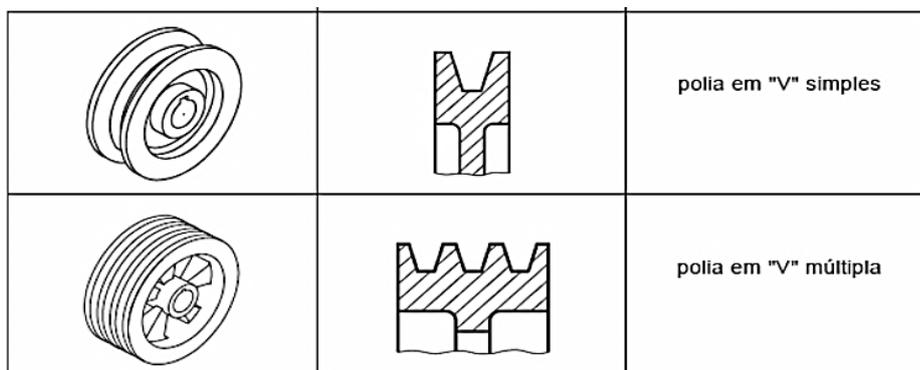
O torque sobre cada polia é diferenciado, por isso é necessário calcular separadamente cada valor, com base na Equação (08), ou através da utilização da relação de transmissão pela Equação (02) (MELCONIAN, 2012).

2.2.1.2 Dimensionamento de Polias

As polias são peças cilíndricas, sendo movimentadas pela rotação do eixo do motor ou por correias de transmissão. Constituída por uma coroa ou face, que entra em contato com a correia, sendo a face ligada a um cubo de roda mediante disco ou braços, podendo ser vistas na Figura 7 (TELECURSO 2000, 1996).

De acordo com o mesmo autor, os tipos de polias são determinados pela forma da superfície na qual a correia se assenta, podendo ser planas ou trapezoidais. A trapezoidal é assim chamada devido a face onde a correia se assenta apresentar a forma de um trapézio, ainda, são providas de canaletas e dimensionadas de acordo com o perfil padrão da correia a ser utilizada.

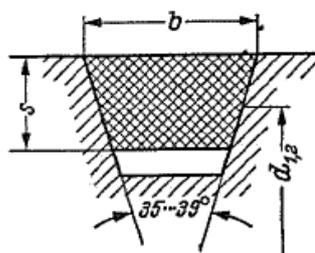
Figura 7: Polias em "V"



Fonte: Adaptado de Telecurso 2000, 1996.

A utilização de correias em V no sistema, as quais possuem ângulo de cunha, faz com que a força normal de apoio na superfície de contato seja maior quando comparadas às correias planas. Deve-se utilizar um ângulo de cunha maior para as correias, visto que após de esticadas ocorre o dobramento dela sobre a polia, diminuindo o ângulo (NIEMANN, 2000, p. 103).

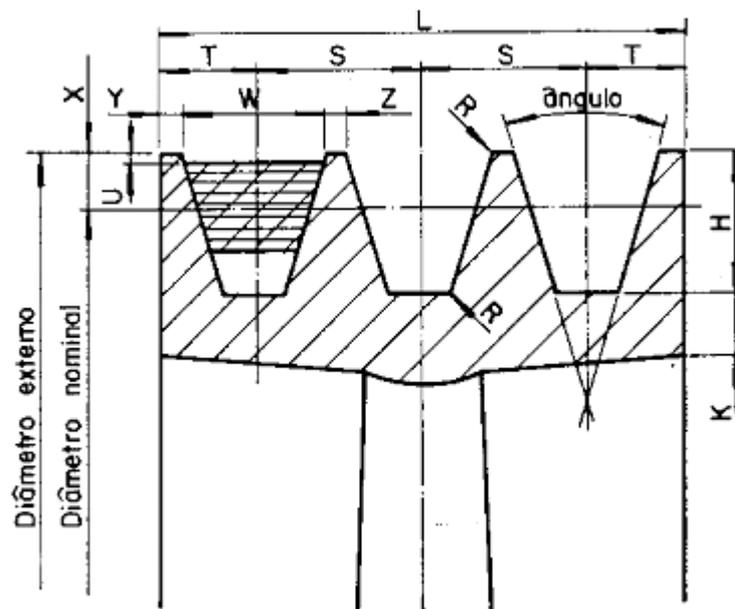
Figura 8: Representação em corte de uma ranhura de polia e secção de correia



Fonte: Niemann, 2000.

Niemann (2000) destaca ainda que os valores de ângulos de cunha da ranhura das polias devem ser algo entorno de 36° para polias grandes, 34° para polias médias e 32° para polias pequenas. Já a correia deve ser construída com ângulo entre 35° a 39° .

Figura 9: Dimensões de uma polia “V”



Fonte: GORDO E FERREIRA, 1996.

Conforme a Figura 9, as dimensões de construção das polias são padronizadas e obedecem aos valores da Tabela 2 de acordo com o tipo de perfil de correia que será utilizado no sistema.

Tabela 1: Base para dimensões de acordo com tipo de correia

DIMENSÕES NORMAIS DAS POLIAS DE MÚLTIPLOS CANAIS											
Perfil padrão da correia	Diâmetro externo da polia	Ângulo do canal	Medidas em milímetros								
			T	S	W	Y	Z	H	K	U=R	X
A	75 a 170	34°	9,50	15	13	3	2	13	5	1,0	5
	acima de 170	38°									
B	de 130 a 240	34°	11,5	19	17	3	2	17	6,5	1,0	6,25
	acima de 240	38°									
C	de 200 a 350	34°	15,25	25,5	22,5	4	3	22	9,5	1,5	8,25
	acima de 350	38°									
D	de 300 a 450	34°	22	36,5	32	6	4,5	28	12,5	1,5	11
	acima de 450	38°									
E	de 485 a 630	34°	27,25	44,5	38,5	8	6	33	16	1,5	13
	acima de 630	38°									

Fonte: GORDO E FERREIRA, 1996.

Para o tensionamento da correia pode ser empregada uma correia lisa ou dentada, para os casos de quando existir uma distância entre centros muito pequena ou quando a correia que está sendo utilizada é muito grande (NIEMANN, 2000, p. 103).

As polias tensoras internas possuem diâmetro igual ou maior que a menor polia do conjunto. Ainda, tem-se o cuidado quando ao alinhamento correto, inibindo interferências e desgaste prematuros. Já as polias tensoras externas, têm seu diâmetro mínimo igual a 1,5 vezes o valor do menor diâmetro entre as polias do conjunto (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014, p. 73).

A polia tensora externa deve seguir alguns padrões de construção, citando, ela deve ser sempre lisa não importando o tipo de correia, e colocada sempre próxima à polia motora que faz com que se aumente o ângulo de contato entre polia e correia (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014, p. 73).

2.2.2 Transmissão por engrenagens

Para Niemann (1971), as engrenagens são frequentemente mais utilizadas, tanto para eixos paralelos, reversos ou concorrentes, servindo para potências, rotações e relações de multiplicação, variando desde valores mínimos até máximos. Essa grande utilização se deve ao fato característico de ser uma transmissão sem deslizamento, permitindo a transmissão de movimento com velocidade constante independentemente da carga a qual está submetida.

Neste contexto, a transmissão por engrenagens possui grande utilização por oferecerem elevada resistência, o que acaba por influenciar em uma grande vida útil, pela segurança em seu funcionamento, por possuir resistência às sobrecargas e baixa manutenção. Suas dimensões reduzidas e o alto rendimento, em torno de 98%, favorecem ainda mais a sua utilização (NIEMANN, 1971).

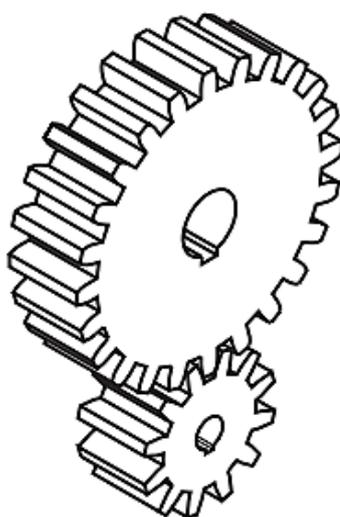
Ainda, por outro lado, deve-se levar em conta o fato de possuírem alguns aspectos como o seu maior custo de fabricação e dimensionamento, bem como os maiores ruídos durante o seu funcionamento. Outro aspecto importante é o fato de serem constituídas por corpos rígidos, não sendo capazes de absorverem choques e/ou impactos, necessitando assim de uma lubrificação periódica (FLORES; GOMES, 2014).

Para Generoso (2009), as engrenagens são rodas dentadas cujos dentes possuem forma e espaçamentos padronizados. São usadas para transmitir movimento e força entre dois eixos, onde a engrenagem motriz transmite movimento

para a movida por contato. Podendo ser fabricadas a partir de diversos materiais, desde metálicos como até mesmo polímeros.

Engrenagens podem variar o número de rotações e ainda inverter o sentido de rotação de um eixo para outro. Necessitando estarem em contato para que ocorra a transmissão, ou seja, os dentes de uma engrenagem devem estar encaixados nos vãos dos dentes da outra engrenagem, como dispostos na Figura 10 (TELECURSO 2000, 1996).

Figura 10: Transmissão entre engrenagens



Fonte: Adaptado de TELECURSO 2000, 1996.

De acordo com Generoso (2009), os dentes são um dos elementos mais importantes das engrenagens, pelo fato de serem eles que transmitem o movimento entre uma engrenagem e outra.

Para Cunha (2008, *apud* FLORES; GOMES, 2014, p. 8), existem diferentes critérios para a classificação das engrenagens, um deles é a disposição relativa dos eixos das rodas dentadas. Distinguindo-se em três grupos:

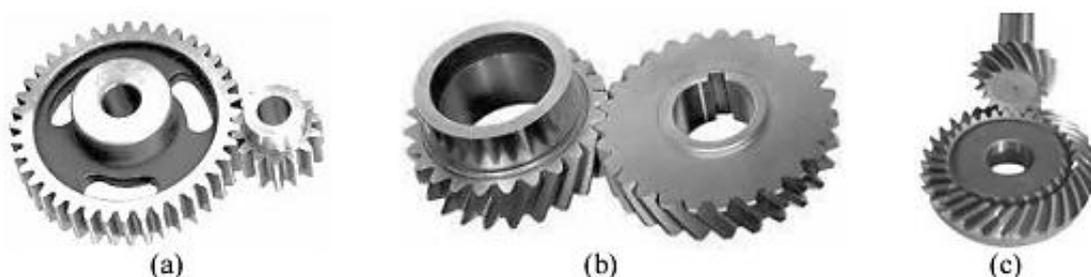
- Engrenagens cilíndricas, quando os eixos de rotação são paralelos,
- Engrenagens cónicas, quando os eixos de rotação são concorrentes,
- Engrenagens torsas, quando os eixos de rotação não são complanares.

Outro critério fortemente utilizado na classificação de engrenagens é com relação à forma dos dentes. Apresentando os seguintes tipos (FLORES; GOMES, 2014, p. 8):

- Engrenagens de dentes retos,
- Engrenagens de dentes helicoidais,
- Engrenagens de dentes espirais.

A Figura 11 apresenta engrenagens com variação no formato dos dentes, sendo: duas engrenagens cilíndricas, uma constituída por dentes retos (a), e outra por dentes helicoidais (b), e uma engrenagem cônica de dentes espirais (c) (FLORES E GOMES, 2014).

Figura 11: Classificação quanto à forma do dente



Fonte: FLORES E GOMES, 2014.

Os parâmetros citados anteriormente ainda podem ser combinados, dando origem a novos tipos de engrenagens, como as engrenagens cilíndricas que podem vir a possuir dentes retos, dentes helicoidais ou dentes em espinha (NIEMANN, 1971).

As engrenagens cilíndricas de dentes retos são as mais comuns na transmissão entre eixos paralelos. Fatores como o simples dimensionamento e projeto aliados a simples fabricação, montagem e manutenção contribuem para a sua utilização. Podendo ter uma relação de até 8:1, apresentam rendimentos entre 96 e 99%, no entanto, quando trabalham em elevadas velocidades de rotação são ruidosas (NIEMANN, 1971).

Neste sentido, as engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, dispostas na Figura 11b, apresentam um funcionamento mais suave e menos ruidoso quando

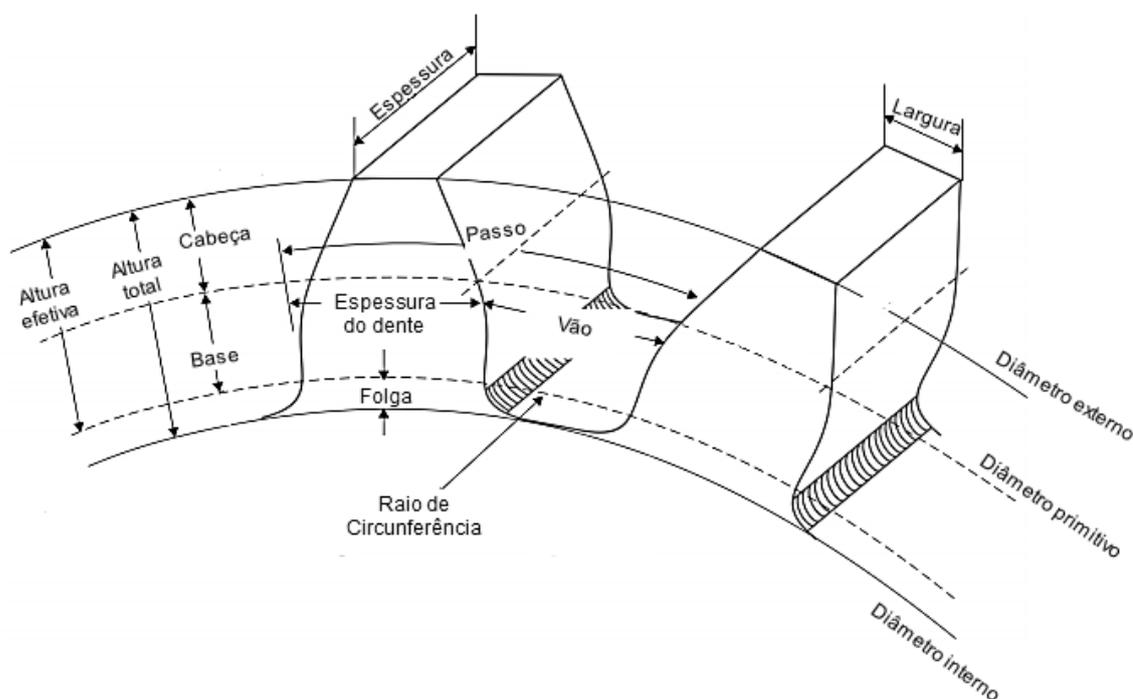
comparadas com as de dentes retos, devido á forma dos dentes que fazem com que o engrenamento seja progressivo durante sua extensão (FLORES E GOMES, 2014).

Norton (2013 *apud* FLORES; GOMES, 2014) cita que as engrenagens de dentes retos e dentes helicoidais, possuem características de funcionamento e desempenhos idênticos, onde as de dentes helicoidais são capazes de desenvolver cargas axiais, o que não ocorre nas de dentes retos.

As engrenagens cônicas possuem seus dentes formados em superfície cônica, dentes que podem ser retos ou helicoidais como os da Figura 11c. São usadas para transmitir movimento entre eixos que se interceptam, ou seja, para eixos concorrentes, ainda utilizadas para relação de multiplicação de até 6 vezes (ANTUNES; FREIRE, 1998).

A Figura 12 mostra a nomenclatura das principais partes de uma engrenagem, as quais serão utilizadas posteriormente nos cálculos de dimensionamento.

Figura 12: Nomenclatura para dentes de Engrenagens



Fonte: Adaptado de FLORES; GOMES, 2014.

Têm-se basicamente dois sistemas que regem a geometria de engrenagens, o sistema inglês/americano, ou o sistema métrico. O sistema inglês baseia-se na

variável “Diametral Pitch”, representada pela letra “P” resumindo-se no número de dentes por polegada do diâmetro primitivo. Já o sistema métrico baseia-se na utilização da variável módulo, representada pela letra “m”, definida pela razão o diâmetro primitivo e o número de dentes da engrenagem (FLORES E GOMES, 2014).

O ângulo de pressão trata-se do ângulo formado entre a direção da força que um dente exerce sobre o outro, no ponto de contato, e a tangente comum entre as duas engrenagens. Pode-se assumir o valor de 20° , 25° ou $14,5^\circ$, mas hoje está normalizado e tende a utilizar-se o ângulo de 20° para o dimensionamento. (JÚNIOR, 2003, pág. 5).

Engrenagens dimensionadas com ângulo de pressão de 20° possuem dentes mais fortes, permitindo menor número de dentes na sua extensão. Nesse tipo de engrenagem, o diâmetro da base possui uma relação de 31/33 ao diâmetro primitivo (BINI; RABELLO, 1975, p. 145).

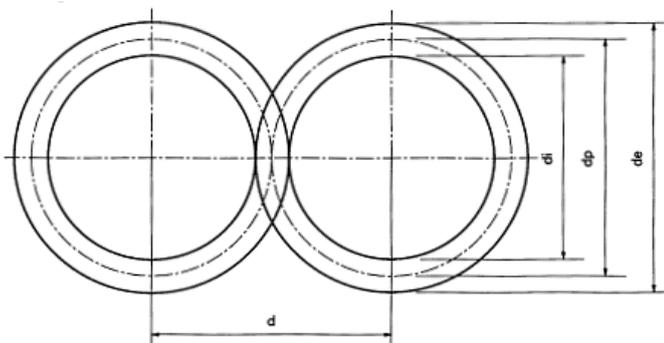
2.2.2.1 Engrenagem cilíndrica de dentes retos

As engrenagens cilíndricas de dentes retos são rodas dentadas, aros compostos por dentes, desenvolvidos de tal maneira que os dentes de uma engrenagem encaixem na outra. Esse encaixe permite a transmissão do movimento entre os eixos (BINI; RABELLO, 1975, p.127).

Ainda segundo Bini e Rabello (1975), quando o sistema é formado por duas engrenagens de diferentes diâmetros entre si, dá-se o nome de roda à maior e pinhão à menor.

Para a fabricação da engrenagem é necessário determinar alguns valores fundamentais para o dimensionamento, os quais são demonstrados na Figura 13, e entre outros, citados nos próximos tópicos (BINI; RABELLO, 1975, p.127).

Figura 13: Dimensões básicas de uma engrenagem



Fonte: Telecurso 2000, 1996.

O dimensionamento desse tipo de engrenagem segue a determinação de alguns valores padrões, comuns a todas as engrenagens, e alguns específicos, exclusivos em função do seu formato (BINI; RABELLO, 1975).

No Quadro 2 estão presentes as equações necessárias para o dimensionamento de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos.

Quadro 2: Equações para dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos

Variável	Descrição	Equação	Eq.
m	Módulo	$m = \frac{d_p}{Z}$	(09)
i	Relação de transmissão	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} = \frac{V_2}{V_1}$	(10)
d_p	Diâmetro primitivo	$d_p = Z \times m$	(11)
Z	Número de dentes	$Z = \frac{d_p}{m}$	(12)
d_e	Diâmetro externo	$d_e = d_p + (2 \times m)$	(13)
h	Altura total do dente	$h = 2,166 \times m$	(14)
b	Altura do pé do dente	$b = m + \left(\frac{1}{6}m\right)$	(15)
d_i	Diâmetro interno	$d_i = d_p - (2,166 \times p)$	(16)
p	Passo	$p = \pi \times m$	(17)
l	Espessura da engrenagem	$l = (de \text{ a } 10) \times m$	(18)
S	Espessura do dente	$S = 1,57 \times m$	(19)
d	Distância entre centros	$d = \left(\frac{d_{p1} + d_{p2}}{2}\right)$	(20)

Variável	Descrição	Equação	Eq.
a	Altura da cabeça do dente	$a = m$	(21)
f	Folga de fundo	$f = \frac{1}{6} \times m$	(22)

Fonte: Autor, 2018.

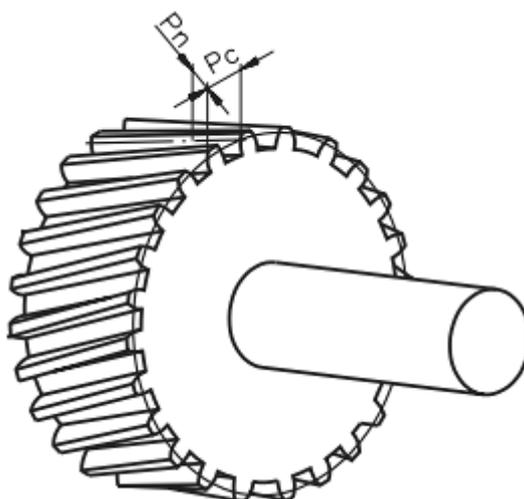
Todas as variáveis podem ser consultadas na Figura 13, que traz as nomenclaturas e posições de cada característica de uma engrenagem.

2.2.2.2 Engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais

Esse tipo de engrenagem possui os dentes inclinados, em forma de hélice. Transmitindo movimento principalmente entre eixos onde os planos se cruzam. Podendo também ser utilizadas em eixos paralelos, onde se exige uma transmissão suave e uniforme, podendo ainda transmitir enormes esforços com muita uniformidade e sem ruído (BINI; RABELLO, 1975, p. 152).

A Figura 14 ilustra os pontos de passo normal e passo circunferencial para engrenagens helicoidais.

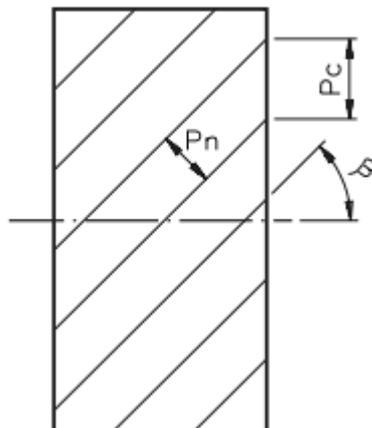
Figura 14: Engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais



Fonte: Adaptado de TELECURSO 2000, 1996.

Para identificar as relações entre o ângulo de inclinação da hélice (β), o passo circular (P_c) e o passo normal (P_n), se faz necessária a visualização na Figura 15 e na Figura 16.

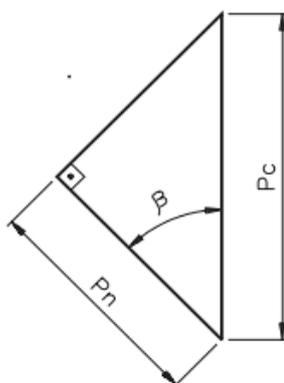
Figura 15: Vista lateral de uma engrenagem helicoidal



Fonte: Adaptado de TELECURSO 2000, 1996.

O princípio de passo é semelhante ao de engrenagens de dentes retos, o que difere é o fato de a construção de dentes em ângulo, criar uma dimensão de passo na circunferência da peça (BINI; RABELLO, 1975).

Figura 16: Dimensões de construção dos dentes



Fonte: Adaptado de TELECURSO 2000, 1996.

No Quadro 3 são apresentadas equações necessárias para os cálculos de dimensões características de uma engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais.

Quadro 3: Equações para dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

Variável	Descrição	Equação	Eq.
M_n	Módulo normal	$M_n = \frac{D_{e_1} + D_{e_2} - (2 \times d)}{4}$ $M_n = M_c \times \cos \beta$	(23)
M_c	Módulo circular	$M_c = \frac{D}{Z}$	(24)

Variável	Descrição	Equação	Eq.
i	Relação de transmissão	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{d_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} = \frac{V_2}{V_1}$	(25)
d_p	Diâmetro primitivo	$D_p = M_c \times Z$	(26)
Z	Número de dentes	$Z = \frac{d_p}{M_a}$	(27)
D_e	Diâmetro externo	$D_e = D_p + (2 \times M_n)$	(28)
h	Altura total do dente	$\begin{aligned} \text{Para } 20^\circ, \quad h &= M_n + (1,25 \times M_n) \\ \text{Para } 14^\circ 30' \text{ e } 15^\circ, \\ h &= M_n + (1,17 \times M_n) \end{aligned}$	(29)
D_i	Diâmetro interno	$\begin{aligned} \text{Para } 20^\circ, \quad D_i &= D_p - (2,50 \times M_n) \\ \text{Para } 14^\circ 30' \text{ e } 15^\circ, \\ D_i &= D_p - (2,34 \times M_n) \end{aligned}$	(30)
P_n	Passo normal	$P_n = M_n \times \pi$	(31)
P_c	Passo circunferencial	$P_c = M_c \times \pi$	(32)
P_n	Relação trigonométrica fundamental	$P_n = P_c \times \cos \beta$	(33)
β	Ângulo de inclinação da hélice	$\cos \beta = \frac{M_n \times Z}{D_p}$	(34)
b	Altura do pé do dente	$\begin{aligned} \text{Para } 20^\circ \quad b &= 1,25 \times M_n \\ \text{Para } 14^\circ 30' \text{ e } 15^\circ, \quad b &= 1,17 \times M_n \end{aligned}$	(35)

Fonte: Autor, 2018.

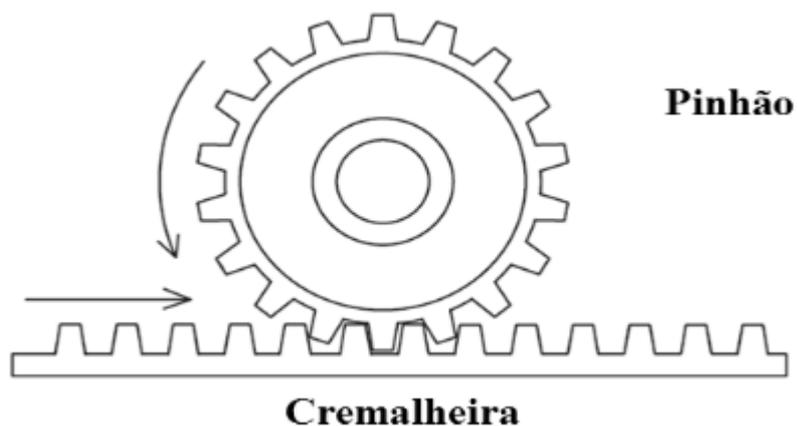
2.2.2.3 Pinhão-cremalheira

O sistema de cremalheira é um mecanismo utilizado normalmente na realização de movimentação horizontal e vertical de cargas. Nesse conjunto, a cremalheira não possui um comprimento limite de construção, sendo reta e com dimensão variável. Para os dentes, os dois componentes devem possuir dentes com as mesmas características, a fim de garantir o correto encaixe entre eles, podendo ser retos ou inclinados (MELCONIAN, 2012).

Uma das principais características desse sistema é o fato de transformar movimento circular do eixo ao qual está submetido, por um pinhão em movimento retilíneo.

A Figura 17 traz uma representação de um sistema de transmissão pinhão-cremalheira, nota-se que as características dimensionais de dentes se equivalem às aplicadas em engrenagens de dentes retos ou helicoidais.

Figura 17: Representação de um sistema pinhão-cremalheira



Fonte: Clube da Eletrônica.

No Quadro 4 estão dispostas as Equações necessárias para os cálculos de dimensões características de um sistema pinhão-cremalheira.

Quadro 4: Equações para dimensionamento de um sistema pinhão-cremalheira

Variável	Descrição	Equação	Eq.
e	Espaço percorrido pelo pinhão em uma volta	$e = d \times \pi$	(36)
d	Diâmetro primitivo	$d = m \times Z$	(37)
M_T	Torque	$M_T = \frac{d \times F}{2\pi}$	(38)
P	Potência Mecânica	$P = F \times v$	(39)
n	Rotação	$n = \frac{30P}{\pi \times M_T}$	(40)
P	Passo	$P = m \times \pi$	(41)
h	Altura total do dente	$h = 2,166 \times m$	(42)
a	Altura da cabeça do dente	$a = m$	(43)

Variável	Descrição	Equação	Eq.
b	Altura do pé do dente	$b = 1,66 \times m$	(44)

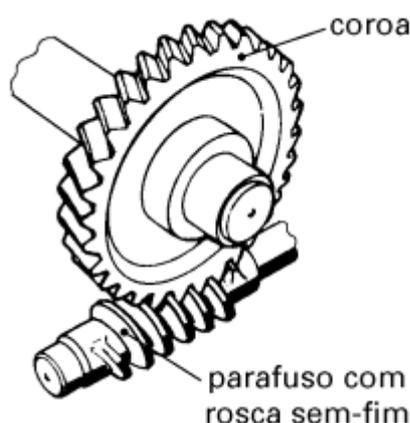
Fonte: Autor, 2018.

2.2.2.4 Parafuso sem-fim

O conjunto coroa e parafuso sem-fim é definido como mais um sistema de transmissão mecânica, muito utilizada onde se deseja a redução da velocidade ou o aumento do torque (MELCONIAN, 2012).

A Figura 18 representa um sistema de parafuso sem-fim.

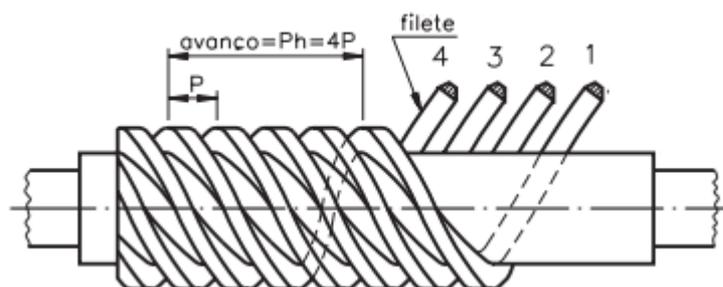
Figura 18: Representação de um sistema de parafuso sem-fim



Fonte: Telecurso 2000, 1996.

O número de entradas tem influência direta sobre a rotação transmitida entre os eixos, se pega como base uma engrenagem constituída por 60 dentes, onde se o parafuso tiver apenas uma entrada, a cada ciclo completo pelo parafuso a coroa gira um dente e, caso tiver duas entradas, a cada ciclo completo pelo parafuso a coroa irá girar dois dentes, conforme a Figura 19 (TELECURSO 2000, 1996).

Figura 19: Características de um parafuso com rosca sem-fim



Fonte: Telecurso 2000, 1996.

O Quadro 5 apresenta as Equações necessárias para o dimensionamento e construção dos componentes.

Quadro 5: Equações para dimensionamento de um sistema parafuso sem-fim

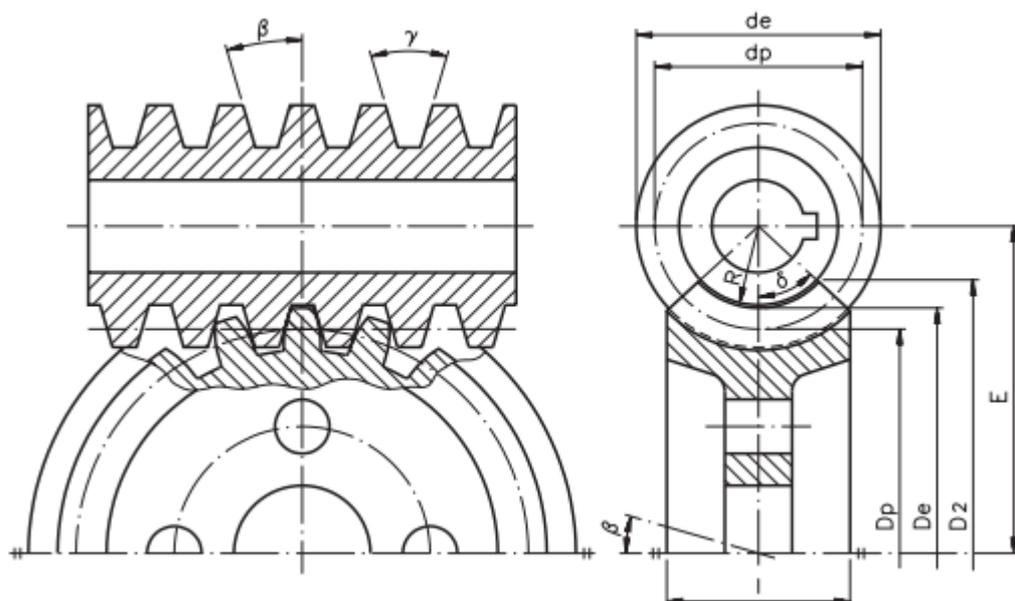
Variável	Descrição	Equação	Eq.
N_c	Rotação da coroa	$N_c = \frac{N_p \times N_e}{Z_c}$	(45)
P_h	Avanço	$P_h = N_e \times P$	(46)
M	Módulo	$M = \frac{d_e + D_e - 2E}{4}$ $M = \frac{t}{\pi}$	(47)
P	Passo do sem-fim	$P = M \times \pi$	(48)
D_e	Diâmetro externo	$D_e = D_p + 2M$	(49)
E	Distância entre eixos	$E = \frac{D_p + d_p}{2}$	(50)
D_p	Diâmetro primitivo	$D_p = \frac{M + Z_e}{\cos \beta}$ $D_p = D_e - 2M$ $D_p = M \times Z$	(51)
l	Largura do parafuso	Para parafuso com mais de duas entradas, $l = 2,15P + 5$	(52)
a	Altura da cabeça do dente	$a = M$	(53)
b	Altura da base do dente	Para 20° , $b = 1,25 \times M$ Para $14^\circ 30'$, $b = 1,167 \times M$	(54)
h	Altura total do dente	$h = a + b$	(55)

Variável	Descrição	Equação	Eq.
Z_c	Número de dentes da coroa	$Z_c = \frac{d}{M}$	(56)
i	Relação de transmissão	$i = \frac{n_{sem-fim}}{n_{coroa}} = \frac{M_{T_{Coroa}}}{M_{T_{Parafuso}}}$	(57)

Fonte: Autor, 2018.

A Figura 20 traz a localização das dimensões citadas anteriormente no Quadro 5.

Figura 20: Dimensões de um sistema parafuso sem-fim

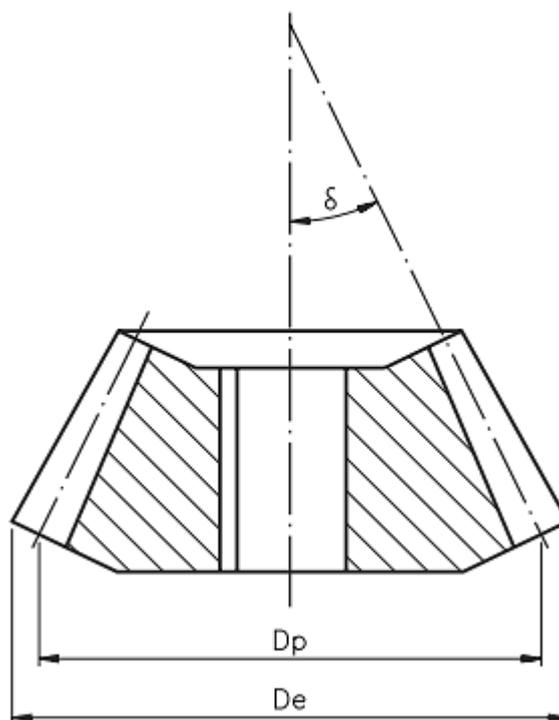


Fonte: Telecurso 2000, 1996.

2.2.2.5 Engrenagem cônica de dentes retos

De acordo com Niemann (1971, p. 1) as engrenagens cônicas são aquelas cujos eixos se cruzam em algum ponto durante sua extensão, normalmente formando um ângulo de 90° . A Figura 21 mostra a posição das cotas fundamentais para construção.

Figura 21: Dimensões de uma engrenagem cônica



Fonte: TELECURSO 2000, 1996.

O Quadro 6 apresenta as principais dimensões de construção do componente. Nele estão dispostas Equações referentes ao dimensionamento das variáveis de uma engrenagem cônica de dentes retos.

Quadro 6: Equações para dimensionamento de engrenagens cônicas de dentes retos

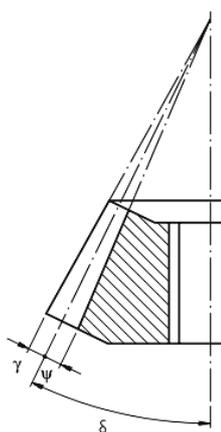
Variável	Descrição	Equação	Eq.
δ	Ângulo primitivo	$\tan \delta = \frac{Z}{Z_a}$	(58)
D_e	Diâmetro externo	$D_e = D_p + (2 \times m \times \cos \delta)$	(59)
m	Módulo	$m = \frac{D_e}{Z + (2 \times \cos \delta)}$ $Z = \frac{d}{m_a}$	(60)
γ	Ângulo da cabeça do dente	$\tan \gamma = \frac{(2 \times \sin \delta)}{Z}$	(61)
ψ	Ângulo do pé do dente	Para 20°, $\tan \psi = \frac{(2,50 \times \sin \delta)}{Z}$	(62)
a	Altura da cabeça do dente	$a = m$	(63)

Variável	Descrição	Equação	Eq.
h	Altura total do dente	$h = a + b$	(64)
b	Altura do pé do dente	$\begin{aligned} \text{Para } 20^\circ, \quad b &= 1,25 \times m \\ \text{Para } 14^\circ 30' \text{ e } 15^\circ, \quad b &= 1,17 \times m \end{aligned}$	(65)
i	Relação de transmissão	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} = \frac{V_2}{V_1}$	(66)
d_p	Diâmetro primitivo	$D_p = m \times z$	(67)
Z	Número de dentes	$Z = \frac{d}{M_a}$	(68)
l	Vão entre os dentes no primitivo	$l = \frac{t}{2}$	(69)
t	Passo	$t = m \times \pi$	(70)

Fonte: Autor, 2018.

Com base nas Equações dimensionais apresentadas, se faz possível realizar os cálculos para posterior construção do componente. Ainda, a Figura 22 traz informações com relação à posição de cada dimensão.

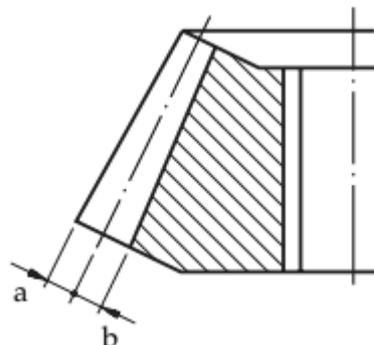
Figura 22: Posição de cotas relacionadas a ângulo em uma engrenagem cônica



Fonte: Adaptado de TELECURSO 2000, 1996.

Para a Figura 23, está disposta especificamente a representação das dimensões de altura do dente da engrenagem.

Figura 23: Cotas de altura do dente de engrenagens cônicas



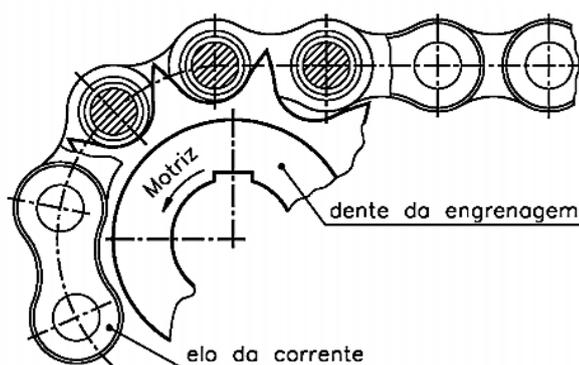
Fonte: Adaptado de TELECURSO 2000, 1996.

As engrenagens seguem semelhantes padrões dimensionais, conseqüentemente suas Equações de construção são bastante parecidas quando comparadas umas com as outras (MELCONIAN, 2012).

2.2.3 Transmissão por correntes

Barbosa (2014) salienta que as correntes transmitem força e movimento entre eixos, podendo a rotação assumir tanto sentido horário como sentido anti-horário. A transmissão ocorre através do encaixe entre os elos da corrente com os dentes da engrenagem, conforme ilustrado na Figura 24.

Figura 24: Sistema corrente/engrenagem

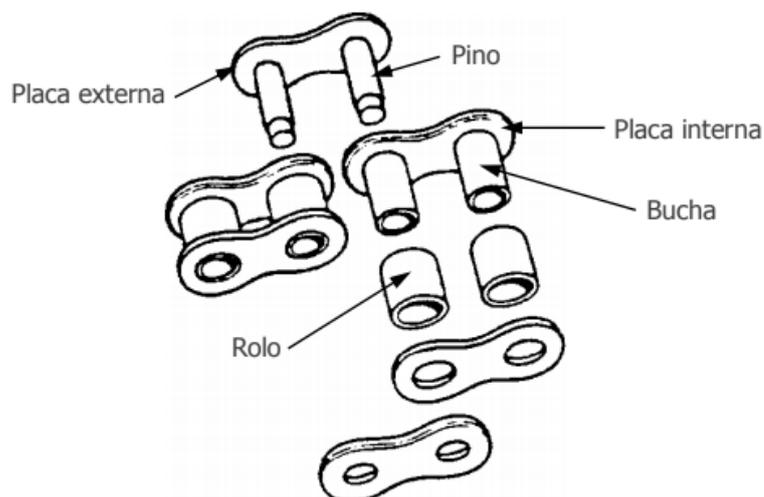


Fonte: Barbosa, 2014.

Quanto aos tipos de correntes, a corrente de rolos é um dos sistemas de transmissão de grande destaque. Esse tipo de corrente é altamente eficiente e versátil na transmissão de potência em sistemas industriais. Possuindo elementos internos e externos, os elos são permanentemente conectados por meio de pinos e

revestidos por buchas que funcionam como rolos conforme a Figura 25 (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014, p. 78).

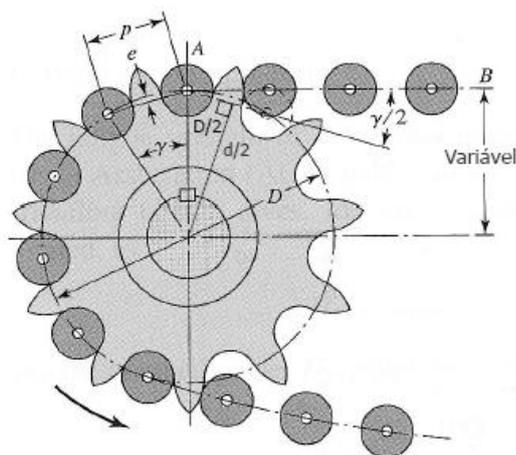
Figura 25: Elementos constituintes de uma corrente de rolos



Fonte: GOMES, 2014.

As dimensões das engrenagens utilizadas em sistemas de corrente se assemelham ao de engrenagens comuns, conforme a Figura 26.

Figura 26: Dimensões de uma engrenagem de corrente



Fonte: GOMES, 2014.

Onde, o passo é representado pela letra p e D é o diâmetro primitivo. As engrenagens para utilização com correntes possuem características muito semelhantes às engrenagens por atrito, percebe-se através das variáveis expostas na Figura 26 (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014).

Levando em conta a informação citada acima, reflete-se no quadro 7 as principais Equações para cálculo do dimensionamento de uma transmissão por correntes.

Quadro 7: Equações para dimensionamento de transmissão por correntes

Variável	Descrição	Equação	Eq.
D	Diâmetro primitivo	$D = \frac{p}{\sin \gamma/2}$	(71)
γ	Ângulo de articulação	$\gamma = \frac{360^\circ}{N}$	(72)
V	Velocidade da corrente	$V = \frac{N \times p \times n}{60}$	(73)
D_1 e D_2	Diâmetro primitivo do pinhão e da roda	$D_1 = \frac{N_1 \times p}{\pi}$ $D_2 = \frac{N_2 \times p}{\pi}$	(74)
F	Força na corrente	$F = \frac{\text{Potência}}{(N_1 \times \omega_1 \times p)/2 \times \pi}$	(75)

Fonte: Autor, 2018.

Conforme o Quadro 7, N é o número de dentes da engrenagem, notando que o ângulo de articulação ($\gamma/2$) então varia de acordo com o número de dentes na construção (GOMES, 2014).

Define-se a velocidade da corrente através da medida de corrente que passa pela engrenagem por unidade de tempo, onde o passo (p) é dado em metros, e a velocidade de rotação (n) em rotações por minuto (GOMES, 2014).

2.2.4 Transmissão por roda de atrito

A transmissão por atrito possui uma vantagem em função da boa centralização das peças ligadas aos eixos. No entanto, não permite a transmissão de esforços muito grandes entre eixos (MELCONIAN, 2012).

Ainda, a transmissão da rotação irá variar de acordo com a posição em que uma roda estiver em contato com a outra. Portanto, pode-se respeitar-se a relação de transmissão apresentada anteriormente, como para engrenagens.

2.2.5 Elementos de apoio e união

2.2.6.1 Mancais

O mancal tem por função principal servir como base de apoio para rolamentos e eixos, elementos de rotação em máquinas e equipamentos. Sendo classificados em duas categorias, os deslizamento e os de rolamento (MELCONIAN, 2012).

a) Mancais de rolamento

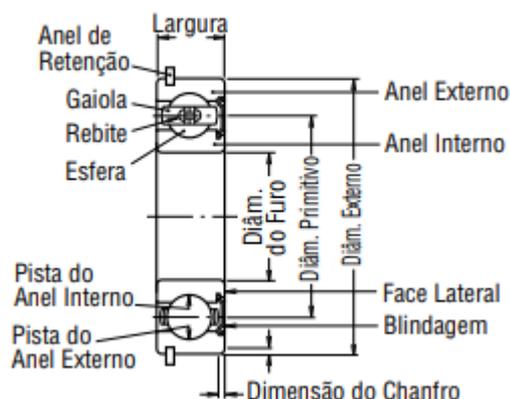
São mancais formados por elementos que possuem esferas ou rolos que auxiliam na redução do atrito durante a rotação do eixo. Quando o eixo gira, as esferas e rolos também giram. Rolamentos de esfera são apropriados para rotações mais elevadas enquanto os de rolos suportam cargas maiores e então empregados em velocidades de rotação menores (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014, p. 46).

Em comparação com mancais de deslizamento, os mancais de rolamentos possuem um atrito e torque muito menor na partida de rotação, diminuindo a influência sobre a inércia. A lubrificação é algo importante, sendo fácil e quase sem necessidade de manutenção, com um consumo muito baixo (MELCONIAN, 2012, p. 1).

Melconian (2012) valoriza o fato de os rolamentos serem itens padronizados e terem suas dimensões normalizadas, trazendo informações tabeladas de cargas permissíveis e vida útil.

Em geral, os rolamentos são constituídos por anéis, corpos rolantes que podem ser cilíndricos ou rolos, e gaiola. A Figura 27 mostra a nomenclatura de um rolamento fixo de esferas (MELCONIAN, 2012).

Figura 27: Rolamento fixo de esferas



Fonte: NSK, 2013.

Os rolamentos fixos de esferas são em geral os de maior utilização, em função da grande variedade de aplicações que eles atendem. Os anéis internos e externos apresentam uma espécie de canal ou perfil em U, com um raio um pouco maior que as esferas que correm nele. Permitem cargas radiais e axiais em ambos os sentidos. Quanto ao atrito, é extremamente pequeno, permitindo a aplicação em situações que requerem baixo ruído e vibração com alta velocidade de rotação (NSK, 2013, p. A10).

Franceschi e Antonello (2014) apresentam que os rolamentos são selecionados em função das dimensões do eixo, diâmetro interno e externo, a largura, pelo tipo de solicitação, pelo tipo de carga e pelo número de rotações ao qual estão submetidos.

A Figura 28 apresenta um rolamento de esferas fixo em corte, permitindo uma visão interna de suas características.

Figura 28: Visão em corte de um rolamento de esferas

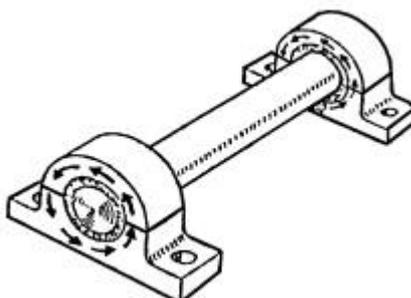


Fonte: NSK, 2013.

b) Mancais de deslizamento

Assim como os mancais de rolamento, os mancais de deslizamento possuem a mesma função, ou seja, servir como apoio e suporte para eixos que rotacionais. A grande diferença é que para esse tipo de situação, os elementos constituintes estão sujeitos a maiores forças de atrito, conforme a Figura 29 (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014).

Figura 29: Mancal de deslizamento



Fonte: Adaptado de TELECURSO 2000, 1996.

É de grande importância uma seleção adequada do material para fabricação do mancal e uma lubrificação eficiente, a fim de evitar calores excessivos e desgastes prematuros (TELECURSO 2000, 1996).

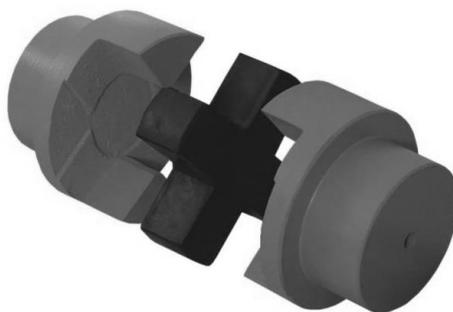
2.2.6.2 Acoplamentos

Os acoplamentos possuem por função a transmissão do movimento de rotação entre eixos coaxiais. Podem ainda ser utilizados para compensar diferença entre eixos, absorver choques, reduzir vibrações e em alguns casos servir como fusível (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014).

Ainda, basicamente são duas classificações de acoplamentos, os permanentes e os comutáveis. Os comutáveis obedecem a um comando para funcionamento, já os permanentes podem ser rígidos e flexíveis.

Franceschi e Antonello (2014) defendem que os acoplamentos permanentes flexíveis são aplicados em situações onde se deseja um sistema com transmissão de movimento suave, capaz de absorver movimentos bruscos e corrigir o alinhamento entre eixos, apresentado na Figura 30.

Figura 30: Acoplamento elástico com garras

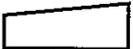
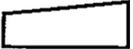
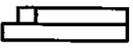
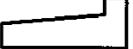


Fonte: COFAC, 2015.

2.2.5.3 Chavetas

As dimensões de chavetas são padronizadas por normas, de acordo com o seu formato. Sendo as chavetas planas as mais comuns, altamente apropriada para torques em sentido único (MELCONIAN, p. 315, 2012).

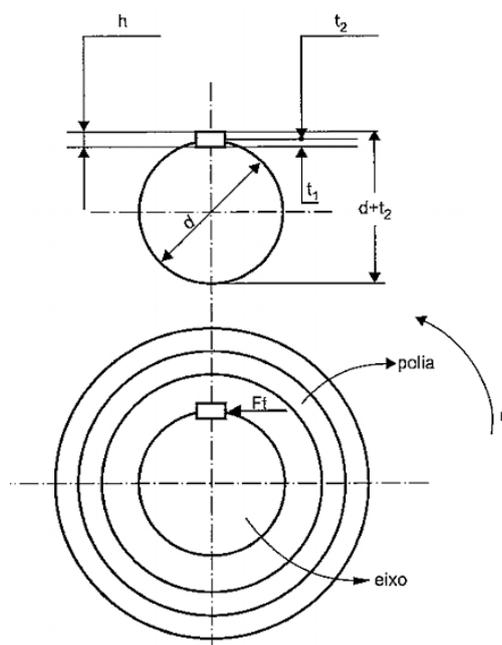
Figura 31: Chavetas e suas normas

Tipo	Visualização	Norma
Chaveta Plana		DIN6885
Chaveta Inclinada		DIN6886
Chaveta Meia Lua		DIN6888
Chaveta Tangencial		DIN271
Chaveta Inclinada com Cabeça		DIN6887

Fonte: MELCONIAN, 2012, p. 315.

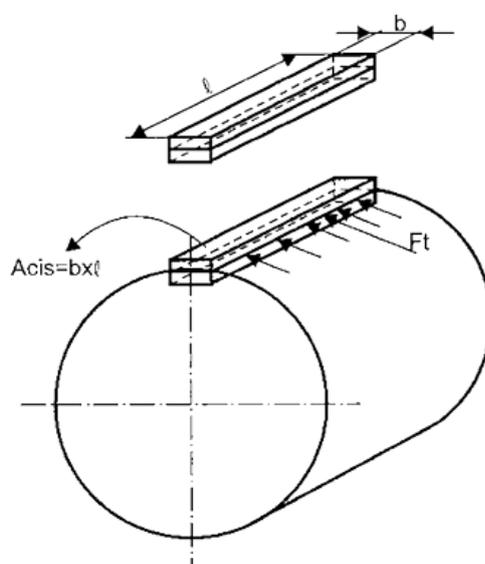
As Figuras 32 e 33 apresentam as dimensões necessárias para a construção de uma chaveta. Sabendo qual forma de chaveta que será utilizada e o diâmetro do eixo, busca então através da norma os valores de b , h e t_1 .

Figura 32: Dimensões de uma chaveta



Fonte: MELCONIAN, 2012, p. 316.

Figura 33: Dimensões e cargas aplicadas sobre o sistema de chaveta



Fonte: MELCONIAN, 2012, p. 316.

Melconian (p. 317, 2012) traz informações relacionadas à fabricação de chaves onde recomenda a utilização de materiais como o aço ABNT 1050 ou 1060. Ainda, deve-se respeitar uma pressão média de contato de 100 MPa e uma tensão admissível de cisalhamento de 60 MPa.

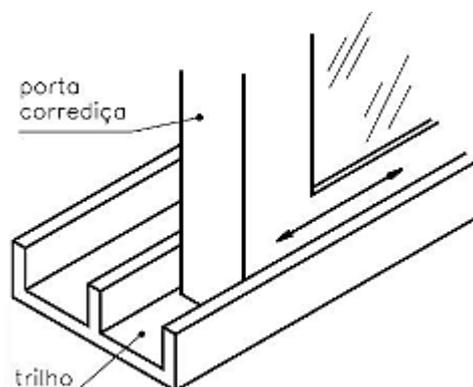
$$\tau = \frac{F_T}{A_{cis}} = \frac{F_T}{b \times l}$$

2.2.6.3 Guias

Para Franceschi e Antonello (2014, p. 50) uma guia é um elemento de máquina que serve como sustento para a trajetória de determinada peça, podendo aqui citar o trilho de uma cremalheira.

Está fundamentada no conceito de que uma peça desliza dentro da outra que possui forma geométrica semelhante. Ainda, uma fina lubrificação utilizando óleo no conjunto contribui para um melhor deslizamento entre as peças. A Figura 34 traz um exemplo de guia, onde o trilho serve de caminho para a abertura e fechamento da porta (Franceschi e Antonello, 2014).

Figura 34: Guia de porta



Fonte: TELECURSO 2000, 1996.

3 METODOLOGIA

Durante este capítulo serão abordados e estabelecidos os métodos e técnicas a serem seguidos e executados como modelo de pesquisa para o desenvolvimento da concepção de uma bancada didática para a simulação de transmissões mecânicas, bem como para posterior fabricação da mesma.

Com base em um desenvolvimento em pesquisa bibliográfica para posterior construção da bancada, encontram-se alternativas para a aplicação de conhecimentos e soluções de engenharia (BAXTER, 2011).

Após a pesquisa, utilizou-se a metodologia de estudo aplicado, baseado no dimensionamento e construção de um sistema capaz de mostrar de forma prática a necessidade teórica.

Quando iniciado a execução do plano do projeto, são realizadas tarefas que evidenciem e busquem a definição de fatores que influenciem no projeto do produto, como os requisitos e dados para o dimensionamento e construção. Onde, a partir desses requisitos, se derivam as especificações do produto, ou melhor, os objetivos que o produto em projeto deve atender (BACK; OGLIARI; DIAS e SILVA, 2008).

Para a elaboração desse trabalho, segue a seguinte estrutura de planejamento e execução:

- Abordar os conceitos de elementos e sistemas de transmissão, por meio de pesquisa bibliográfica em livros e internet, visando projetar um sistema que abrangesse o máximo de elementos diferentes possível.
- Listar os elementos de máquina disponíveis e que podem ser utilizados no sistema, observando os que necessitem de alguma adaptação. Ainda, levantar os elementos que necessitem de fabricação.
- Modelar os elementos em software de CAD, SolidWorks 2017, por meio dos cálculos abordados na revisão bibliográfica. Ainda, realizar a montagem da bancada com todos os seus componentes, simulando possíveis interferências e complicações na execução prática.
- Fabricar o protótipo da bancada de simulações nos laboratórios da Instituição.

- Testar o protótipo da bancada, a fim de realizar avaliação e liberar para a utilização.

3.1 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Para o projeto e desenvolvimento da bancada para simulação de transmissões mecânicas utilizaram-se os seguintes recursos:

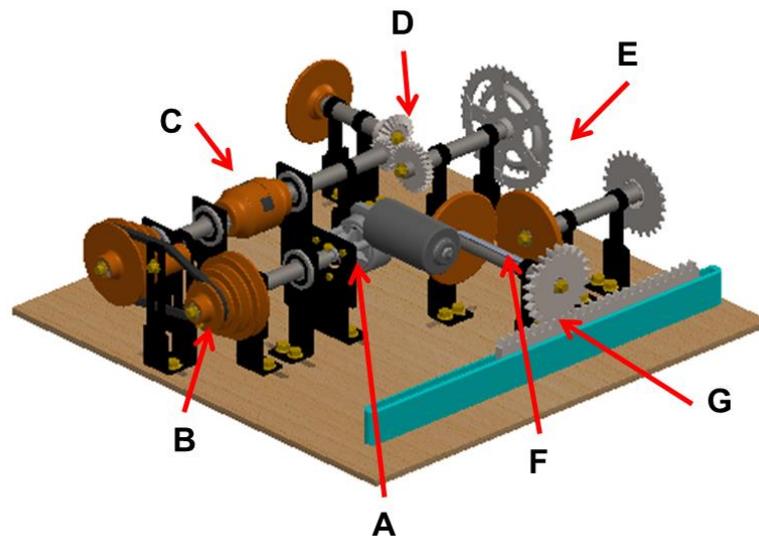
- Dimensionamento e modelamento em CAD, SolidWorks, dos elementos através da utilização de um notebook.
- Para fabricação dos elementos, máquinas e equipamentos como torno, fresa, furadeira, corte a laser, furadeira, esmerilhadora e impressora 3D Sethi.
- Para a movimentação do sistema, um motor elétrico.
- Como itens de consumo, porcas, parafusos, arruelas, filamento PLA, correia, corrente de elos, cassete e rolamentos.
- Como itens de medição/verificação, tacômetro e torquímetro.

4 DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS

4.1 PROJETO

Nesse capítulo estarão dispostos os dimensionamentos e resultados obtidos através da concepção do projeto, apresentado na Figura 35.

Figura 35: Projeto CAD da bancada de simulação

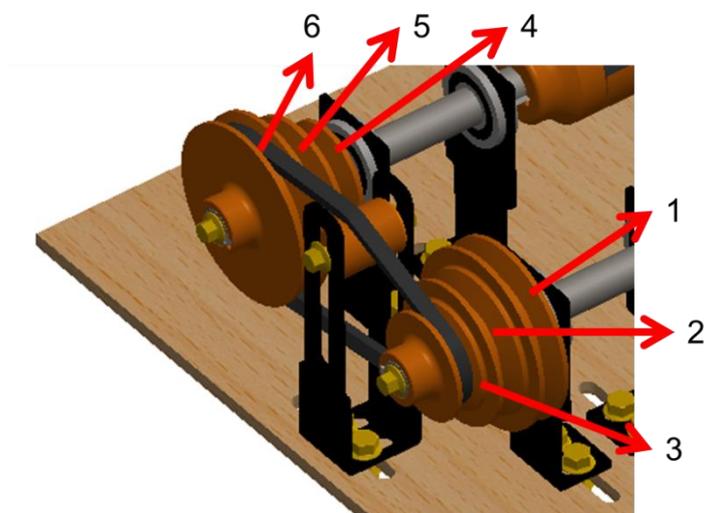


Fonte: Autor, 2018.

A bancada didática para simulação de transmissões mecânicas, projetada, é composta por diferentes sistemas capazes de conduzir movimento de rotação e torque entre eixos. Sendo composta por os seguintes elementos, com base na Figura 35:

- A – Motor elétrico;
- B – Sistema de transmissão por polias;
- C – Acoplamento;
- D – Sistema de transmissão por engrenagens;
- E – Sistema de transmissão por corrente;
- F – Sistema de transmissão por roda de atrito;
- G – Sistema pinhão-cremalheira

Figura 38: Sistema de transmissão por polias com respectivas citações

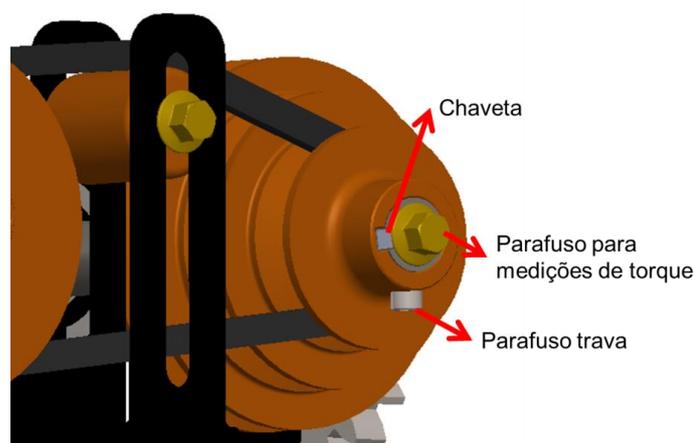


Fonte: Autor, 2018.

O sistema de transmissão por polias permite três configurações distintas a serem montadas, são elas: combinação entre canaletas “1 e 4”, “2 e 5” e “3 e 6”.

Quanto aos elementos de fixação, dispostos na Figura 39, todos os sistemas são travados ao eixo com o auxílio de uma chaveta no sentido de rotação e, quanto ao deslocamento longitudinal no eixo, os componentes são travados por parafusos apertados contra o eixo. Ainda, nas extremidades dos eixos rotacionais, estão dispostos parafusos M8 para medições de torques.

Figura 39: Elementos de fixação e medição em componentes

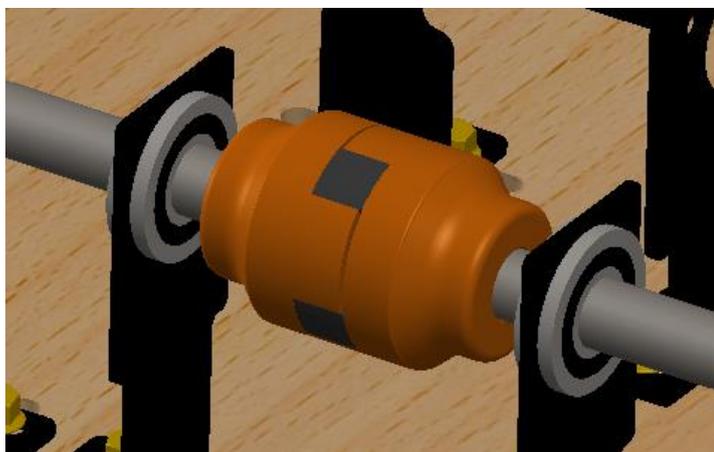


Fonte: Autor, 2018.

Para transferência de rotação e torque entre eixos “2” e “3”, está inserido um sistema de acoplamento, composto por um mecanismo interno de borracha capaz

de aliviar travamentos do sistema e diferenças de concentricidade entre eixos, sem que haja alteração em valores de giro e torque, conforme Figura 40.

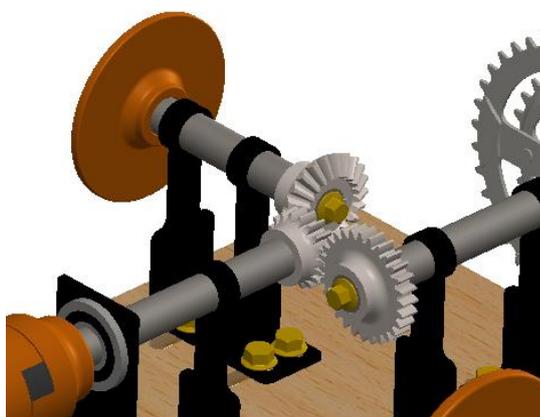
Figura 40: Acoplamento entre eixos



Fonte: Autor, 2018.

No outro extremo do eixo “3”, está esquematizada a utilização de um sistema composto por engrenagens intercambiáveis, cilíndricas de dentes retos e cilíndricas de dentes helicoidais que estão conectadas ao eixo “5”, e engrenagem cônica de dentes retos que está ligada ao eixo “4”, um sistema independente. Em ambas as situações estão transmitindo variadas rotações e torques em função do diâmetro de construção, conforme Figura 41.

Figura 41: Sistema de transmissão por engrenagens

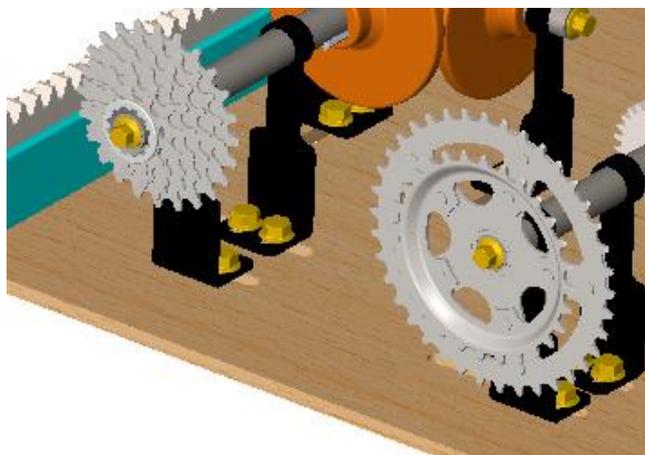


Fonte: Autor, 2018.

Continuando através do eixo “4”, uma polia lisa serve como base para medição de rotação através da utilização de um tacômetro e torque através do parafuso disposto para a função. Já entre o eixo “5” e “6”, está posto o sistema de

transmissão por engrenagem e corrente, possuindo 12 combinações, conforme a Figura 42.

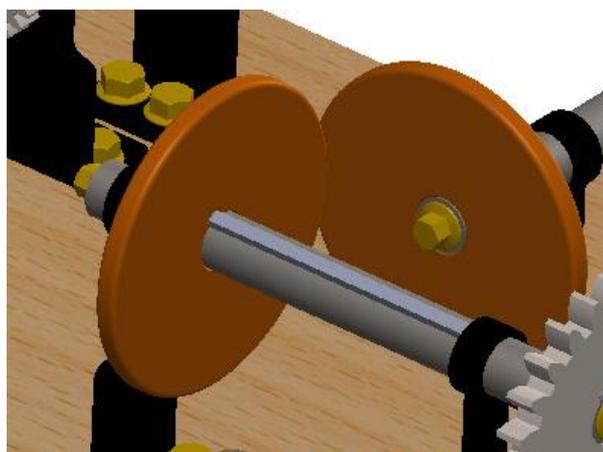
Figura 42: Sistema de transmissão por corrente



Fonte: Autor, 2018.

Para a relação entre os eixos “6” e “7”, um sistema formado por rodas de atrito, onde a rotação é alterada através da disposição da roda montado no eixo “7”, onde quanto mais próxima do centro, da disposta em “6”, maior a velocidade, conforme Figura 43.

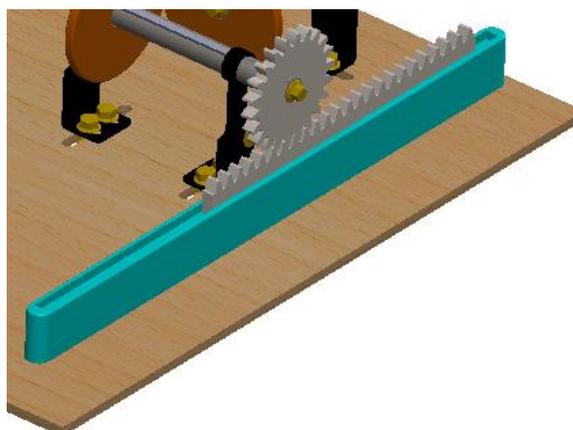
Figura 43: Sistema de transmissão por roda de atrito



Fonte: Autor, 2018.

Para fechar a transmissão, está apresentado um sistema de pinhão-cremalheira, capaz de ser movimentado para dois lados, sendo coordenado pela posição da roda em “7” e disposto na Figura 44.

Figura 44: Sistema pinhão-cremalheira



Fonte: Autor, 2018.

Quanto aos elementos de suporte dos eixos, ou seja, mancais de deslizamento e de rolamento, são intercambiáveis, permitindo troca de posição de montagem em qualquer ponto da bancada.

4.2 MEMORIAL DE CÁLCULO

Os cálculos que estarão dispostos abaixo se baseiam nas Equações citadas no capítulo 2 deste trabalho.

4.2.1 Especificações do motor elétrico

As especificações do motor elétrico utilizado seguem no Quadro 8. São informações consultadas no próprio fabricante, através do código da peça.

Quadro 8: Especificações do motor elétrico

Descrição	Dimensão
BOSCH	9.390.453.015
Tensão	12 V DC
Potência	45 W
Alta velocidade	880 rpm
Baixa velocidade	660 rpm
Torque de parada	2,66 Nm
Classe de proteção	IP 44
Direção de rotação	CW and CCW

Fonte: Bosch, 2018.

4.2.2 Sistema parafuso e coroa

Neste trabalho, o sistema de transmissão por pinhão e coroa não permite a substituição dos itens na montagem, em função do formato das peças, caracterizando-se por um sistema que sempre manterá a mesma relação em qualquer simulação que seja feita.

As características de construção do parafuso estão dispostas no Quadro 9.

Quadro 9: Dimensões características do parafuso

Característica	Dimensão
Passo	2,36
Ne	6
de	7
dp	5,5
M	0,75

Fonte: Autor, 2018.

Quanto à velocidade de rotação, como o eixo do parafuso e o eixo do motor estão diretamente ligados entre si, os dois possuem a mesma velocidade, ou seja:

$$n_{motor} = n_{parafuso(N_p)} = 880 \text{ rpm}$$

Quanto ao torque, segue a mesma regra, pois a transmissão ocorre no mesmo eixo, onde:

$$M_{T_{Pmotor}} = M_{T_{Pparafuso}} = 2,66 \text{ Nm}$$

Em relação à coroa, apresentam-se as seguintes dimensões de construção, conforme Quadro 10.

Quadro 10: Características da Coroa

Característica	Dimensão
Zc	88
De	66
M	0,75
Dp	64,5
l	10,70
a	0,75
b	0,94
h	1,69

Característica	Dimensão
cos δ	0,79

Fonte: Autor, 2018.

Quando avaliada a rotação que é transmitida para a coroa, vê-se que ocorre uma redução considerável de velocidade de rotação, fazendo jus a sua característica. Utilizando a Equação 45, têm se:

$$N_c = \frac{N_p \times N_e}{Z_c} \text{ onde, } N_c = \frac{880 \times 6}{88} \text{ então, } N_c = 60 \text{ rpm} \quad (45)$$

Já no que diz respeito ao torque transmitido a coroa, usando a Equação 57:

$$i = \frac{M_{T2Coroa}}{M_{T1Parafuso}} \text{ onde, } 9,4 = \frac{M_{TCoroa}}{2,66} \text{ então, } M_{TCoroa} = 25 \text{ Nm} \quad (57)$$

Ainda, têm se algumas dimensões construtivas, características entre o sistema parafuso sem-fim e coroa, conforme apresentado no Quadro 11.

Quadro 11: Características construtivas entre parafuso sem-fim e coroa

Característica	Dimensão
Ph	15,9
E	35
D2	66,9
R	2

Fonte: Autor, 2018.

Todas as dimensões calculadas podem ser lidas pelos acadêmicos através da utilização de um tacômetro e um torquímetro nos pontos especiais dimensionados, conforme citados anteriormente.

4.2.3 Sistema de transmissão entre polias por meio de correia

O sistema de transmissão entre polias está disposto de tal maneira onde são possíveis três combinações distintas de transmissão de velocidade de rotação e torque.

Quanto ao dimensionamento da correia que será utilizada na transmissão entre as polias, o sistema movido utilizará um motor com 0,061183 CV de potência. Com isso, o cálculo da potência projetada está apresentado pela equação (01).

$$P_p = 0,061183 \times 1,1 \text{ então, } P_p = 0,067301 \text{ CV} \quad (01)$$

O fator de serviço utilizado no cálculo pertence a máquinas condutoras, para eixos de transmissão, com serviço intermitente e utilizações de 3 a 5 horas diárias ou periodicamente, podendo ser consultado no Anexo 2 deste trabalho.

Com base na Figura 4, de seleção de perfis de correias Hi-power, podemos ver que independente do valor de rotação do eixo mais rápido, teremos proposta uma correia de perfil “A” em função da potência projetada a qual será empregada no sistema.

Através da Figura 5, define-se o valor aproximado do menor diâmetro da menor polia do sistema, através da informação de potência do motor. No caso então um diâmetro de 2,5', menor valor disponível em função de potência e rotação, onde:

$$d_{(mm)} = 25,4 \times d_{(pol)} \text{ onde, } d_{(mm)} = 25,4 \times 2,5 \text{ então } d_{(mm)} \cong 63,5 \text{ mm} \quad (03)$$

Então, definiu-se os diâmetros correspondentes a cada polia presente no sistema, mostrados no Quadro 12:

Quadro 12: Dimensões de diâmetro das polias

Polia	Diâmetro (mm)
1	95
2	76
3	57
4	57
5	76
6	95

Fonte: Autor, 2018.

Para a construção das polias, utilizaram-se os valores padronizados de dimensão, por meio da revisão de literatura, apresentados para uma correia com perfil padrão “A” e diâmetro externo de até 170 mm. Os resultados dispostos na Tabela 2.

Tabela 2: Dimensões padronizadas de polias de múltiplos canais

Perfil padrão	Diâmetro externo da polia	Ângulo do canal	Medida (mm)								U = R	X
			T	S	W	Y	Z	H	K			
A	Até 170	34°	9,5	15	13	3	2	13	5	1	5	

Fonte: Autor, 2018.

4.2.3.1 Opção de Dimensionamento 1

Eixo motor com polia de 95 mm de diâmetro e eixo movido com polia de 57 mm de diâmetro.

Pode se abordar que os valores de velocidade de rotação e torque na polia do eixo motor, serão iguais aos valores entregues na coroa do sistema anterior, visto que ambos estão no mesmo eixo. Portanto:

$$n_{polia_1} = N_c = 60 \text{ rpm e,}$$

$$M_{T_{polia_1}} = M_{T_{coroa}} = 25 \text{ Nm}$$

Quando relacionada a polia 1 do eixo motor com a polia 4 do eixo movido, têm se:

$$i = \frac{d_4}{d_1} \text{ onde, } i = \frac{57}{95} \text{ então, } i = 0,6 \quad (03)$$

Através resultado da equação anterior, a relação de transmissão é uma relação de aumento da velocidade de rotação no eixo movido. Com isso, se pode calcular sua velocidade e torque.

$$\frac{n_1}{n_4} = \frac{D_4}{d_1} \text{ onde, } \frac{60}{n_4} = \frac{57}{95} \text{ então, } n_4 = 100 \text{ rpm} \quad (03)$$

Para torque, se encontra o seu valor a partir da relação de transmissão, onde:

$$i = \frac{M_{T_4}}{M_{T_1}} \text{ onde, } 0,6 = \frac{M_{T_4}}{25} \text{ então, } M_{T_4} = 15 \text{ Nm} \quad (03)$$

Nota-se um acréscimo no valor de rotação, mas por outro lado uma redução no valor de torque.

No que diz respeito à distância entre centros, têm se:

$$C = \frac{3d_1 + D_2}{2} \text{ onde, } C = \frac{3 \times 95 + 57}{2} \text{ então, } C = 171 \text{ mm} \quad (06)$$

Tendo a distância entre centros, é possível calcular o arco de contato entre correia e polia, da seguinte forma:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{60(D_2 - D_1)}{C} \text{ onde, } \alpha = 180^\circ - \frac{60(57 - 95)}{171} \text{ então, } \alpha = 193,33 \text{ mm} \quad (07)$$

4.2.3.2 Opção de Dimensionamento 2

Para este caso considera-se o valor do diâmetro da polia 2 como 76 mm e para a polia 5 como 76 mm.

Percebe-se que nessa situação se têm uma transmissão de velocidades de rotação e torque que se manterão constantes, visto que os diâmetros das polias são idênticos conforme a Equação abaixo.

$$i = \frac{d_5}{d_2} \text{ onde, } i = \frac{76}{76} \text{ então, } i = 1,0 \quad (02)$$

Para a polia motora, refletem-se as dimensões citadas anteriormente, pois como ela está montada no mesmo eixo da coroa, do sistema parafuso e coroa, suas dimensões serão idênticas, ou seja:

$$n_2 = n_5 = N_c = 60 \text{ rpm}$$

Para o torque, considerando zero escorregamento, a mesma situação.

$$M_{T_2} = M_{T_{Coroa}} = M_{T_5} = 25 \text{ Nm}$$

Quanto à distância entre centros, se têm:

$$C = \frac{3d_1 + D_2}{2} \text{ onde, } C = \frac{3 \times 76 + 76}{2} \text{ então, } C = 152 \text{ mm} \quad (06)$$

Então é possível calcular o arco de contato entre correia e polia, da seguinte forma:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{60(D_2 - D_1)}{c} \text{ onde,} \quad \alpha = 180^\circ - \frac{60(76 - 76)}{152} \text{ então,} \quad \alpha = 180 \text{ mm} \quad (07)$$

4.2.3.2 Opção de Dimensionamento 3

A opção 3 torna-se o inverso da opção 1, e vice-versa. Para esse caso se tem a polia montada no eixo motor com 57 mm de diâmetro, já a movida com 95 mm de diâmetro.

Ressaltando que em função de a polia motora estar montada sobre o mesmo eixo da coroa, do sistema parafuso e coroa, se tem sempre o mesmo valor de velocidade de rotação e torque nos pontos.

$$n_3 = N_c = 60 \text{ rpm} \quad e,$$

$$M_{T_3} = M_{T_{Coroa}} = 25 \text{ Nm}$$

Quando relaciona se a polia 3 do eixo motor com a polia 6 do eixo movido, tem se:

$$i = \frac{d_6}{d_3} \text{ onde,} \quad i = \frac{95}{57} \text{ então,} \quad i = 1,66 \quad (02)$$

Com base nas informações e Equações citadas no capítulo 2, pode se definir as informações características na polia 6 para essas configurações.

$$\frac{n_3}{n_6} = \frac{D_6}{d_3} \text{ onde,} \quad \frac{60}{n_4} = \frac{95}{57} \text{ então,} \quad n_4 = 36 \text{ rpm} \quad (02)$$

Caracteriza se então, essa relação de motora menor que a movida, como um sistema de redução da velocidade de rotação entre eixos, comprovado pelo resultado de rotação de em n_4 .

Para torque, pode ser encontrado o seu valor a partir da relação de transmissão, onde:

$$i = \frac{M_{T_6}}{M_{T_3}} \text{ onde,} \quad 1,66 = \frac{M_{T_4}}{25} \text{ então,} \quad M_{T_4} = 41,5 \text{ Nm} \quad (02)$$

Nota-se uma diminuição no valor de velocidade de rotação entre eixos, mas por outro lado um aumento considerável no valor de torque.

Em relação à distância entre centros, têm se:

$$C = \frac{3d_1 + D_2}{2} \text{ onde, } C = \frac{3 \times 57 + 95}{2} \text{ então, } C = 133 \text{ mm} \quad (06)$$

Como próximo passo, pode se calcular o arco de contato entre correia e polia, da seguinte forma:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{60(D_2 - D_1)}{C} \text{ onde, } \alpha = 180^\circ - \frac{60(95 - 57)}{133} \text{ então, } \alpha = 162,86 \text{ mm} \quad (07)$$

4.2.4 Sistema de transmissão por acoplamento

Esse sistema estará submetido à transmissão da rotação e torque recebido das polias, não havendo alteração nos valores transmitidos entre os eixos.

Sua principal finalidade está atrelada a absorver impactos, transmitir movimento de rotação e torque entre eixos e corrigir leves desalinhamentos entre eixos.

4.2.5 Sistema de transmissão por engrenagens

O módulo de transmissão por engrenagens é composto por três tipos diferentes de engrenagens.

Sabendo que em função do cálculo de transmissão em polias, e que os valores não sobrem influência pelo sistema de acoplamento, pode se estar recebendo três rotações e torques diferentes no eixo da engrenagem motora, conforme Tabela 3.

Tabela 3: Velocidade de rotação após transmissão entre polias

Opção de relação entre polias	Velocidade de rotação (rpm)	Torque (Nm)
1	100	15
2	60	25
3	36	41,5

Fonte: Autor, 2018.

Dessa forma, todos os cálculos de relação entre engrenagens terão sempre três velocidades de rotação iniciais.

4.2.4.1 Opção 1 – Engrenagens cilíndricas de dentes retos

A opção 1 é feita a transmissão através da utilização de um sistema com engrenagens cilíndricas de dentes retos. O Quadro 13 é composto pelas dimensões características das engrenagens.

Quadro 13: Dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos

Características	Engrenagem 1	Engrenagem 2
Módulo	1,5	1,5
Diâmetro primitivo	76	73,5
Número de dentes	49	48
Diâmetro externo	76,5	75
Altura total do dente	3,25	3,25
Altura do pé do dente	3	3
Diâmetro Interno	70,5	69,1
Passo	4,71	4,71
Distância entre eixos	74,75	74,75
Espessura do dente	2,355	2,355
Folga de fundo	0,25	0,25
Altura da cabeça do dente	1,5	1,5
Espessura da engrenagem	16,05	16,05

Fonte: Autor, 2018.

Assim, têm se duas possibilidades de transmissão para essa engrenagem, uma de redução de velocidade e a outra de aumento da velocidade de rotação, visto que se têm duas engrenagens com diferentes diâmetros e número de dentes.

Então, na relação de aumento de rotações, a engrenagem maior como motora e a menor como movida.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ onde, } \frac{100}{n_2} = \frac{48}{49} \text{ então, } n_2 = 102,1 \text{ rpm} \quad (10)$$

No que se diz respeito à relação de transmissão entre os componentes:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ onde, } i = \frac{48}{49} \text{ então, } i = 0,98 \quad (10)$$

Dessa forma podemos calcular então o torque transmitido entre eixos, sendo:

$$i = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} \text{ onde, } 0,98 = \frac{M_{T_2}}{15} \text{ onde, } M_{T_2} = 14,69 \text{ Nm} \quad (10)$$

Quando invertida a montagem das engrenagens nos eixos, e colocada a engrenagem menor como motora, estará sendo diminuído a rotação da movida, onde:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ onde, } \frac{100}{n_2} = \frac{49}{48} \text{ então, } n_2 = 97,9 \text{ rpm} \quad (10)$$

Onde terá uma relação de transmissão de:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ onde, } i = \frac{49}{48} \text{ então, } i = 1,02 \quad (10)$$

E quanto ao torque,

$$i = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} \text{ onde, } 1,02 = \frac{M_{T_2}}{15} \text{ onde, } M_{T_2} = 15,3 \text{ Nm} \quad (10)$$

A Tabela 4 apresenta os valores de rotação transmitidos quando alteradas as opções de relação entre as polias do sistema anterior. Os valores de relação não se alteram.

Tabela 4: Velocidade de rotação transmitida por engrenagens cilíndricas de dentes retos em função de opção montada em polias (rpm)

Rotação de entrada (n_1)	Engrenagem 1 como motora (n_2)	Engrenagem 2 como motora (n_2)
60	61,3	58,8
36	36,8	35,3

Fonte: Autor, 2018.

Já para torque transmitido têm se os seguintes valores, apresentados na Tabela 5:

Tabela 5: Torque transmitido por engrenagens cilíndricas de dentes retos em função da opção montada em polias (Nm)

Torque de entrada (n_1)	Engrenagem 1 como motora (n_2)	Engrenagem 2 como motora (n_2)
25	24,5	25,5
41,5	40,7	42,3

Fonte: Autor, 2018.

4.2.4.2 Opção 2 – Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

A opção 2 traz a possibilidade de utilizar uma transmissão com engrenagens cilíndrica de dentes retos. Tendo as características de construção no Quadro 14.

Quadro 14: Dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos

Características	Engrenagem 1	Engrenagem 2
Módulo circunferencial	1,68	1,68
Diâmetro primitivo	46	44,58
Número de dentes	29	28
Diâmetro externo	49	47,57
Altura total do dente	3,24	3,24
Altura do pé do dente	3	3
Diâmetro Interno	42	41
Passo	4,71	4,71
Distância entre eixos	46	46
Ângulo	20°	20°
Espessura da engrenagem	20	20

Fonte: Autor, 2018.

Da mesma forma, como a anterior, existe a possibilidade de alteração de montagem entre as duas engrenagens, alterando as velocidade de rotação e torque transmitidos.

Reflete se o memorial espelhado no sistema de transmissão anterior. Onde, primeiramente se tem a engrenagem maior como motora e a menor como movida, caracterizando um sistema de aumento de rotação.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ onde, } \frac{100}{n_2} = \frac{28}{29} \text{ então, } n_2 = 103,57 \text{ rpm} \quad (10)$$

Quanto à relação de transmissão entre os componentes,

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ onde, } i = \frac{28}{29} \text{ então, } i = 0,967 \quad (10)$$

E ao toque transmitido entre eixos.

$$i = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} \text{ onde, } 0,967 = \frac{M_{T_2}}{15} \text{ onde, } M_{T_2} = 14,48 \text{ Nm} \quad (10)$$

Quando realizada a montagem da engrenagem menor como motora, se tem uma redução da rotação na movida.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ onde, } \frac{100}{n_2} = \frac{29}{28} \text{ então, } n_2 = 96,55 \text{ rpm} \quad (10)$$

Onde uma relação de transmissão de,

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ onde, } i = \frac{29}{28} \text{ então, } i = 1,03 \quad (10)$$

E quanto ao torque,

$$i = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} \text{ onde, } 1,03 = \frac{M_{T_2}}{15} \text{ onde, } M_{T_2} = 15,54 \text{ Nm} \quad (10)$$

Levando em conta a possibilidade de alterações de relações nas polias do sistema anterior, teremos as seguintes alterações em engrenagens cônicas, conforme Tabela 6 e Tabela 7.

Tabela 6: Velocidade de rotação em engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais em função de opção montada em polias (rpm)

Rotação de entrada (n_1)	Engrenagem 1 como motora (n_2)	Engrenagem 2 como motora (n_2)
60	62,1	57,9
36	37,3	34,8

Fonte: Autor, 2018.

Já para torque transmitido os seguintes valores, apresentados na Tabela 7:

Tabela 7: Torque transmitido por engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais em função da opção montada em polias (Nm)

Torque de entrada (n_1)	Engrenagem 1 como motora (n_2)	Engrenagem 2 como motora (n_2)
25	24,2	25,8
41,5	40,1	42,7

Fonte: Autor, 2018.

4.2.4.3 Opção 3 – Engrenagens cônicas de dentes retos

Na opção 3 é possível aplicar um sistema de transmissão através da utilização de engrenagens cônicas de dentes retos. Nessa relação, a transmissão é direcionada a um eixo separado do sistema, em função do design dos itens.

O Quadro 15 apresenta as características constritivas das engrenagens.

Quadro 15: Dimensionamento de engrenagens cônicas de dentes retos

Características	Engrenagem 1	Engrenagem 2
Ângulo primitivo	45°	45°
Diâmetro primitivo	62	62
Número de dentes	40	40
Diâmetro externo	63	63
Altura total do dente	3,42	3,42
Altura do pé do dente	1,9	1,9
Altura da cabeça do dente	1,52	1,52
Passo	4,77	4,77
Vão entre os dentes no primitivo	2,38	2,38
Módulo	1,52	1,52

Fonte: Autor, 2018.

Em análise da tabela acima, se vê que as engrenagens possuem os mesmos diâmetros e número de dentes, ou seja, são idênticas. Com isso, independente da situação em que estarão dispostas, sempre terão a mesma relação de transmissão entre elas.

Segue cálculo para determinar a relação existente entre os componentes.

$$i = \frac{z_2}{z_1} \text{ onde, } i = \frac{40}{40} \text{ então, } i = 1 \quad (66)$$

Comprova-se que a rotação e torque sempre terão o mesmo valor após a transmissão. Como citado anteriormente, percebe-se três valores de rotação e torque diferentes na engrenagem motora, conforme citado na Tabela 3.

Então conforme a Equação (69), é fato que quando tivermos uma relação de transmissão igual a 1, não sofrerão alterações os valores de rotação e torque com a transmissão pelo sistema.

4.2.6 Sistema de transmissão por correntes

Nesse sistema, tem-se a possibilidade de montagem de 12 combinações diferentes de relações entre as engrenagens, possibilitando a alteração de valores de velocidade de rotação e torque.

Para isso, o sistema dispõe de duas engrenagens de diferentes diâmetros e números de dentes no eixo motor e, seis engrenagens de diferentes diâmetros e números de dentes no eixo movido.

O Quadro 16 e Quadro 17 apresentam as características de diâmetros e número de dentes para os cassetes em questão.

Quadro 16: Dimensões da engrenagem motora

Engrenagem	Diâmetro (mm)	Número de dentes
1	115	28
2	145	38

Fonte: Autor, 2018.

Quadro 17: Dimensões das engrenagens movidas

Engrenagem	Diâmetro (mm)	Número de dentes
1	105	28
2	89	24
3	78	21
4	64	18
5	57	16
6	50	14

Fonte: Autor, 2018.

Com relação às velocidades entradas, são doze velocidades possíveis transmitidas através do sistema de engrenagens, as quais constam nos cálculos em tópicos anteriores.

A transmissão de rotação baseia-se no princípio de relação de transmissão (66) calculado anteriormente, onde:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} = \frac{V_2}{V_1} \quad (66)$$

4.2.7 Sistema de transmissão por roda de atrito

Para esse sistema de transmissão, o objetivo é avaliar a forma com que o sistema se comporta em prática em função de determinada posição da movida em contato com a polia motora.

4.2.8 Sistema de transmissão por pinhão-cremalheira

Quando avaliado o sistema de transmissão por pinhão-cremalheira são as seguintes características construtivas, conforme o Quadro 18:

Quadro 18: Características pinhão

Características	Pinhão
e	244,92
Diâmetro primitivo	78
Número de dentes	22
Módulo	3,54
Diâmetro externo	96
Altura total do dente	10,41
Altura do pé do dente	5,87
Passo	11,11
Altura da cabeça do dente	3,54
Espessura da engrenagem	10

Fonte: Autor, 2018.

Com relação à cremalheira, se utiliza as mesmas características para fabricação dos dentes, em função da necessidade de encaixe entre pinhão e a cremalheira para que o sistema transmita o movimento.

As velocidades de rotação e valores de toque estarão diretamente influenciadas pela posição em que a roda de atrito movida estará em contato com a motora no sistema anterior. Ainda, no sistema anterior será possível a inversão do sentido de giro de rotação.

4.3 CHAVETAS

As chavetas foram dimensionadas de acordo com a tabela disponível no Apêndice 1, com seleção na linha de eixos de diâmetro de 20 mm. Quanto ao cálculo de comprimento, pelo fato de elas serem construídas por um material com resistência menor do que o aço indicado, está se colocando os comprimentos em seus limites do rasgo.

4.4 RESULTADOS DE FABRICAÇÃO E TESTES DA BANCADA

O projeto e construção da bancada didática de transmissões mecânicas partiu do entendimento e definição da necessidade do sistema e de quais componentes já estavam disponíveis para serem adicionados à estrutura.

Durante essa busca de componentes disponíveis foram encontrados os rolamentos, as engrenagens, o motor elétrico e o sistema de transmissão por correntes. Com relação ao restante dos itens que compõem a bancada, foram totalmente projetados e fabricados visando atender às necessidades.

Grande parte de componentes foi impressa na impressora Sethi 3D da Instituição, utilizando polímero como consumível. Eixos foram usinados em torno e suportes para mancais foram cortados em laser para posterior dobra em viradeira. O resultado está apresentado na Figura 45.

Figura 45: Montagem da bancada finalizada



Fonte: Autor, 2018.

O motor elétrico responsável por gerar rotação no sistema foi alimentado com uma fonte de energia regulada para 12V.

Relacionado aos testes, obteve-se resultados satisfatórios onde que os valores de velocidade de rotação medidos em diversos pontos do sistema, por meio da utilização de um tacômetro digital e fitas reflexivas, ficaram muito próximos dos calculados durante o desenvolvimento desse projeto, comprovando os valores obtidos.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho teve por finalidade o desenvolvimento do projeto e construção de uma bancada didática para simulação de transmissões mecânicas, com devido dimensionamento de componentes e relações entre eles. A bancada ficará a disposição dos acadêmicos da Instituição de Ensino Superior como objeto de estudo e aplicações práticas de conhecimento.

Em busca de mínimos custos para a fabricação da bancada, buscaram-se recursos e componentes disponíveis que pudessem ser utilizados nos sistemas e ainda, evitar projetos especiais que necessitassem de atenção maior e altos investimentos.

Esse projeto envolveu diferentes aspectos relacionados à Engenharia, com o objetivo de desenvolver uma bancada que atendesse às necessidades dos acadêmicos. Com isso, buscou-se entender a necessidade, desenvolver um conceito que tivesse abrangência nos assuntos levantados, buscaram-se as referências e informações necessárias para o dimensionamento e projeto, e então só assim a construção e teste do produto.

Durante toda a elaboração desse trabalho, objetivou-se em a bancada oferecer aos acadêmicos a oportunidade de representar os sistemas nela projetados. Já durante os testes, percebe-se o quão compreensível se tornam assuntos complexos quando transmitidos de forma prática, contribuindo para uma fácil retenção de conhecimento por parte do acadêmico. É de grande valia citar o quão incentivador é ao acadêmico poder utilizar meios práticos para desenvolvimento de assuntos, uma vez que teoria excessiva pode ser um tanto quanto massiva.

Com base no comparativo de dimensionamento, projeto, execução e testes, a bancada didática de transmissões mecânicas se mostrou funcional visto que os testes nela realizados atendem às condições do projeto.

6 REFERÊNCIAS

ALMEIDA, F.J. **Sistemas Mecânicos de Elementos de Máquinas (2012)**. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAoWYAF/correia>>. Acessado em: Outubro 2018.

AMARAL, D. C. et al. **Gestão de Desenvolvimento de Produtos**. Uma Referência Para a Melhoria de Processo. São Paulo: Editora Saraiva, 2006.

AMORIM, M. J. **Desenvolvimento de Bancada Didático-Experimental de Baixo Custo para Aplicações em Controle Ativo de Vibrações**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas. Campinas 2006.

ANTUNES, Izildo; FREIRE, Marcos A. C. **Elementos de Máquinas**. 1ª edição, São Paulo: Editora Érica, 1997, 296p.

BACK, N. *et al.* **Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem**. Barueri, São Paulo: Manole, 2008.

BARBOSA, J. P. **Elementos de Transmissão - Correias**. Disponível em: <<https://docplayer.com.br/9539041-Elementos-de-transmissao-correias.html>>. Acesso em: Março 2018.

BAXTER, M. **Projeto de Produto**. Guia prático para design de novos produtos. 3ª edição, São Paulo: Blucher, 2011.

BINI, Edson; RABELLO, Ivone D. **Tolerâncias, rolamentos e engrenagens: tecnologia mecânica**. São Paulo: Hemus, 1975.

BOSCH. **Tecnologia para a Vida**. Disponível em: <<https://www.bosch.com.br/>>. Acesso em: Novembro de 2018.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica**. 8ª edição, Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2011, 1084p.

COFAC. **Acoplamento MN**. Disponível em: <<http://cofaccorreias.com.br/produto/acoplamento-mn-2-estrela/>>. Acesso em: Março 2018.

CLUBE DA ELETRÔNICA. **A página da engenharia eletroeletrônica**. Disponível em <http://www.clubedaeletronica.com.br/home_mecanica.htm>. Acesso em Novembro de 2018.

FRANCESCHI, Alessandro; ANTONELLO, Miguel. **Elementos de Máquinas**. Santa Maria, RS: Universidade Federal de Santa Maria, Colégio Técnico Industrial de Santa Maria: Rede e-Tec Brasil, 2014, 152 p.

FLORES, P.; GOMES, J.; DOURADO, N.; MARQUES, F. **T.02 – Transmissões Por Correias**. 2017. Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica – Universidade do Minho. Disponível em: <<https://repositorium.sdum.uminho.pt/bitstream/1822/42663/1/T.02%20-%20Transmissoes%20por%20Correias.pdf>>. Acesso em: Março 2017.

GENEROSO, D. J.; **Módulo 3 – Elementos de Máquinas**. (Apostila de Elementos de Máquinas) – Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Campus de Araranguá. 2009.

GOOD YEAR. **Catálogo de Correias**. Disponível em: <<http://www.rolimao.com.br/manutencao/Catalogo-Correias-Goodyear.pdf>>. Acesso em: Março de 2017.

GORDO, N.; FERREIRA, J. Mecânica: **Elementos de Máquina**. (Coleção Telecurso 2000 Profissionalizante) (vol. 1 e 2). São Paulo, Ed. Globo S.A, s/d.

JÚNIOR, A. A. S. **Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos**. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~lafer/em718/arquivos/engrenagens_cilindricas_dentes_retos.pdf>. Acesso em: Março 2018.

LABURÚ, C. E. **Problemas Abertos E Seus Problemas No Laboratório De Física: Uma Alternativa Dialética Que Passa Pelo Discursivo Multivocal E Univocal**. Disponível em: <http://www.if.ufrgs.br/public/ensino/vol8/n3/v8_n3_a3.htm>. Acesso em: Março 2017.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 7. ed., Editora Érica, 2012.

MOLIN, A. D.; ZORZAN, F. B.; DARONCH, J. **Desenvolvimento De Uma Bancada Didática De Hidráulica**. Disponível em: <https://www.unila.edu.br/sites/default/files/files/24%20-%20FLAE_DESENVOLVIMENTO_DE_UMA_BANCADA_DID%3%81TICA_DE_HIDR%3%81ULICA.pdf>. Acesso em: Março 2017.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de Máquinas**. Volume 2, 6ª reimpressão (2002), São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1971, 207p.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de Máquinas**. Volume 3, 7ª reimpressão (2000), São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1971, 207p.

NSK Motion & Control. **Rolamentos**. Disponível em: <[http://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](http://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)>. Acesso em: Março 2018.

PARETO, L.; **Formulário Técnico – Elementos de Máquinas**. Hemus Editora Ltda, São Paulo, 1982.

PEKELMAN, H.; MELLO, Jr. A. G. **A importância dos laboratórios no ensino de Engenharia Mecânica**. Disponível em: <http://www.abenge.org.br/CobengeAnteriores/2004/artigos/01_219.pdf>. Acesso em: Março 2017.

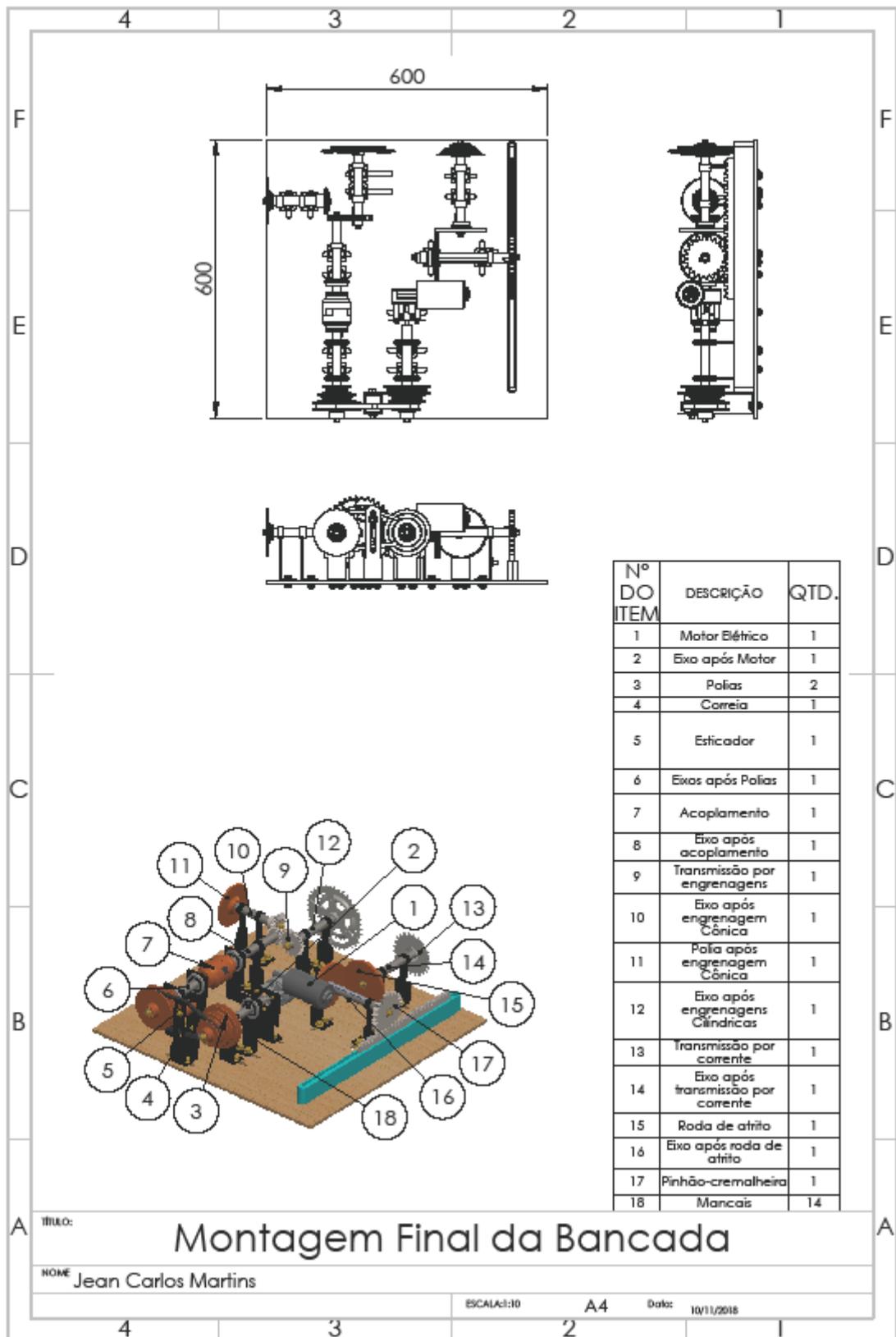
PROVENZA, Francesco. **Projetista de máquinas: pro-tec**. São Paulo: F. Provenza, 1978.

SKF. **Rolamentos rígidos de esferas**. Disponível em: <<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>>. Acesso em: Março 2018.

TELECURSO 2000. **Mecânica – Elementos de Máquina**. Volume 2, São Paulo: Editora Globo, 1996, 256p.

TELECURSO 2000. **Mancais de Deslizamento**. Disponível em: <<http://essel.com.br/cursos/material/01/Manutencao/21manu2.pdf>>. Acesso em: Março 2018.

APÊNDICE A

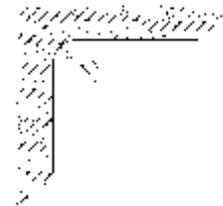
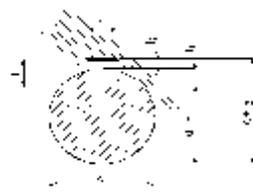


ANEXO 1

Tabela para dimensões padronizadas de rasgos de chaveta.

ACIONAC Indústria e Comércio Ltda.

TABELA DE FURO E RASGO DE CHAVETA CONFORME NORMA DIN 6885/1



Ø do eixo d		Dimensões da chaveta Aço AISI 1045 Trefilado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Arredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t_1	Tolerância Admissível	t_2	Tolerância Admissível	máximo	mínimo
6	8	2	2	1,2	+0,1	1	+0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	+0,1	2,3	+0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+0,1	2,8	+0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	+0,2	3,3	+0,2	0,25	0,16
30	38	10	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
38	44	12	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
44	50	14	9	5,5	+0,2	3,8	+0,2	0,4	0,25
50	58	16	10	6	+0,2	4,3	+0,2	0,4	0,25
58	65	18	11	7	+0,2	4,4	+0,2	0,4	0,25
65	75	20	12	7,5	+0,2	4,9	+0,2	0,6	0,4
75	85	22	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
85	95	25	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
95	110	28	16	10	+0,2	6,4	+0,2	0,6	0,4
110	130	32	18	11	+0,2	7,4	+0,2	0,6	0,4
130	150	36	20	12	+0,3	8,4	+0,3	1,0	0,7
150	170	40	22	13	+0,3	9,4	+0,3	1,0	0,7
170	200	45	25	15	+0,3	10,4	+0,3	1,0	0,7
200	230	50	28	17	+0,3	11,4	+0,3	1,0	0,7
230	260	56	32	20	+0,3	12,4	+0,3	1,6	1,2
260	290	63	32	20	+0,3	12,4	+0,3	1,6	1,2
290	330	70	36	22	+0,3	14,4	+0,3	1,6	1,2
330	380	80	40	25	+0,3	15,4	+0,3	2,5	2
380	440	90	45	28	+0,3	17,4	+0,3	2,5	2
440	500	100	50	31	+0,3	19,5	+0,3	2,5	2

Tolerância da largura da chaveta = h9				Acima de								
Tol. Da largura do rasgo				1	3	6	10	18	30	50	90	
No eixo	No cubo	Interf.	*	Até	3	6	10	18	30	50	90	120
P9	P9			h9	0	0	0	0	0	0	0	0
N9	JS9	Deslizante		h9	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87
				JS9	+12,5	+15	+18	+21,5	+26	+31	+37	+43,5
				P9	-6	-12	-15	-18	-22	-26	-32	-37
				P9	-31	-42	-51	-61	-74	-88	-106	-124
				N9	-4	0	0	0	0	0	0	0
				N9	-29	-30	-38	-43	-52	-62	-74	-87

* Conforme especificado no desenho.

ANEXO 2

Fator de serviço (F_s) para motores elétricos.

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

ANEXO 3

Coeficiente de atrito entre polia e correia.

Tipos de Correia		MATERIAL DAS POLIAS			
		Papel	Madeira	Aço	Fofe
De couro	Curtimento vegetal	0,35	0,30	0,25	0,25
	Curtimento mineral	0,50	0,45	0,40	0,40
De algodão	Tecidos	0,28	0,25	0,20	0,22
	Costurados	0,25	0,23	0,20	0,20
De lã	Emborrachada	0,35	0,32	0,20	0,30

