

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DILVO BEDIN JUNIOR
GUSTAVO VINICIUS JAVORSKI

**PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA ENSAIO ACELERADO DE
DESGASTE EM ENGRENAGENS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2013

DILVO BEDIN JUNIOR
GUSTAVO VINICIUS JAVORSKI

**PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA ENSAIO ACELERADO DE
DESGASTE EM ENGRENAGENS**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Carlos Henrique da Silva, Dr. Eng.

CURITIBA

2013

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a monografia do Projeto de Pesquisa: “PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA ENSAIO ACELERADO DE DESGASTE EM ENGRENAGENS”, realizado pelos alunos DILVO BEDIN JUNIOR e GUSTAVO VINICIUS JAVORSKI, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Carlos Henrique da Silva, Dr. Eng.
UTFPR - DAMEC

Curitiba, 22 de Agosto de 2013.

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa: “PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA ENSAIO ACELERADO DE DESGASTE EM ENGRENAGENS”, realizado pelos alunos DILVO BEDIN JUNIOR e GUSTAVO VINICIUS JAVORSKI, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Carlos Henrique da Silva, Dr. Eng.
LASC-DAMEC, UTFPR
Orientador

Prof. Samuel Soares Ansay
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Prof. João Luiz do Vale
SEDUC
Avaliador

Curitiba, 22 de Agosto de 2013.

RESUMO

BEDIN JR, Dilvo; JAVORSKI, Gustavo V. **Projeto De Um Equipamento Para Ensaio Acelerado De Desgaste Em Engrenagens, 2013**. Monografia - Engenharia Industrial Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Curitiba, 2013.

Os estudos sobre danos em dentes de engrenagens são de suma importância na engenharia. Tais danos servem como base para linhas de pesquisas dentro da engenharia de materiais, as quais envolvem a determinação e caracterização de materiais para aplicações mecânicas específicas. O objetivo deste trabalho foi projetar um equipamento compacto capaz de realizar ensaios acelerados de desgaste em engrenagens, caracterizando, por meio das tensões de Hertz, na ocorrência de fenômenos como a crateração (*pitting*) e o lascamento (*spalling*), principalmente. O conceito do equipamento em questão escolhido foi definido através de *Benchmarking*, exigências do cliente e características adicionadas ao projeto que possam diferenciar o produto. Neste projeto são consideradas principalmente as capacidades de ajustar a rotação de trabalho e aplicar cargas de torção elevadas nos eixos. Por meio deste, será possível a realização de ensaios e análises de desgaste em engrenagens de variados materiais e de diferentes diâmetros em um curto período de tempo. Na primeira etapa do trabalho foram entendidos, por meio de uma revisão bibliográfica, os conceitos de geometria, danos em engrenagens e tensões de contato, assim como uma comparação de produtos existentes no mercado e uma abordagem geral da metodologia utilizada neste trabalho. Por fim, temos a definição do conceito a ser projetado e então a criação do projeto completo de um equipamento com desenhos de fabricação e especificações necessárias para a sua fabricação. Esta monografia visa ser contributiva na formação dos alunos de Engenharia Industrial Mecânica e contribuir também com os avanços dos estudos do Laboratório de Superfícies e Contato (LASC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Palavras-chave: Fadiga de contato, Engrenagens, Ensaios acelerados, Projeto de máquinas, Metodologia de projetos.

ABSTRACT

BEDIN JR, Dilvo; JAVORSKI, Gustavo V. **Design of an Equipment for Accelerated Tests of Wear in Gears, 2013**. Monograph - Industrial Mechanical Engineering, Federal Technological University of Paraná (UTFPR), Curitiba, 2013.

The contact fatigue studies in gear teeth are of paramount importance in the engineering environment. Such damages are the basis for research lines within materials engineering, which involves the determination and characterization of materials for specific mechanical applications. The objective of this thesis was to design a compact equipment able to perform accelerated wear tests in gears, featuring through the tensions of Hertz, the occurrence of the pitting and spalling phenomena, mainly. The concept of this equipment is based on customer demands, benchmarking of current products and other features added to the project that may differentiate the product. This project will take into account the capabilities to adjust the working rotation and applying high torsional loads on the axles. Through this, it will be possible to perform testing and wear analysis in gears of different materials and different diameters in a short period of time. In the first stage of this monograph was understood by means of a literature review, the concepts of geometry, damages to gears and contact stresses, as well as a comparison between current products on the market and a general approach to the methodology used in this thesis. Finally, we have the definition of the concept to be designed and then the creation of a complete project with manufacturing drawings and specifications required for its production. This monograph aims to be contributory in the formation of the Industrial Mechanical Engineering students and also contribute to the progress of the studies performed in the Laboratory for Surfaces and Contact (LASC) of the Federal Technological University of Paraná (UTFPR).

Key-words: Contact fatigue, Accelerated testing, Machine design, Gears, Design methodology.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Falhas superficiais por crateração (<i>pitting</i>) e lascamento (<i>spalling</i>) devido à fadiga de contato em engrenagens (figura adaptada: NORTON, 2004)	20
Figura 2 - Esquema detalhado do equipamento FZG-LASC. (a) Denominações principais e (b) Aplicação do torque (BRANDALIZE, 2007)	21
Figura 3 - Desenho esquemático de um equipamento tipo <i>Power Recirculation Rig</i> - FZG. (HÖHN, 1998)	22
Figura 4 – Sistema de Arrefecimento X Aquecimento do equipamento FZG em uso na UTFPR (conceito <i>Power Recirculation</i>).....	23
Figura 5 - Aplicação de torque no eixo (método da alavanca)	23
Figura 6 – Indicação de algumas características importantes do equipamento da UTFPR	24
Figura 7 – Instalação da mangueira de arrefecimento do equipamento da UTFPR..	24
Figura 8 - Detalhes das Instalações do Radiador do Equipamento da UTFPR.....	25
Figura 9 - Engrenagem cilíndrica de dentes retos (JUNIOR, 2003)	29
Figura 10 - Nomenclatura de engrenagens (JUNIOR, 2003)	29
Figura 11 - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Helicoidais (figura adaptada, MELCONIAN, 2002).....	30
Figura 12 - (a) Engrenagens helicoidais com eixos paralelos; (b) Engrenagens helicoidais cruzadas (MOTT, 2004)	31
Figura 13 - Engrenagens helicoidais – geometria e forças (figura adaptada, MOTT, 2004).....	31
Figura 14 – (a) Dente de engrenagem não modificada; (b) dente de engrenagem modificada (IMREK, 2008).	33
Figura 15 - Danos nos dentes das engrenagens plásticas: (a) não modificada e (b) modificada (figura adaptada, IMREK, 2008).	34
Figura 16 - Características geométricas de engrenagens cilíndricas de dentes retos (figura adaptada, KODA, 2009).....	35

Figura 17 - Ângulo de Pressão (MOTT, 2004)	36
Figura 18 - Perfis de Dentes AGMA de profundidade completa para três ângulos de pressão (MOTT, 2004)	37
Figura 19 - Geometria do engrenamento durante o contato do dente da engrenagem e do pinhão (NORTON, 2004).....	38
Figura 20 - Interferência e adelgaçamento dos dentes abaixo da circunferência de base (NORTON, 2004).....	39
Figura 21 - Perfil de dentes de engrenagens com diferentes níveis de modificação no adendo (MAAG, 1963).	39
Figura 22 - Posições da área de contato entre os dentes de uma engrenagem ao longo de um flanco ativo de um dente reto (MARTINEZ, 2011).....	41
Figura 23 - Pontos característicos sobre a linha de engrenamento (MARTINEZ, 2011).....	41
Figura 24 - Esforços aplicados em dentes de engrenagens (figura modificada, DAVIS, 2005)	42
Figura 25 - Modelo de flexão de viga engastada em balanço para um dente de engrenagem <i>admitido como parabólico</i> (COLLINS, 2006).....	43
Figura 26 - Forças no pinhão e na engrenagem em um par acoplado (engrenagens foram separadas para ilustração – pontos de referência estão em contato) (NORTON, 2004).	45
Figura 27 - Análise por elementos finitos de engrenagens cilíndricas de dentes retos, mostrando os campos de tensões cisalhantes (REISDORFER e GEQUELIN, 2008).....	46
Figura 28 - Representação do contato entre dois cilindros (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).	48
Figura 29 - (a) Cada dente apresentou uma falha que teve início em uma trinca. (b) Trinca situada na raiz do dente. (SHIPLEY, 1967).....	50
Figura 30 - Exemplo de falhas superficiais por <i>Pitting</i> e <i>Spalling</i> devido à fadiga superficial (NORTON, 2004)	51

Figura 31 - Ilustração esquemática do fenômeno de pitting e spalling (figura modificada, DING e RIEGER, 2003).	52
Figura 32 - Componentes de um freio a partículas magnéticas (LENZ, 2013)	54
Figura 33 - Representação da atuação do pó magnético (LENZ, 2013)	55
Figura 34 - Freio eletromagnético por histerese (BOGDANOWICZ, 2012)	56
Figura 35 - Especificação de freio eletromagnético (ALTEC,2013)	57
Figura 36 – Torque aplicado por freio (MIHAILIDIS, 2009)	65
Figura 37 - Torque aplicado por movimentação de par de engrenagem auxiliar (HARALD e LÖHR,1980)	66
Figura 38 - Torque aplicado por rotação da caixa de engrenagem (BADER, 2006 <i>apud</i> MIHAILIDS, 2009)	67
Figura 39 - <i>Gearbox Dynamic Simulator</i> (SPECTRAQUEST INC, 2013).....	68
Figura 40 - <i>Gearbox Dynamic Simulator</i> (SPECTRAQUEST INC, 2013).....	69
Figura 41 - Máquina freio-motor do laboratório LaMCoS	70
Figura 42 - Máquina freio-motor do laboratório LaMCoS	70
Figura 43 - Representação simples do engrenamento na Alternativa 4	86
Figura 44 - Geometria simplificada do projeto do eixo	91
Figura 45 - Magnitude do torque	92
Figura 46 - Diagrama de esforço cortante no plano xz.....	93
Figura 47 - Diagrama de esforço cortante no plano yz.....	93
Figura 48 - Momento fletor no plano xz.....	94
Figura 49 - Momento fletor no plano yz.....	94
Figura 50 - Magnitude do momento	95
Figura 51 - Esforços no eixo.....	96
Figura 52 - Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços (NORTON, 2004).....	98

Figura 53 - Fatores de Concentração para um assento de chaveta produzido por fresa de topo em flexão e torção. (NORTON, 2004)	99
Figura 54 - Representação do diâmetro do eixo na montagem.....	100
Figura 55 - Fatores de serviço conforme NBR 7094 (ASSOCIAÇÃO..., 2003).	101
Figura 56 - Motor elétrico monofásico de 2 HP (WEG, 2013)	102
Figura 57 - Especificações de diferentes freios eletromagnéticos (VORAX, 2013).	103
Figura 58 - Dimensões do freio eletromagnético (VORAX, 2013)	104
Figura 59 - Absorção de cargas por um acoplamento flexível (FALK, 2013)	109
Figura 60 - Representação do acoplamento	110
Figura 61 - Escolha do rolamento (SKF, 2013)	112
Figura 62 - Inserção dos valores para cálculo (SKF, 2013)	113
Figura 63 – Resultados (SKF, 2013)	113
Figura 64 - Dimensões do rolamento especificado (SKF, 2013)	114
Figura 65 - Elementos a serem analisados computacionalmente	117
Figura 66 - Esquema das forças nos dentes das engrenagens	117
Figura 67 - Critério de Von Mises para a tampa traseira	118
Figura 68 - Critério das Tensões Principais para a tampa traseira.....	118
Figura 69 - Deslocamento na tampa traseira	119
Figura 70 - Critério das tensões principais para o eixo	120
Figura 71 - Deslocamento do eixo.....	120
Figura 72 - Critério das tensões principais para os mancais de rolamento	121
Figura 73 - Critério de Von Mises para a placa frontal	121
Figura 74 - Extrapolação do movimento da placa frontal	122
Figura 75 - Tensões nos grampos de fixação	122
Figura 76 - Deslocamento na placa superior.....	123
Figura 77 - Equipamento projetado	124

Figura 78 – Vista explodida do bloco de engrenagens.....	126
Figura 79 - Furo para preenchimento com fluido lubrificante	128
Figura 80 - Movimento dos componentes	128
Figura 81 - Furo para escoamento do fluido lubrificante	129
Figura 82 - Montagem e desmontagem do equipamento.....	129
Figura 83 - Mancais de rolamento com variações entre eixos: 1 - para distância entre eixos de 40mm; 2 - para distância entre eixos de 45mm; 3 - para distância entre eixos de 50mm.....	131
Figura 84 - Parede do bloco de ensaio	132
Figura 85 - Bloco de ensaio com a representação da variação da distância entre eixos.....	132
Figura 86 - Rebaixos na tampa para encaixe dos rolamentos e dos mancais	133
Figura 87 - Mancal do eixo motriz encaixado conforme referência na tampa	133
Figura 88 – Mancal do eixo movido encaixado conforme referência na tampa e parede do mancal do eixo motriz	134
Figura 89 - Fecho de pressão com grampo	135
Figura 90 - Vista para a tampa superior do bloco de ensaio	136
Figura 91 - Sistema de arrefecimento do equipamento.....	137
Figura 92 - Representação da necessidade de adaptação do equipamento para diferentes tamanhos de motor.....	138
Figura 93 - A base de sustentação do motor pode ser pré-alinhada e pré-nivelada com topografia, ficando apoiada em conjuntos de calço tipo cunha (ENGEFAZ, 2005).....	139
Figura 94 - Condições típicas de desalinhamento (SKF, 2013)	140
Figura 95 - Alinhamento com relógio comparador (WEG, 2013).....	141
Figura 96 – Medição do alinhamento entre dois eixos (Radial e Axial) (ENGEFAZ, 2005).....	142
Figura 97 - Dimensões básicas do equipamento	146

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores para o fator de forma Y de Lewis para dentes evolventais com 20° e profundidade total (COLLINS, 2006)	44
Tabela 2 - Formulas dos parâmetros de contato entre dois cilindros paralelos (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005)	47
Tabela 3 - Modos de falhas em engrenagens (ASM, 2002)	49
Tabela 4 – Etapas do projeto conceitual (AMARAL, 2006)	59
Tabela 5 – Necessidades dos clientes (existente no produto)	63
Tabela 6 - Necessidades dos clientes (desejáveis no produto).....	64
Tabela 7 - Sistemas elétricos	69
Tabela 8 - Sistemas mecânicos	69
Tabela 9 - <i>Benchmarking</i>	71
Tabela 10 - Requisitos do projeto.....	75
Tabela 11 - Casa da qualidade	76
Tabela 12 – Matriz morfológica	80
Tabela 13 – Alternativas de solução	81
Tabela 14 – Matriz de decisão	85
Tabela 15 - Comparação entre equipamento FZG atual e equipamento projetado...87	
Tabela 17 - Formulário para contato entre dois cilindros paralelos atrito (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2000).....	89
Tabela 18 - Componentes de esforços nos pontos críticos.....	95
Tabela 19 - Propriedades do material AISI 4340 (TATA Steel)	97
Tabela 21 - Lista de componentes a serem fabricados (com desenhos de fabricação)	142
Tabela 22 - Lista de componentes a serem adquiridos.....	143
Tabela 23 - Cumprimento das necessidades do cliente.....	145

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

2D	<i>Espaço Bidimensional</i>
3D	<i>Computação Gráfica Tridimensional</i>
AEM	<i>Advanced Engineered Materials</i>
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
ASM	<i>American Society For Metals</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
CAD	<i>Computer-aided Design</i>
DAMEC	<i>Departamento Acadêmico de Mecânica</i>
GDS	<i>Gearbox Dynamics Simulator</i>
ECDH	<i>Engrenagem Cilíndrica de Dentes Helicoidais</i>
ECDR	<i>Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos</i>
ETO	<i>Engineering to Order</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
FZG	<i>Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (Centro para Pesquisas de Engrenagens)</i>
INSA	<i>Institut National des Sciences Appliquées</i>
LaMCoS	<i>Laboratoire de Mecanique des Contacts et des Structures</i>
LASC	<i>Laboratório de Superfícies e Contato</i>
LCD	<i>Liquid Crystal Display</i>
PPGEM	<i>Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica</i>
RPM	<i>Rotações por Minuto</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
QFD	<i>Quality Function Deployment</i>
TCC	<i>Trabalho de Conclusão de Curso</i>
UTFPR	<i>Universidade Tecnológica Federal do Paraná</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a	<i>Distância Entre Centros</i>
b	<i>Meia Altura do Retângulo de Contato</i>
$^{\circ}\text{C}$	<i>Celsius</i>
C_{carreg}	<i>Coefficiente de Carregamento</i>
C_{tamanho}	<i>Coefficiente de Tamanho</i>
C_{superf}	<i>Coefficiente de Acabamento Superficial</i>
C_{temp}	<i>Coefficiente de Temperatura</i>
C_{conf}	<i>Coefficiente de Confiabilidade</i>
C	<i>Cabeça do Dente</i>
c	<i>Meia Largura Do Comprimento de Contato</i>
CR	<i>Razão de Contato</i>
dB	<i>Decibel</i>
D_e	<i>Diâmetro Externo</i>
D_i	<i>Diâmetro Interno</i>
D_p	<i>Diâmetro Primitivo</i>
e	<i>Espessura do Dente</i>
E_A	<i>Módulo Elástico do Material do Cilindro A</i>
E_B	<i>Módulo Elástico do Material do Cilindro B</i>
E	<i>Módulo de Elasticidade</i>
E'	<i>Módulo de Elasticidade Reduzido</i>
f	<i>Pé do Dente</i>
F	<i>Largura da Face</i>
h	<i>Altura do Dente</i>
HP	<i>Horse Power</i>
Hz	<i>Hertz</i>
in	<i>Polegada</i>
K_t	<i>Fator de Concentração de Tensão</i>
Kg	<i>Kilograma</i>
l	<i>Meia Largura do Retângulo de Contato</i>
L	<i>Meia Largura do Dente de Engrenagem</i>
lb	<i>Libra</i>
M	<i>Momento Fletor</i>
m	<i>Módulo</i>
min	<i>Minuto</i>
ml	<i>Mililitro</i>
MPa	<i>Megapascal</i>
N.m	<i>Newton Metro</i>
N_f	<i>Coefficiente de Segurança</i>
P	<i>Potência</i>
p	<i>Passo</i>
p_b	<i>Passo de Base da Engrenagem</i>
p_d	<i>Passo Diametral</i>
P_t	<i>Potência Transmitida</i>
q	<i>Sensibilidade ao Entalhe</i>
R'	<i>Raio Equivalente</i>
R_A	<i>Raio do Cilindro A</i>

r_{ag}	<i>Raio Externo da Coroa</i>
r_{ap}	<i>Raio Externo do Pinhão</i>
R_B	<i>Raio do Cilindro B</i>
r_{bg}	<i>Raio de Base da Coroa</i>
r_{bp}	<i>Raio de Base do Pinhão</i>
$R\$$	<i>Real Brasileiro</i>
s	<i>Segundo</i>
S'_e	<i>Limite de Resistência a Fadiga Não Corrigido</i>
S_e	<i>Limite de Resistência a Fadiga</i>
S_{ut}	<i>Tensão de Resistência à Tração</i>
S_y	<i>Tensão de Escoamento</i>
T	<i>Torque</i>
V	<i>Vão do Dente</i>
v	<i>Velocidade</i>
VAC	<i>Volt Alternating Current</i>
W	<i>Força Resultante</i>
W_r	<i>Força Radial</i>
W_t	<i>Força Tangencial do Dente</i>
Y	<i>Fator de Forma de Lewis</i>
Σ	<i>Fator de Lewis</i>
Φ	<i>Ângulo de Pressão</i>
Ω	<i>Rotação</i>
ρ_1	<i>Raio de Curvatura do Pinhao</i>
ρ_2	<i>Raio de Curvatura da Coroa</i>
γ	<i>Coefficiente de Poisson</i>
ν_A	<i>Coefficiente de Poisson do Material do Cilindro A</i>
ν_B	<i>Coefficiente de Poisson do Material do Cilindro B</i>
ψ	<i>Ângulo de Inclinação da Hélice</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	Contexto do Tema	19
1.2	Caracterização do Problema.....	20
1.3	Objetivos.....	25
1.3.1	Objetivo Geral	25
1.3.2	Objetivo Secundário.....	26
1.4	Justificativa.....	26
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	28
2.1	Engrenagens.....	28
2.1.1	Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos	29
2.1.2	Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais (ECDH)	29
2.1.3	Engrenagens Plásticas	32
2.2	Características dos Dentes da Engrenagem.....	34
2.3	Interferência e Razão de Contato.....	38
2.4	Esforços de Contato Nos Dentes de Engrenagem.....	40
2.4.1	Contato Entre Dentes de Engrenagens	40
2.4.2	Esforços Aplicados em Dentes de Engrenagens	42
2.4.3	Tensões de Contato de Hertz	46
2.5	Danos nas Engrenagens.....	48
2.5.1	Fadiga por Flexão	50
2.5.2	Fadiga de Contato.....	51
2.6	Freios Eletromagnéticos.....	52
2.6.1	Tipos de Freios Eletromagnéticos	53
2.6.2	Seleção de Freios Eletromagnéticos	56
2.7	Metodologia do Projeto.....	57
2.7.1	Projeto Informacional	58
2.7.2	Projeto Conceitual.....	58
2.7.3	Projeto Preliminar.....	59
2.7.4	Projeto Detalhado	59
3	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO INFORMACIONAL.....	61
3.1	Introdução.....	61
3.2	Definição dos Requisitos do Produto.....	62
3.3	Levantamento das Necessidades do Cliente.....	62
3.3.1	Descrição da Aplicação do Instrumento de Coleta de Informações	63
3.3.2	Principais Resultados Obtidos	63
3.4	<i>Benchmarking</i>	64
3.4.1	Modos de Aplicação de Torque Sobre Dispositivos de Ensaio de Engrenagens ..	64
3.4.2	Sistemas de Aplicação de Torque Tipo Motor e Freio.....	67
3.4.3	Análise do <i>Benchmarking</i>	71

4	PROJETO CONCEITUAL.....	73
4.1	Introdução.....	73
4.2	Definição da Tarefa.....	74
4.2.1	Necessidades do Cliente	74
4.2.2	Requisitos do Projeto	75
4.2.3	Casa da Qualidade	76
4.3	Geração de Alternativas de Equipamentos.....	77
4.3.1	Técnica Empregada Para Gerar Alternativas (Matriz Morfológica)	77
4.4	Avaliação das Alternativas.....	81
4.5	Descrições e Comentários das Alternativas.....	81
4.6	Seleção da Solução.....	84
5	PROJETO DO EQUIPAMENTO.....	87
5.1	Cálculos, Dimensionamentos e Especificações.....	87
5.1.1	Determinação do Torque de Frenagem.....	87
5.1.2	Projeto dos Eixos	90
5.1.3	Especificação do Motor Elétrico.....	100
5.1.4	Especificação do Freio Eletromagnético.....	102
5.1.5	Dimensionamento das Chavetas	104
5.1.6	Especificação dos Parafusos dos Acoplamentos	106
5.1.7	Dimensionamento dos Acoplamentos	108
5.1.8	Especificação dos Parafusos para Montagem do Bloco	111
5.1.9	Especificação dos Rolamentos.....	112
5.1.10	Especificação da Resistência Elétrica de Imersão	115
5.1.11	FEA <i>Finite Element Analysis</i> (Análise de Elementos Finitos).....	116
5.1.12	Demais Especificações	123
5.2	Apresentação do Projeto.....	124
5.2.1	Descrição do Funcionamento do Equipamento.....	127
5.2.2	Detalhamento da Montagem.....	129
5.2.3	Fixação da Tampa para Manutenção	134
5.2.4	Visualização do Ensaio	135
5.2.5	Refrigeração e Aquecimento do Fluido de Lubrificação das Engrenagens.....	136
5.2.6	Componentes Adicionais	137
5.2.7	Lista de Materiais	142
5.2.8	Cumprimento das Necessidades do Cliente no Projeto	144
5.2.9	Dimensões do Equipamento.....	146
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	147
	REFERÊNCIAS.....	148
	APÊNDICE A – QUESTIONÁRIO.....	153
	APÊNDICE B – CONTATO COM FORNECEDOR DE FREIOS ELETROMAGNÉTICOS.....	154

APÊNDICE C – DESENHOS DE FABRICAÇÃO.....	155
APÊNDICE D – CRONOGRAMAS.....	187
ANEXO A – COMPONENTES RECOMENDADOS ENCONTRADOS EM CATÁLOGOS.....	188
ANEXO B – PATENTE ALEMÃ DE UM EQUIPAMENTO PARA ENSAIOS DE DESGASTE EM ENGRENAGENS.....	217
ANEXO C – TABELA DE AJUSTES E PRECISÕES.....	222
ANEXO D – TABELA DE FURO E RASGO DE CHAVETA.....	223

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do Tema

A fadiga é um tipo de falha muito importante nos estudos de projetos de estruturas e componentes mecânicos. A fadiga é importante no sentido em que ela é a maior causa individual de falhas nos metais, representando aproximadamente 90% de todas as falhas metálicas. Além disso, a fadiga é catastrófica e traiçoeira, ocorrendo muito repentinamente e sem qualquer aviso prévio. (CALLISTER, 2008)

Este fenômeno ocorre quando há queda de resistência ou fratura de um material devido a uma tensão repetitiva, que pode ser inferior ou superior ao limite de escoamento do material. É um fenômeno comum nos componentes sujeitos a carregamento dinâmico em automóveis, aviões, pás de turbinas, molas, virabrequins, apoios de pontes, rodas e eixos de vagões, engrenagens e outros maquinários. (ASKELAND, 2008)

As engrenagens são elementos dentados e cilíndricos responsáveis por transmitir movimento e força de um eixo rotativo ao outro. Cada dente da engrenagem está submetido a forças normais em sua face. Essas forças estão relacionadas com as tensões variadas de flexão na raiz do dente que por sua vez acabam gerando fratura por fadiga. A fratura por fadiga também está relacionada à fadiga de contato, ou fadiga superficial, que ocorre na face e no flanco do dente da engrenagem (MOTT, 2004).

As tensões de contato nos dentes são tensões Hertzianas de contato dinâmicas em combinação com rolamento e deslizamento. Com o tempo, essas tensões contribuem com o surgimento de trincas na superfície do dente. Essas trincas tendem a crescer resultando em falhas (Figura 1) por crateração (*pitting*) – *falha e remoção de pequenas porções de material da superfície* – e lascamento (*spalling*) – *perda de porções maiores de material da superfície*. Estes fenômenos representam os modos mais comuns de falhas em engrenagens, embora possa ocorrer desgaste abrasivo ou adesivo, principalmente quando não há uma adequada lubrificação nas engrenagens. (NORTON, 2004)

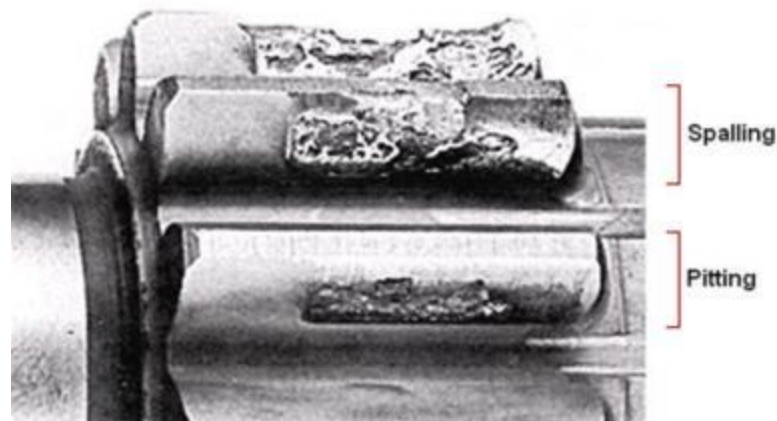


Figura 1 - Falhas superficiais por crateração (*pitting*) e lascamento (*spalling*) devido à fadiga de contato em engrenagens (figura adaptada: NORTON, 2004)

Devido à importância e necessidade de se construir componentes mecânicos com elevada vida útil, muitos estudos e observações experimentais devem ser realizados com o objetivo de se desenvolver produtos resistentes e confiáveis para receberem grandes cargas e impactos que irão resultar em desgastes e posteriormente em falhas. Para se observar e estudar o fenômeno da fadiga em dentes de engrenagens, alguns equipamentos foram desenvolvidos para a realização de ensaios acelerados capazes de gerar, em um curto período de tempo, falhas e desgastes na superfície do dente da engrenagem.

Os equipamentos que realizam ensaios acelerados de fadiga em engrenagens possuem diversas características como as possibilidades de se controlar a temperatura de trabalho do lubrificante, rotação e carga. Destacam-se também a simplicidade de montagem e manutenção e obtenção de resultados.

1.2 Caracterização do Problema

A maioria das engrenagens, que trabalham em condições altamente carregadas, é feita de materiais ferrosos que possuem um limite de resistência à fadiga por flexão, podendo-se, então, projetar vida infinita para cargas de flexão. No entanto, em relação à fadiga de contato, os materiais não exibem essa característica de limite de resistência. Assim, mais cedo ou mais tarde, deve-se esperar que a falha ocorra devido a algum mecanismo de desgaste superficial (NORTON, 2004).

Com o objetivo de identificar, observar e estudar as falhas por fadiga que ocorrem nas engrenagens, o Laboratório de Superfícies e Contato (LASC) da UTFPR realiza diversos ensaios e estudos em engrenagens de variados materiais em diferentes condições de trabalho. Para a realização desses ensaios, foi então desenvolvido (por alunos da própria universidade) um equipamento (A Figura 2 apresenta o equipamento da UTFPR) para ensaios acelerados em engrenagens baseado no sistema de *Power Recirculation Rig – FZG (Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau)*, no qual é possível a aplicação de cargas elevadas utilizando um equipamento compacto (Figura 3).

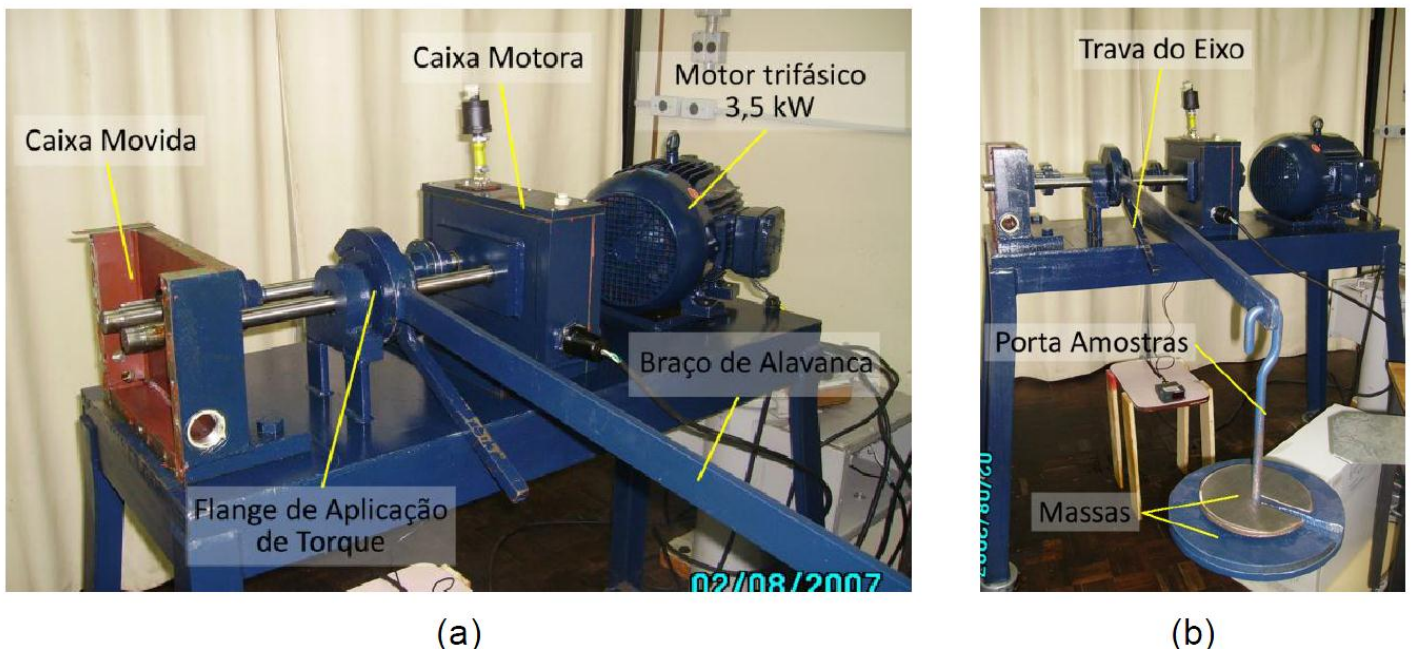


Figura 2 - Esquema detalhado do equipamento FZG-LASC. (a) Denominações principais e (b) Aplicaç6o do torque (BRANDALIZE, 2007)

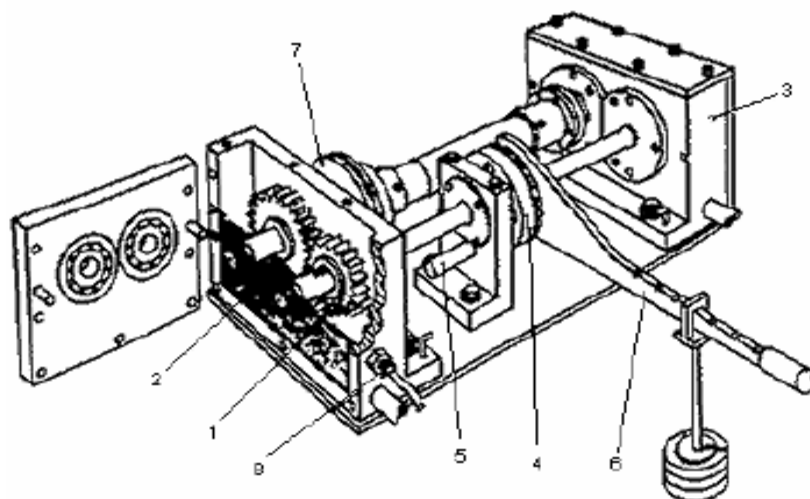


Figura 3 - Desenho esquemático de um equipamento tipo *Power Recirculation Rig* - FZG. (HÖHN, 1998)

O equipamento consiste em pinhão e coroa de teste (1 e 2) que são conectados por dois eixos às engrenagens motoras (3). O eixo motor é dividido em uma região onde é possível a aplicação e travamento da carga (4 e 5). Desta forma a outra parte fica submetida a uma carga torcional no eixo, aplicada por uma alavanca conectada a pesos (6). (HÖHN, 1998)

Com este modelo de equipamento, os seguintes ensaios padronizados podem ser realizados nas engrenagens:

- *Scuffing tests* (Riscagem ou arranhamento. Tipo de desgaste que ocorre quando há contato metálico direto entre os dentes das engrenagens);
- *Pitting tests* (Crateração, desgaste em que se desenvolvem fissuras nos dentes das engrenagens devido à fadiga do metal, causado por sobrecargas);
- *Micropitting tests* (Crateração através de micro fissuras).

Com o passar do tempo, o equipamento desenvolvido na Universidade foi sofrendo mudanças. Alguns melhoramentos como: sistema de arrefecimento, controle da rotação do motor e controle da temperatura de trabalho (Figura 4) foram adicionados. Estes melhoramentos são apenas adaptações e não possuem uma instalação adequada, segura e conveniente para o trabalho e aparência (Figuras 5, 6, 7 e 8). O tempo de *setup* do equipamento é elevado e ele emite grandes ruídos

quando em funcionamento. Unindo-se a estes detalhes, há também o questionamento de se realizar análises em diferentes tamanhos de engrenagens e em diferentes tipos de materiais de engrenagens, estas engrenagens que podem ser, por exemplo: Engrenagens menores do que as utilizadas atualmente, engrenagens de plástico e também engrenagens de dentes helicoidais.



Figura 4 – Sistema de Arrefecimento X Aquecimento do equipamento FZG em uso na UTFPR (conceito *Power Recirculation*)

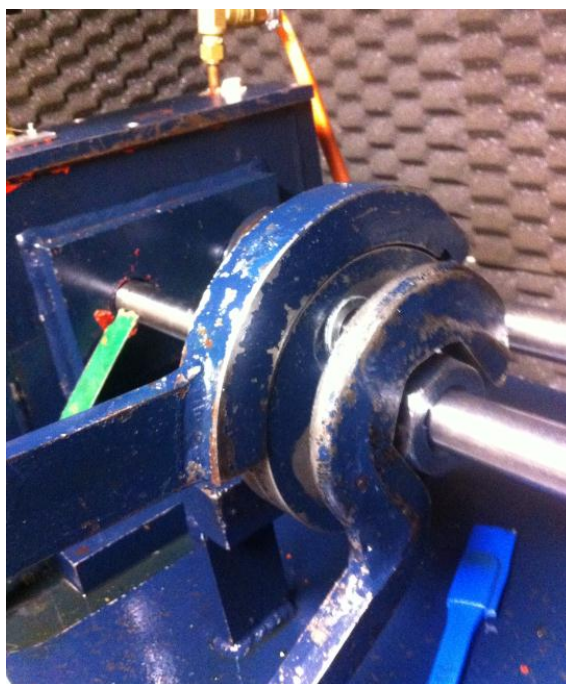


Figura 5 - Aplicação de torque no eixo (método da alavanca)



Figura 6 – Indicação de algumas características importantes do equipamento da UTFPR



Figura 7 – Instalação da mangueira de arrefecimento do equipamento da UTFPR



Figura 8 - Detalhes das Instalações do Radiador do Equipamento da UTFPR

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo desse trabalho de conclusão de curso foi o de iniciar o projeto de um novo equipamento que será capaz de realizar testes acelerados de desgastes em engrenagens baseado nos estudos realizados pelo Laboratório de Superfícies e Contatos (LASC) da UTFPR. Devido ao tempo para a realização dos estudos e desenvolvimento do trabalho de conclusão de curso, não está incluso no objetivo deste projeto o desenvolvimento de um protótipo e a construção do equipamento.

Ao fim do trabalho, pretende-se que sejam entregues modelos digitais 3D e análises gerais a respeito deste novo equipamento. O trabalho será dividido em duas etapas:

- Trabalho de Conclusão de Curso 1: Definição do Conceito;
- Trabalho de Conclusão de Curso 2: Detalhamento do Conceito.

Ao fim das etapas, ter-se-á o conceito básico e projeto de um novo equipamento para ensaios de desgaste acelerado em engrenagens e com os

fundamentos necessários para a continuidade do projeto, por outros alunos da UTFPR.

1.3.2 Objetivo Secundário

De forma detalhada, o objetivo secundário deste trabalho consiste no projeto de um novo equipamento baseado no *benchmarking* de equipamentos já existentes, adicionando melhorias e novas funções ao produto como: incremento da segurança, diminuição de ruído, instalação adequada dos componentes e otimização das fixações e *setup* do equipamento (posicionamento de parafusos de fixações e/ou a oportunidade de se utilizar outros componentes de fixação que aceleram o tempo de montagem e desmontagem).

Visa-se que este novo produto seja mais compacto comparado ao equipamento atual, podendo-se então realizar análises em diferentes engrenagens, similares, porém, que não podem ser realizadas no equipamento atual.

Pretende-se que o *Benchmarking* seja realizado em patentes de equipamentos que realizam ensaios distintos um dos outros, podendo-se então definir qual conceito de equipamento mais se assemelha às necessidades do cliente.

1.4 Justificativa

Como já citado anteriormente, as maiores causas de falhas em equipamentos mecânicos ocorre por fadiga. No caso das engrenagens, as falhas por fadiga acontecem no contato entre os dentes, denominado fadiga de contato. De acordo com Dudley (1983), constatou-se que a causa mais comum de falhas superficiais está relacionada à presença do fenômeno de *pitting*.

A partir dessas afirmações, nota-se a grande importância de se realizar estudos nessa área. Para tais estudos, ensaios devem ser realizados e observados utilizando-se os equipamentos de ensaios acelerados que submetem a engrenagem a uma grande carga, forçando o surgimento das falhas.

Devido à necessidade da realização de ensaios e o interesse da UTFPR e do LASC em desenvolver novos estudos nessa área, foi então projetado e construído um equipamento baseado no princípio de *Power Recirculation Rig – FZG*.

Com o passar do tempo, e após uma série de ensaios realizados no equipamento FZG, várias melhorias e adaptações foram adicionadas ao equipamento para que este pudesse fornecer melhores resultados, como por exemplo: sistema de refrigeração do lubrificante e controle da temperatura de trabalho, respiro de óleo e outros suportes.

O uso de um novo equipamento é de grande importância para os estudantes de graduação e de pós-graduação da UTFPR, pois contribuirá para novos projetos, pesquisas, iniciações científicas e trabalhos de conclusão de curso da graduação, fazendo parte também das linhas de pesquisa do PPGEM (Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica).

Para o desenvolvimento desse trabalho, foram abrangidas diversas áreas da Engenharia Industrial Mecânica tais como Elementos de Máquinas (contemplada por meio do uso das engrenagens), Materiais (devido à análise e construção das engrenagens), Tribologia (cujo escopo abrange o atrito, desgaste e a lubrificação dos sistemas mecânicos), Desenho de Máquinas (o que será a base para o desenvolvimento em CAD do equipamento). Por fim tem-se a disciplina de Metodologia do Projeto, que se apresentou como alicerce do trabalho ao contribuir com conceitos elementares de desenvolvimento do produto, como QFD por exemplo.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este tópico apresenta uma ampla referência bibliográfica dos principais assuntos relacionados ao tema deste trabalho:

2.1 Engrenagens

2.1.1 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

2.1.2 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais

2.1.3 Engrenagens Plásticas

2.2 Características dos Dentes das Engrenagens

2.3 Interferência e Razão de Contato

2.4 Esforços de Contato nos Dentes de Engrenagem

2.4.1 Contato Entre Dentes de Engrenagens

2.4.2 Esforços Aplicados em Dentes de Engrenagens

2.4.3 Tensões de Contato de Hertz

2.5 Danos nas Engrenagens

2.5.1 Fadiga por Flexão

2.5.2 Fadiga de Contato

2.1 Engrenagens

As engrenagens são componentes mecânicos essenciais na transmissão de torque e velocidade angular entre eixos através de contato contínuo. Para o projeto em questão, a princípio serão utilizados os modelos mais comuns de engrenagens: Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos (ECCR) (Figura 9).

Para o caso das Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais (ECHR), apenas uma breve descrição será feita uma vez que a implementação de estudos de desgastes nestas engrenagens se dará ao nível de avanço do desenvolvimento do produto (também dependendo do tipo de equipamento escolhido para o desenvolvimento).



Figura 9 - Engrenagem cilíndrica de dentes retos (JUNIOR, 2003)

2.1.1 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos (ECCR) apresentam o menor custo de produção dentre as engrenagens existentes no mercado. Elas são utilizadas quando o nível de ruído não constitui um fator importante (JUNIOR, 2003). A nomenclatura básica das engrenagens é mostrada na Figura 10, mais detalhes a respeito das engrenagens cilíndricas de dentes retos serão apresentados a partir do tópico 2.2.

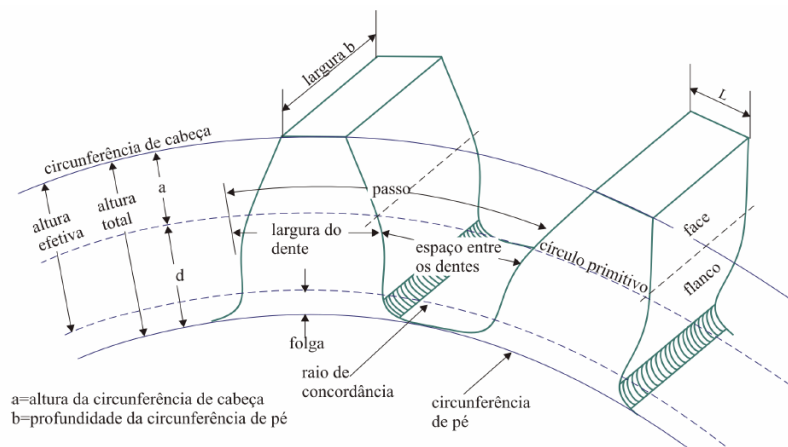


Figura 10 - Nomenclatura de engrenagens (JUNIOR, 2003)

2.1.2 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais (ECDH)

Engrenagens helicoidais e engrenagens de dentes retos são distinguidas pela orientação dos seus dentes. Nas engrenagens de dentes retos, o dente está reto e alinhado com o eixo de centro da engrenagem. Nas engrenagens helicoidais, o dente está inclinado em um ângulo em relação ao eixo da engrenagem, chamado de Ângulo de Hélice (MELCONIAN, 2002).

As formas dos dentes das engrenagens helicoidais são muito similares àqueles que serão discutidos para os dentes das engrenagens de dentes retos. A tarefa básica é a de representar o ângulo de hélice. Na Figura 11 tem-se a representação de uma engrenagem de dentes helicoidais e seu Ângulo de Hélice.

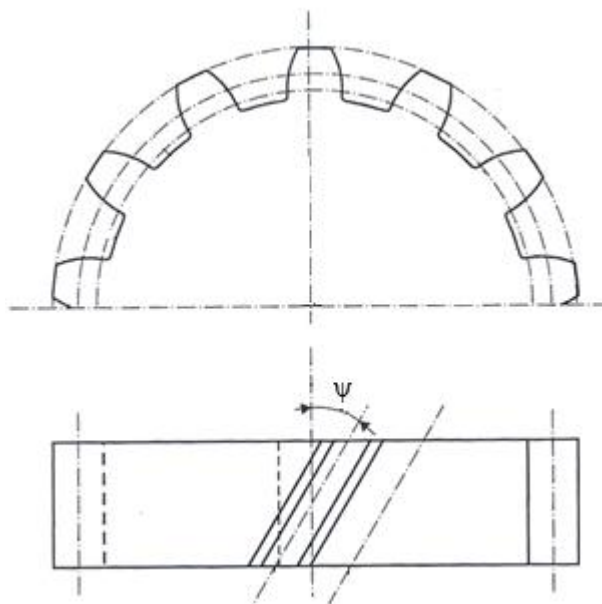


Figura 11 - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Helicoidais (figura adaptada, MELCONIAN, 2002).

2.1.2.1 Ângulo de Hélice

A hélice para uma engrenagem pode ser tanto inclinada para a direita como para a esquerda. Segundo Mott (2004), em uma instalação padrão de engrenagens de dentes helicoidais, as engrenagens são montadas em eixos paralelos como mostrado na Figura 12. Para atingir esta montagem, é necessário que uma engrenagem tenha seu dente com a inclinação para a direita e a outra engrenagem com o seu dente inclinado para a esquerda, com um mesmo ângulo de hélice.

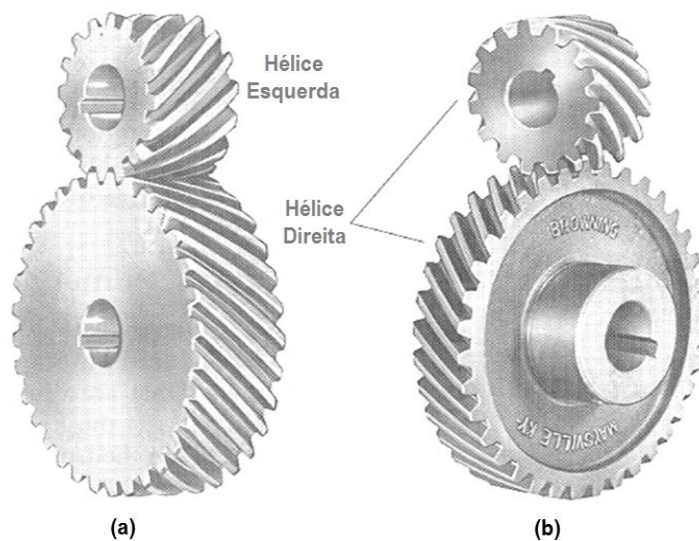


Figura 12 - (a) Engrenagens helicoidais com eixos paralelos; (b) Engrenagens helicoidais cruzadas (MOTT, 2004)

A Figura 13 mostra a geometria pertinente do dente da engrenagem de dentes helicoidais. A superfície do passo apresentada é o cilindro que passa através do dente da engrenagem na linha do passo. As linhas desenhadas na superfície do passo representam elementos de cada dente onde a superfície cortaria na face do dente. Estes elementos estão inclinados em relação a uma linha paralela ao eixo de centro do cilindro, e o ângulo de inclinação da hélice é ψ .

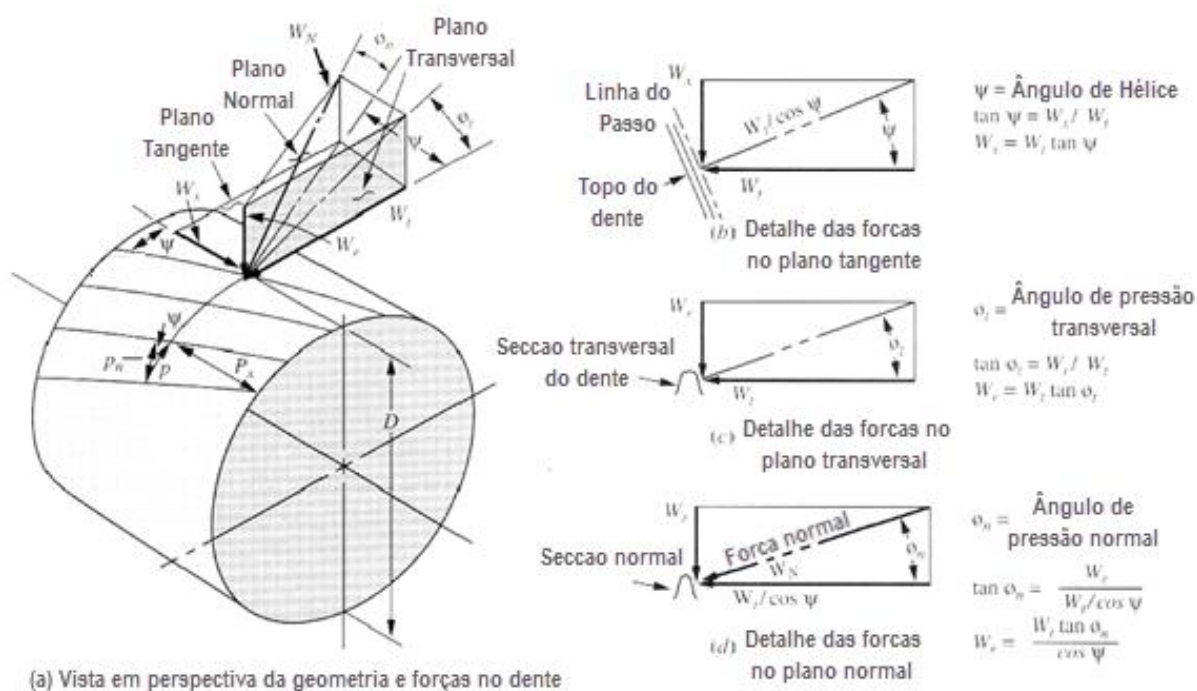


Figura 13 - Engrenagens helicoidais – geometria e forças (figura adaptada, MOTT, 2004)

A principal característica das engrenagens de dentes helicoidais em relação às engrenagens de dentes retos é o engrenamento suave, uma vez que o dente da engrenagem de dentes helicoidais assume a carga gradativamente ao invés de repentinamente. Simultaneamente ao engrenamento suave e gradativo ao longo do dente, outro par de dentes está iniciando o contato antes de o par anterior deixar de estar em contato, resultando em um maior número de dentes engrenados e compartilhando grandes cargas em relação às engrenagens de dentes retos. Desta forma, uma menor média de carga por dente permite uma melhor capacidade de força de transmissão para um dado tamanho de engrenagem, ou uma engrenagem menor pode ser desenvolvida para suportar a mesma carga (MOTT, 2004).

A desvantagem das engrenagens de dentes helicoidais é que uma carga de empuxo axial é gerada como um resultado natural da disposição inclinada dos dentes. Os rolamentos que suportam o eixo da engrenagem devem ser capazes de reagir contra esta força.

Uma grande vantagem é que as engrenagens de dentes helicoidais geram menos ruído que as engrenagens comuns de dentes retos uma vez que, como já descrito anteriormente, o contato entre os dentes é gradativo e não repentino.

2.1.3 Engrenagens Plásticas

Devido às vantagens de funcionamentos sem ruídos, baixo peso, resistência à corrosão, facilidade de produção em massa, baixos coeficientes de atrito e oportunidade de funcionar sem lubrificação externa, o uso de engrenagens plásticas está crescendo rapidamente (IMREK, 2008).

Segundo Imrek (2008) estas engrenagens são especialmente escolhidas e efetivamente usadas em maquinários de escritórios, utensílios domésticos, nas indústrias alimentícias e automotivas e maquinário têxtil pelos motivos e vantagens citadas acima. Apesar disso, diferente das engrenagens metálicas, as engrenagens de plástico são pobres condutoras de calor, têm propriedades mecânicas fracas e possuem tendência a sofrer deformações, as quais limitam as suas potenciais aplicações.

Pelo fato de as engrenagens plásticas serem mal condutoras de calor, quando operam em altas velocidades e comportando grandes cargas, uma acumulação local

de calor ocorre nos dentes das engrenagens causando danos instantâneos. Esta má condução de calor diminui a força e a performance das engrenagens de plástico.

Devido às fracas propriedades mecânicas, engrenagens plásticas se flexionam significativamente quando sujeitas a forças aplicadas nos dentes e isto causa grandes variações entre os perfis teóricos obtidos para os dentes da engrenagem. Nylon (poliamida) e Acetal (polioximetileno) são materiais termoplásticos muito utilizados na produção de engrenagens. Existem vários tipos diferentes de nylon (e.g. nylon 6, nylon 6-6 e nylon 11), que os diferenciam pelas características de resistência e rigidez (IMREK, 2008).

Devido à má condução de calor das engrenagens de plástico, os elevados valores de pressão de Hertz formados no dente da engrenagem em conjunto com a velocidade diminuem o desempenho da engrenagem. A modificação da largura da engrenagem está diretamente relacionada com a região em contato do dente, sendo possível aumentar a resistência de uma engrenagem aumentando-se a largura do dente na região de alta pressão do contato entre os dentes (Figura 14).

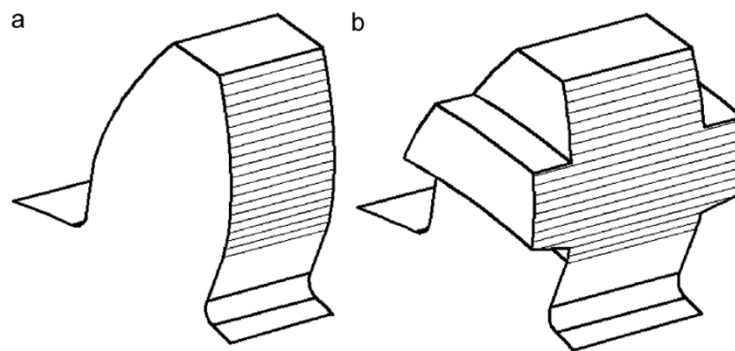


Figura 14 – (a) Dente de engrenagem não modificada; (b) dente de engrenagem modificada (IMREK, 2008).

Na Figura 15 temos um exemplo de uma engrenagem não modificada com fusão local e uma zona de rachamento no dente. Algumas falhas também aparecem na zona de transição da largura do dente em uma engrenagem com largura do dente modificada.

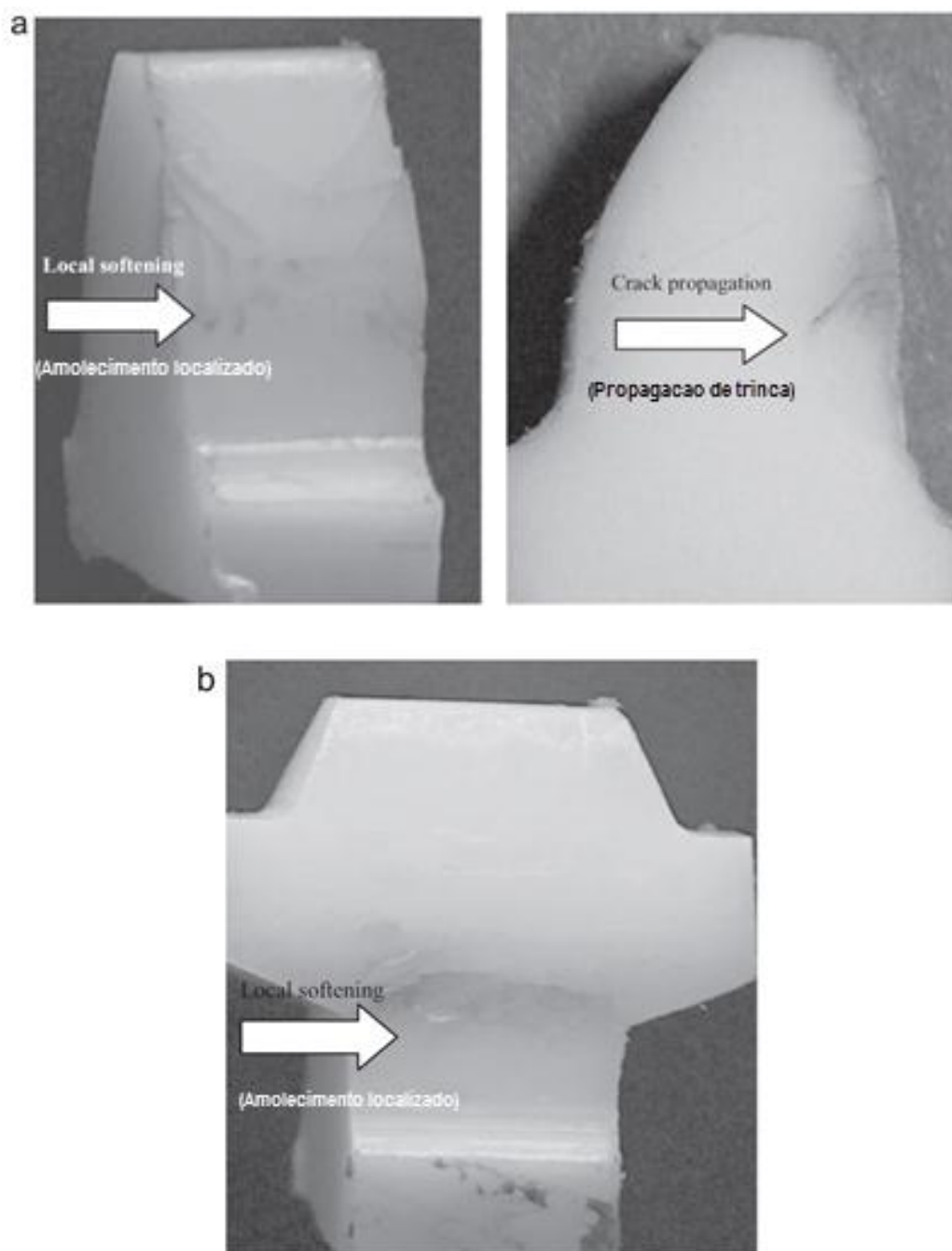


Figura 15 - Danos nos dentes das engrenagens plásticas: (a) não modificada e (b) modificada (figura adaptada, IMREK, 2008).

2.2 Características dos Dentes da Engrenagem

Em um par de engrenagens, refere-se à menor engrenagem como *pinhão* e à maior engrenagem como sendo a *coroa*. A engrenagem que está conectada à fonte

de energia é conhecida como *engrenagem motora* e a outra engrenagem, conectada ao eixo que recebe o movimento do eixo motor, denomina-se *engrenagem conduzida*. Se o sistema é formado por mais de um par de engrenagens, denomina-se *trem de engrenagens* (MARTINEZ, 2011).

Na Figura 16 apresentam-se as características geométricas da ECDR.

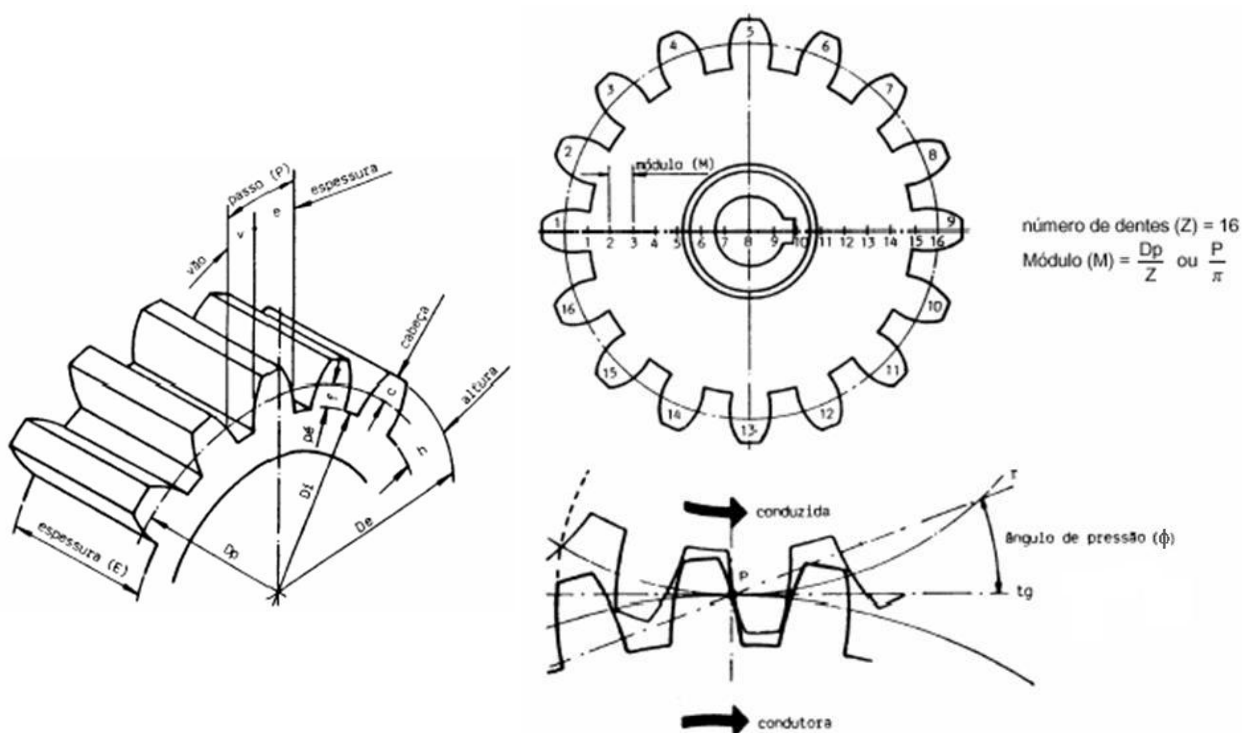


Figura 16 - Características geométricas de engrenagens cilíndricas de dentes retos (figura adaptada, KODA, 2009)

- **D_e** - *Diâmetro externo*
Diâmetro máximo da engrenagem $D_e = m (z+2)$;
- **D_i** - *Diâmetro interno*
Diâmetro menor da engrenagem;
- **D_p** - *Diâmetro primitivo*
Diâmetro intermediário entre D_e e D_i : $D_p = D_e - 2M$;
- **C** - *Cabeça do dente*
Região do dente que fica entre D_p e D_e ;
- **f** - *Pé do dente*

Região do dente que fica entre D_p e D_i ;

- ***h*** - *Altura do dente*

Altura total do dente $h = 2,166 \times M$;

- ***e*** - *Espessura de dente*

Distância entre os dois pontos extremos de um dente, medida à altura do D_p ;

- ***V*** - *Vão do dente*

Espaço entre dois dentes consecutivos. Não é a mesma medida de ***e***;

- ***p*** - *Passo*

Medida que corresponde à distância entre dois dentes consecutivos, medida à altura do D_p .

- ***m*** - *Módulo*

Relação entre o diâmetro primitivo D_p e o número de dentes z de uma engrenagem, ou o passo P por π . O módulo é a base do dimensionamento de engrenagens no sistema internacional. Duas engrenagens acopladas possuem o mesmo módulo.

- **ϕ** - *Ângulo de pressão*

O ângulo de pressão é o ângulo entre a tangente aos círculos primitivos e a linha normal (perpendicular) traçada na superfície do dente da engrenagem (MOTT, 2004). (Figura 17)

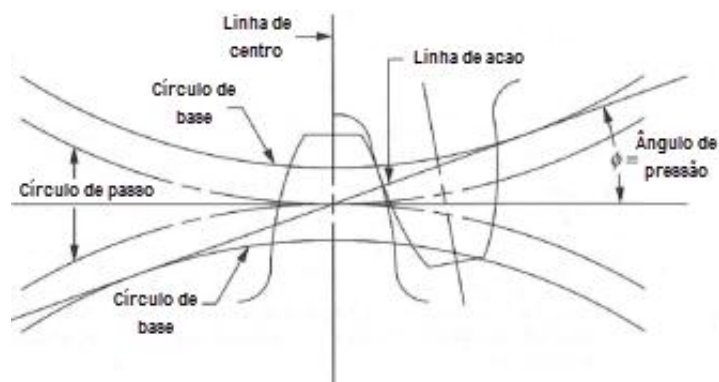


Figura 17 - Ângulo de Pressão (MOTT, 2004)

A linha normal é referida como a *linha de ação*. Quando dois dentes de engrenagens estão em contato e transferindo força, a força transferida da engrenagem do pinhão à engrenagem da coroa atua na direção da linha de ação.

Também, a configuração do dente da engrenagem depende do ângulo de pressão, como ilustrado na Figura 18.

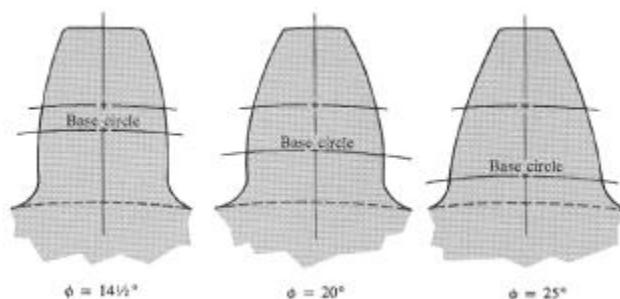


Figura 18 - Perfis de Dentes AGMA de profundidade completa para três ângulos de pressão (MOTT, 2004)

O ângulo de pressão de duas engrenagens em contato deve ser o mesmo. Ângulos de pressão padrões atualmente são de 14,5°, 20° e 25°.

Na Figura 19 demonstra-se um par de dentes em contato com a forma involuta (uma das formas dentro de uma classe de curvas geométricas chamadas *curvas conjugadas*, quando dois dentes das engrenagens estão em contato e rotacionando gerando uma razão constante de velocidade angular entre elas). Temos a representação do par de dentes entrando em contato e saindo do contato. Nesta representação está exposto que a razão do raio da engrenagem movida para o raio da engrenagem motora permanece constante desde o momento em que os dentes entram em contato até o momento em que eles saem do engrenamento. Após esta observação, temos então uma expressão cinematicamente mais formal para a lei fundamental de engrenamento: *a normal comum do perfil de dentes, em todos os pontos de contato durante o engrenamento, deve sempre passar por um ponto fixo na linha de centro das engrenagens, chamado ponto de referência* (NORTON, 2004).

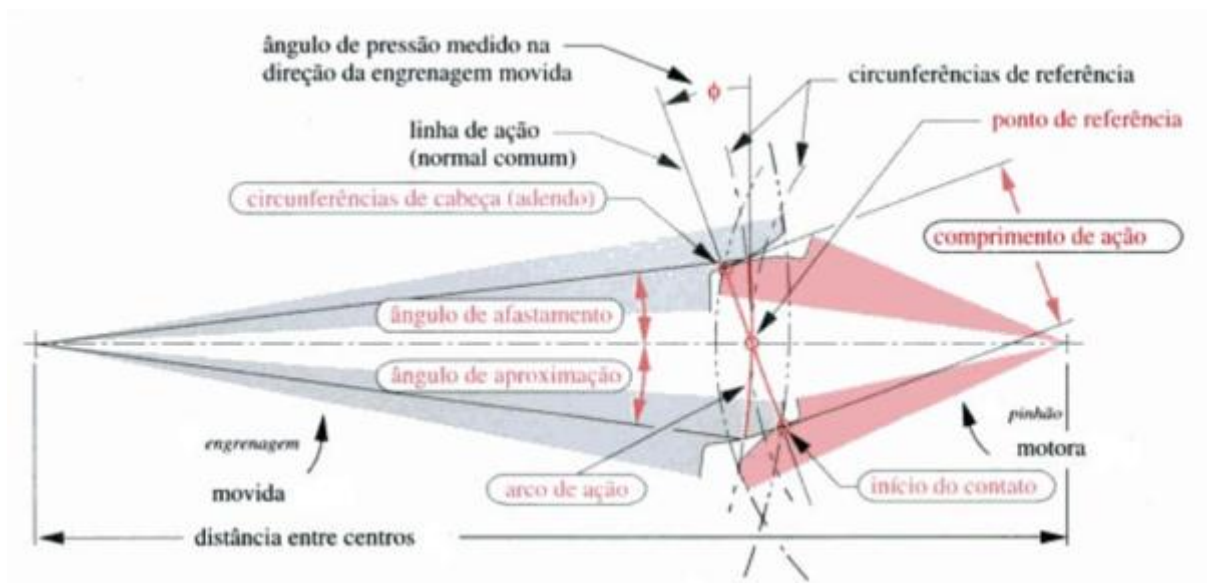


Figura 19 - Geometria do engrenamento durante o contato do dente da engrenagem e do pinhão (NORTON, 2004).

2.3 Interferência e Razão de Contato

A *interferência* é a denominação usada nos casos em que a geometria do dente abaixo da circunferência de base não assume a forma involuta. Nestes casos, a ponta do dente da engrenagem acoplada irá interferir na base do dente que está abaixo da circunferência de base. Uma solução comum para a interferência é o *adelgaçamento*, que se resulta na remoção de material na região que interfere (Figura 20).

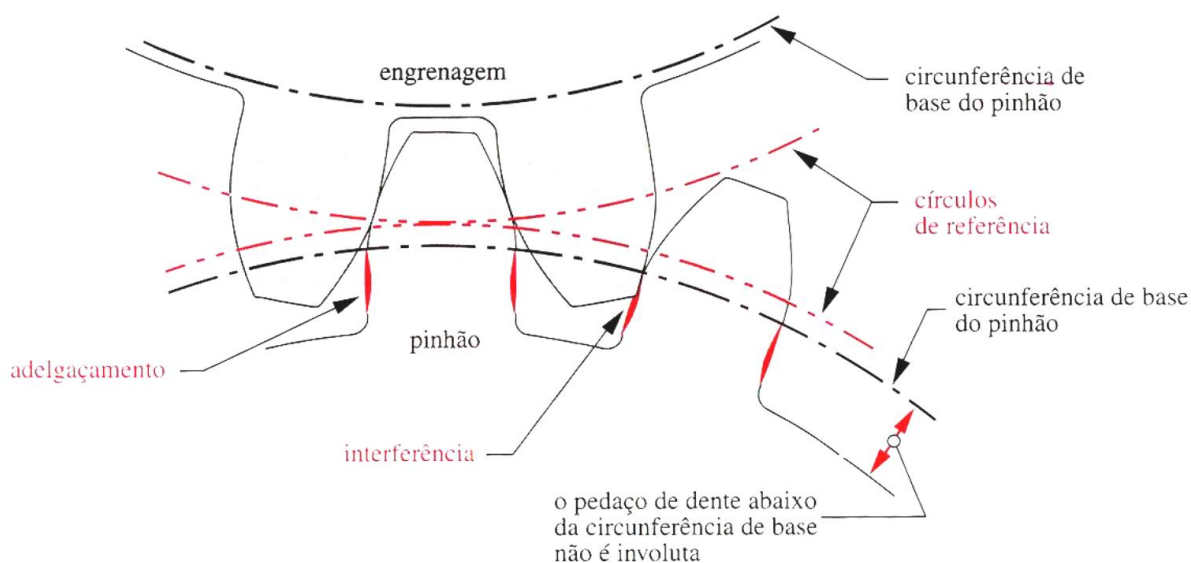


Figura 20 - Interferência e adelgaçamento dos dentes abaixo da circunferência de base (NORTON, 2004)

A interferência é mais comum em engrenagens com um pequeno número de dentes. Neste caso, há também a correção feita através da modificação no adendo (região entre o raio do círculo do adendo menos o raio do círculo do passo, Figura 21) da engrenagem. Esta correção visa à redução da ocorrência de interferência e também à correção da distância entre eixos de um par engrenado. Por outro lado, qualquer modificação no adendo da engrenagem, faz com que as condições de contato deixem de ser ideais. As consequências são o aumento dos níveis de ruído, maior deslizamento entre os dentes e, conseqüentemente, rendimentos mais baixos (NORTON, 2004).

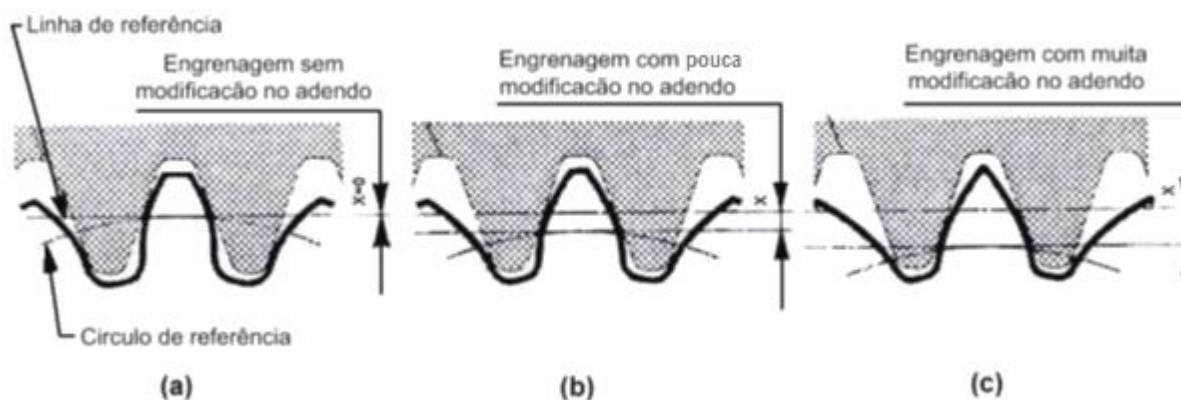


Figura 21 - Perfil de dentes de engrenagens com diferentes níveis de modificação no adendo (MAAG, 1963).

No projeto de engrenagens, devemos levar em consideração um segundo par de dentes entrando em contato antes que o primeiro par tenha saído do contato.

A razão de contato CR (Equação 1) define a quantidade de dentes em contato em um certo momento durante o engrenamento. A razão de contato é calculada pela seguinte equação:

$$CR = \frac{\sqrt{r_{ap} - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ag} - r_{bg}^2} - a \cdot \text{sen} \alpha_w}{p_b} \quad (1)$$

onde:

- r_{ap} é o raio externo do pinhão;
- r_{bp} é o raio de base do pinhão;
- r_{ag} é o raio externo da coroa;
- r_{bg} é o raio de base da coroa;
- a é a distância entre centros;
- p_b é o passo de base da engrenagem;
- Φ é o ângulo de pressão.

Em geral, quanto maior for a razão de contato, mais suave e silenciosa será a transmissão. Uma razão de contato superior a 1, significa que no mínimo, dois pares de dentes estão teoricamente em contato ao mesmo tempo durante o engrenamento. Razões de contato maiores que 1,4 são desejáveis para aumentar a vida útil das engrenagens (NORTON, 2004).

2.4 Esforços de Contato Nos Dentes de Engrenagem

2.4.1 Contato Entre Dentes de Engrenagens

Nas engrenagens cilíndricas de dentes retos, o contato entre os dentes ocorre em uma forma retangular, percorrendo então, com essa geometria, todo o flanco do dente (Figura 22). Este contato ocorre sobre a superfície involuta do dente e as

velocidades relativas entre as duas superfícies, força normal e geometria estão em constante variação.

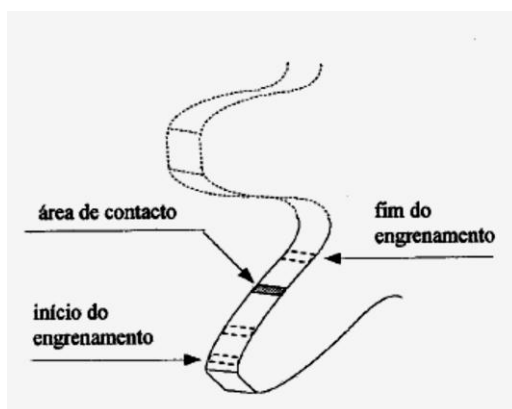


Figura 22 - Posições da área de contato entre os dentes de uma engrenagem ao longo de um flanco ativo de um dente reto (MARTINEZ, 2011).

Na Figura 23 temos uma representação do início e fim do contato entre dois dentes. O contato se inicia na linha do diâmetro de base (ponta A), no ponto situado no diâmetro primitivo (ponto I) ocorre rolamento puro entre as superfícies e o fim do contato se dá sobre a linha de diâmetro externo (ponto B). Esta descrição serve para a engrenagem motora, ocorrendo de uma forma contrária no caso da engrenagem movida.

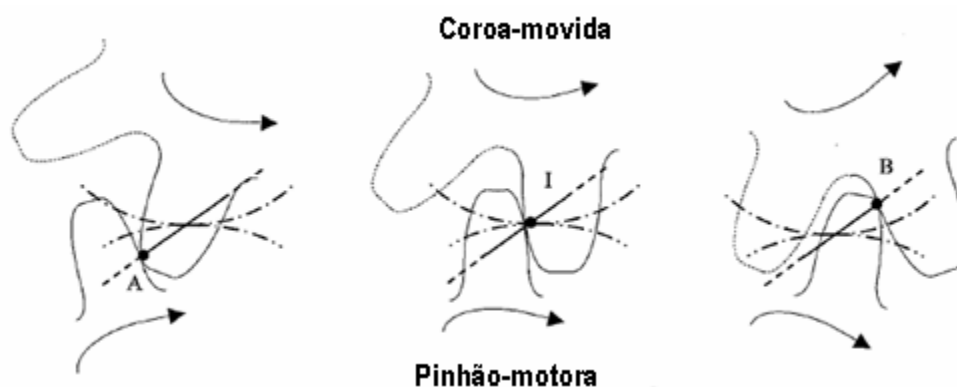


Figura 23 - Pontos característicos sobre a linha de engrenamento (MARTINEZ, 2011).

Nos pontos A e B temos as menores concentrações de carga uma vez que, enquanto os dentes estão em contato nesses pontos, ao mesmo tempo, um segundo par de dentes está entrando ou saindo de contato.

2.4.2 Esforços Aplicados em Dentes de Engrenagens

Os esforços básicos aplicados em um dente de uma engrenagem estão representados na Figura 24. Segundo Martinez (2011), muitas vezes uma combinação de dois ou três tipos de esforços são aplicados ao mesmo tempo. Geralmente os esforços são de tração, compressão, torção e cisalhamento, em muitos casos podem-se apresentar também movimentos de rolamento ou deslizamento + rolamento nos flancos dos dentes das engrenagens.

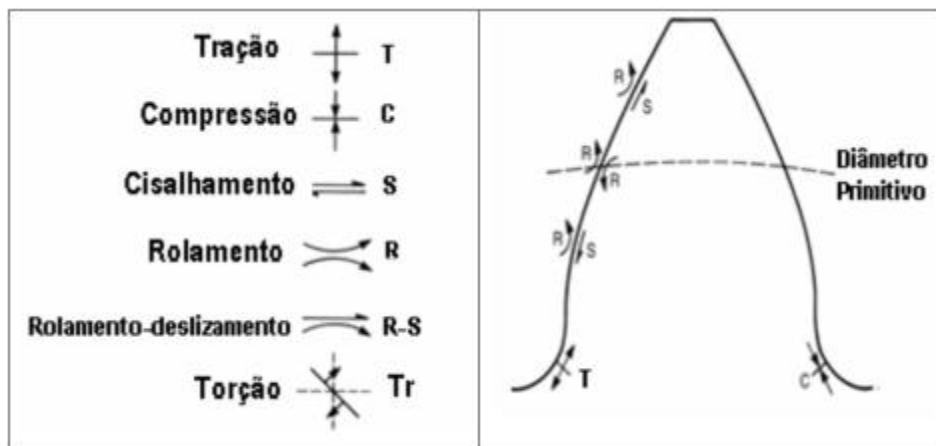


Figura 24 - Esforços aplicados em dentes de engrenagens (figura modificada, DAVIS, 2005)

Nas engrenagens de dentes retos, o movimento dos dentes entre si processa-se de tal modo que no diâmetro primitivo D_p não há deslizamento, havendo apenas aproximação e afastamento (rolamento). Nas demais partes do flanco (acima do D_p), há ação de deslizamento e rolamento, sendo que o deslizamento se dá na direção oposta ao rolamento. Daí conclui-se que as velocidades periféricas (tangenciais) dos círculos primitivos de ambas as rodas são iguais.

Durante todo o instante de contato entre os dentes das engrenagens, há sempre uma tensão de tração na raiz do dente do lado carregado e uma tensão de compressão na raiz do dente no lado oposto. O momento fletor e a força de cisalhamento transversal devido à flexão serão ambas máximas na raiz do dente.

A primeira equação utilizada para o cálculo de tensões de flexão nos dentes foi elaborada por W. Lewis em 1892 (Equação 2). Nesta equação foi considerado um perfil de dente, comparando-o com uma viga em balanço (Figura 25), e a mesma

Tabela 1 - Valores para o fator de forma Y de Lewis para dentes evolventais com 20° e profundidade total (COLLINS, 2006)

Número de Dentes	Y	Número de Dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Rack	0,485

Levando em conta que a potência a ser transmitida (Equação 4) e a velocidade são dados de entrada nos problemas comuns de projeto, temos a capacidade de obter a força tangencial e conseqüentemente a força resultante no contato.

$$P_t = W_t \cdot v = T \cdot \omega \quad (4)$$

onde:

- P_t = potência transmitida;
- W_t = força tangencial;
- v = velocidade;
- T = torque;
- ω = rotação.

Com base na Figura 26 e na Equação 4, podemos calcular, com o uso da trigonometria, a força resultante no contato W :

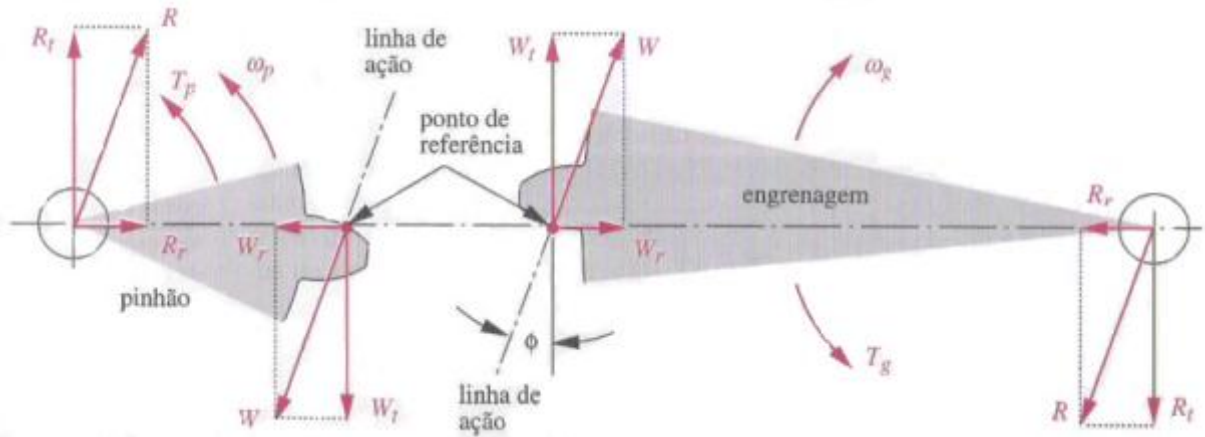


Figura 26 - Forças no pinhão e na engrenagem em um par acoplado (engrenagens foram separadas para ilustração – pontos de referência estão em contato) (NORTON, 2004).

$$W = \frac{W_t}{\cos \Phi} \quad (5)$$

e a força radial W_r :

$$W_r = W_t \cdot \tan \Phi \quad (6)$$

onde:

- W = força resultante;
- W_t = força tangencial;
- W_r = força radial;
- Φ = ângulo de pressão.

Durante o contato dos dentes, são geradas tensões tridimensionais superficiais e sub-superficiais, provocando uma certa deformação na superfície de contato e uma distribuição de pressão elíptica na região. Essas tensões podem ser calculadas a partir da teoria do contato desenvolvida por Hertz ou por meio de simulações numéricas. A Figura 27 apresenta um exemplo de uma simulação feita através da Análise de Elementos Finitos (FEA) em engrenagens cilíndricas de dentes retos.

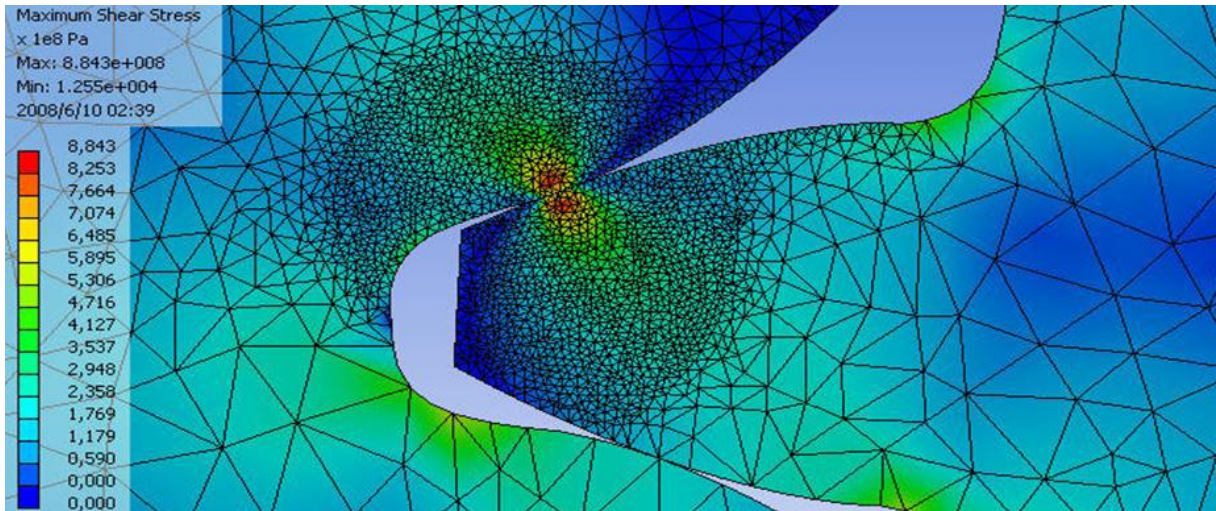


Figura 27 - Análise por elementos finitos de engrenagens cilíndricas de dentes retos, mostrando os campos de tensões cisalhantes (REISDORFER e GEQUELIN, 2008).

2.4.3 Tensões de Contato de Hertz

Os estudos de Fadiga de Contato são baseados principalmente nos estudos de Hertz publicados em 1881. Hertz calculou a distribuição de tensões em sólidos elásticos de dimensões simples. Essas tensões são tridimensionais e têm valores de pico na superfície ou ligeiramente abaixo dela, dependendo da quantidade de deslizamento presente em combinação com o rolamento.

O cálculo das tensões nos dentes de engrenagem é baseado em cilindros em contato, uma vez que o contato entre as superfícies dos dentes de engrenagens na região do diâmetro primitivo (região em que há apenas rolamento puro) se assemelha ao dos cilindros em contato.

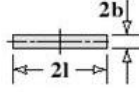
Segundo Stachowiak e Batchelor (2005), o modelo de Hertz é baseado nas seguintes condições:

- o material em contato é homogêneo e a tensão de escoamento não é excedida;
- a tensão de contato é causada por um carregamento normal ao plano de contato o que efetivamente significa que não há forças atuando entre os sólidos;
- a área de contato é muito pequena comparada às dimensões do sólido em contato (cilindro);
- os sólidos em contato estão em repouso e em equilíbrio;

- o efeito da rugosidade na superfície é desprezível.

A área de contato entre dois cilindros paralelos é descrita por um retângulo estreito, conforme mostrado na Figura 28. Abaixo temos um formulário (Tabela 2) onde os principais parâmetros de contato são apresentados.

Tabela 2 - Formulas dos parâmetros de contato entre dois cilindros paralelos (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005)

Máxima Pressão de Contato	$p_{máx} = \frac{W}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (7)$
Pressão de Contato Média	$p_{med} = \frac{W}{4 \cdot b \cdot l} \quad (8)$
Máxima Tensão Cisalhante	$\tau_{máx} = 0,304 \cdot p_{máx} \quad (9)$
Profundidade da Máxima Tensão Cisalhante	$z = 0,786 \cdot b \quad (10)$
Meia Altura de Contato	$b = \sqrt{\frac{4 \cdot W \cdot R'}{\pi \cdot l \cdot E'}} \quad (11)$ 
Raio Equivalente	$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_B} \quad (12)$
Módulo de Young Reduzido	$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} \right] \quad (13)$

onde:

- b = meia altura do retângulo [m]

- l = meia largura do retângulo [m]

- R' = raio reduzido da curvatura dos dois cilindros paralelos em contato [m]
- R_A = raio do cilindro A [m]
- R_B = raio do cilindro B [m]
- W = carga aplicada [N]
- ν_A = coeficiente de Poisson do material do cilindro A
- ν_B = coeficiente de Poisson do material do cilindro B
- E_A = módulo elástico do material do cilindro A [Pa]
- E_B = módulo elástico do material do cilindro B [Pa]

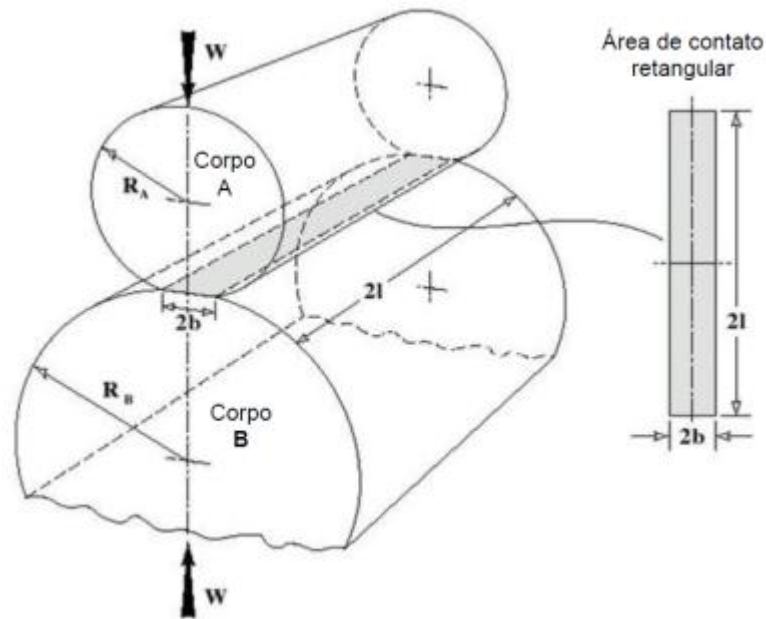


Figura 28 - Representação do contato entre dois cilindros (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

2.5 Danos nas Engrenagens

Uma causa comum de fratura é a provocada pela fadiga, tipo de falha devida a cargas repetidas, e que é responsável por noventa por cento, ou mais, das falhas por causas mecânicas (NORTON, 2004). Engrenagens geralmente falham por fratura (tensões variadas de flexão na raiz do dente) de um ou mais dentes ou por desgaste excessivo das superfícies de contato (crateração). Esses tipos de falhas

têm pouco em comum exceto pelo fato de que ambas são falhas por fadiga devido a carregamentos repetidos em cada dente.

As categorias para a ocorrência de falhas são classificadas basicamente por: sobrecarga (falhas relatadas sem lubrificação), fadiga por flexão na raiz do dente, fadiga de contato (ou hertziana) (falhas relatadas com lubrificação), desgaste (abrasão, adesão, cavitação, etc.) e engripamento (*scuffing*).

Ao longo dos anos, muitas falhas foram identificadas e observadas em diferentes aplicações e situações. Atualmente podemos citar os modos de falhas que ocorrem em maior frequência em engrenagens (Tabela 3) (ASM, 2002) .

Tabela 3 - Modos de falhas em engrenagens (ASM, 2002)

MODO DE FALHA	TIPO DE FALHA
Fadiga	Dobramento do dente, superfície de contato (<i>pitting</i> ou <i>spalling</i>), contato de rolamento e fadiga térmica.
Impacto	Dobramento, cisalhamento e lascamento do dente, esmagamento e cisalhamento torcional.
Desgaste	Abrasão e adesão

Segundo Koda (2009), as falhas por fadiga por dobramento do dente resultam de trincas formadas devido à aplicação de tensões repetitivas muito menores que a tensão limite de resistência do material. Este tipo de falha depende do número de repetições de aplicação da carga.

Em casos nos quais os dentes de duas engrenagens estiverem deslizando sob elevada pressão, poderá haver transferência de material entre eles, este fenômeno é conhecido como *Scoring*. O *Scoring*, também conhecido como *Scuffing*, descreve uma forma severa de desgaste adesivo que envolve a soldagem e cisalhamento das superfícies (engripamento) dos dentes das engrenagens. Além disso, a presença de partículas estranhas no lubrificante, ou vindas do próprio desgaste do material ou geradas pela contaminação, pode causar abrasão nas superfícies.

2.5.1 Fadiga por Flexão

As falhas geradas por fadigas de flexão têm origem basicamente na superfície da raiz do dente. Nesta região estão localizadas imperfeições (marcas de usinagem) ou inclusões não metálicas presentes próximos à superfície. Uma trinca gerada em uma engrenagem de aço carbono (material comum usado na fabricação de engrenagens) acaba se propagando fragilmente após ela alcançar o seu tamanho crítico, provocando dessa forma uma fratura na raiz do dente da engrenagem (Figura 29).

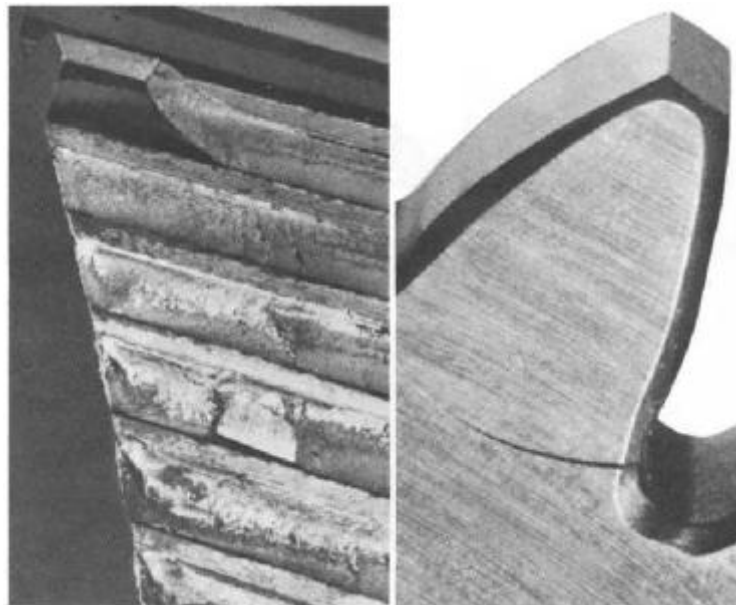


Figura 29 - (a) Cada dente apresentou uma falha que teve início em uma trinca. (b) Trinca situada na raiz do dente. (SHIPLEY, 1967)

De acordo com Shigley (2001), estas trincas podem ser geradas pela indução de tensões que ultrapassam o valor limite de resistência à fadiga do material, podendo ser muito inferiores à própria tensão de cedência do material. As trincas também podem ser geradas por sobrecargas aplicadas abruptamente na engrenagem, da mesma forma podem ser provocadas por tensões cisalhantes subsuperficiais. Nesse último caso a trinca é gerada no interior do material geralmente devido a pequenas falhas da estrutura metalúrgica do material. Outros fatores também influenciam na ocorrência das trincas como um dimensionamento ruim da engrenagem, defeitos no perfil do dente causando uma má distribuição de cargas sobre o dente e montagem incorreta do par de engrenagens.

2.5.2 Fadiga de Contato

Como já citado anteriormente, a fadiga é o fator de falha mais comum das superfícies das engrenagens. A fadiga ocorre em superfícies que estão sujeitas à tensões de Hertz alternadas, geradas sob condições controladas de rolamento e deslizamento em condições de carga.

Quando o deslizamento se impõe ao rolamento, as forças tangenciais e o gradiente térmico, causado pelo atrito, alteram a magnitude e distribuição das tensões na região da área de contato, o que faz com que os esforços cisalhantes subsuperficiais excedam o limite de resistência à fadiga do material, iniciando-se assim a trinca por fadiga, a qual se propaga paralelamente à superfície. A trinca gerada remove um pedaço de material da superfície formando assim um *pit*. Se vários *pits* se formarem juntamente em uma mesma região o resultado final será um *spall* (lasca) (DING e RIEGER, 2003).

Pitting (crateração) e *Spalling* (lascamento) são dois tipos de falhas por fadiga de contato superficial (Figura 30). O *pitting* é caracterizado por pequenas crateras rasas que surgem em superfícies em contato, como na superfície do dente da engrenagem. O *spalling* surge como cavidades mais profundas e perdas de porções maiores de material da superfície em contato, com uma profundidade de 0.25 a 0.35 da meia largura de contato (denotada geralmente como “c” na literatura da mecânica da fratura). A Figura 31 ilustra esquematicamente os fenômenos de *pitting* e *spalling* (DING e RIEGER, 2003).

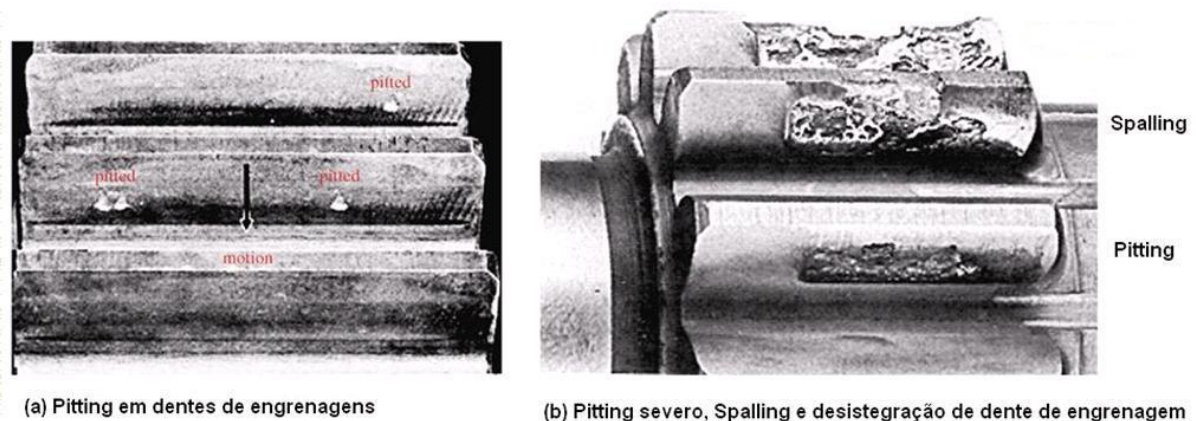


Figura 30 - Exemplo de falhas superficiais por *Pitting* e *Spalling* devido à fadiga superficial (NORTON, 2004)

O *pitting* é um termo que inclui formas de fragmentação e outros danos

macroscópicos na superfície do material, causados pela ultrapassagem do limite da tensão crítica de contato (pressão de Hertz). Este tipo de dano é o resultado do crescimento de trincas que podem ter sua origem na superfície ou subsuperfície do material.

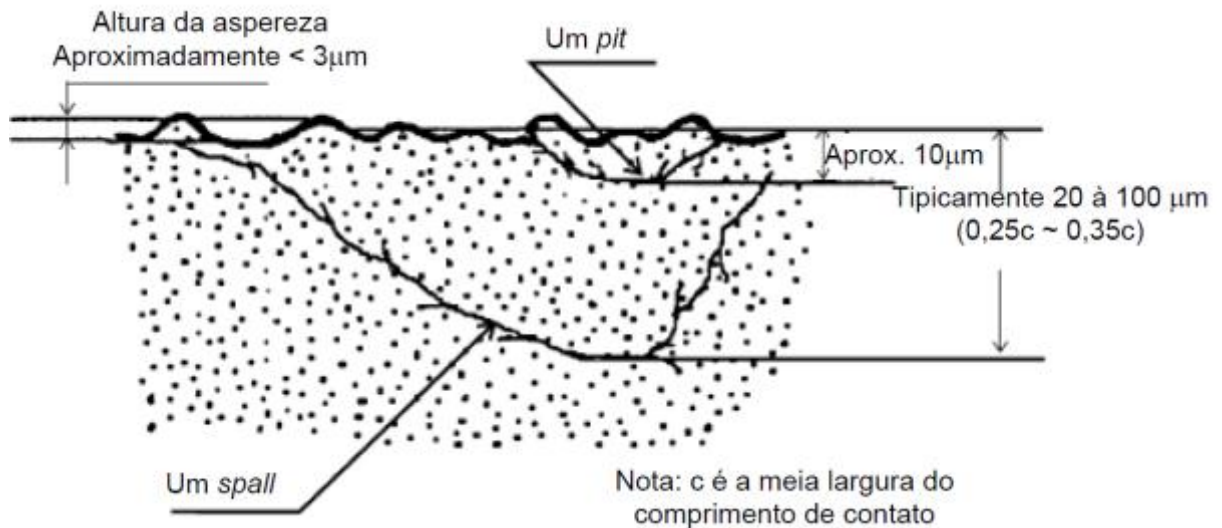


Figura 31 - Ilustração esquemática do fenômeno de pitting e spalling (figura modificada, DING e RIEGER, 2003).

2.6 Freios Eletromagnéticos

Em 1855, Jean B. L. Foucault demonstrou a conversão de trabalho mecânico em calor fazendo um disco de cobre atravessar as linhas de fluxo magnéticas promovidas por um eletroímã. Esse experimento foi o primeiro a descrever o efeito de dissipação de energia causado pelas correntes induzidas, o que deu origem à denominação “correntes de Foucault”.

Apesar de Foucault comentar o efeito de frenagem promovido pelas correntes induzidas, foi em 1906 que Reinhold Rüdenberg realizou o primeiro estudo sobre a aplicação. (PEREIRA, 2006)

2.6.1 Tipos de Freios Eletromagnéticos

Os freios eletromagnéticos comumente comercializados podem ser divididos em duas categorias: (a) freios de serviço e (b) freios de emergência.

Freios de serviço têm como característica manter um torque de frenagem constante durante um tempo suficientemente longo. Freios de emergência ou de estacionamento são projetados para baixo número de manobras, atuando em casos de sobrevelocidades ou falhas elétricas, com a carga em movimento.

Os principais tipos de freios eletromagnéticos de serviço são os freios eletromagnéticos e os freios eletromagnéticos por partículas magnéticas.

2.6.1.1 Freio Eletromagnético à Partículas Magnéticas

Freios de partículas magnéticas são únicos no seu projeto em relação a outros tipos de freios eletro-mecânicos por causa da sua ampla faixa de torque operacional disponível e por isso são ideais para ensaios. Tal qual um freio de eletromecânica, a relação Torque x Corrente é quase linear, evitando a obrigatoriedade de se ter que medir diretamente o torque em ensaios. (LENZ, 2013)

Além disso, o torque é independente da velocidade do rotor dentro da faixa de operação recomendada, que, em geral, situa-se entre 40 e 2000 rpm para a maioria dos freios de partículas magnéticas comercialmente disponíveis.

Em um freio de partículas magnéticas, o torque pode, ainda, ser controlado, comparativamente, com muita precisão (dentro da faixa de rotação operacional do freio) e, também, responder muito mais rapidamente à variação do ponto de ajuste, operando, em geral, com tensão de 0 ~ 24 Vcc e corrente de 0 ~ 1 Ampère.

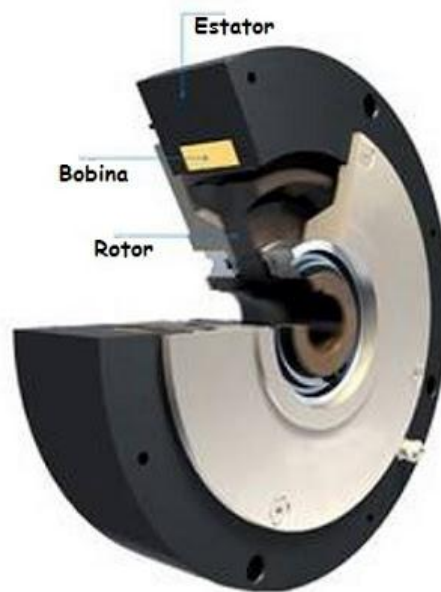


Figura 32 - Componentes de um freio a partículas magnéticas (LENZ, 2013)

O freio eletromagnético de partículas é composto por três componentes principais: uma bobina, um estator, um rotor e o pó magnético, como ilustra a Figura 32.

As partículas magnéticas (muito similar a limalhas de ferro finas) estão, inicialmente, desmagnetizadas e sob efeito da força da gravidade, depositadas no interior da cavidade entreferro. O material do pó é, geralmente, uma liga de Fe, Ni, Mn e Co, apresentando baixa remanência para baixo torque residual (< 2% do torque máximo), com granularidade de 50 ~ 800 microns, em forma arredondada para o melhor característica anti-fricção e anti-erosão das superfícies mecânicas pelo atrito com o pó magnético.

Quando a máquina faz o freio girar, o pó é forçado a distribuir-se pela cavidade, comprimido pela força centrífuga contra a superfície do estator. No entanto, quando a energia é aplicada à bobina, o fluxo magnético resultante tenta ligar as partículas entre si, quase como uma lama de partículas magnéticas.

As partículas de pó se alinham ao longo das linhas de força do campo magnético, ligando o rotor e o estator em conjunto. Isso produz atrito e, conseqüente frenagem (Figura 33). À medida que a corrente elétrica que flui pela bobina é aumentada, a ligação das partículas torna-se mais forte.



Figura 33 - Representação da atuação do pó magnético (LENZ, 2013)

O rotor do freio passa por essas partículas ligadas. A saída da caixa está rigidamente ligado a uma parte da máquina. À medida que as partículas começam a unir, uma força resistente é criada no rotor, abrandando e, eventualmente, parando o eixo de saída.

Quando a corrente da bobina é desligada, o eixo fica livre para girar e a força centrífuga pressiona o pó magnético, novamente, contra o estator. Isto, conseqüentemente, liberta o rotor, que pode rodar livremente. No entanto, uma vez que o pó de partículas magnéticas permanece na cavidade, devido ao magnetismo residual, esse tipo de dispositivo de freio possui, sempre, alguma magnitude de conjugado resistente residual associado a eles.

Fato interessante quanto a tal tipo de freio é que é que quanto maior ele é, muito mais eficiente ele se torna, podendo produzir Conjugados Resistentes máximos, desde 2 Nm até 500 Nm, consumindo uma mesma potência elétrica, em torno 24 W. Isso ocorre por que a energia que produz a frenagem vem da quantidade de matéria que é magnetizada, não dependendo, necessariamente, da capacidade da fonte de energia elétrica.

Além do freio, será necessário um multímetro para se monitorar a corrente da bobina (torque) e um tacômetro para se medir a rotação para várias condições de torque.

2.6.1.2 Freio Eletromagnético de Histerese

Freios e embreagens de histerese (Figura 34) produzem torque através de uma abertura magnética, tornando-os diferentes dos freios de fricção e dos freios de partículas magnéticas. Como dispositivos de histerese não dependem de fricção para produzir torque, eles não apresentam problemas de desgaste, envelhecimento de partículas e vazamentos.

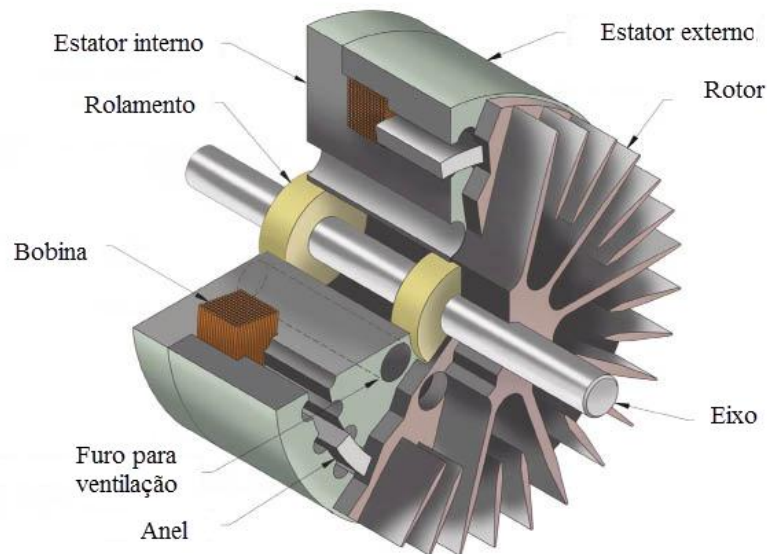


Figura 34 - Freio eletromagnético por histerese (BOGDANOWICZ, 2012)

As correntes parasitárias são geradas na superfície lisa do rotor, o qual gira dentro de um campo magnético, produzido pela bobina de excitação estacionária e as peças polares. A interação do campo fixo das peças polares, produz uma ação de frenagem sobre o rotor.

O torque que varia com a corrente da bobina de excitação e a velocidade do rotor pode ser infinitamente regulado pelo sistema de controle, para satisfazer os requisitos das diferentes aplicações.

Como o torque é produzido através de campo magnético, entre componentes sem contato, não existem peças geradoras de atrito (disco, lonas, etc), para ajustar ou substituir.

2.6.2 Seleção de Freios Eletromagnéticos

A seleção de freios eletromagnéticos é dada por:

- A potência máxima que ele pode absorver em função do regime;
- A velocidade máxima de rotação;
- O torque máximo suportado pelo freio.
- A intensidade máxima permitida de corrente no induzido.

A Figura 35 mostra um exemplo de especificação de freios.

	FAT 120	FAT 350	FAT 650	FAT 1200	FAT 2002
Torque nominal	12 N.m	35 N.m	65 N.m	120 N.m	200 N.m
Torque mínimo	0,14 N.m.	0,33 N.m	0,63 N.m	1,2 N.m	2 N.m
Resistência da bobina (20°C)	23 ohms	19 ohms	20 ohms	12,5 ohms	12 ohms
Corrente nominal máx.	0,55 A	1 A	1 A	1,1 A	1,55 A
Inércia do rotor	$0,25 \cdot 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$0,79 \cdot 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$2 \cdot 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$26,5 \cdot 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$35,2 \cdot 10^{-3} \text{kg.m}^2$
Peso	2,6 kg	4,5 kg	7,2 kg	17 kg	24 kg
Dissipação térmica*	65 W	100 W	125 W	275 W	400 W

*Dissipação térmica é a potência mecânica máxima permitida em regime contínuo.

Figura 35 - Especificação de freio eletromagnético (ALTEC,2013)

2.7 Metodologia do Projeto

Segundo Amaral (2006), desenvolver produtos consiste em um conjunto de atividades por meio das quais se busca, a partir das necessidades do mercado e das possibilidades e restrições tecnológicas, e considerando as estratégias competitivas do produto e da empresa, chegar às especificações de projeto de um produto e de seu processo de produção, para que a manufatura seja capaz de produzi-lo.

Para produtos que são desenvolvidos sob encomenda, cuja estratégia é *Engineering to Order* (ETO), acontecem mudanças mais profundas nas fases iniciais do processo de desenvolvimento de um produto para o mercado (AMARAL, 2006).

No caso deste trabalho, não foi desenvolvido um produto para um mercado, mas sim para um cliente específico. Seguindo a literatura, *Engineering to Order* (ETO) é o modelo que mais se encaixa quando se unem os fatos de termos um produto sob encomenda vindo de um cliente que não está visando uma produção em série.

O modelo de Pahl & Beitz na área de projeto de produtos é apresentado em quatro etapas:

1. Definição da Tarefa ou Projeto Informacional
2. Projeto Conceitual
3. Projeto Preliminar
4. Projeto detalhado

2.7.1 Projeto Informacional

No Projeto Informacional, serão agrupadas e classificadas as necessidades dos clientes. Os métodos de obtenção das necessidades do cliente serão entrevistas e questionários, contendo características com seus respectivos pesos de importâncias, aplicados aos pesquisadores que já utilizaram o equipamento FZG para trabalhos, projetos de conclusão de curso e iniciações científicas.

Com base nas necessidades do cliente, se dará o início da procura por produtos similares no mercado que possam suprir tais necessidades e servir como base para o conceito do projeto.

Após a análise destes dados, por meio de ferramentas como a Casa da Qualidade, poderão ser identificados e definidos os requisitos do produto, tendo-se um refino das funções desejadas no mesmo.

2.7.2 Projeto Conceitual

Nesta seção do trabalho, será realizado o projeto conceitual, definindo-se a descrição das tarefas a serem realizadas, além disso, utilizando ferramentas como a Matriz Morfológica poder-se-á listar diferentes soluções para cada função desejada no produto.

A partir dessas alternativas, serão desenvolvidos conjuntos de soluções para atender às necessidades do cliente. Por fim, será realizada a descrição da solução e apresentado o modelo do produto, sendo este um esquema que representa os elementos principais do produto e suas interfaces. Podendo ser um *layout* gráfico,

um desenho ou um modelo geométrico. As etapas do projeto conceitual são listadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Etapas do projeto conceitual (AMARAL, 2006)

PROJETO CONCEITUAL	Abstrair e identificar os problemas principais
	Estabelecer estruturas de funções, funções globais e funções parciais
	Procurar princípios de solução que satisfaçam as sub-funções
	Combinar princípios de solução que satisfaçam as funções globais
	Selecionar as combinações adequadas
	Estabelecer variantes de conceito
	Avaliar variantes de concepção contra os critérios técnicos e econômicos
	CONCEITO

2.7.3 Projeto Preliminar

É a etapa do processo de projeto na qual, partindo do conceito de um produto técnico, o projeto é desenvolvido, de acordo com critérios técnicos e econômicos, que, com o apoio de futuras informações, chega a um ponto que com o detalhamento subsequente, pode levar diretamente à produção. A idéia básica nesta fase do processo de projeto é satisfazer a uma dada função com a forma dos componentes, leiautes e materiais apropriados.

Recomenda-se produzir vários leiautes para que se possa avaliar as vantagens e as desvantagens das diferentes variantes. Quando decide-se por uma variante aparentemente promissora, deve-se incorporar nesta, as idéias e soluções das outras variantes (pontos fortes) para que ocorra um aperfeiçoamento da escolhida.

2.7.4 Projeto Detalhado

Nesta etapa, os arranjos, formas, dimensões e propriedades das superfícies de todas as partes individuais são definidas, os materiais são especificados e a

viabilidade técnica e econômica são reavaliadas. Todos os desenhos e outros documentos necessários para a produção devem ser feitos. As duas principais atividades desta etapa são, a otimização dos princípios e otimização do leiaute e formas.

Também nesta fase são elaborados os documentos finais do projeto na forma de desenhos que possibilitam a realização física das soluções.

3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO INFORMACIONAL

3.1 Introdução

Dentro do projeto informacional tem-se o objetivo de desenvolver um conjunto de informações chamado de especificações-meta do produto. Estas informações, além de orientar a geração de soluções, fornecem a base sobre a qual serão montados os critérios de avaliação e de tomada de decisões utilizadas nas etapas posteriores do processo de desenvolvimento.

Segundo Amaral (2006), nesta fase se parte para a definição do problema de projeto do produto na qual se busca o entendimento claro e completo do problema a ser enfrentado. Além de aprofundar as informações obtidas na fase de planejamento, são buscadas com detalhes outras informações sobre aspectos tecnológicos e de produtos concorrentes. Com o conhecimento do problema e dos clientes envolvidos, parte-se para a identificação da “voz dos clientes”, ou seja, de suas necessidades, as quais, depois de serem tratadas, formam os chamados requisitos dos clientes.

Baseado nas necessidades do cliente tem-se um estudo em cima de produtos existentes no mercado que apresentem características similares às desejadas pelo cliente. A busca por soluções já existentes pode ser feita pela observação de produtos concorrentes ou similares descritos em livros, artigos, catálogos e bases de dados de patentes, ou até mesmo por *benchmarking*.

Dentro deste capítulo, serão abordados os assuntos como segue:

3.2 Definir os requisitos do produto

3.3 Levantamento das necessidades dos clientes

3.3.1 Descrição da aplicação do instrumento de coleta de informações

3.3.2 Principais resultados obtidos

3.4 *Benchmarking*

3.4.1 Modos de aplicação de torque sobre dispositivos de ensaio de engrenagens

3.4.2 Sistemas de aplicação de torque tipo Motor e Freio

3.4.3 Análise do *Benchmarking*

3.2 Definição dos Requisitos do Produto

Os requisitos dos clientes geralmente estão na forma de necessidades, sem estarem associados às características mensuráveis do produto.

De uma forma geral, as necessidades são informações que tendem a expressar os desejos dos clientes, normalmente de uma forma qualitativa, e, em alguns casos, em termos subjetivos e vagos. Infelizmente, informações nessas condições não permitem uma comunicação precisa, necessária para o desenvolvimento adequado de um produto (AMARAL, 2006).

Para obter-se uma comunicação precisa durante o desenvolvimento do projeto de um produto, torna-se fundamental que as informações que irão caracterizar o produto estejam de acordo com a linguagem técnica de engenharia, descritas por meio de características técnicas, possíveis de serem mensuradas por algum tipo de sensor.

A obtenção desses requisitos poderá ser feita utilizando-se diferentes meios, tais como: *brainstorming*, *check-lists* e informações de outros projetos.

3.3 Levantamento das Necessidades do Cliente

Para mapear as necessidades do cliente, além de entrevistas e reuniões, foi elaborado um questionário estruturado que foi enviado aos estudantes e professores da UTFPR que já fizeram estudos utilizando o equipamento FZG (equipamento para ensaios de desgaste acelerado da UTFPR). O questionário foi escolhido como ferramenta de obtenção de dados, pois é uma forma eficiente de levantar as necessidades do cliente considerando um modelo de desenvolvimento de produto sob encomenda.

3.3.1 Descrição da Aplicação do Instrumento de Coleta de Informações

Os questionários foram enviados por meio eletrônico a cinco colegas estudantes e egressos do curso de Engenharia Industrial Mecânica da UTFPR e também ao professor Carlos Henrique da Silva. A entrega e o recebimento dos questionários preenchidos ocorreram durante o mês de maio de 2012.

O questionário foi elaborado após uma análise detalhada das principais funções que um equipamento de ensaios de desgaste acelerado de engrenagem deve conter. Aos entrevistados foi solicitado que enumerassem com notas de 1 à 5 a importância de cada função, sendo 5 o caso mais importante. Um dos questionários respondido pode ser consultado no Apêndice A.

O tratamento dos dados deu-se ao realizar as médias das notas atribuídas a cada função, as quais foram utilizadas posteriormente na ferramenta Casa da Qualidade para a definição das especificações do produto.

3.3.2 Principais Resultados Obtidos

Por meio dos questionários respondidos, foi possível obter quais são as funções desejadas pelo cliente em um equipamento de ensaio de engrenagens assim como mensurar qual a importância de cada função na percepção de cada usuário. Estes dados foram fundamentais para a sequência do projeto, uma vez que são recebidos dados suficientes para que se saiba qual o conceito de equipamento e funções que são atribuídas no início do projeto.

Um resumo dos resultados está apresentado na Tabela 5 e Tabela 6. A escala de importância será apresentada e discutida no Projeto Conceitual.

Tabela 5 – Necessidades dos clientes (existente no produto)

Permitir desgaste acelerado em engrenagens
Ensaio com diferentes óleos lubrificantes
Possível aplicação controlada de torque no eixo
Impedir entrada de ar no óleo lubrificante
Vedação eficiente
Controlar a rotação do eixo motor
Controle de temperatura

Tabela 6 - Necessidades dos clientes (desejáveis no produto)

Baixo nível de ruído
Segurança na operação
Controlar (monitorar) nível do óleo lubrificante durante o ensaio
Obter valor do torque (no eixo) ao final do ensaio
Sistema de sangria do óleo lubrificante eficiente
Facilidade de montagem e desmontagem
Facilidade de limpeza
Baixo custo de fabricação
Equipamento deve ser compacto
Possibilidade de testar engrenagens com diâmetros diferentes
Possibilidade de ensaio com engrenagens de plástico
Ser possível ter a visualização das engrenagens

3.4 *Benchmarking*

O *Benchmarking* foi realizado tendo como base de pesquisa o uso da ferramenta de acesso *internet*. Estas pesquisas foram realizadas em artigos técnicos em revistas internacionais como *Science Direct* e em bancos de patentes buscando-se produtos e conceitos existentes.

3.4.1 Modos de Aplicação de Torque Sobre Dispositivos de Ensaio de Engrenagens

O desenho da Figura 36 ilustra um conceito relativamente simples de aplicação de torque em ensaio de engrenagens. Esta máquina consiste em um par de engrenagens posicionado entre um motor e um freio (o qual pode ser um freio magnético). O motor gera a rotação necessária para o ensaio enquanto o freio deve resistir ao movimento de forma controlada, impondo o torque essencial para o desgaste acelerado das engrenagens. Este equipamento apresenta interesse para o projeto uma vez que aparentemente ele pode atender a maior parte das necessidades do cliente, principalmente no que diz respeito às dimensões reduzidas.

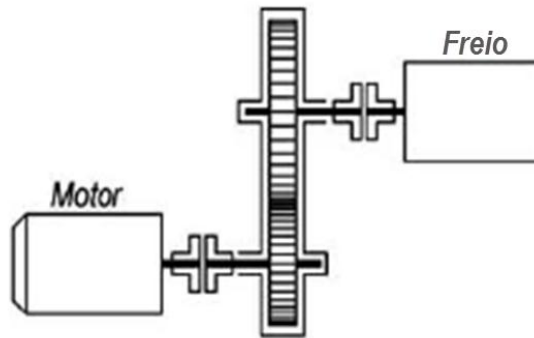


Figura 36 – Torque aplicado por freio (MIHAILIDIS, 2009)

Para atender a demanda da possibilidade de ensaios com diâmetros diferentes de engrenagens, poderá ser desenvolvido um sistema que permita transladar os componentes de forma a acomodar as diferentes geometrias de engrenagem. Portanto, para este caso, o sistema deverá mover o freio, o motor ou ambos.

Outro modo interessante de aplicação de torque consiste em incluir no sistema um par auxiliar de engrenagem que gera o torque necessário para o ensaio quando este é deslocado na direção transversal, como mostra a Figura 37. Este dispositivo permite a variação de torque de forma rápida e seu funcionamento a princípio parece complicado. Ele é composto por dois pares de engrenagens interligados como no equipamento FZG e para cada par de engrenagens, há um par de engrenagens auxiliares que não estão em contato entre si. Conforme a posição do par de engrenagens em contato é deslocada, o eixo das engrenagens auxiliares tende a resistir a este movimento. Como a resistência do eixo auxiliar é maior que a do eixo utilizado nos pares de engrenagens para o ensaio, estes eixos auxiliares acabam transferindo a torção em seu eixo para os eixos principais.

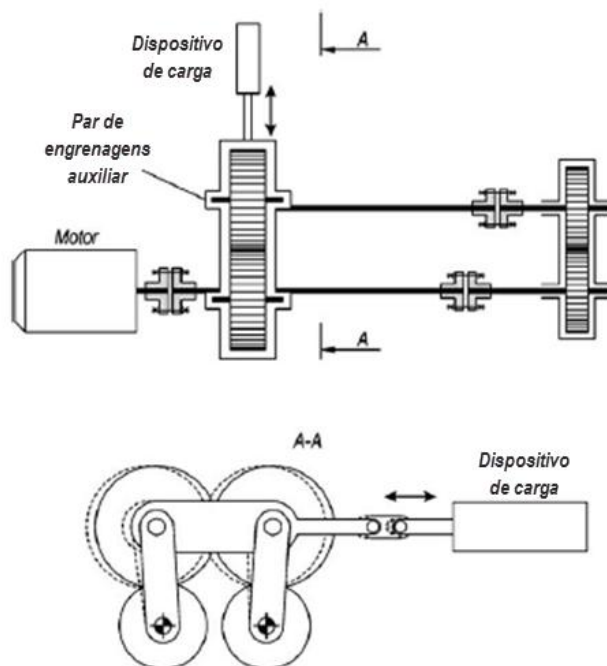


Figura 37 - Torque aplicado por movimentação de par de engrenagem auxiliar (HARALD e LÖHR,1980)

A Figura 38 mostra o dispositivo criado por BADER. Este aparato consiste em 2 caixas de engrenagens com a mesma relação de transmissão e conectados por dois eixos cardãs. Uma das caixas de engrenagens é montada em uma base separada da mesa de ensaio, que permite que seja rotacionada sobre um eixo paralelo aos eixos das caixas de engrenagem, aplicando-se assim o torque do ensaio sobre o sistema.

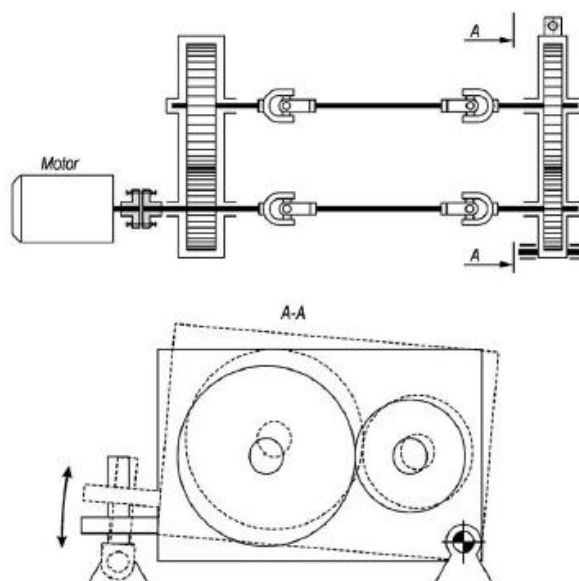


Figura 38 - Torque aplicado por rotação da caixa de engrenagem (BADER, 2006 *apud* MIHAILIDS, 2009)

Dentre os modos de aplicação de torque supra citados, o sistema com freio e motor se destacou dos demais por apresentar como diferencial o potencial de ser compacto e possuir uma quantidade de peças muito menor que os outros conceitos. Diante do pressuposto, decidiu-se seguir com a pesquisa para angariar mais detalhes de dispositivos utilizados em pesquisas que contenham este conceito.

3.4.2 Sistemas de Aplicação de Torque Tipo Motor e Freio

De modo a analisar esta solução mais a fundo, foi realizada uma busca específica com equipamentos existentes utilizando o sistema com motor e freio. A máquina desenvolvida pelo laboratório LaMCoS da universidade INSA de Lyon - França (LETZELTER, 2010) e a máquina *Gearbox Dynamic Simulator* da empresa norte-americana Spectraquest Inc estão detalhadas abaixo.

3.4.2.1 Gearbox Dynamic Simulator - GDS

O GDS foi desenvolvido com propósitos educacionais e experimentais para simular uma caixa de engrenagens industrial. A caixa de engrenagens consiste em dois eixos paralelos de dois estágios suportados por mancais de rolamento e resistidos por um freio magnético. Os elementos da GDS foram desenvolvidos para

investigar a dinâmica da caixa de engrenagem, o comportamento acústico, fadiga das engrenagens, vibração dos componentes devido a falhas nos rolamentos e condicionamento do óleo lubrificante. O sistema de engrenagens pode ser configurado para reduzir ou aumentar a relação de transmissão. A Figura 39 apresenta uma visão geral da máquina.

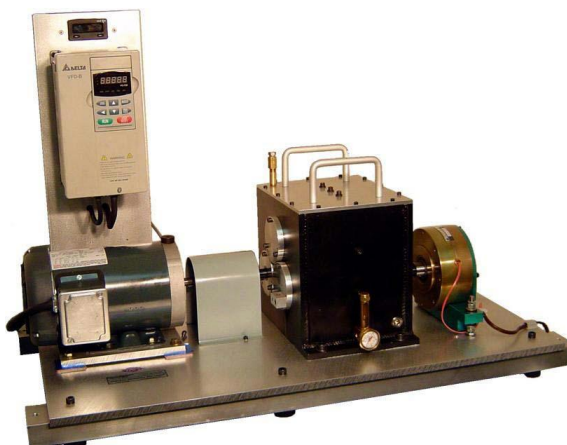


Figura 39 - Gearbox Dynamic Simulator (SPECTRAQUEST INC, 2013)

A caixa de engrenagens é composta por várias saídas para ajustar o nível do lubrificante, dispositivo de monitoramento interno, serpentinas de arrefecimento, e lubrificação sob pressão. Em condições normais o fabricante recomenda o preenchimento de lubrificante até um terço da altura da caixa. A Figura 40 mostra uma vista superior da caixa de engrenagens destampada, com dois pares de engrenagem e preenchida com lubrificante.

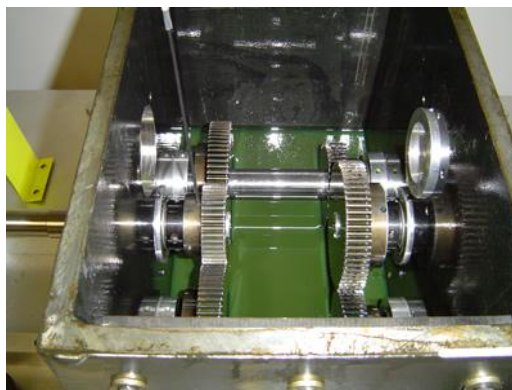


Figura 40 - Gearbox Dynamic Simulator (SPECTRAQUEST INC, 2013)

Nas Tabelas 7 e 8 foram listadas as especificações técnicas do equipamento:

Tabela 7 - Sistemas elétricos

Motor	Trifásico e 3 HP
Inversor	Inversor de frequência de 3HP
Rotação	Rotação variável de 0 à 5000 rpm
Tacômetro	Tacômetro embutido com display LCD para aquisição de dados
Voltagem	230 VAC, trifásico, 60/50 Hz

Tabela 8 - Sistemas mecânicos

Caixa de Engrenagens	Dois estágios, relação de transmissão máxima de 2,5.
Freio Magnético	Freio de partículas magnéticas de 4-220 lb.in
Peso	Aproximadamente 90 Kg
Dimensões	100cm x 50cm x 60cm

3.4.2.2 Máquina Desenvolvida Pelo Laboratório LaMCoS

O Laboratório de materiais da universidade INSA de Lyon na França desenvolveu um dispositivo como o mostrado na Figura 41 para a realização de ensaios em engrenagens de plástico. Este equipamento apresenta um freio de partículas magnéticas que gera torque no sistema.

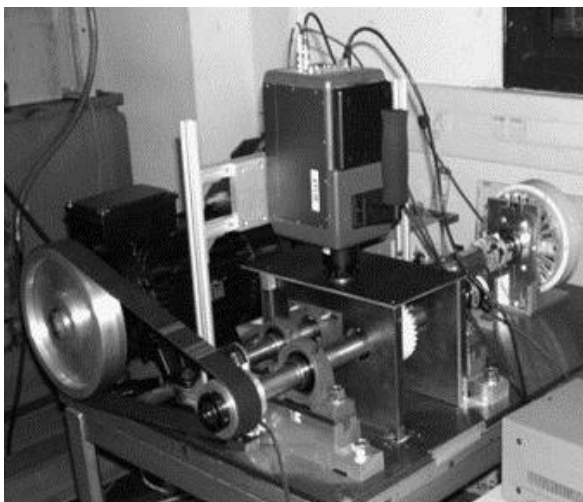


Figura 41 - Máquina freio-motor do laboratório LaMCoS

Este dispositivo contém uma câmara infra-vermelho sobre a caixa de engrenagens para que seja possível observar os efeitos térmicos causados na superfície da engrenagem.

A Figura 42 ilustra identifica os componentes e mostra de forma esquemática o posicionamento de casa um deles. Uma particularidade deste positivo é o posicionamento do motor. Este foi alocado paralelo ao eixo motor e a transmissão é feita por uma correia. Este *layout* é interessante pois permite que o dispositivo seja mais compacto, porém como os elementos apresentam-se relativamente próximos a montagem e desmontagem pode se tornar complexa.

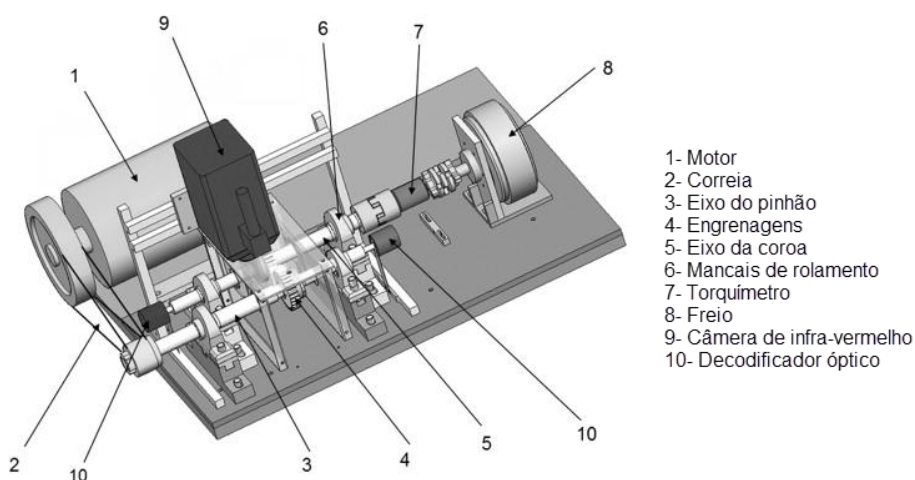
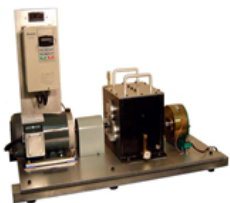
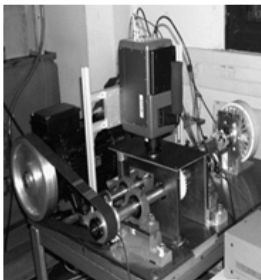
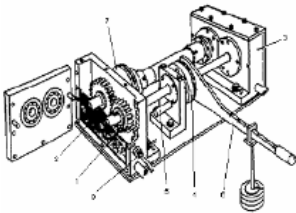


Figura 42 - Máquina freio-motor do laboratório LaMCoS

3.4.3 Análise do *Benchmarking*

A Tabela 9 traça um comparativo entre as máquinas pesquisadas sendo que a máquina FZG considerada representa a máquina que existe hoje no LASC. Alguns pontos merecem uma descrição mais detalhada.

Tabela 9 - Benchmarking

			
Produto	Gearbox Dynamic Simulator (SPECTRAQUEST INC)	Máquina desenvolvida pelo laboratório LaMCoS	Power Recirculation Rig - FZG
Compacto	Sim	Sim	Não
Numero de pares de engrenagem	2	1	2
Variação na distância entre eixos	Não	Não	Não
Lubrificação	Sim	Não	Sim
Visualização das engrenagens durante o ensaio	Não	Sim	Não
Forma de aplicação Torque	Freio eletromagnético	Freio eletromagnético	Sistema de torque com alavanca e flanges
Custo	\$\$\$\$	\$\$\$	\$\$
Segurança na operação	Alta	Baixa	Média
Monitoramento do torque	Sim	Sim	Não
Controle de temperatura do lubrificante	Sim	N/A	Sim
Ensaio com engrenagens de plástico	Não	Sim	Não

Dimensões: A máquina do LaMCoS apresenta uma solução diferente de posicionamento do motor, paralelo à caixa de engrenagens e por isso apresenta o sistema mais compacto.

Segurança: A GDS pode ser considerada a mais segura dentre as três, pois todos os componentes estão protegidos e o usuário praticamente não tem acesso à componentes em rotação. A máquina do LaMCoS peca neste quesito, pois deixa à mostra a correia que transmite a rotação do motor para o eixo do pinhão.

Lubrificação: Dentre as três, a única máquina que não possui sistema de lubrificação é a máquina francesa do LaMCoS que foi desenvolvida para ensaios com engrenagens de plástico.

Aplicação de torque: A FZG apresenta o sistema de torque já descrito neste trabalho por sistema de acoplamento e alavanca. O sistema de torque gerado pelo freio magnético das outras duas máquinas tem a vantagem de ser mais compacto e permitir relações de transmissão variáveis. Como desvantagem tem-se a dissipação de energia em forma de calor que deverá ser realizada pelo freio para gerar o torque, e o custo.

Custo: Devido à limitação de obtenção do custo das máquinas e projetos, este quesito foi analisado de forma superficial, considerando os elementos constituintes de cada máquina. O custo da GDS tende a ser o mais caro se for comparada às outras máquinas, pois além de possuir um sistema de frenagem por partículas magnéticas, apresenta dois pares de engrenagens (desconsiderando a câmera de infravermelho da máquina do laboratório LaMCoS).

Diante das máquinas pesquisadas, tornou-se necessária uma especulação sobre o custo de um freio magnético. Conforme contato com fornecedor realizado por correio eletrônico no mês de junho do ano 2013, o custo de um freio magnético pode variar de um mil a onze mil reais. Porém para a magnitude de forças e rotação estimadas para este projeto, o equipamento custaria algo em torno de três mil reais. O histórico de mensagens pode ser consultado no Apêndice B.

4 PROJETO CONCEITUAL

4.1 Introdução

Nesta seção do trabalho, será realizado o projeto conceitual, definindo-se a descrição das tarefas a serem realizadas, as especificações do produto e geração de alternativas.

A partir dessas alternativas serão desenvolvidos conjuntos de soluções para atender à necessidade do cliente. Por fim, será realizada a descrição da solução e *layout*.

Segundo Amaral (2006), na fase de Projeto Conceitual as atividades da equipe de projeto relacionam-se com a criação, representação e seleção de soluções para o problema de projeto. O processo de criação de soluções é livre de restrições, porém direcionado pelas necessidades, requisitos e especificações de projeto do produto, e auxiliado por métodos de criatividade. A representação das soluções pode ser feita por meio de esquemas, croquis e desenhos que podem ser manuais ou computacionais, e é muitas vezes realizada em conjunto com a criação. A seleção de soluções é feita com base em métodos apropriados que se apoiam nas necessidades ou requisitos previamente definidos.

No início da fase de Projeto Conceitual, o produto é modelado funcionalmente e descrito de uma forma abstrata, independentemente de princípios físicos. Com isso, evita-se que experiências ou preconceitos formem uma barreira contra novas soluções, ou, em outras palavras, que o foco seja mantido na essência do problema e não na solução imediata. Essa abstração é feita definindo-se o produto em termos de suas funções. Para isso, inicialmente define-se a função global do produto que, em seguida, é desdobrada em várias estruturas de funções do produto até que uma seja selecionada.

Depois de definida a estrutura de funções do produto, vários princípios de solução são propostos para satisfazer cada uma das funções. Assim, combinando os vários princípios, é possível criar várias alternativas de solução – dentre as quais uma ou mais possam ser selecionadas. Para cada uma dessas alternativas geradas, define-se uma arquitetura que contém a estrutura do produto em termos dos componentes e suas conexões. Tais arquiteturas são mais bem desenvolvidas

dando origem às concepções, que já agregam informações de estilo e dos possíveis fornecedores. Essas concepções são, então, alvo de um processo de seleção, que vai apontar aquela concepção que melhor atende às especificações-meta e a outros critérios de escolha (AMARAL, 2006).

A concepção obtida é uma descrição aproximada das tecnologias, princípios de funcionamento e formas de um produto, geralmente expressa por meio de um esquema ou modelo tridimensional, que, frequentemente, pode ser acompanhado por uma explicação textual. É uma descrição concisa de como o produto satisfará as necessidades dos clientes.

Dentro deste capítulo, serão abordados os assuntos como segue:

4.2 Definição da tarefa

4.2.1 Necessidades do cliente

4.2.2 Requisitos do projeto

4.2.3 Casa da qualidade

4.3 Geração das alternativas

4.3.1 Técnica empregada para gerar alternativas

4.4 Avaliação das alternativas

4.5 Descrições e comentários das alternativas

4.6 Seleção da solução

4.2 Definição da Tarefa

4.2.1 Necessidades do Cliente

Conforme explicado durante o Projeto Informacional, por meio de entrevistas, foram discutidos, com os colegas que tiveram contato com o equipamento e com o professor responsável, os principais requisitos da qualidade. Nesta seção dividem-se os requisitos já existentes e os pontos a serem melhorados tendo como base o equipamento da UTFPR. Esta divisão tornou-se necessária para que as qualidades do equipamento atual possam ser mantidas, buscando-se incrementá-lo com as necessidades desejáveis do cliente.

4.2.2 Requisitos do Projeto

Ao obter as necessidades dos clientes, nota-se que estas são necessidades qualitativas e, portanto, não podem ser medidas. De forma a atender a demanda do cliente, torna-se necessário a definição dos requisitos do projeto, cujos quais são baseados nas necessidades dos clientes transformadas em linguagem técnica.

Desta forma, os requisitos de projeto são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Requisitos do projeto

REQUISITOS	UNIDADE DE MEDIDA	OBJETIVO
Pressão de contato nos dentes	MPa	Até 1686MPa
Existência de lubrificação	Existência ou não	De acordo com o ensaio
Torque	Nm	De acordo com o ensaio
Ar no sistema lubrificante	Existência ou não	Não possuir
Vazamento de óleo da caixa	Existência ou não	Não vazar
Temperatura do fluido	°C	De acordo com o ensaio
Rotação	rpm	De acordo com o ensaio
Ruído	Db	Baixo ruído (<90 dB)
Sistemas de segurança	Existência ou não	Possuir
Vazão de óleo no sistema de sangria	ml/s	Alta vazão
Tempo de montagem e desmontagem	min	Menor que 30 min
Tempo de limpeza	min	Menor que 10 min
Custo de fabricação	R\$	Baixo custo
Dimensões da máquina	m	Maior dimensão menor que 1,5m
Possuir distância entre eixos variável	Existência ou não	Possuir
Visualização dos corpos de prova	Existência ou não	Ser possível a visualização

Como um único som acima de 100dB pode lesar irreversivelmente as células sensoriais de pessoas suscetíveis a tal exposição por um período de tempo de aproximadamente 15 minutos (PINA, 2000), definiu-se que a máquina deve emitir uma intensidade sonora abaixo de 90dB . Como comparação, uma britadeira emite um som equivalente a 100dB e um restaurante lotado emite um ruído equivalente a 70dB . (WOLKOMIR, 1997)

4.2.3 Casa da Qualidade

A ferramenta Casa da Qualidade é utilizada para obter a conexão entre as necessidades dos clientes e os requisitos de projeto. Desta forma, têm-se as informações suficientes para a elaboração das especificações do produto (PAHL e BEITZ, 1996).

Nesta fase do projeto aplicou-se um questionário aos clientes que utilizaram o equipamento. Para elencar os requisitos do projeto (Tabela 11), utilizaram-se os pesos das necessidades do cliente obtidos pelo questionário (Apêndice A).

(Nota: As necessidades do cliente (contidas no questionário) foram listadas após reuniões com o professor orientador que possui o conhecimento das necessidades ao longo do uso do equipamento e dos estudos realizados na mesma, como citado no tópico 3.3.)

Tabela 11 - Casa da qualidade

RELACIONAMENTOS				NECESSIDADE DO CLIENTE x REQ. DO PROJETO														
FRACO	1	MÉDIO	2	FORTE	3													
↑ AUMENTAR		↓ DIMINUIR																
NECESSIDADES DO CLIENTE	VALOR PARA O CLIENTE	Pressão de contato nos dentes	Existência de lubrificação	Torque	Ar no sistema	Vazamento de óleo	Temperatura do óleo	Rotação	Ruído	Sistemas de segurança	Vazão do óleo na sangria	Tempo de montagem e desmontagem	Tempo de limpeza	Custo	Dimensões da máquina	Distância entre eixos	Visualização dos corpos de prova	REQUISITOS DO PROJETO
Permitir desgaste acelerado em engrenagens	5	3	3	3	1	2	3	3							1	2		
Ensaio com diferentes óleos lubrificantes	5		3		2	2					3				1	2	2	
Possível aplicação controlada de torque no eixo	5	2		3				3							1	2		
Impedir entrada de ar no óleo	5		3		3	1					2							
Vedação eficiente	5		3		3	3	1								2	1		
Controle de temperatura	4					1	3	3							1			
Controlar a rotação do eixo motor	5			1				3							3	1		
Deve ter baixo nível de ruído	5	1	2	1				3	3	1						1	1	2
Segurança na operação	5	2	2	1				3	1	3	1				3			1
Obter o torque depois do ensaio	4			3				2										
Sistema de sangria do óleo lubrificante eficiente	4		3			1	1				3				2	1	2	
Facilidade de montagem e desmontagem	4		2		1	1			1	1	3	3			3	3		
Facilidade de limpeza	4		3			3			1	3	3	3			1	3	3	1
Baixo custo	4		3	3	1					3					3	3	3	3
Equipamento deve ser compacto	5	2	2	2	1	2			1	2	1	3	3	2	3	3	1	
Possibilidade de testar engrenagens com diâmetros diferentes	4	1	3	1		3		2	2	3	3	3	2	3	3	3	3	
Ser possível visualizar as engrenagens	2		3							3		1			3	3	3	3
Possibilidade de ensaio com engrenagens de plástico	3	3	3	3		3	3	3	3	3		2	3	3	2	3		
UNIDADE	Mpa	s/n	N.m	s/n	ml/s	°C	RPM	Db	s/n	ml/s	min	min	R\$	m	mm	s/n		
VALOR DA IMPORTÂNCIA	63	161	92	58	95	45	112	42	77	75	59	56	110	129	106	54		
CLASSIFICAÇÃO	10º	1º	7º	14º	6º	11º	3º	16º	8º	9º	12º	13º	4º	2º	5º	15º		

Para classificar as características por importância criou-se uma escala de 1 a 5 para o requisito de qualidade. Desta forma foi atribuído o maior peso ao requisito

que correspondia à função principal e as funções menos relevantes receberam pesos menores. O peso dos requisitos foi definido a partir dos questionários respondidos.

4.3 Geração de Alternativas de Equipamentos

4.3.1 Técnica Empregada Para Gerar Alternativas (Matriz Morfológica)

O objetivo nesta seção é a de cercar a maior quantidade de alternativas plausíveis para cada função desejada do equipamento. Para a geração de alternativas para cada função detectada, tomou-se como referência a análise de *benchmarking*, conhecimento adquirido por meio da revisão bibliográfica e pesquisas realizadas em patentes.

A matriz morfológica constitui-se de uma abordagem estruturada para a geração de alternativas de solução para o problema de projeto, aumentando a área de pesquisa de soluções para um determinado problema de projeto. Auxilia a equipe de desenvolvimento a encontrar um conjunto grande de alternativas de solução para o produto por meio de uma análise sistemática da configuração/forma que o produto terá.

Segundo Amaral (2006), uma matriz morfológica possibilita a captura e a visualização das funcionalidades necessárias para o produto e explora meios alternativos e combinações para atender às funcionalidades. Para cada função do produto existe um número de possíveis soluções. A matriz permite que as soluções sejam consideradas e fornece uma estrutura para a obtenção de soluções alternativas. Isso possibilita a definição inicial do que será a arquitetura do produto por meio da geração e consideração de diferentes combinações de “princípios de solução” usada apropriadamente, a matriz morfológica pode auxiliar na obtenção de potenciais soluções para o produto.

Baseado nas necessidades do cliente e os devidos pesos de cada característica se têm os princípios de solução. Um grande número de combinações é possível, contudo, existem restrições em razão da compatibilidade geométrica entre os princípios de solução e o próprio compartilhamento de funções.





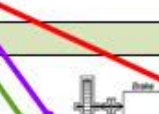


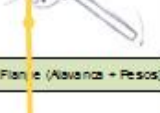

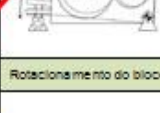








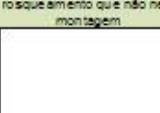



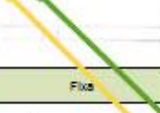
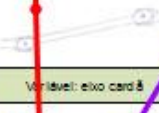
Para a elaboração dessas combinações, levaram-se em consideração os seguintes fatores:

- 1- Segurança e Ruído:** adaptação de uma cobertura para todo o equipamento que, além de garantir a segurança em caso de falhas do equipamento, também poderá servir como um isolamento acústico;
- 2- Segurança:** existência de um botão de emergência que realiza o desligamento total do equipamento (corte de todas as fontes de alimentação de energia);
- 3- Aplicação de carga nas engrenagens:** há quatro opções: (a) sistema de alavanca com pesos e acoplamento aplicando torção no eixo; (b) sistema que funciona com freio magnético atuando como uma força resistiva ao movimento do motor gerador do movimento; (c) aplicação de carga gerada pela rotação da caixa de engrenagens; (d) aplicação de força transversal no par engrenado, dentro da caixa de engrenagens; (opções estas detalhadas anteriormente no *Benchmarking* (tópico 3.4))
- 4- Transmissão:** para o caso do conceito *Power Recirculation*, têm-se dois conceitos de transmissão: (a) dois pares de engrenagens cilíndricas de dentes retos; (b) um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos e um par de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais (o conceito de engrenagens helicoidais se aplica para que seja possível a redução de folgas durante a transmissão e também a redução de ruídos, como explicado no tópico 2.1.2); o terceiro conceito consiste em apenas um par engrenado (esta opção é possível quando se tem a opção de um motor e um freio magnético, um atuando em cada eixo);
- 5- Fixação das tampas:** (a) o primeiro conceito mais simples é o de utilizar parafusos, que, dependendo da geometria do equipamento, pode acarretar em um longo tempo de *setup*; (b) a segunda opção seria a utilização de grampos industriais que facilitam a montagem e a desmontagem uma vez que estes trabalham apenas com a aplicação de pressão através de uma pequena alavanca, travando os componentes desmontáveis;


- 6- Vedação:** (a) silicone em pasta; (b) juntas industriais que deverão ser recortadas conforme a região que entrará em contato entre as tampas e deverá estar isolada para não permitir o vazamento de óleo;
- 7- Distância entre eixos:** para este tópico existem 4 opções. Para o caso dos equipamentos usando o conceito *Power Recirculation* têm-se 2 delas: (a) distância entre eixos fixa; (b) distância entre eixos variável por meio de eixo(s) cardã(s); (c) distância entre eixos variável para equipamentos em que exista um eixo para o motor elétrico e um eixo para o freio magnético; (d) distância fixa utilizando-se 3 eixos em paralelo (neste caso, pode haver maior variação do tamanho das engrenagens em comparação com a opção (a));
- 8- Escoamento do Óleo Após Ensaio:** esta característica reduz tempo de limpeza e preparação para ensaios. Dependendo da geometria do equipamento, têm-se duas opções: (a) sangria de óleo posicionada na lateral do compartimento das engrenagens do equipamento e a segunda, (b) posicionada na região inferior do mesmo.


A Tabela 12 apresenta a matriz morfológica que foi gerada a partir das concepções consideradas para o cumprimento das funções do equipamento:


Tabela 12 – Matriz morfológica

		PRINCÍPIOS DE SOLUÇÃO			
		ALTERNATIVAS			
FUNÇÃO		A	B	C	D
Segurança	Cobertura				
		Cobertura fechada	Sem cobertura		
	Botão parada de emergência				
		Com botão			
	Aplicação de torque				
		Flange (Alavancas + Pesos)	Freio Magnético	Rotacionamento do bloco	Movimento do per engrenado na transversal
	Transmissão				
		2 pares BCDR	1 par BCDR e 1 par BCD	1 par Engrenagens	
Fixação das tampas					
	Por meio de parafusos	Por meio de grampos ou rosqueamento que não necessita de ferramenta para montagem			
Vedação					
	Silicone em vassos	Juntas			
Distância entre eixos					
	Fixa	Variável: eixo cardã	Variável independentes	Fixa 3 eixos	
Visualização dos corpos de prova					
	Com visualização	Sem visualização			
Sangria Do Óleo					
	Pe-la Lateral	Por Baixo			

 Alternativa 1

 Alternativa 3

 Alternativa 2

 Alternativa 4

4.4 Avaliação das Alternativas

Tendo por base as alternativas geradas na fase anterior e mostradas na matriz morfológica, foram consideradas quatro diferentes alternativas de produtos com diferentes combinações de soluções para cada função a ser desempenhada. A Tabela 13 apresenta as alternativas de conceitos geradas:

Tabela 13 – Alternativas de solução

	Segurança								
	Cobertura (Ruído + Segurança)	Parada de Segurança	Aplicação de Torque no Eixo	Transmissão	Fixação das tampas do bloco de engrenagens	Vedação dos Blocos de Engrenagens	Eixos	Visualização Engrenagens	Sangria do Óleo
Alternativa 1	Cobertura fechada	Botão de Parada de Emergência	Flange + Pesos	2 x ECDR	Parafusos	Juntas	Distância entre eixos fixa	N/A	Posicionado abaixo do bloco
Alternativa 2	Cobertura fechada	Botão de Parada de Emergência	Rotacionamento do Bloco	1 x ECDR + 1 x ECDH	Grampos	Juntas	Distância entre eixos variável (cardã)	N/A	Posicionado abaixo do bloco
Alternativa 3	Cobertura fechada	Botão de Parada de Emergência	Freio Magnético	1 Par de engrenagens	Parafusos	Juntas	Distância entre eixos fixa	N/A	Posicionado abaixo do bloco
Alternativa 4	Cobertura fechada	Botão de Parada de Emergência	Freio Magnético	1 Par de engrenagens	Grampos	Juntas	Distância variável independentes	N/A	Posicionado abaixo do bloco

A seguir cada alternativa será descrita individualmente com apresentação dos pontos positivos e negativos das soluções que cada uma delas utiliza. A seleção da solução mais adequada será apresentada no tópico 4.6.

4.5 Descrições e Comentários das Alternativas

Nesta seção serão detalhadas as quatro alternativas apresentadas na Tabela 13.

Para todas as alternativas, foram escolhidas as funções de: - Cobertura fechada, botão de emergência, vedação utilizando juntas e sangria localizada abaixo da caixa.

- Cobertura fechada: função que aumenta a segurança de operação e pode diminuir a emissão de ruídos;

- Botão de emergência: função essencial de segurança em situações de emergência, deve atuar no fornecimento de energia ao motor;

- Vedação utilizando juntas: esta função pode acarretar em maior tempo para a fabricação ou recorte das juntas, porém este processo pode ser efetuado previamente, o fato de utilizar silicone, poderia aumentar o tempo de *setup* do equipamento pois leva um certo tempo para o silicone secar e então vedar eficientemente as conexões;

- Sangria na região inferior da caixa de engrenagens: com esta opção, a sangria do óleo pode ser efetuada mais rapidamente e evita que se tenha espalhamento de óleo pela base do equipamento (“mesa”).

Alternativa 1

- Descrição: Equipamento baseado no conceito *Power Recirculation*. Aplicação de torque através de alavanca e pesos avulsos e transmissão por engrenagens cilíndricas de dentes retos. Distância entre eixos fixa e fixação das tampas da caixa de engrenagens feita por parafusos.

- Avaliação: Este equipamento não possui a opção de variar a distância entre eixos e pode gerar um nível maior de ruído e folga nas engrenagens por possuir apenas engrenagens cilíndricas de dentes retos. A opção de utilizar parafusos para a fixação das tampas da caixa de engrenagens também acarreta em maior tempo de *setup*.

Alternativa 2

- Descrição: Equipamento baseado no conceito *Power Recirculation*. Aplicação de torque através da rotação da caixa de engrenagens e transmissão por engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais. Distância entre eixos variável utilizando eixo cardã e fixação das tampas da caixa das engrenagens por grampos industriais.

- Avaliação: Por utilizar transmissão por meio de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais este equipamento possui menos folga no eixo e gera menos ruídos. Esta alternativa possui a variação da distância entre eixos, o que pode expandir as opções de realizar testes em diferentes tamanhos de engrenagens, porém, a utilização do sistema de aplicação de torque (rotação da caixa) pode ser

um empecilho para o projeto uma vez que ao mesmo tempo têm-se a necessidade de variar a distância entre eixos e garantir uma vedação adequada. A caixa de engrenagens deve possuir as características de variação das distâncias dos mancais e ao mesmo tempo poder rotacionar. A fixação das tampas por grampos aumenta a eficiência durante as manutenções do equipamento.

Alternativa 3

- Descrição: Este equipamento é baseado no conceito de um motor atuando em um eixo enquanto no outro eixo tem-se um freio magnético se opondo ao movimento do motor, gerando assim uma carga nas engrenagens. Para esta alternativa, é utilizado apenas um par de engrenagens. As fixações da tampa da caixa de engrenagens são feitas através de parafusos.

- Avaliação: Com a característica de possuir apenas um par de engrenagens, esta alternativa pode ser muito mais simples, gerar menos ruídos e possuir uma menor complexidade de manutenção em relação ao conceito de *Power Recirculation*. As funções: não possuir variação da distância entre eixos e fixações por parafusos são as mesmas descritas para a Alternativa 1.

Alternativa 4

- Descrição: Esta alternativa se assemelha ao conceito da Alternativa 3, porém, dependendo de como é projetado, este equipamento pode possuir a vantagem de se variar a distância entre os eixos, mudando a posição de fixação do motor, do freio magnético ou de ambos ou também através de um novo conceito que habilite tal funcionalidade como a implementação de um terceiro eixo (fixo) em que se possa adaptar variados tamanhos de engrenagens sem precisar alterar a distância entre eixos. Esta alternativa também possui fixações das tampas da caixa de engrenagens feitas por grampos industriais.

- Avaliação: Assim como a Alternativa 3, com a característica de possuir apenas um par de engrenagens, esta alternativa pode ser muito mais simples, gerar menos ruídos e possuir uma menor complexidade de manutenção em relação ao conceito de *Power Recirculation*. Com a vantagem de se variar a distância entre

eixos, pode-se realizar ensaios em diferentes tamanhos de engrenagens e também em engrenagens de dentes helicoidais. As fixações por grampos diminuem o tempo de *setup* do equipamento.

4.6 Seleção da Solução

A matriz de decisão é uma ferramenta para se avaliar qualitativamente diferentes alternativas, levando-se em consideração as funções de um produto. Com esta ferramenta avalia-se a função de cada alternativa em relação à alternativa de referência. O objetivo principal dessa atividade é o de escolher, dentre as concepções geradas pelas atividades anteriores, o melhor desses conceitos – o qual dará seguimento no projeto de concepção do produto.

Nesta matriz são inseridas alternativas e critérios de avaliação na primeira linha e primeira coluna respectivamente. Segundo Amaral (2006), este método é conhecido como Método de *Pugh* ou Método da Matriz de Decisão.

Neste método, uma das alternativas é escolhida como referência. No caso deste projeto, a alternativa de referência será a que mais se assemelha ao equipamento existente na UTFPR. Todas as outras alternativas são comparadas com essa referência. Para cada critério de avaliação, o julgamento poderá indicar que a alternativa é “melhor que”, “igual a” ou “pior que” a alternativa de referência. Ao final desse processo, um escore é montado para cada alternativa.

Abaixo, tem-se a Matriz de Decisão representada pela Tabela 14:

Tabela 14 – Matriz de decisão

CRITÉRIO		PESO	REFERÊNCIA			
			ALTERNATIVAS			
			1	2	3	4
Conforto	Baixo nível de ruído	5	0	1	2	2
Segurança	Segurança na operação	5	0	-2	1	1
Funcionalidade	Controlar (monitorar) nível do óleo lubrificante durante o ensaio	4	0	0	0	0
	Obter valor do torque (no eixo) ao final do ensaio	4	0	0	-1	-1
	Ser possível ter a visualização das engrenagens	3	0	0	0	0
Utilização	Possibilidade de ensaio com engrenagens de plástico	5	0	1	0	1
	Possibilidade de testar engrenagens com diâmetros diferentes	5	0	2	0	2
	Sistema de sangria do fluido lubrificante eficiente	4	0	0	0	0
	Facilidade de montagem e desmontagem	4	0	-2	1	-1
	Facilidade de limpeza	4	0	0	1	1
	Baixo custo de fabricação	4	0	-2	0	-1
Estética	Equipamento deve ser compacto	5	0	-1	1	1
TOTAL GLOBAL			0	-3	5	5
PESO TOTAL			0	-11	24	27

Os fatores que levaram em consideração as notas positivas e negativas estão relacionados ao cumprimento de cada função às necessidades do cliente aliada à complexidade observada no mesmo. Se duas funções possuem a mesma solução para determinada necessidade, a função de menor complexidade apresenta maior vantagem uma vez que esta pode gerar menos custos e menos tempo de desenvolvimento e manutenção.

O resultado da matriz de decisão apresentou a Alternativa 4 (Figura 43) como a melhor potencial alternativa. Conforme citado acima, esta análise avalia qualitativamente as funções de cada alternativa de acordo com a importância de cada função do produto. Um grande fator que influenciou no Peso Total da Alternativa 4 foi a função que atende a necessidade do cliente relacionado à possibilidade de realizar ensaios em diferentes tamanhos de engrenagens.

Desta forma, na sequência do projeto, propõe-se o dimensionamento da Alternativa 4, disponibilizando-se, ao final do projeto, um estudo detalhado e o início das projeções tridimensionais desta alternativa.

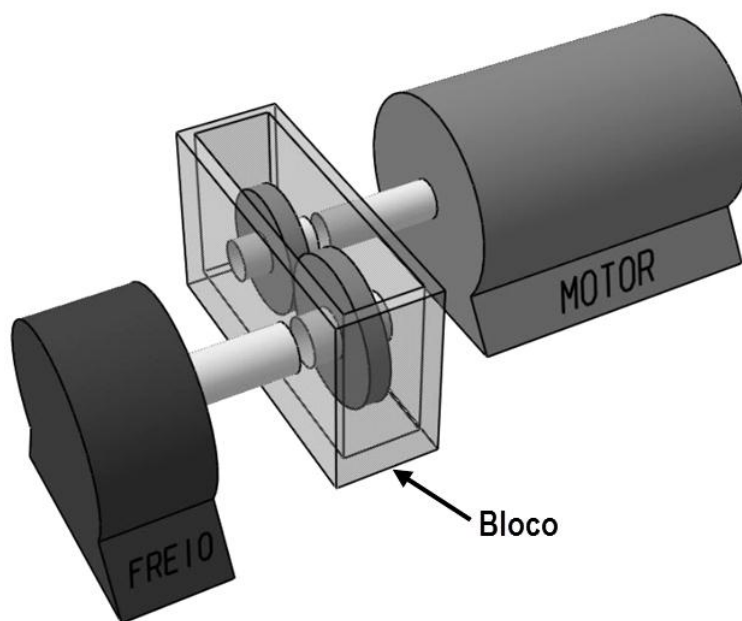


Figura 43 - Representação simples do engrenamento na Alternativa 4

5 PROJETO DO EQUIPAMENTO

Neste capítulo serão apresentados o desenvolvimento do projeto baseado na Alternativa 4, escolhida na Matriz de Decisão, assim como os cálculos que possibilitaram o dimensionamento do equipamento, forças atuantes e análise de elementos finitos ao fim do conceito modelado em 3D.

5.1 Cálculos, Dimensionamentos e Especificações

Os cálculos iniciaram a partir da necessidade mais importante do cliente: necessidade de se realizar ensaios em engrenagens menores do que as atuais utilizadas no equipamento de ensaios FZG de posse da UTFPR. Convertendo esta necessidade em números, a necessidade do cliente se baseia em uma engrenagem de espessura de 7mm para a engrenagem movida e motora, para uma distância entre eixos entre 40 a 50mm (redução de aproximadamente 50% em comparação com o equipamento atual de ensaios FZG (Tabela 15)).

Tabela 15 - Comparação entre equipamento FZG atual e equipamento projetado

	Espessura da engrenagem	Distância entre eixos
Equipamento FZG Atual	14mm	91,5mm
Equipamento Projetado	7mm	40 a 50mm
Redução nas Dimensões	50%	45,7 a 56,3%

Ao longo do desenvolvimento deste trabalho, foi levantada a possibilidade de se variar a distância entre eixos para que fosse possível atender a todas as necessidades possíveis do cliente. A partir desta, o requerimento do projeto se baseou em um conceito importante: variar a distância entre eixos entre 40 e 50 mm.

5.1.1 Determinação do Torque de Frenagem

O dimensionamento dos componentes foi realizado levando-se em conta o maior torque possível que o eixo da máquina será submetido. O maior torque no eixo

do freio se dará quando se têm os maiores diâmetros primitivos e a máxima pressão de contato nos dentes das engrenagens.

Conforme o projeto, o maior dimensionamento possível das engrenagens se dará quando:

$$D_{p1} = 40mm \quad D_{p2} = 60mm \quad (14)$$

De acordo com a norma *Description of the FZG-Pittingtest* (FZG, 1992), a pressão de contato mais elevada nos dentes da engrenagem para que seja possível a formação de falha do tipo *pitting* em engrenagens metálicas:

$$P_{max} = 1646 MPa$$

Para a determinação do torque, é necessário calcular alguns parâmetros das engrenagens. Os dados de entrada para o cálculo são mostrados na Tabela 16.

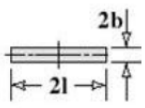
Tabela 16 - Dados de entrada para a determinação do torque de frenagem para aço AISI 8620

Denominação	Símbolo	Valor	Unidade
Módulo	m	2	mm
Dentes de engrenagem do pinhão	Z_1	20	Adimensional
Dentes de engrenagem da coroa	Z_2	30	Adimensional
Ângulo de pressão	α	20	°
Rotação	n	1000	rpm
Pressão de contato	P_{max}	1646	MPa
Meia largura da face	L	3,5	mm
Módulo de Elasticidade	E	210	GPa
Coefficiente de <i>Poisson</i>	γ	0,3	Adimensional

Para utilizar a teoria de Hertz de forma analítica para o contato entre dentes de engrenagens, deve-se considerar que o contato entre os flancos dos dentes é equivalente ao contato entre dois cilindros.

As dimensões da área de contato entre os dois cilindros paralelos, bem como todo o equacionamento proposto para a resolução deste problema, estão apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 - Formulário para contato entre dois cilindros paralelos atrito (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2000).

Dimensões da Área de Contato	Máxima Pressão de Contato	Módulo Elástico Reduzido (E') e Raio Reduzido (R')
$b = \left(\frac{4 \cdot W \cdot R'}{\pi l E'} \right)^{1/2}$ 	$P_{\max} = \frac{W}{\pi \cdot b \cdot l}$ <p>Distribuição de pressão elíptica</p>	$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} \right]$ $R' = \frac{R_A \cdot R_B}{R_A + R_B}$

Desta forma calcula-se o módulo de elasticidade reduzido para ambas as engrenagens com aço AISI 8620:

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2} = \frac{210}{1 - 0,3^2} = 230,8 \text{ GPa} \quad (15)$$

Com os dados de entrada determina-se o raio reduzido R':

$$\rho_1 = \sqrt{(r_{p1} + m)^2 - (r_{p1} \times \cos\phi)^2} - \pi \times m \times \cos\phi = 5,532 \text{ mm} \quad (16)$$

$$\rho_2 = (r_{p1} + r_{p2}) \times \text{sen}\phi - \rho_1 = 11,569 \text{ mm} \quad (17)$$

$$R' = \frac{\rho_1 \times \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = 3,743 \text{ mm} \quad (18)$$

Para determinar a força normal W, iguala-se as equações 19 e 20 de forma a isolar W:

$$b = \frac{(4 \times W \times R')^{\frac{1}{2}}}{\pi \times l \times E'} \quad (19)$$

$$P_{\max} = \frac{W}{\pi \times b \times l} \quad (20)$$

Assim,

$$W = \frac{P_{max}^2 \times \pi \times l \times 4 \times R^3}{E'} = 1932,25 \text{ N} \quad (21)$$

E a componente tangencial da força no dente da engrenagem é definida por:

$$W_t = \frac{W}{\cos \alpha} = 1815,72 \text{ N} \quad (22)$$

Desta forma o torque a ser aplicado no eixo do freio para gerar *pitting* pode ser determinado da seguinte maneira:

$$T = W_t \times R_{p2} = 54,47 \text{ N.m} \quad (23)$$

Finalmente a potência necessária para o sistema é calculada por:

$$P = \frac{T \times \pi \times n}{30} = 950,71 \text{ W (1,27HP)} \quad (24)$$

5.1.2 Projeto dos Eixos

Para o projeto do eixo que suporte as cargas aplicadas, optou-se por utilizar um coeficiente de segurança $N_f=2,2$. Uma análise sobre o coeficiente segurança foi realizada ao final deste tópico.

O projeto simplificado do eixo é mostrado na Figura 44. O eixo deve transmitir torque a uma rotação de 1000 rpm, sendo que o torque e a força na engrenagem são considerados constantes com o tempo.

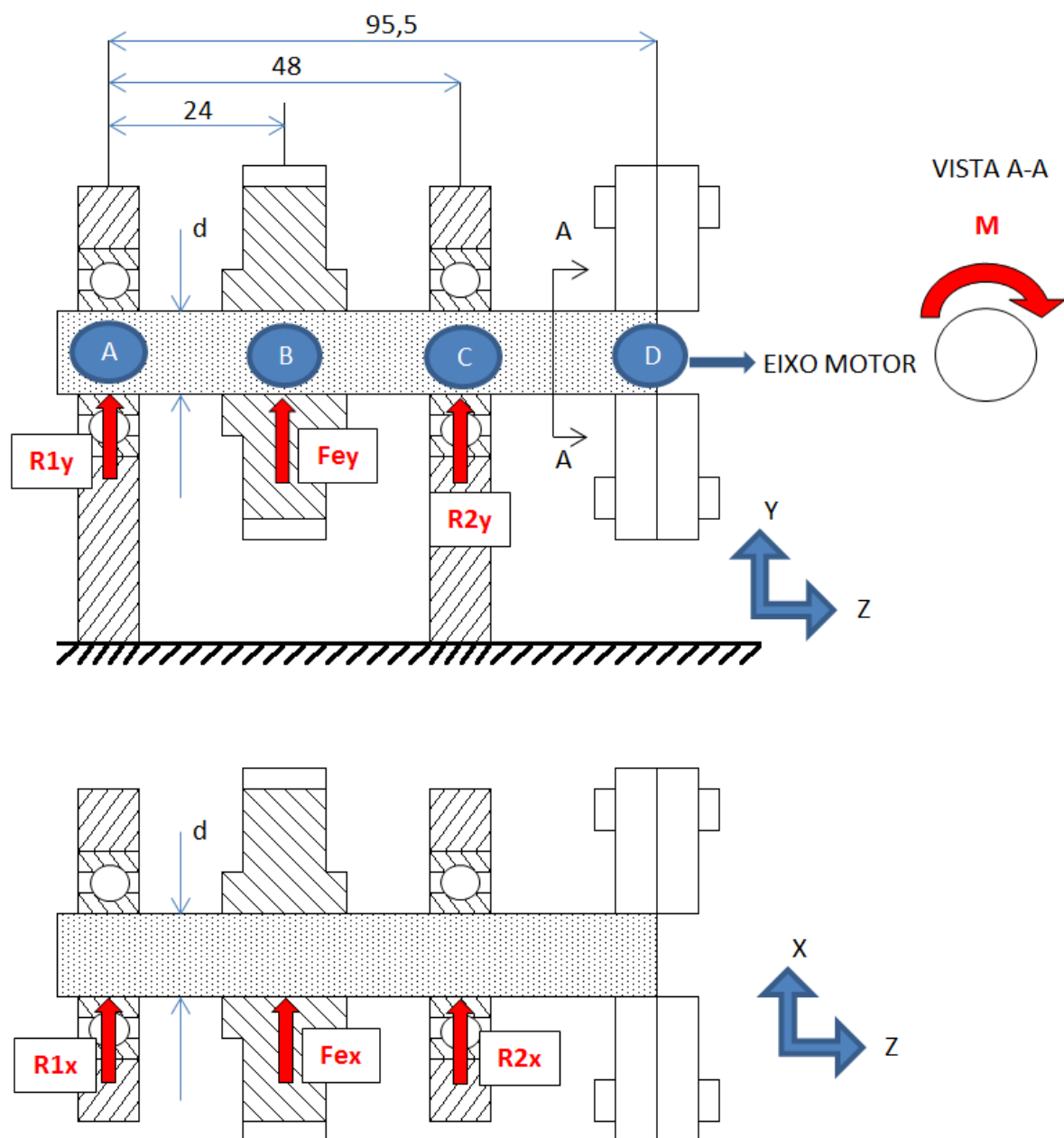


Figura 44 - Geometria simplificada do projeto do eixo

Para este projeto considera-se que não há cargas axiais aplicadas. O torque transmitido a partir da potência e velocidade angular é $T = 55 \text{ Nm}$.

Este torque existe somente na porção do eixo entre o acoplamento e a engrenagem, e é uniforme neste comprimento, conforme mostrado na Figura 45.

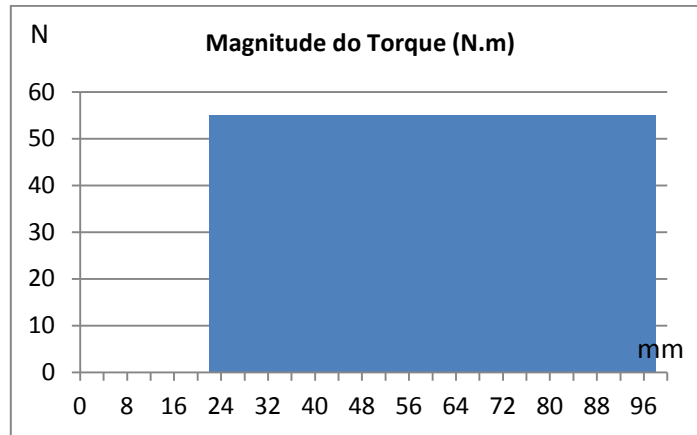


Figura 45 - Magnitude do torque

De modo a facilitar os cálculos foi considerado que as forças na engrenagem e nos mancais de rolamento são concentradas e aplicadas nos seus centros.

Para calcular as forças de reação nos planos xz e yz usa-se:

$$\sum F_x = 0 \quad (25)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (26)$$

$$\sum M_x = 0 \quad (27)$$

$$\sum M_y = 0 \quad (28)$$

Assim, temos:

$$\sum M_A = F_e \times 0,024 + R_2 \times 0,048 \therefore R_2 = -0,5 \times F_e \quad (29)$$

$$\sum F = F_e + R_2 + R_1 \therefore R_1 = -0,5 \times F_e \quad (30)$$

As equações acima aplicadas para os planos e considerando as componentes apropriadas das cargas na engrenagem W_t na direção y e W_r na direção x:

$$R_{1x} = -0,5 \times W_r = -0,5 \times 660,87 = -330,45 \text{ N} \quad (31)$$

$$R_{2x} = -0,5 \times W_r = -0,5 \times 660,87 = -330,45 \text{ N} \quad (32)$$

$$R_{1y} = -0,5 \times W_t = -0,5 \times 1815,73 = -907,87 \text{ N} \quad (33)$$

$$R_{2y} = -0,5 \times W_t = -0,5 \times 1815,73 = -907,87 \text{ N} \quad (34)$$

A partir das forças determinadas pelas equações 31 à 34 constrói-se os diagramas de esforço cortante ilustrados pela Figura 46 para o plano XZ e pela Figura 47 para o plano YZ.

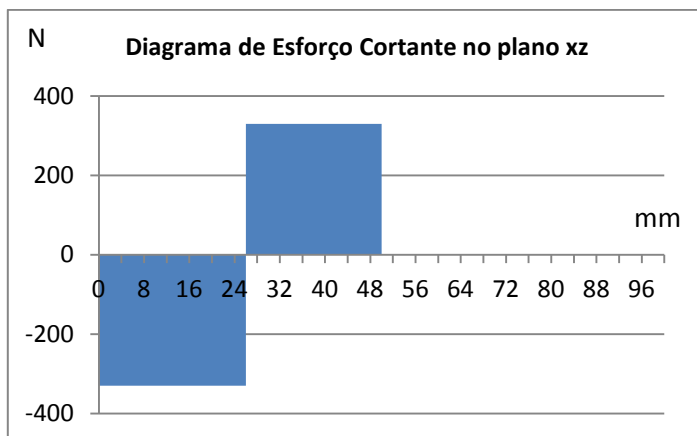


Figura 46 - Diagrama de esforço cortante no plano xz

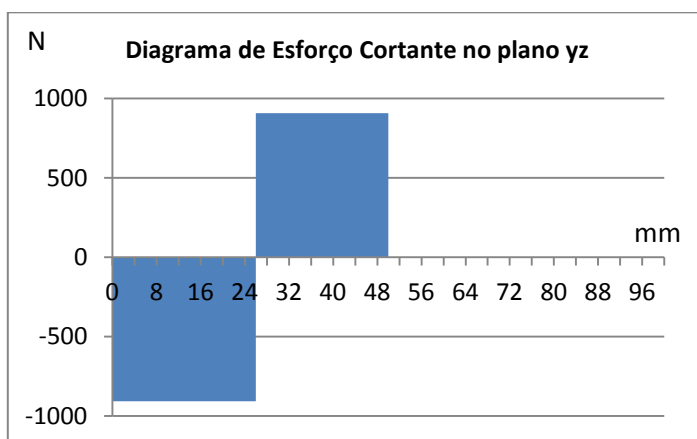


Figura 47 - Diagrama de esforço cortante no plano yz

O momento fletor varia de acordo com a distância em z (direção da linha de centro do eixo). Este pode ser calculado multiplicando-se a função do esforço cortante pela distância em Z. As Figuras 48 e 49 ilustram o diagrama resultante desta operação.

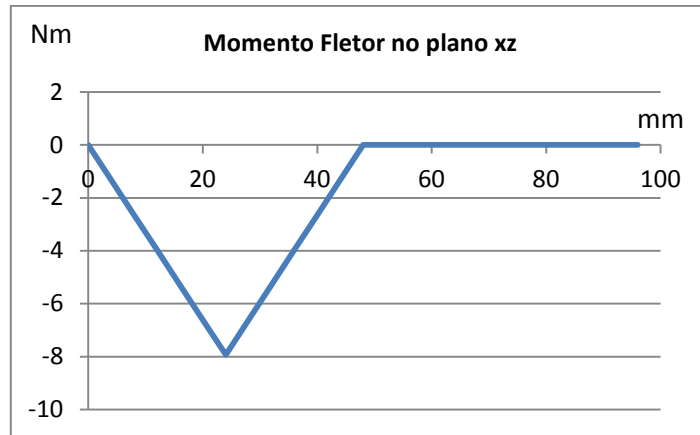


Figura 48 - Momento fletor no plano xz

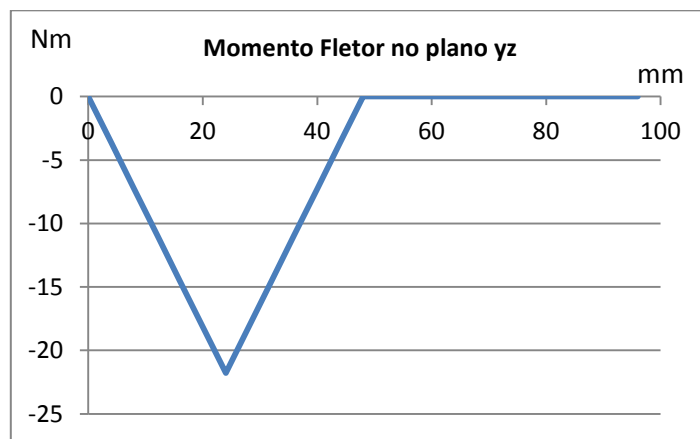


Figura 49 - Momento fletor no plano yz

Define-se a magnitude do momento fletor, aplicando o teorema de Pitágoras nas componentes da função do momento para os planos XZ e YZ:

$$M = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{yz}^2} \quad (35)$$

$$M = \sqrt{7,93^2 + 21,79^2} = 23,18 \text{ Nm}$$

O diagrama da magnitude do Momento Fletor é representado na Figura 50.

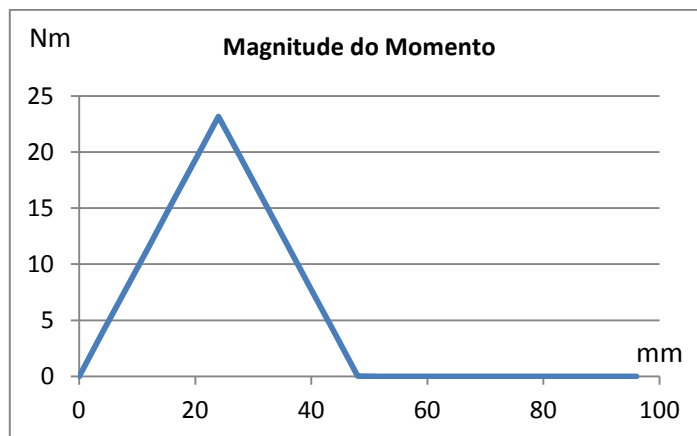


Figura 50 - Magnitude do momento

A Tabela 18 resume os esforços determinados nos pontos de interesse, onde se tem concentração de tensões e/ou maiores cargas, enquanto a Figura 51 correlaciona todos os esforços de maneira representativa.

Tabela 18 - Componentes de esforços nos pontos críticos

Ponto	Distância do ponto A (mm)	Cisalhamento em x (N)	Cisalhamento em y (N)	Momento no plano xz (Nm)	Momento no plano yz (Nm)	Magnitude do Momento (Nm)
A	0	-330,45	-907,86	0	0	0
B	24	660,9	1815,72	7,93	21,79	23,18
C	48	-330,45	-907,86	0	0	0

Para a continuação dos cálculos, utilizaram-se as propriedades do material AISI 4340, conforme Tabela 19.

Tabela 19 - Propriedades do material AISI 4340 (TATA Steel)

MATERIAL AISI 4340 Endurecido e temperado		
Descrição	Símbolo	Valor
Tensão de Escoamento	Sy	880 MPa
Tensão de Resistência à tração	Sut	1000 MPa

Cálculo do limite de resistência à fadiga não corrigido para $S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$ é determinado por:

$$S'_e = 0,5 \times S_{ut} = 500 \text{ MPa} \quad (36)$$

Levando em conta as características do material, reduz-se o valor de acordo com:

$$S_e = C_{carreg} \times C_{tamanho} \times C_{superf} \times C_{temp} \times C_{conf} \times S'_e \quad (37)$$

Para o levantamento dos fatores de correção, utilizou-se o livro Projeto de Máquinas do autor Robert L. N, capítulo 6. (NORTON, 2004). O detalhamento é apresentado a seguir.

- Coeficiente de carregamento

Como o carregamento é flexão alternada e torção constante, o cálculo para a fadiga levará em conta o fato de a flexão ser alternada, portanto:

$$C_{carreg} = 1$$

- Coeficiente de tamanho

$$\text{Para } 8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm: } C_{tamanho} = 1,189 \times d^{-0,097} \quad (38)$$

Estimando um valor do diâmetro desejado para o eixo de 15 mm, tem-se que:

$$C_{tamanho} = 0,91$$

- Coeficiente de acabamento superficial:

Consultando o gráfico da Figura 52, para um componente com acabamento fino e resistência à tração de 1000 MPa, determina-se que:

$$C_{superf} = 0,89$$

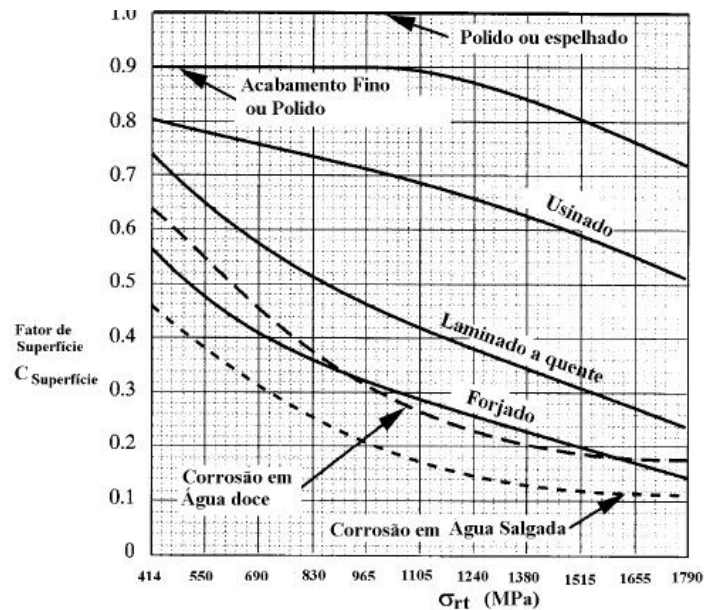


Figura 52 - Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços (NORTON, 2004).

- Coeficiente de temperatura:

Para temperaturas abaixo de 450°C, tem-se que:

$$C_{temp} = 1$$

- Coeficiente de confiabilidade:

Considerando uma confiabilidade de 99%, tem-se que:

$$C_{conf} = 0,814$$

Desta forma, aplicando os fatores de correção na equação apresentada anteriormente, temos:

$$S_e = (1) \times (0,91) \times (0,89) \times (1) \times (0,814) \times (500) = 329,63 \text{ Mpa} \quad (39)$$

A sensibilidade do material ao entalhe é determinada a partir da fórmula de Kunn-Hardrath em termos da constante de Neuber.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,037}{\sqrt{0,01}}} = 0,73 \text{ em flexão} \quad (40)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,04}{\sqrt{0,01}}} = 0,71 \text{ em torção} \quad (41)$$

No Ponto B, $r/d=0,017$. Portanto analisando a Figura 53, tem-se que

$$K_{ts} = 3,2 \text{ e } K_t = 2,25.$$

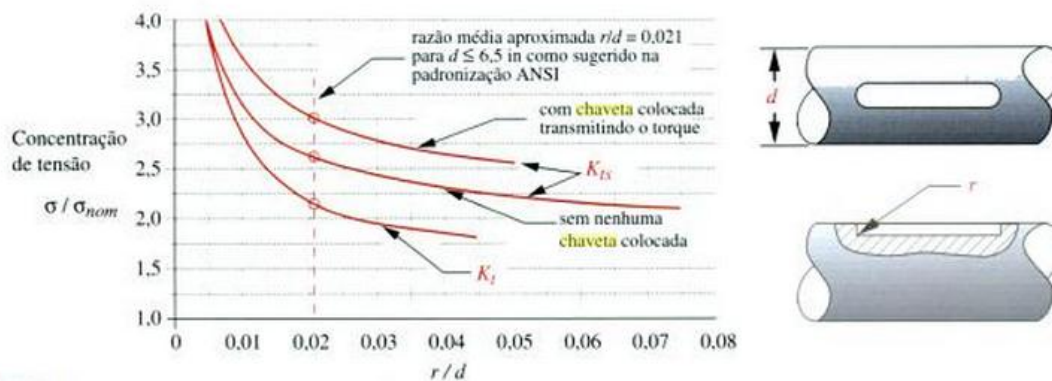


Figura 53 - Fatores de Concentração para um assento de chaveta produzido por fresa de topo em flexão e torção. (NORTON, 2004)

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1) = 1 + 0,73 \times (2,25 - 1) = 1,91 \quad (42)$$

$$K_{fs} = 1 + q \times (K_{ts} - 1) = 1 + 0,71 \times (3,2 - 1) = 2,56 \quad (43)$$

Como $K_f |\sigma_{max}| < S_y$, tem-se que $K_{fm} = K_f = 1,91$.

Finalmente, o diâmetro mínimo recomendado é dado por:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (44)$$

$$d = \left\{ \frac{32 \times 2,2}{\pi} \left[\left(1,91 \frac{23,18}{404,95E6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(2,56 \frac{55}{880E6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 15,81 \text{ mm}$$

Portanto, de acordo com o método da ASME, o diâmetro mínimo sugerido para este tipo de carregamento é $d = 15,81$ mm. Este valor foi determinado a partir de um coeficiente de segurança $N_f = 2,2$ e com confiabilidade de 99%.

Efetivamente, o eixo será projetado com um diâmetro de 16mm no ponto B, onde se encontra a engrenagem, conforme desenho de fabricação (disponível no Apêndice C).

O coeficiente de segurança de 2,2 foi determinado após algumas verificações, pois as premissas iniciais do projeto impõem condições de contorno que devem ser atendidas. Tendo em vista que o cliente deseja que o eixo seja fabricado em aço AISI 4340 e conforme pode ser visto na Figura 54, o diâmetro do eixo não pode exceder 16mm por razões geométricas (o diâmetro primitivo da engrenagem não pode ser alterado), chega-se a um valor do coeficiente de segurança de 2,2 e um diâmetro do eixo na região da engrenagem de 16mm.

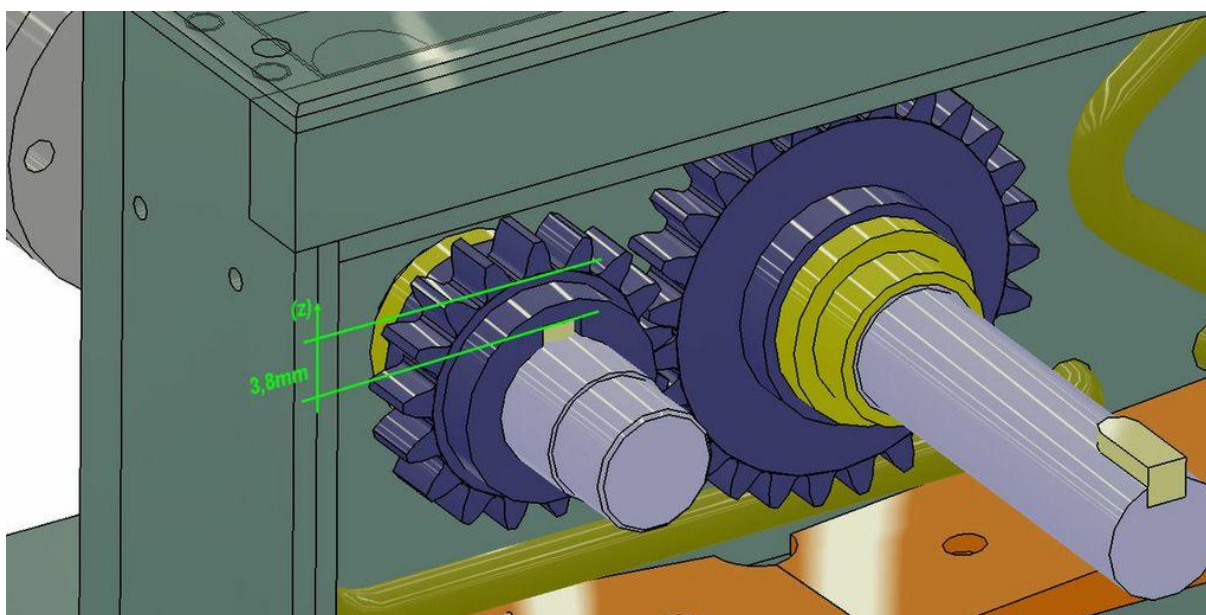


Figura 54 - Representação do diâmetro do eixo na montagem

5.1.3 Especificação do Motor Elétrico

A partir da potência calculada para realizar o torque, pode-se determinar a potência do motor a ser utilizado para alimentar o sistema. Como o motor irá

trabalhar em regime de serviço, é necessário aplicar um fator de serviço, que é encontrado na norma NBR 7094. (ASSOCIAÇÃO..., 2003).

Potência nominal		Fator de serviço			
kW	cv	Velocidade síncrona rpm			
		3600	1800	1200	900
0,037	1/20	1,4	1,4	1,4	1,4
0,06	1/12	1,4	1,4	1,4	1,4
0,09	1/8	1,4	1,4	1,4	1,4
0,12	1/6	1,35	1,35	1,35	1,35
0,18	1/4	1,35	1,35	1,35	1,35
0,25	1/3	1,35	1,35	1,35	1,35
0,37	1/2	1,25	1,25	1,25	1,15 ¹⁾
0,55	3/4	1,25	1,25	1,15 ¹⁾	1,15 ¹⁾
0,75	1,0	1,25	1,15 ¹⁾	1,15 ¹⁾	1,15 ¹⁾
1,1 a 150	1,5 a 200	1,15 ¹⁾	1,15 ¹⁾	1,15 ¹⁾	1,15 ¹⁾

¹⁾ No caso de motores de gaiola polifásicos, estes fatores de serviço se aplicam somente às categorias N e H.

Figura 55 - Fatores de serviço conforme NBR 7094 (ASSOCIAÇÃO..., 2003).

A potência nominal para o sistema é calculada por:

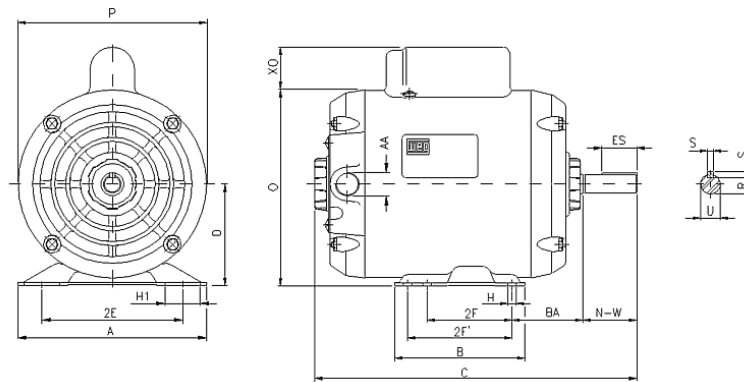
$$P = \frac{T \times \pi \times n}{30} = 950,71 \text{ W (1,27HP)} \quad (45)$$

Portanto, a partir das informações da Figura 55, para uma rotação de 1000 rpm e uma potência nominal de 950,71 W tem-se um fator de serviço 1,15. Desta forma, multiplicando o fator de serviço pela potência nominal, chega-se a conclusão que a potência necessária para o sistema é **P = 1,46 HP**.

Assim, permite-se consultar em catálogos motores elétricos que atendem à demanda da máquina. Para este projeto será sugerido um motor elétrico que poderá eventualmente ser substituído por um de maior potência, conforme disponibilidade.

Após consulta em catálogo eletrônico da empresa WEG, sugere-se que um motor monofásico de potência nominal de 2 HP pode ser usado para constituir o sistema. Tendo em vista uma conveniência de instalação, este motor é alimentado por tensão de 220 V. Lembrando que este motor pode ser substituído por um de maior potência, desde que seja ajustado para rotação determinada no projeto.

Na Figura 56 tem-se um desenho representativo do motor sugerido.



2E	2F	H	H1	BA	A	B	C	D	G	K			
123.8	76.2	8.7	31.0	69.9	166.0	165.0	361	88.9	77.2	127.0			
O	XO	P	ES	S	N-W	U	R	d1			Dianteiro	Traseiro	
171.0	44.000	164.0	36	4.76	57.1	19.05	16.3	A 3,15			6204 ZZ	6203 ZZ	
											Rolamento	6204 ZZ	6203 ZZ
											Intervalo de lubrificação	---	---
											Quantidade de Graxa	---	---

Figura 56 - Motor elétrico monofásico de 2 HP (WEG, 2013)

5.1.4 Especificação do Freio Eletromagnético

O freio eletromagnético é especificado de acordo com o torque mínimo necessário, que foi determinado na seção 5.1.1 deste projeto.

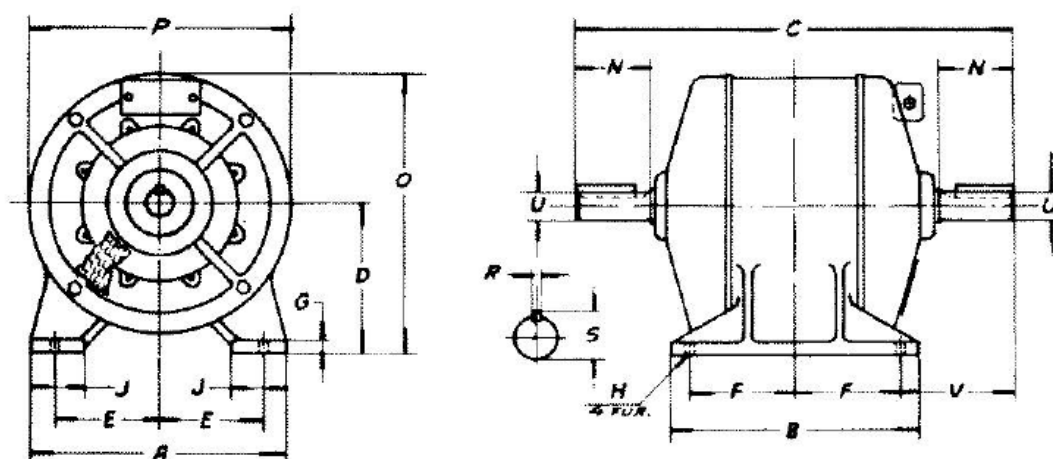
Novamente o projeto prevê uma flexibilidade em relação ao modelo e torque de frenagem. Todavia, sugere-se um modelo que atende os requisitos. Por exemplo, a empresa VORAX sugere que para a faixa de torque do projeto ($T = 55\text{N.m}$), rotação de 100 rpm e dissipação térmica máxima de 1,5 HP, o modelo apropriado é o AB-704.

ESPECIFICAÇÕES	RPM	FREIO MODELO							
		AB-702	AB-703	AB-704	AB-705	AB-706	AB-707	AB-708	AB-709
TORQUE MÁXIMO kg.m.	1800	4,2	5,0	10,0	17,5	35,0	-	-	-
	1200	3,7	4,2	8,3	17	34,0	120	244	305
	900	3,3	3,8	7,6	16,6	33,0	120	244	305
DISSIPACÃO MÁXIMA HP SERV. CONT.	3600	4	10	20	-	-	-	-	-
	1800	3	7,5	15	20	25	60	100	-
	1200	2	5	10	15	25	45	75	90
FORÇA RADIAL MÁX. NO EIXO Kg.	900	1,5	3,5	7,5	11,5	17,5	34	56	75
	3600	125	165	190	-	-	-	-	-
	1800	155	210	240	260	300	810	885	-
Kg. m ²	1200	180	240	275	300	350	935	1030	995
	900	200	265	300	325	385	1030	1135	1100
		0.184	0.140	0.276	1.348	2.696	8.428	16.256	33.712

Figura 57 - Especificações de diferentes freios eletromagnéticos (VORAX, 2013)

Um potenciômetro é necessário no sistema para enviar a corrente necessária ao freio eletromagnético de modo a este exercer o torque do ensaio. Para limitar o torque do equipamento, recomenda-se que seja adicionado ao sistema de alimentação do freio um fusível elétrico.

Por fim a Figura 58 ilustra as dimensões gerais do freio modelo AB-704 (VORAX, 2013) sugerido.



DIMENSÕES

MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	N	O	P	U	V	R	S
AB - 702	230	190	380	115	95	70	19	12	40	50	225	220	24	120	8	27
AB - 703	305	210	380	160	127	85	13	14	57	80	312,5	305	38	105	10	41
AB - 704	305	235	570	160	127	82,5	13	14	57	110	312,5	305	42	202,5	12	45
AB - 705	460	255	485	230	200	107,5	16	17	70	110	452,5	445	48	232,5	14	51,5
AB - 706	460	280	665	230	200	100	23	18	63	110	452,5	445	48	232,5	14	51,5
AB - 707	590	345	786	318	240	100	29	21	110	140	628	620	60	292	18	64
AB - 708	590	610	1110	318	240	240	29	25	110	150	628	620	70	315	20	74,5
AB - 709	810	330	840	420	340	140	29	29	130	140	829	820	75	280	20	79,5

Figura 58 - Dimensões do freio eletromagnético (VORAX, 2013)

5.1.5 Dimensionamento das Chavetas

O dimensionamento das chavetas pode ser calculado utilizando-se o Critério de Tresca e fórmulas para cálculos de chaveta:

$$\tau_y = \frac{\sigma_y}{2} \quad (46)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_y}{CS} \quad (47)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma}{CS} \quad (48)$$

$$h = \frac{4.T_c}{\sigma_{adm}.D.L} \quad (49)$$

$$b = \frac{2.T_s}{\tau_{adm}.D.L} \quad (50)$$

onde:

- h = altura da chaveta
- b = largura da chaveta
- D = diâmetro do eixo
- L = comprimento da chaveta

- τ_{adm} = tensão de cisalhamento admissível
- σ_{adm} = tensão admissível
- CS = coeficiente de segurança

Dados:

Material da chaveta AISI 1020 (material com limite de escoamento menor em comparação com outros materiais especificados no projeto, pois a chaveta servirá como o fusível mecânico do equipamento).

- $\sigma_{esc} = 390 \text{ MPa}$
- $L = 12,5 \text{ mm}$
- $T = 54,5 \text{ N.m}$

Cálculo para somente uma chaveta em cada ponta de eixo.

$$\tau_y = \frac{390}{2} = 195 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = \frac{195}{1,5} = 130 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{390}{1,5} = 260 \text{ MPa}$$

$$h = \frac{4.54,5}{260.15.12,5} = 4,47 \text{ mm}$$

$$b = \frac{2.54,5}{130.15.12,5} = 4,47 \text{ mm}$$

Através dos cálculos e baseando-se na Tabela 20, pôde-se especificar uma chaveta do tipo paralela de 5mm de altura por 5 mm de largura. (Verificar também ANEXO D)

Tabela 20 - Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões métricas (NORTON, 2004)

Diâmetro do eixo (mm)	Largura x Altura da chaveta (mm)
$8 < d \leq 10$	3 x 3
$10 < d \leq 12$	4 x 4
$12 < d \leq 17$	5 x 5
$17 < d \leq 22$	6 x 6
$22 < d \leq 30$	8 x 7
$30 < d \leq 38$	10 x 8
$38 < d \leq 44$	12 x 8
$44 < d \leq 50$	14 x 9
$50 < d \leq 58$	16 x 10
$58 < d \leq 65$	18 x 11
$65 < d \leq 75$	20 x 12
$75 < d \leq 85$	22 x 14
$85 < d \leq 95$	25 x 14

O material adotado para o cálculo da chaveta (AISI 1020) possui limite de escoamento menor em comparação com outros materiais especificados no projeto. A chaveta usada no acoplamento com o eixo irá utilizar este material uma vez que a mesma servirá como fusível mecânico do equipamento. Para as chavetas das engrenagens, o material adotado será o aço AISI 1030, garantindo que apenas as chavetas dos acoplamentos tenham as funções de fusíveis mecânicos.

5.1.6 Especificação dos Parafusos dos Acoplamentos

Com os cálculos abaixo, pode-se verificar se o parafuso especificado é resistente à aplicação, utilizando-se um acoplamento dimensionado para projeto. Para este projeto foram adotados parafusos M4 (diâmetro de 4mm) para se enquadrar melhor ao conceito do equipamento projetado (equipamento compacto e de pequenas dimensões). Também, decidiu-se utilizar quatro parafusos na fixação do acoplamento rígido.

Uma consideração padrão para parafusos determina os seus respectivos coeficientes de segurança (IFSC, 2013) da seguinte maneira:

- 1,6 para carga estática;

- 1,7 para carga alternada;
- 2,4 para carga pulsante.

Fórmula para cálculo da carga:

$$T = P \cdot r \quad (51)$$

onde:

- T = momento (Nm)
- P = carga (N)
- r = raio de centro da posição dos parafusos até o centro do acoplamento (m)

Dados:

- r = 18,5 mm = 0,0185 m
- T = 54,5 N.m

Cálculo:

$$54,5 = P \cdot 0,0185$$

$$P = 2945,95N$$

Fórmula para a quantidade de força direta resultante em cada parafuso:

$$F_p = \frac{P}{n} \quad (52)$$

onde:

- F_p = Força direta resultante em cada parafuso (N)
- P = Carga (N)
- n = número de parafusos (n=4)

Cálculo:

$$F_p = \frac{2945,95}{4} = 736,5N$$

O diâmetro do parafuso escolhido é 4 mm, assim temos o cálculo da tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{F_p}{A_b} \quad (53)$$

onde:

- F_p = Força direta resultante em cada parafuso (N)

- A_b = área da seção do parafuso (m^2)

Cálculo:

$$\tau = \frac{736,5.4}{\pi \cdot (0,004)^2} = 58,6 MPa$$

Como a classe de resistência do parafuso escolhido é de 12.9:

$\sigma_{\text{escoamento mínima}} = 1060 MPa$

Pelo critério de Tresca:

$$\tau_{\text{escoamento mínimo}} = \frac{1060}{2} = 530 MPa \quad (54)$$

Coefficiente de segurança adotado:

$$N_s = \frac{\tau_{\text{escoamento mínimo}}}{\tau_{\text{cisalhamento}}} = \frac{530}{58,6} = 9 \text{ OK!} \quad (55)$$

Verifica-se que o coeficiente de segurança calculado apresentou um número maior do que os determinados para os parafusos escolhidos. Para esta solicitação de resistência mecânica, esses parafusos são adequados tanto para carga estática, carga alternada e carga pulsante.

5.1.7 Dimensionamento dos Acoplamentos

Os acoplamentos (flanges) utilizados neste equipamento podem ser encontrados a venda comercialmente e também poderão ser construídos especialmente para o projeto.

5.1.7.1 Acoplamentos Flexíveis

O alinhamento da máquina deve ser muito bem verificado durante o projeto da máquina. Todavia, devido à cadeia de tolerâncias, o desalinhamento pode ocorrer, gerando cargas indesejáveis ao funcionamento, como ruído e vibração. Estas cargas, quando transferidas para o freio eletromagnético podem comprometer seu funcionamento.

De modo a impedir que as cargas indesejáveis sejam transferidas, um acoplamento flexível pode ser utilizado.

Além de ligar dois eixos, os acoplamentos podem ter a função de proteger os equipamentos de problemas gerados por desalinhamento, cargas de choques, vibrações e cargas axiais.

Acoplamentos flexíveis possuem flexibilidade torsional, o que faz permitir que o acoplamento tenha deflexão no sentido da torção, quando submetido à carga normal, choque ou de natureza vibratória. Desta forma o dispositivo acomoda-se elasticamente, evitando transferência de carregamentos indesejáveis para o restante da máquina.

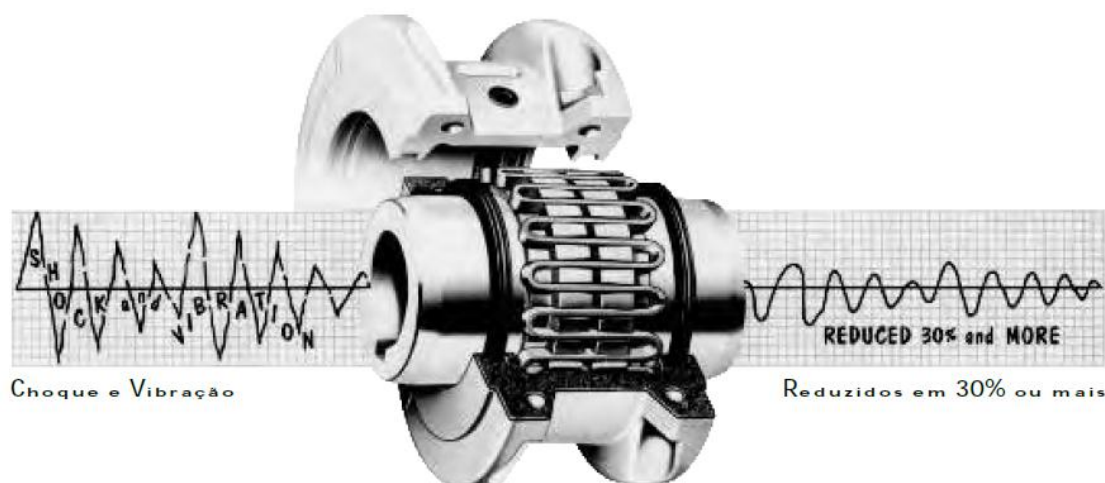


Figura 59 - Absorção de cargas por um acoplamento flexível (FALK, 2013)

5.1.7.2 Dimensionamento de um Acoplamento

Para o caso em que haverá a fabricação própria dos acoplamentos, o material adotado é o aço liga AISI 4340, cuja tensão de escoamento é de 786 MPa.

Considera-se a mesma força resultante calculada para a determinação dos parafusos do acoplamento como a força total atuante na área sujeita a compressão e as dimensões usadas no projeto em CAD.

$$F_p = 736,5 \text{ N}$$

Área do acoplamento sujeita a compressão (Figura 60):

$$S = \frac{\pi.D.e}{2} \quad (56)$$

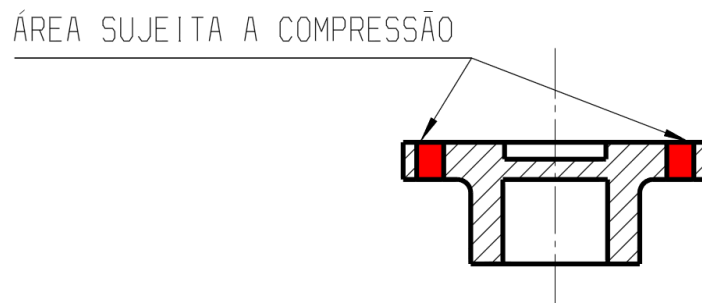


Figura 60 - Representação do acoplamento

onde:

- S = Área do acoplamento sujeita a compressão (m²)
- D = diâmetro do parafuso (m)
- e = espessura do acoplamento (m)

Cálculo:

$$S = \frac{\pi \cdot 0,004 \cdot 0,0055}{2} = 0,346 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2$$

Tensão de compressão:

$$\sigma_c = \frac{F_p}{S} \quad (57)$$

onde:

- F_b = Somatória de forças no parafuso (maior solicitação)
- S = Área do acoplamento sujeita a compressão

Cálculo:

$$\sigma_c = \frac{736,5}{0,346 \cdot 10^{-4}} = 21,29 MPa$$

Coeficiente de segurança calculado:

$$N_s = \frac{\sigma_{escoamento}}{\sigma_{compressão}} = \frac{786}{21,29} = 36,9 \quad (58)$$

Coeficiente de segurança teórico:

$$N_s = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3 \quad (59)$$

onde:

- S₁ = 1,5 – material certificado e analisado por barra.
 - 2 – certificado por lote
 - 3 – sem análise
- S₂ = 1- carga continua
 - 2- cargas oscilatórias somente trativas ou compressivas
 - 3- cargas oscilatórias trativas e compressivas
- S₃ = 1- carga varia suavemente
 - 2- carga varia rapidamente
 - 3- carga varia com impacto

Cálculo:

$$N_s = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3 = 1,5 \cdot 3 \cdot 2 = 9$$

Desta maneira conclui-se que o coeficiente de segurança calculado é maior que o teórico, portanto, os acoplamentos estão adequados para esta solicitação mecânica.

5.1.8 Especificação dos Parafusos para Montagem do Bloco

Para os parafusos nas demais montagens no bloco do equipamento, adotou-se o mesmo parafuso utilizado nos acoplamentos (M4). Estima-se que a aplicação no bloco é menos severa do que nos acoplamentos e a confirmação da sua eficiência se dará nas análises de elementos finitos.

5.1.9 Especificação dos Rolamentos

Para a definição do rolamento a ser utilizado no equipamento, utilizou-se o site de uma das maiores fabricantes de rolamentos do mundo: SKF.

Neste site, encontra-se uma ferramenta chamada: “Calculadora de rolamento SKF” onde é possível dimensionar o rolamento colocando os valores de forças, dados do fluido lubrificante e dimensões desejadas para o rolamento (Figura 61).

Figura 61 - Escolha do rolamento (SKF, 2013)

Após a escolha do modelo do rolamento e de suas dimensões desejadas, têm-se o cálculo da resistência do rolamento, vida útil e outras informações determinadas através dos dados colocados manualmente (Figura 62).

SKF Bearing Calculator English

Selected calculations

Bearing life, Minimum load

Select bearing internal radial clearance: Normal internal radial clearance

Fr Radial load: 0,66087 kN

Fa Axial load on bearing: 0 kN

ni Rotational speed of inner ring: 1500 r/min

Bearing operating temperature: 80 °C

Lubricant type and cleanliness: Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)

Viscosity calculation input type: Viscosity input at 40 °C and 100 °C

Viscosity at 40 °C: 90,1 mm2/s

Viscosity at 100 °C: 14,6 mm2/s

Product data: Designation 6202, d 15 mm, D 35 mm, B 11 mm, C 8,06 kN, Cp 3,75 kN, Type Deep groove ball bearings

Figura 62 - Inserção dos valores para cálculo (SKF, 2013)

O resultado final apresenta os resultados, informa se o rolamento escolhido atende às especificações do equipamento e se ele pode ser recomendado para a aplicação (Figura 63).

Summary result

Bearing life : 6202

Remove this result

Results	
L_{10mh} SKF rating life, operating hours	24000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	1.19
κ Viscosity ratio	1.21
P Equivalent dynamic bearing load	0.661 kN
η_c Factor for contamination level	0.176
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	19.6 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life, operating hours	20100 hour
C/P Load ratio	12.2

Figura 63 – Resultados (SKF, 2013)

Os valores mostram que a vida útil do rolamento será de 24000 horas, este valor está aceitável uma vez que os motores elétricos pesquisados no mercado devem receber manutenção dos seus rolamentos a cada 25000 horas de trabalho. Desta forma, define-se que a troca dos rolamentos do equipamento deve ser realizada junto com a manutenção do motor elétrico.

O rolamento especificado para esta aplicação é descrito como:

Tipo: SKF *Deep groove ball bearings*

Designação: 6202 – Rolamento Blindado

Dimensões: [d:15 mm D:35 mm B:11 mm C:8.06 kN C₀:3.75 kN] (Figura 64)

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
15	35	11	8,06	3,75	43000	28000	6202 *

Calculation factors
 k_r 0,025
 f_0 13

Figura 64 - Dimensões do rolamento especificado (SKF, 2013)

5.1.9.1 Desalinhamento dos Rolamentos

Rolamentos como os que foram especificados neste projeto (rolamentos de esferas de fileira única), não suportam grandes desalinhamentos. O desalinhamento angular permitido entre os anéis interior e exterior, para que não produza elevadas tensões adicionais no rolamento, depende da folga radial do rolamento em operação, tamanho do rolamento, *design* interno e forças e momentos que atuam sobre o rolamento.

Devido à complexa relação entre esses fatores, não há como generalizar e aplicar valores específicos para cada aplicação. No entanto, dependendo das várias

influências de cada fator, o desalinhamento angular permitido se situa entre 2" a 10" (0,033° a 0,167°). Qualquer desalinhamento irá resultar em um aumento de ruído e redução da vida útil do rolamento. (SKF, 2013)

5.1.10 Especificação da Resistência Elétrica de Imersão

Quantidade de energia necessária para aquecimento do fluido de lubrificação:

$$Q = m.c.\Delta t \quad (60)$$

onde:

- Q = energia (cal)
- c = calor específico (cal. /g.°C)
- Δt = diferença de temperatura

Dados:

Densidade do óleo SAE 5W/40 = 0,8546 g/cm³

Volume de óleo a ser aquecido (considerando todo o volume interno do bloco)
= 310 cm³

Temperatura final = 95°C

Temperatura inicial= 20°C

Cálculo da massa a ser aquecida:

$$d = \frac{m}{v} \quad (61)$$

$$0,8546 = \frac{m}{310}$$

$$m = 265 \text{ g}$$

Cálculo da energia:

$$Q = 265.0,55.(95 - 20) = 10931,25 \text{ cal}$$

Cálculo do tempo necessário para aquecer o óleo até 95°C:

$$E = P.T \quad (62)$$

onde:

- E = energia em J
- P = potência em W
- T = tempo em segundos

Dados:

P = 500W (esta potência foi escolhida através de referências em catálogos e será usada como base para se concluir a sua eficiência no aquecimento do volume de fluido lubrificante utilizado (óleo))

Cálculo:

$$E = Q \cdot 4,186 = 10931,25 \cdot 4,186 = 45,76KJ \quad (63)$$

$$T = \frac{E}{P} = \frac{45760}{500} = 91,51 \text{ seg} = 1,53 \text{ min}$$

Utilizando-se uma resistência de imersão de 500W, tem-se a possibilidade de aquecer todo o volume de fluido lubrificante em menos de 2 minutos.

5.1.11 FEA *Finite Element Analysis* (Análise de Elementos Finitos)

De forma a validar as geometrias projetadas para as peças, utilizou-se a ferramenta computacional FEA. O *software* escolhido para realizar tal análise foi o *HyperMesh v12.0* e *Radioss 12* (Pré processador: *Hypermesh 12*; Solver: *Radioss 12*; Pós processador: *Hyperview 12*)

Uma malha foi aplicada nos principais componentes, conforme mostrado na Figura 65.

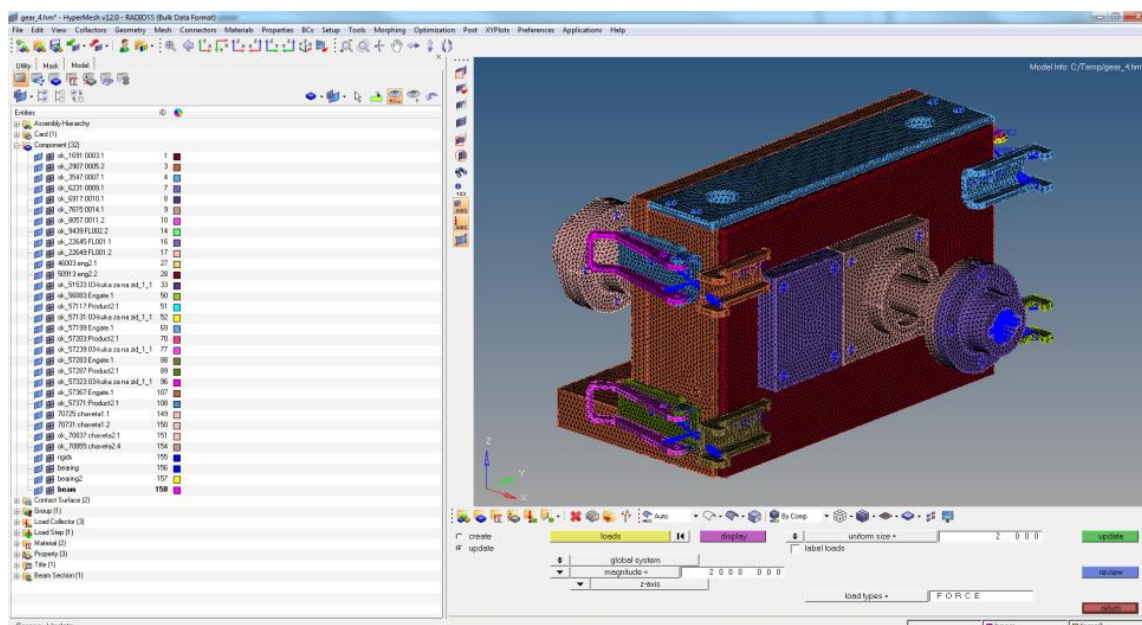


Figura 65 - Elementos a serem analisados computacionalmente

Após inserir restrições de movimento de acordo com o modo de fixação das peças, foram impostas para o cálculo, as forças tangencial e radial nos dentes das engrenagens, como mostrado na Figura 66.

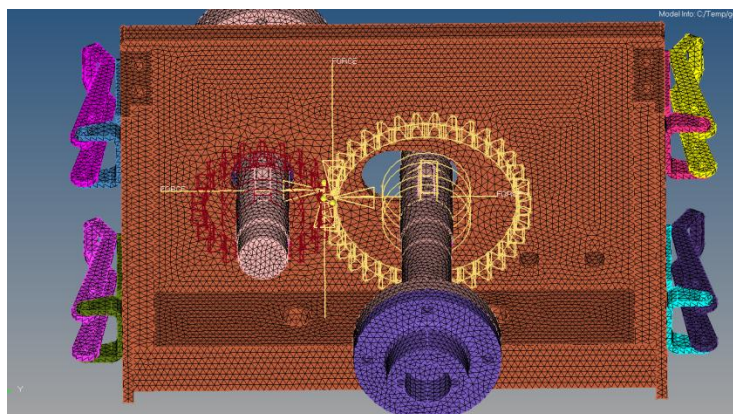


Figura 66 - Esquema das forças nos dentes das engrenagens

Os elementos foram analisados em termos de tensões aplicadas e, quando necessário, de deslocamento para um carregamento estático.

As tensões na tampa traseira fixa foram analisadas utilizando o critério de Von Mises (Figura 67) e o critério das Tensões Principais (Figura 68). Constata-se que o critério de Von Mises é mais conservativo, pois apresenta uma máxima tensão de

20,07 MPa contra 13,52 MPa do critério das Tensões Principais. Entretanto o segundo critério apresenta-se mais representativo, visto que mostra discrepâncias maiores de tensões nos pontos de concentração de tensão, como seria o esperado. De qualquer forma, se valida a geometria da estrutura, visto que a tensão de escoamento $S_y = 240$ MPa para o material desta peça é muito maior que as tensões identificadas.

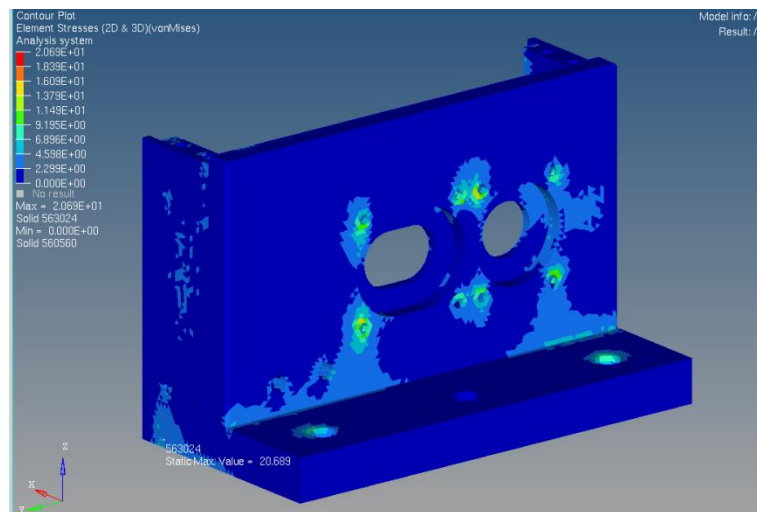


Figura 67 - Critério de Von Mises para a tampa traseira

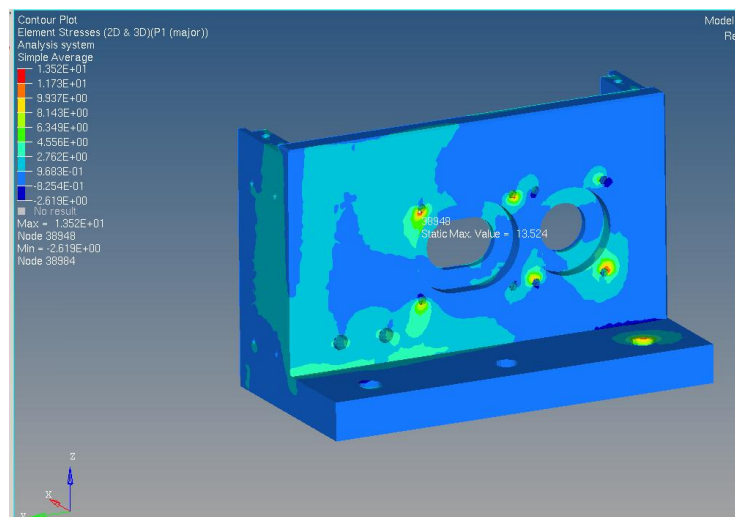


Figura 68 - Critério das Tensões Principais para a tampa traseira

A magnitude do deslocamento na tampa traseira é desprezível como mostra a Figura 69. Para o carregamento estático analisado, o maior deslocamento é na parte

superior, onde se tem contato com a tampa frontal e este valor é de 0,005 mm. Portanto a geometria da peça foi aprovada também em termos de deslocamento.

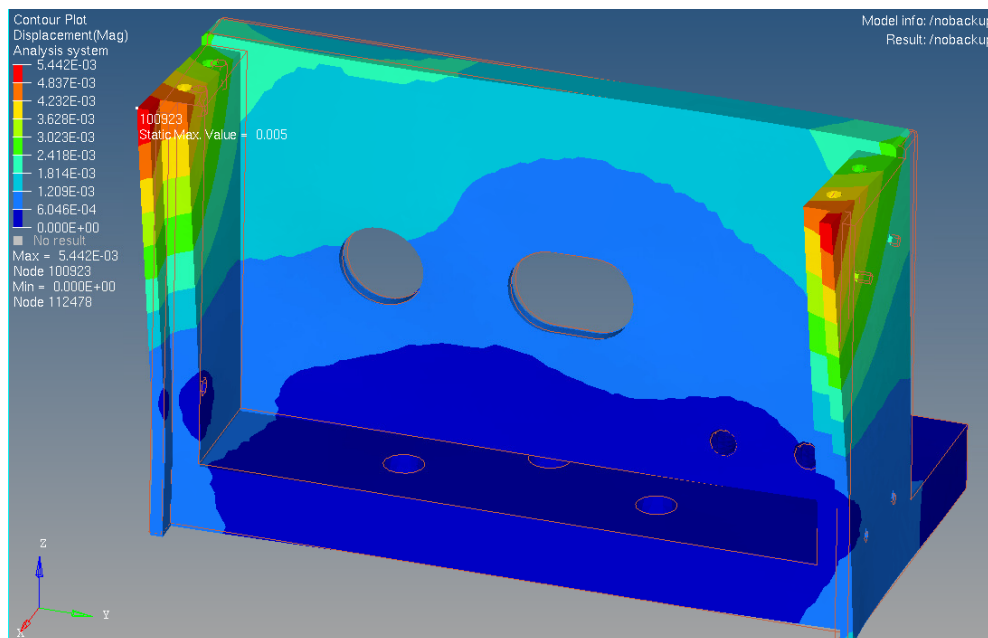


Figura 69 - Deslocamento na tampa traseira

Outras peças de suma importância para o projeto são os eixos. Após os cálculos analíticos que comprovaram na seção 5.1.2 deste projeto que o diâmetro está de acordo, a simulação computacional valida novamente a geometria. De acordo com o critério das tensões principais apresentado na Figura 70, a maior tensão que o eixo está submetida é de 177 MPa, quase cinco vezes menor que a tensão de escoamento do material da peça, AISI 4340, que é de 880 MPa.

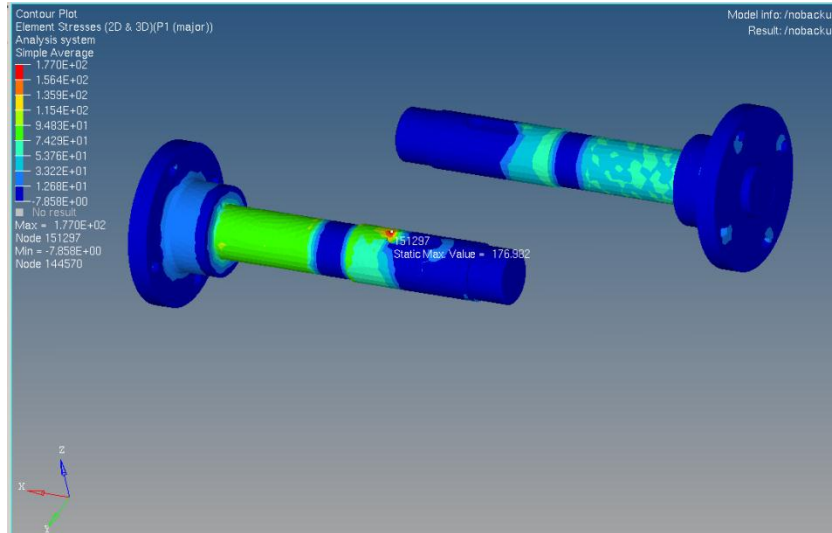


Figura 70 - Critério das tensões principais para o eixo

O deslocamento que o eixo realiza quando carregado tem uma magnitude ínfima de 0,05 mm, podendo-se afirmar que esta geometria também foi validada.

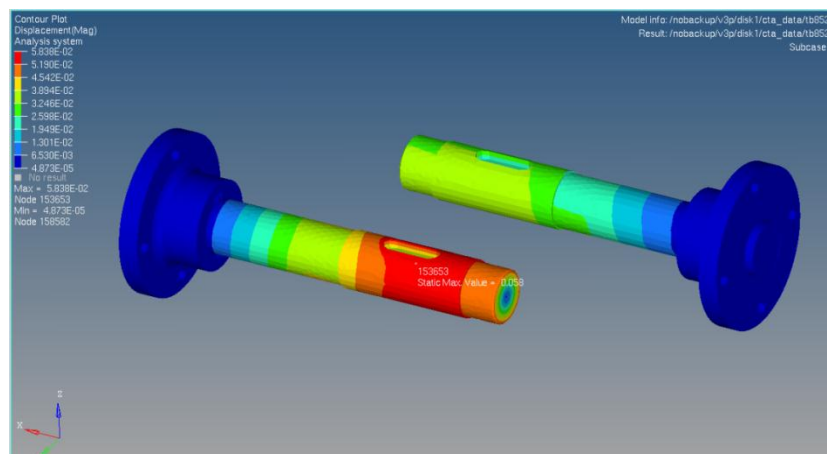


Figura 71 - Deslocamento do eixo

Os mancais de rolamento têm função importante ao suportar diretamente as cargas em x e y. A partir da análise computacional apresentada na Figura 72 por critério das tensões principais, chega-se a conclusão que a peça suportará as cargas que são submetidas. As áreas com maiores tensões aplicadas estão localizadas no contato com as tampas e nas regiões dos furos de fixação. A tensão de escoamento do material AISI 403 L, que é de 240 MPa, suporta facilmente a tensão máxima determinada de 23,4 MPa.

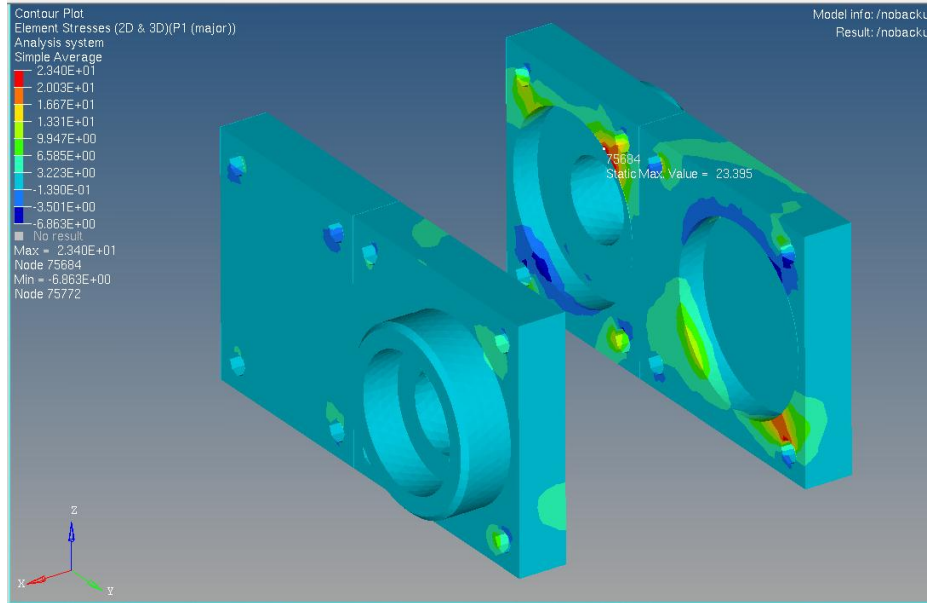


Figura 72 - Critério das tensões principais para os mancais de rolamento

A placa frontal é submetida a tensões de apenas 34,56 MPa conforme verificado pelo método de Von Mises e mostrado na Figura 73. Como a peça possui uma tensão de escoamento de 240 MPa, ela resistirá à tensão máxima de 34,56 MPa a qual é submetida.

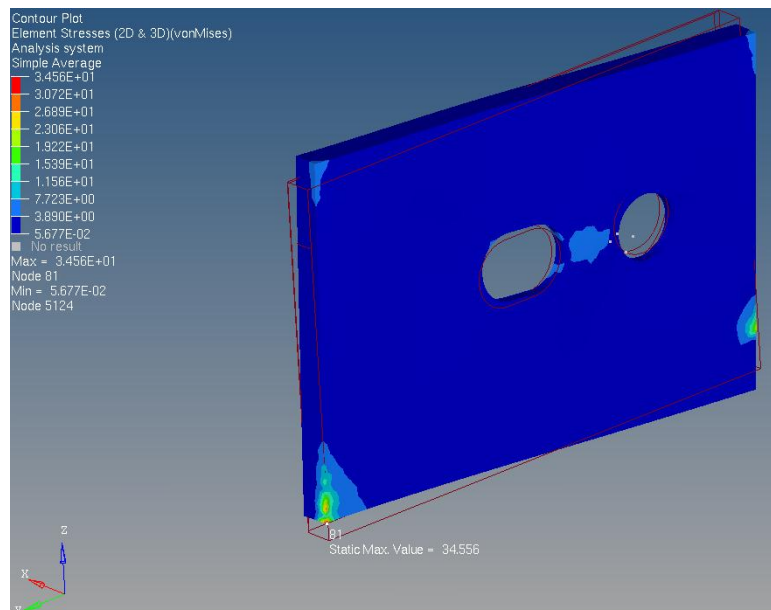


Figura 73 - Critério de Von Mises para a placa frontal

A Figura 74 mostra de forma didática o movimento que a placa frontal tende a realizar quando se tem as cargas aplicadas. Desta forma, é possível verificar que os grampos de fixação podem ser bastante solicitados.

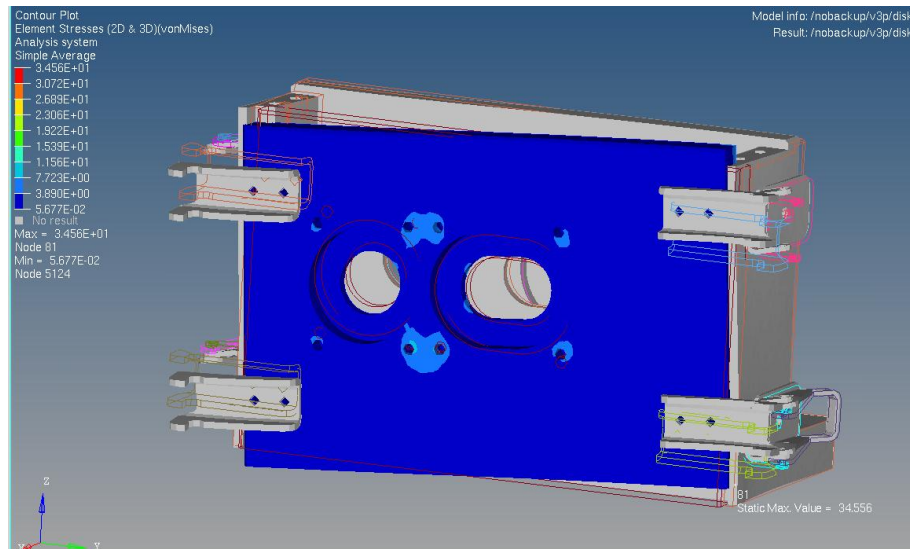


Figura 74 - Extrapolação do movimento da placa frontal

Em virtude da solicitação previamente identificada, realizou-se uma análise nos grampos de fixação, como se pode observar na Figura 75. Considerando que o grampo é constituído de um aço AISI 403 L com tensão de escoamento de 240 MPa, este suportará a tensão de 12,54 MPa com folga considerável.

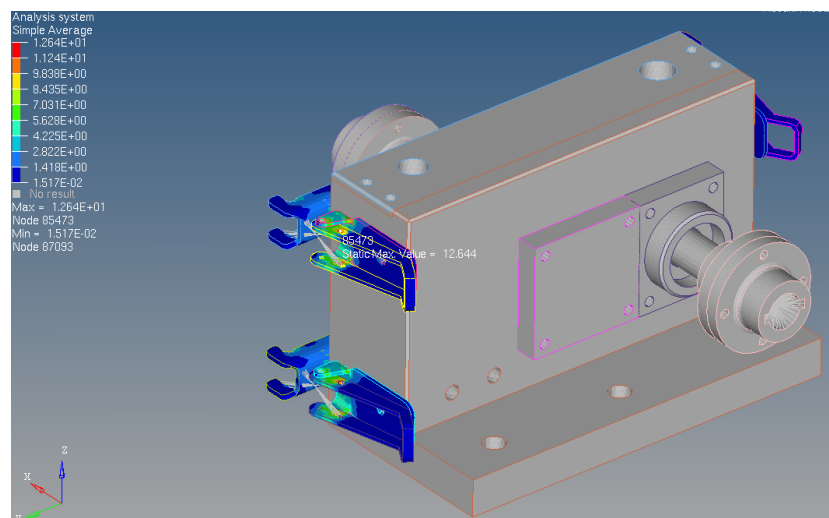


Figura 75 - Tensões nos grampos de fixação

Presumiu-se que a placa superior não sofreria influências de tensões significativas, pois está localizada em uma região onde o carregamento já foi absorvido por todos os outros constituintes. Entretanto, como a peça é feita por um material diferente dos demais, no caso o acrílico, existe a necessidade de avaliar o comportamento da peça. A partir da Figura 76, que mostra deslocamentos na ordem de 0,031 mm no máximo nas regiões de concentração de tensões, se constata que a peça irá resistir aos ensaios.

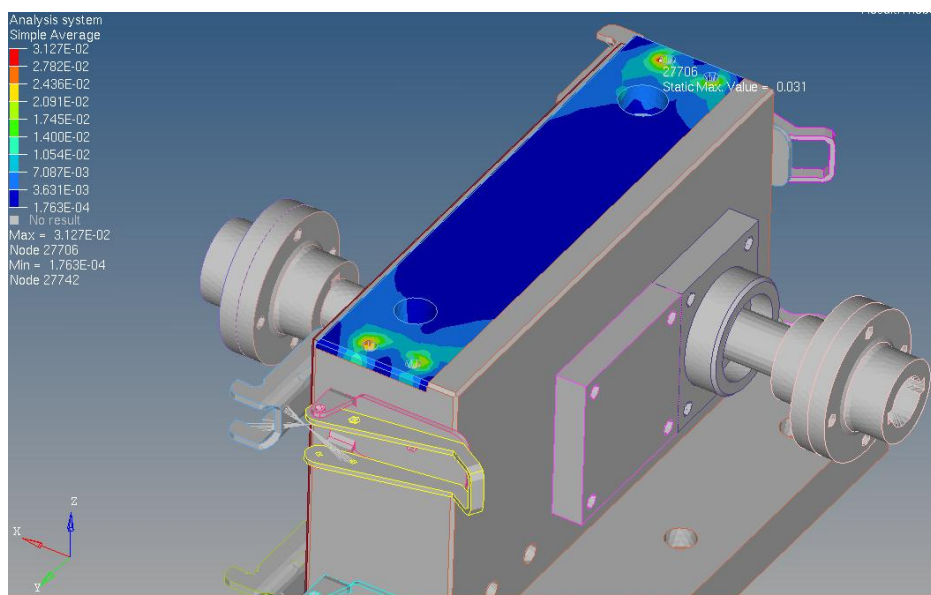


Figura 76 - Deslocamento na placa superior

5.1.12 Demais Especificações

Outros componentes que compõem este equipamento e não foram dimensionados e/ou especificados neste capítulo, deverão ser escolhidos levando-se em consideração o design do equipamento e suas dimensões e poderão ser encontrados em catálogos de peças padrões (catálogos auxiliares em Anexo). Como por exemplo: Retentores, vedação, selante, porcas e parafusos para as demais fixações.

5.2 Apresentação do Projeto

Para o desenvolvimento do projeto, foi utilizado um *software* de CAD 3D muito utilizado pela indústria e de considerável reputação mundial: *Dassault Systèmes CATIA V5* (versão 5.20).

Com este software, têm-se a possibilidade de se realizar projetos precisos em 3D e conseqüentemente o detalhamento em 2D (desenho de fabricação).

Abaixo segue uma imagem (Figura 77) apresentando o equipamento projetado como um todo:

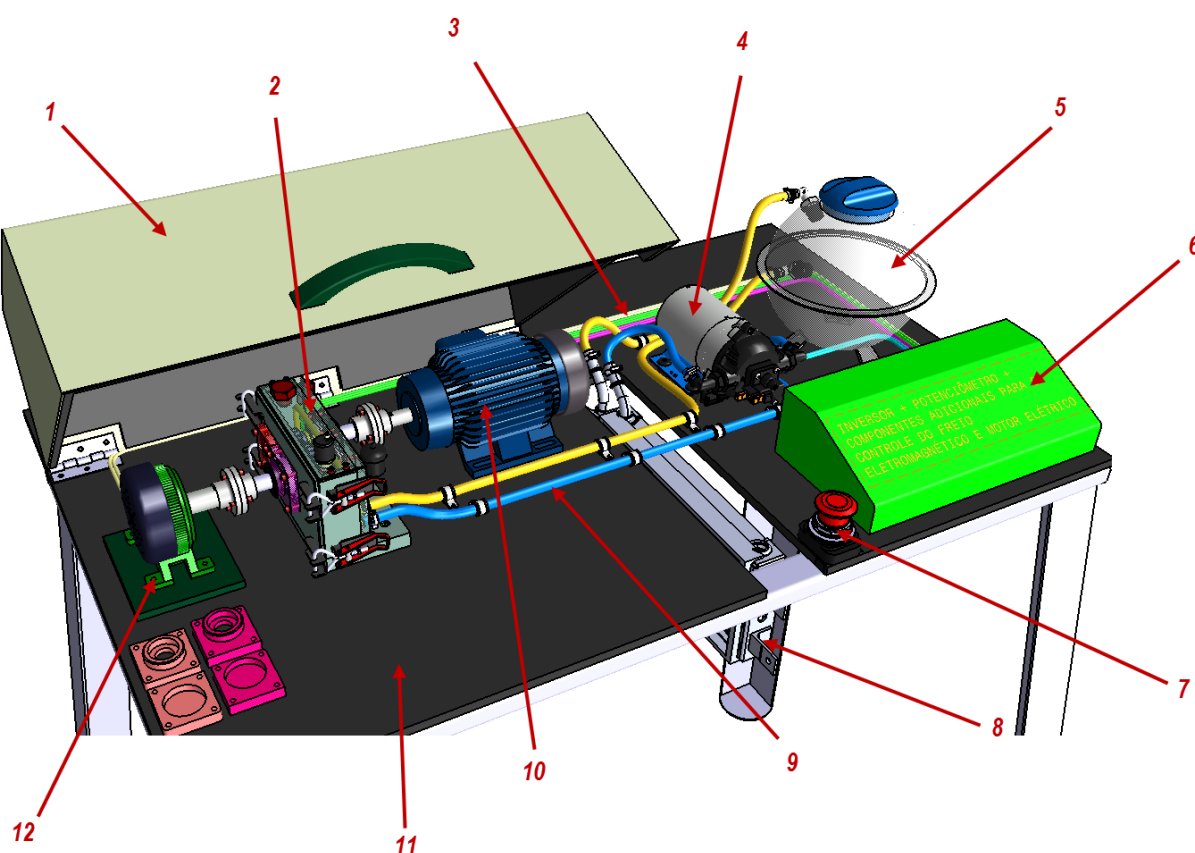


Figura 77 - Equipamento projetado

A partir desta figura temos indicados os seguintes componentes:

- 1 – Cobertura móvel com manta de vidro
- 2 – Equipamento para ensaio com 2 eixos (será detalhado abaixo)
- 3 – Cabos de energia
- 4 – Bomba hidráulica

5 – Reservatório de líquido de arrefecimento

6 – Representação para inversor trifásico, potenciômetro, botões, disjuntores, termopar

7 – Botão de parada de emergência

8 – Radiador (componente aletado para dissipação de calor)

9 – Mangueiras

10 – Motor elétrico

11 – Mesa / Suporte para equipamento

12 – Freio eletromagnético

Para os componentes 1 e 2 têm-se, além do modelo 3D, os desenhos de fabricação com cotas e tolerâncias de projeto para que seja possível a sua construção utilizando recursos da UTFPR e dos responsáveis pela fabricação do mesmo.

Para facilitar a visualização, o equipamento (bloco) para o ensaio (componente 2), está representado em mais detalhes abaixo (Figura 78).

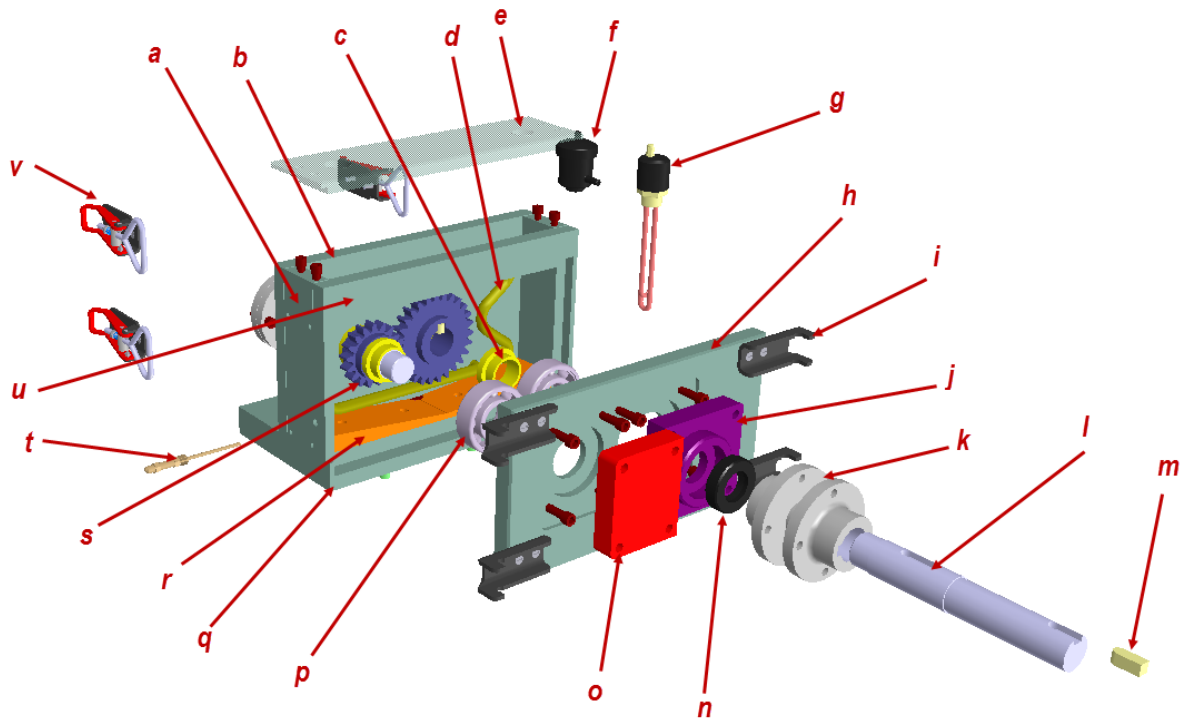


Figura 78 – Vista explodida do bloco de engrenagens

A partir desta figura temos indicados os seguintes componentes:

a – tampa lateral fixa

b – tampa traseira fixa

c – espaçador / arruela

d – duto de circulação de líquido refrigerante

e – tampa superior removível (visualização do ensaio)

f – respiro

g – resistência elétrica de imersão (aquecedor)

h – tampa frontal removível

i – engate para grampo de pressão

j – mancal de rolamento (eixo movido)

k – acoplamentos

l – eixo

- m – chaveta
- n – retentor
- o – mancal de rolamento (eixo motriz)
- p – rolamento
- q – base do bloco
- r – base com direcionamento do óleo para escoamento
- s – engrenagens
- t – termostato
- u – travessa
- v – grampos de pressão

Visando reduzir custos na fabricação do equipamento, todos os outros componentes que não apresentam desenhos de fabricação e/ou especificação para a obtenção comercialmente, serão adquiridos pela Universidade através de doações ou utilizando-se produtos que estão em estoque e no momento sem utilidade em outros equipamentos. Por outro lado, cada componente está bem representado no modelo 3D e também podem ser encontrados especificados nos catálogos que seguem em anexo neste trabalho.

5.2.1 Descrição do Funcionamento do Equipamento

O equipamento projetado neste trabalho funciona da seguinte maneira:

- i) Um par de engrenagens é especificado para o ensaio desejado (material, geometria e dimensões);
- ii) As engrenagens são montadas nos eixos junto com seus componentes de fixação e a tampa é fechada (utilizando-se silicone em pasta para a vedação);
- iii) Para o caso em que há lubrificação, o bloco do equipamento deve ser completado com fluido lubrificante até aproximadamente a altura do eixo por um orifício na tampa superior, como mostrado na Figura 79.

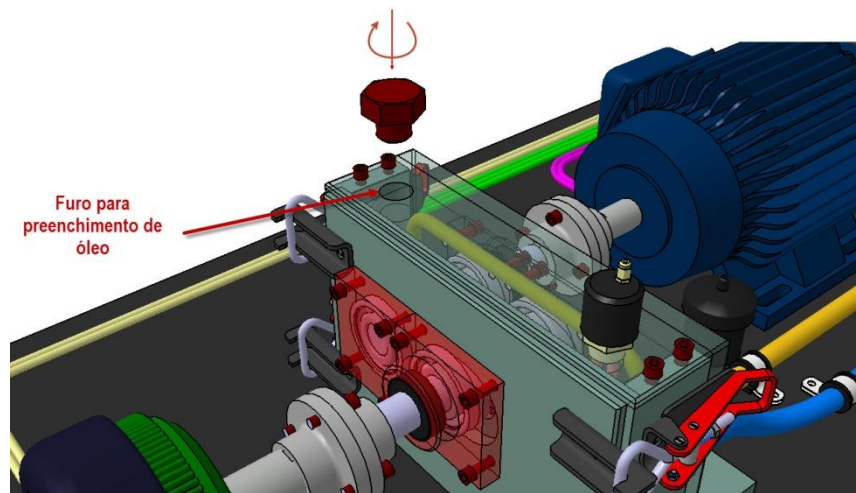


Figura 79 - Furo para preenchimento com fluido lubrificante

- iv) O sistema de controle de temperatura do fluido lubrificante deve ser acionado para manter a temperatura desejada do fluido lubrificante;
- v) A regulagem do motor elétrico e do freio eletromagnético é definida e então ambos devem entrar em funcionamento através de inversor de frequência para o motor elétrico e potenciômetro para o freio eletromagnético (Figura 80);

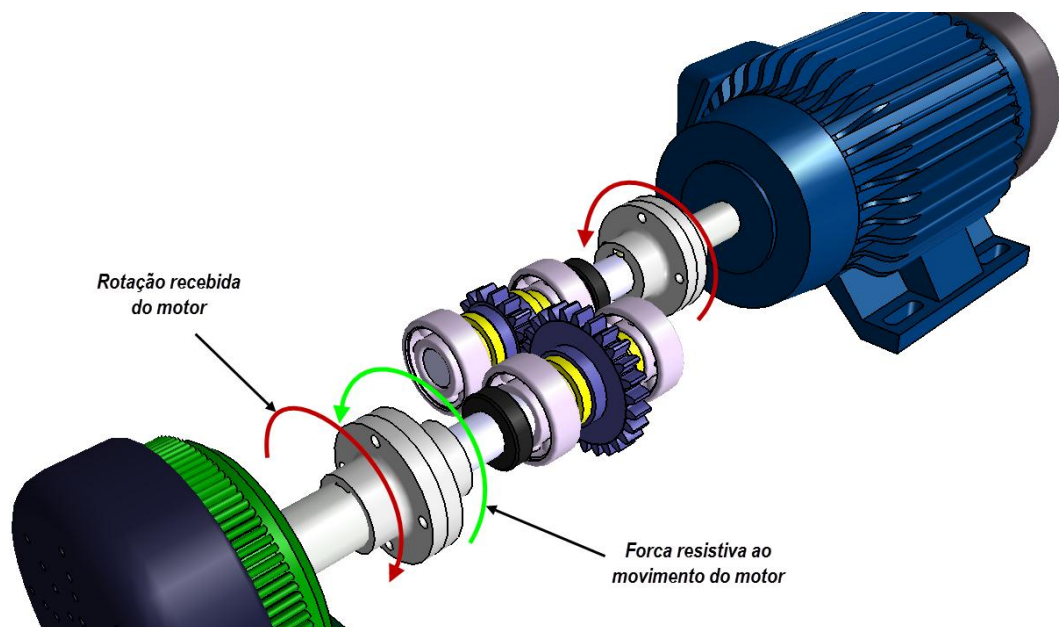


Figura 80 - Movimento dos componentes

vi) Após o ensaio e após o desligamento geral da máquina, o fluido lubrificante deve ser drenado através de uma furação de escoamento situada na região inferior do bloco (Figura 81).

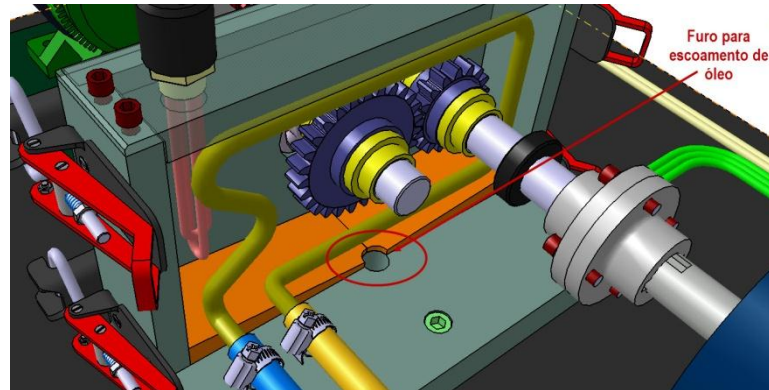


Figura 81 - Furo para escoamento do fluido lubrificante

5.2.2 Detalhamento da Montagem

5.2.2.1 Montagem e Desmontagem do Equipamento para Ensaio

O procedimento de montagem e desmontagem do equipamento para o ensaio é pouco complexo e não demanda muito tempo. A Figura 82 ilustra o equipamento desmontado e logo após, descreve-se o procedimento passo-a-passo.

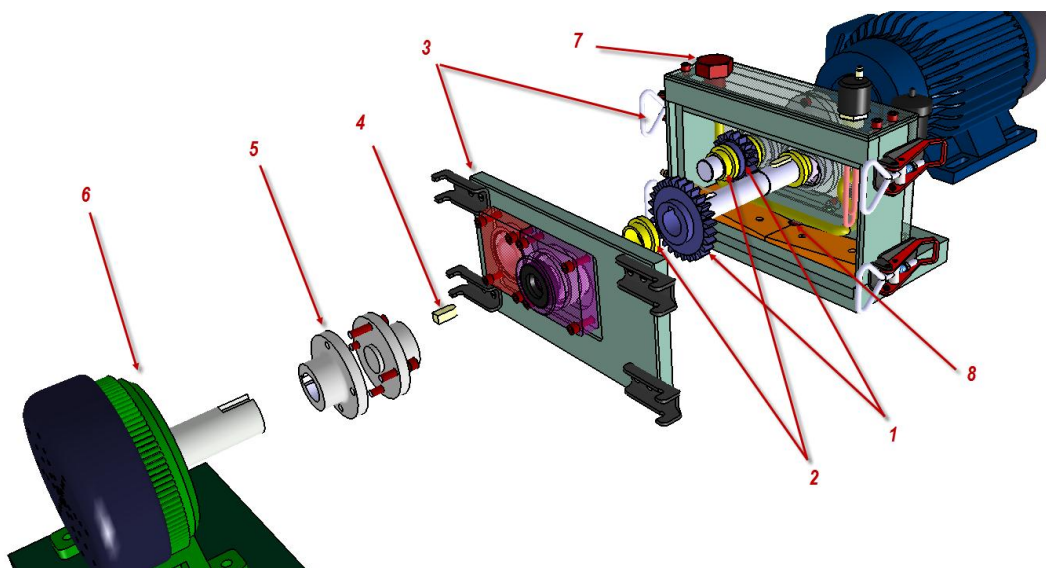


Figura 82 - Montagem e desmontagem do equipamento

1 – Com o equipamento desmontado, inicia-se a sua preparação para o ensaio montando as engrenagens nos eixos fixos aos rolamentos da tampa traseira do equipamento junto com suas respectivas chavetas;

2 – Os espaçadores são montados logo após as engrenagens para que se garanta o assentamento das engrenagens em suas posições;

3 – A tampa frontal contendo rolamentos, mancais e retentor, é encaixada no bloco e nos eixos (pelos rolamentos), sendo fixado através dos grampos de pressão presos ao bloco;

4 – A chaveta para o acoplamento é encaixada no “rasgo” do eixo;

5 – O acoplamento do freio é fixado ao eixo movido do equipamento;

6 – O freio eletromagnético é então fixado na base, em sua posição determinada para a distância entre eixos específica;

7 – Como detalhado no tópico 5.2.1, através do furo situado na tampa superior, no caso de ensaios em que se exijam lubrificação, completa-se o bloco com óleo;

8 – Também detalhado no tópico 5.2.1, após o término do ensaio, o óleo lubrificante deve ser escoado através do furo situado na região inferior do bloco.

O procedimento de desmontagem ocorre de forma inversa ao que foi descrito acima, iniciando-se pelo escoamento do óleo lubrificante no bloco e a remoção do freio eletromagnético.

5.2.2.2 Variação da Distância Entre Eixos

O conceito adotado para a variação da distância entre eixos se baseia na definição de três posições determinadas: 40, 45 e 50 mm.

Esta característica é possível devido ao modelo projetado para a fixação (mancal) do eixo para a engrenagem movida, o qual está acoplado ao freio magnético. Este mancal abriga o rolamento do eixo dentro de uma superfície usinada no mesmo diâmetro do rolamento. Mudando-se o perfil deste mancal (abrigo do rolamento), tem-se como variar a distância entre eixos. A Figura 83 mostra como este mancal foi projetado e como ele pode atuar variando a distância entre eixos:

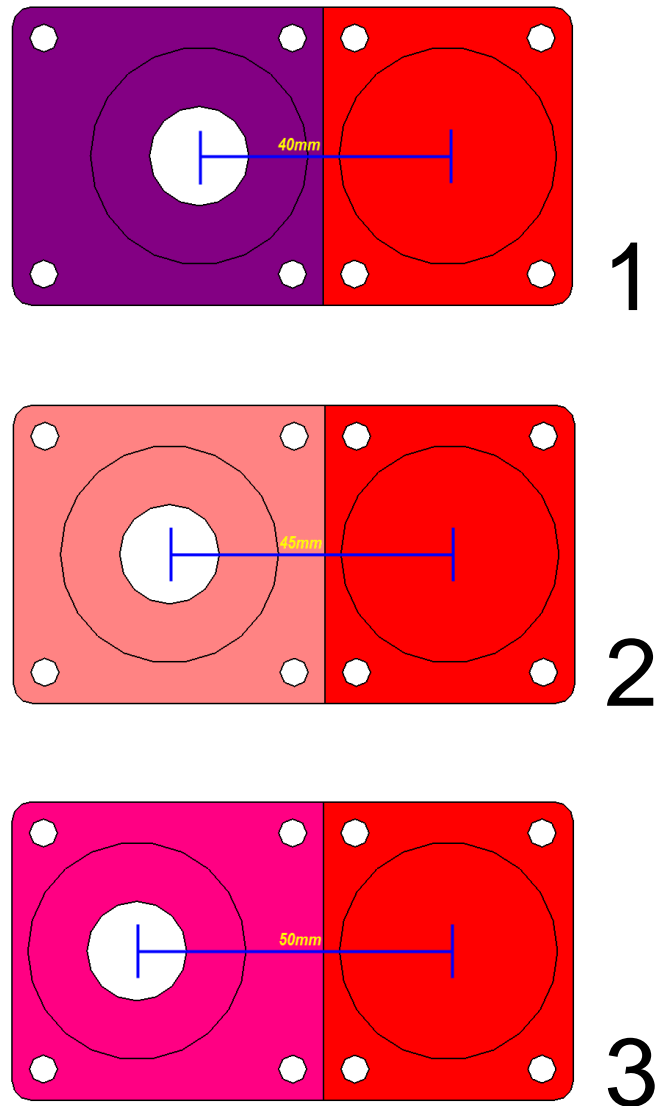


Figura 83 - Mancais de rolamento com variações entre eixos: 1 - para distância entre eixos de 40mm; 2 - para distância entre eixos de 45mm; 3 - para distância entre eixos de 50mm

Esta variação entre eixos é absorvida pela parede do bloco de engrenagens (carcaça) por um oblongo projetado em sua superfície (Figura 84), o qual também atua como abrigo para o rolamento (Figura 85).

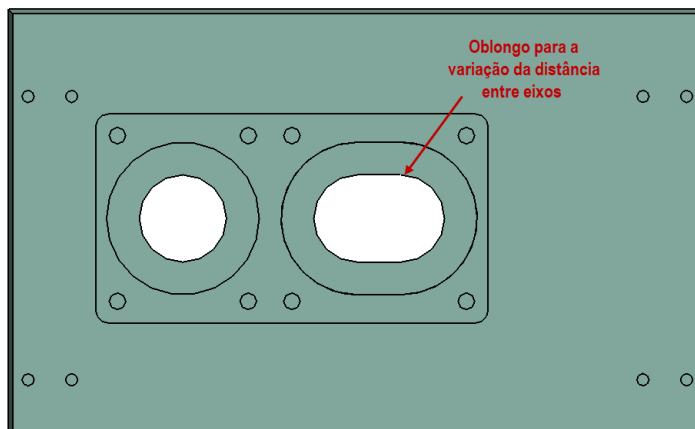


Figura 84 - Parede do bloco de ensaio

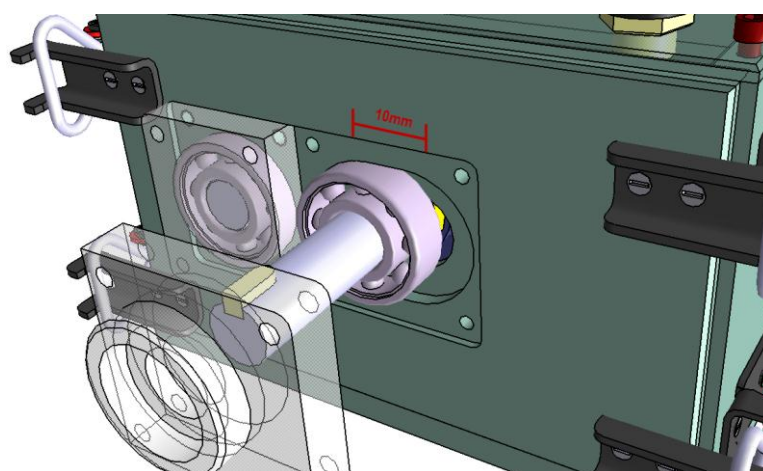


Figura 85 - Bloco de ensaio com a representação da variação da distância entre eixos

Da mesma forma, o freio magnético deve acompanhar a movimentação do eixo, para isto, a sua fixação na mesa pode ser variada através de oblongos criados na base de fixação do freio.

5.2.2.3 Alinhamento dos Eixos

Para a primeira montagem e para quando houver troca dos mancais, a montagem dos mesmos possui duas referências para o assentamento nas tampas frontal e traseira: i) encaixe dos rolamentos nos mancais e nas tampas, ii) rebaixo para encosto dos mancais nas tampas. As Figuras 86, 87 e 88 mostram como os mancais devem ser fixados nas tampas frontal e traseira do equipamento para que se tenha o perfeito alinhamento dos eixos:

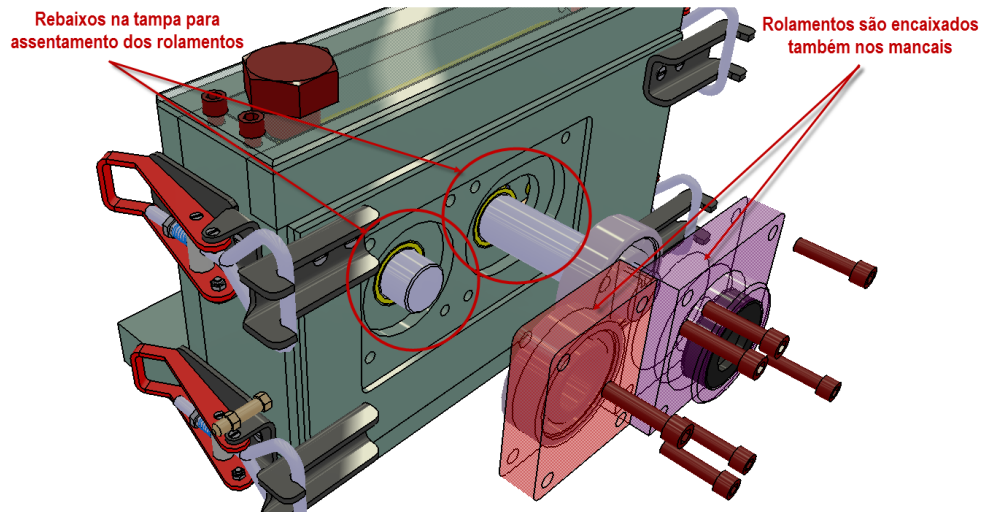


Figura 86 - Rebaixos na tampa para encaixe dos rolamentos e dos mancais

A primeira garantia do alinhamento são os rolamentos, uma vez que eles devem ser encaixados na tampa e nos mancais simultaneamente. Após este primeiro encaixe dos rolamentos, o mancal do eixo motriz deverá encostar as paredes do rebaixo situado na tampa, como apresentado na Figura 87.

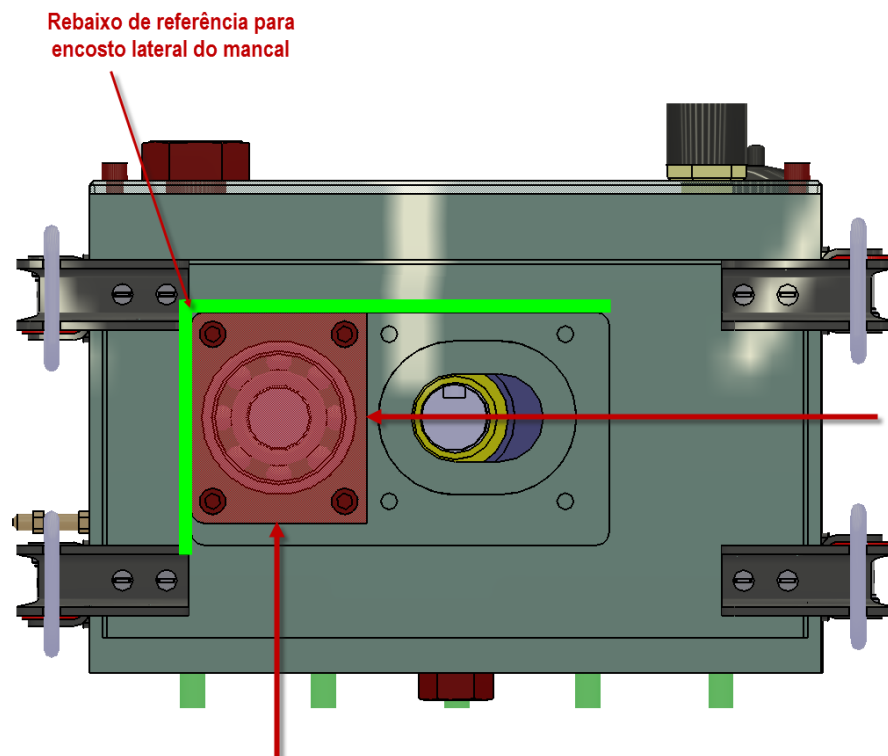


Figura 87 - Mancal do eixo motriz encaixado conforme referência na tampa

Após o mancal do eixo motriz fixado em sua posição, o mancal para o eixo movido deverá seguir o mesmo procedimento. O rolamento irá garantir um pré-alinhamento do mancal com a tampa e logo após, a parede do rebaixo da tampa na região superior e a parede do mancal do eixo motriz servirão como referência para o posicionamento do mancal do eixo movido (Figura 88).

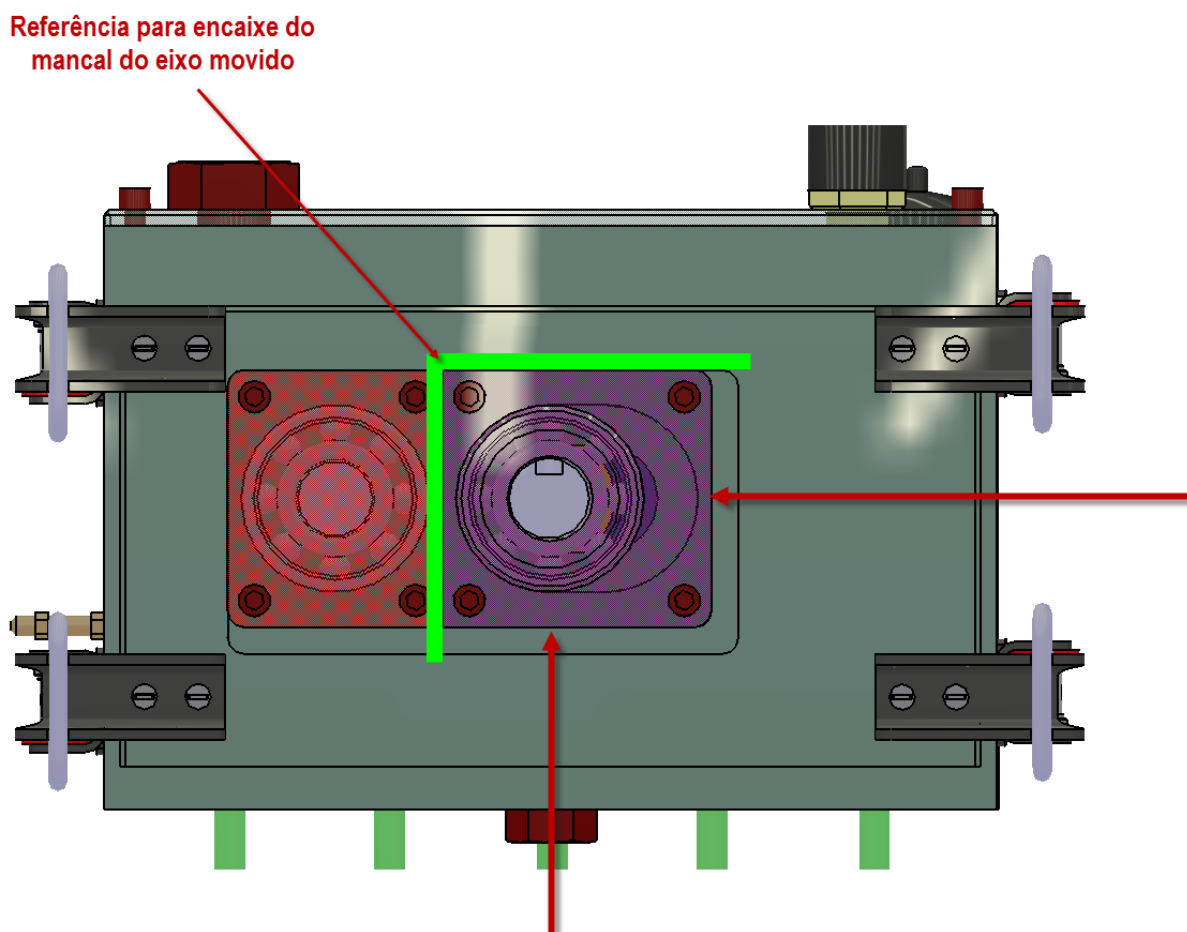


Figura 88 – Mancal do eixo movido encaixado conforme referência na tampa e parede do mancal do eixo motriz

A mesma instrução de montagem é válida para os mancais fixados na tampa traseira.

5.2.3 Fixação da Tampa para Manutenção

Para a realização da manutenção do equipamento e troca de componentes internos, tem-se a necessidade de que uma das paredes do bloco do equipamento possa ser removível.

Um dos requisitos do projeto cita a possibilidade desta parede (tampa) possuir uma maneira fácil e rápida de ser removida, para isto, foram analisados diversos grampos de fixação por pressão, existentes no mercado. As variantes, tamanhos e modelos são enormes, desta forma, o grampo utilizado (Figura 89) no projeto 3D foi um modelo genérico que pode ser substituído e adaptado ao equipamento por outro modelo conforme conveniência, mas que esteja dentro das dimensões do equipamento e que garanta a sua funcionalidade.

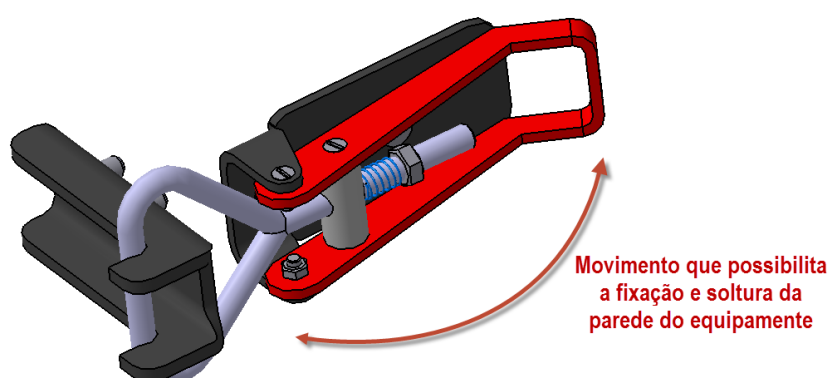


Figura 89 - Fecho de pressão com grampo

5.2.4 Visualização do Ensaio

Um requisito que havia sido descartado na primeira análise técnica para o desenvolvimento do projeto foi a opção de visualização da região interna do equipamento durante a realização do ensaio. Após os cálculos estruturais, notou-se que a tampa superior do equipamento não possui função estrutural considerável, uma vez que toda a estrutura se concentra nas paredes laterais. Com isso, foi possível considerar a tampa superior sendo produzida com um material translúcido como o Acrílico (Figura 90) ao invés de Aço. Desta forma, a visualização das engrenagens durante o ensaio foi um requisito resgatado do início do projeto e que agora pode ser atendido.

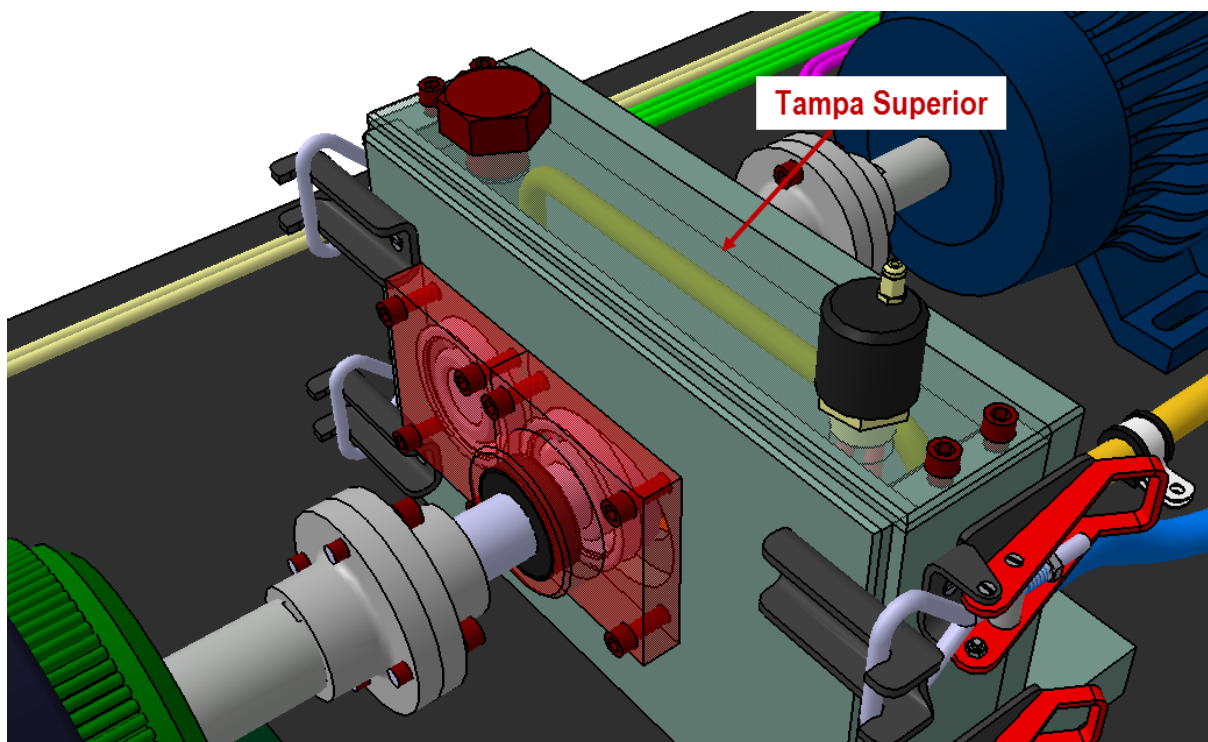


Figura 90 - Vista para a tampa superior do bloco de ensaio

5.2.5 Refrigeração e Aquecimento do Fluido de Lubrificação das Engrenagens

Assim como o equipamento FZG atual existente na UTFPR, a manutenção da temperatura de trabalho do fluido de lubrificação das engrenagens funciona de uma maneira simples que não exige cálculos de rejeição térmica: Aquecimento vs. Refrigeração atuando um contra o outro.

O sistema de Refrigeração utiliza uma tubulação metálica roteada internamente no equipamento que, através do fluxo de fluido refrigerante, resfria o óleo armazenado dentro do bloco. Este fluido refrigerante deve ser armazenado em um tanque (compartimento fechado) que deve ser circulado através de um componente aletado (radiador) que garanta o seu resfriamento. A circulação do fluido refrigerante é realizada através de uma bomba hidráulica.

A bomba hidráulica, tanque de armazenamento de fluido refrigerante, componente aletado (radiador) e mangueiras não serão especificados neste projeto uma vez que estes componentes não necessitam de dimensionamento preciso para a temperatura requerida de trabalho (aproximadamente 80° C) e podem ser adaptados com os recursos disponíveis na UTFPR e pelos responsáveis em fabricar o equipamento.

O aquecimento é feito através de uma resistência tubular de imersão fixada no corpo do bloco em contato com o fluido de lubrificação. O acionamento desta resistência é feito através de um termostato que recebe informações de temperatura coletadas pelo termopar e então determina se a resistência deve aquecer o fluido ou deve permanecer desligado.

Todos os componentes citados acima podem ser observados de uma maneira representativa na Figura 91.

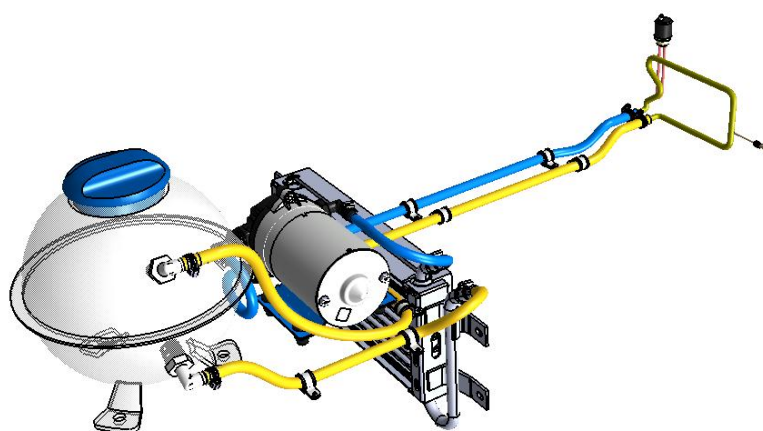


Figura 91 - Sistema de arrefecimento do equipamento

5.2.6 Componentes Adicionais

Alguns componentes foram projetados matematicamente, mas não serão necessariamente utilizados ou produzidos da maneira como está especificado ou modelado.

Isto se deve ao fato de que muitos componentes que serão montados ou fabricados podem ser adaptados e modificados de acordo com a disponibilidade de material na UTFPR ou em outros locais em que o equipamento será fabricado.

Por exemplo, este projeto especifica os requisitos mínimos que o motor elétrico e o freio eletromagnético devem possuir para que se possa ser realizado um ensaio completo e atender a todas as demandas do mesmo. Supondo que o construtor do equipamento adquira um motor elétrico e um freio eletromagnético que atendam a estes requisitos mínimos, mas as suas dimensões sejam diferentes (acima) do que foi modelado e especificado neste projeto, a instalação destes componentes deverá ser adaptada.

No caso de um motor elétrico maior do que a representação em 3D, as suas fixações na mesa de suporte do equipamento deverão ser dimensionadas assim como o acoplamento que irá conectar o eixo do motor elétrico com o eixo do equipamento de ensaio. Um motor elétrico de dimensões maiores também deve apresentar a distância da base até o centro do eixo maior do que a apresentada no modelo 3D, portanto, todo o equipamento deve ser apoiado e fixado em uma base mais alta para que todos os outros componentes fiquem alinhados a uma mesma altura em relação ao eixo (Figura 92).

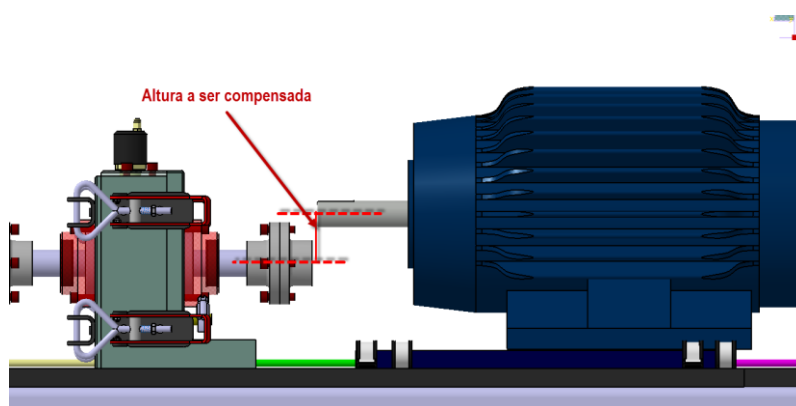


Figura 92 - Representação da necessidade de adaptação do equipamento para diferentes tamanhos de motor

Esta ideia deve ser seguida para vários outros componentes que não fazem parte da estrutura ou da montagem do foco do projeto (bloco, eixos e componentes internos ao equipamento de ensaio), como: mesa, abraçadeiras. Inversor de frequência, potenciômetros, interruptores, chicote elétrico, resistência tubular de imersão, termostato, e botão de parada de emergência.

5.2.6.1 Nivelamento

Os nivelamentos do motor e do freio eletromagnético devem ser realizados para corrigir eventuais desvios de planicidade, que possam existir provenientes de outros processos e acomodações dos materiais. O nivelamento pode ser feito por meio de um parafuso de nivelamento fixo no pé ou flange do motor ou por meio de finas chapas de compensação.

Após o nivelamento, a diferença de altura entre a base de fixação do motor (ou freio eletromagnético) e o motor (freio eletromagnético) não deve exceder 0,1 mm. Caso uma base metálica seja utilizada para ajustar a altura da ponta de eixo do motor com a ponta de eixo da máquina acionada, esta deve ser nivelada na base de concreto.

Recomenda-se que os desvios máximos de nivelamento sejam registrados e armazenados no relatório de instalação. (WEG, 2013)

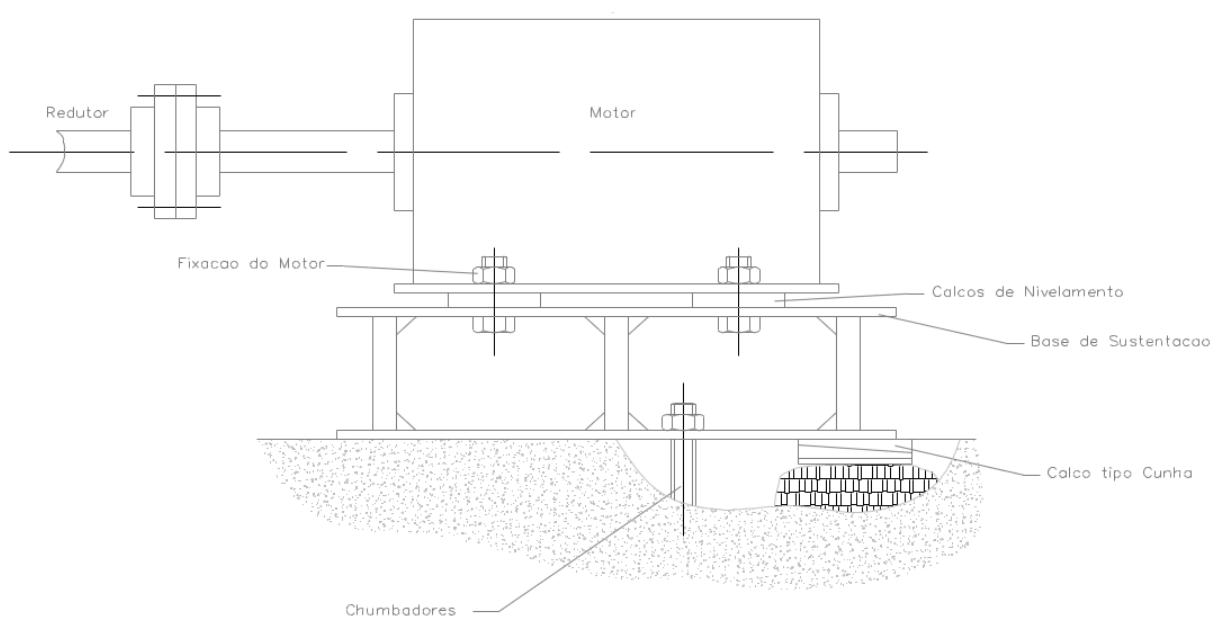
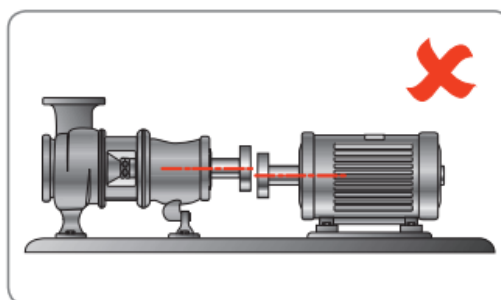


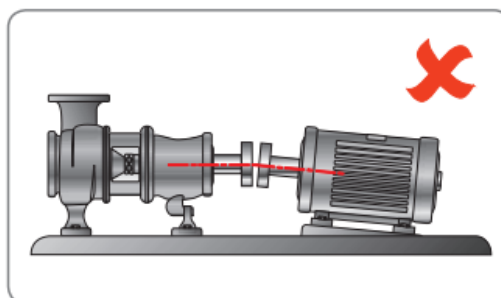
Figura 93 - A base de sustentação do motor pode ser pré-alinhada e pré-nivelada com topografia, ficando apoiada em conjuntos de calço tipo cunha (ENGEFAZ, 2005)

5.2.6.2 Alinhamento

O alinhamento entre a máquina motora e a acionada é uma das variáveis que mais contribuem para prolongar a vida do motor. O desalinhamento entre os acoplamentos geram elevadas cargas que reduzem a vida útil dos mancais, provocam vibrações e, em casos extremos, podem causar a ruptura do eixo. A Figura 94 ilustra o desalinhamento entre o motor e o equipamento acionado.



Desalinhamento paralelo (desvio/deslocamento)



Desalinhamento angular

Figura 94 - Condições típicas de desalinhamento (SKF, 2013)

Para se efetuar um bom alinhamento do motor, devem-se utilizar ferramentas e dispositivos adequados, como relógio comparador, instrumento de alinhamento a laser, entre outros. O eixo deve ser alinhado axialmente e radialmente com o eixo da máquina acionada.

O valor lido em relógios comparadores para o alinhamento, de acordo com a Figura 95, não deve exceder 0,03 mm, considerando um giro completo do eixo. Deve existir uma folga entre os acoplamentos, para compensar a dilatação térmica dos eixos, conforme especificação do fabricante do acoplamento. (WEG, 2013)



Figura 95 - Alinhamento com relógio comparador (WEG, 2013)

Caso o alinhamento seja realizado através de um instrumento a laser, devem ser seguidas as instruções e recomendações fornecidas pelo fabricante do instrumento.

A verificação do alinhamento deve ser realizada na temperatura ambiente e na temperatura de trabalho dos equipamentos. (WEG, 2013)

5.2.6.3 Fatores Radial e Axial

Como representado na Figura 96, usam-se dois relógios comparadores para medir o alinhamento, sendo um instalado radialmente em relação ao eixo de alinhamento (LC - Linha de Centro), e outro axialmente ao mesmo eixo. Se a ponta do cursor do relógio está posicionada num raio R_c , maior que R_a , então, com a rotação do acoplamento A, a ponta do cursor descreverá o círculo C. Se posicionada num raio R_d , menor que R_a , descreverá o círculo D. Repare que C e D são concêntricos, na mesma linha de centro axial de A. Da mesma maneira acontece para o relógio na posição axial.

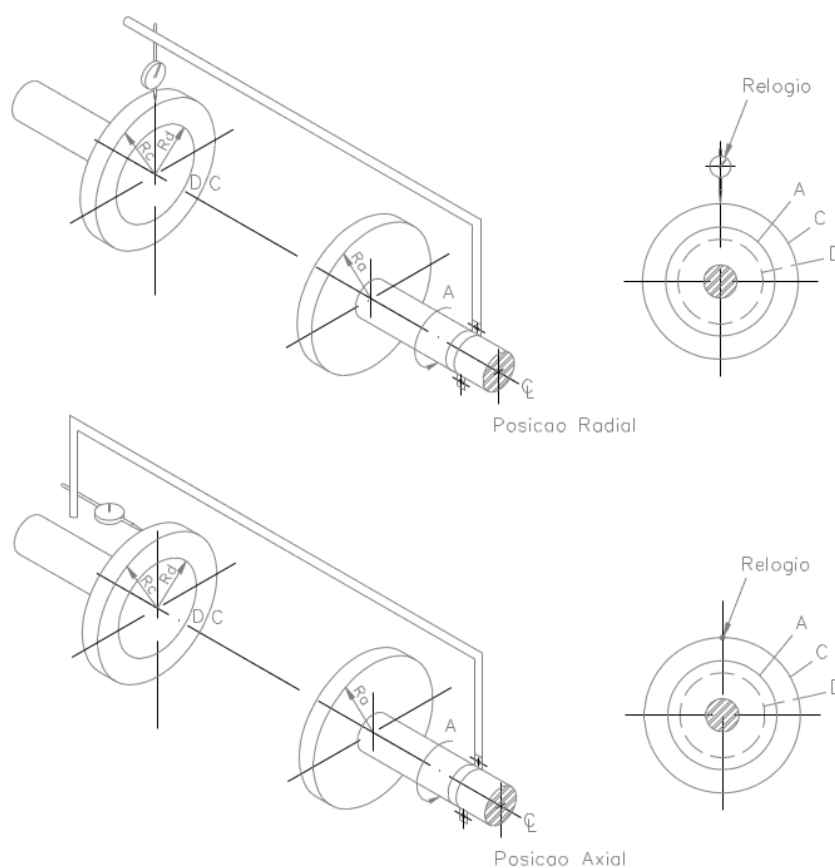


Figura 96 – Medição do alinhamento entre dois eixos (Radial e Axial) (ENGEFAZ, 2005)

5.2.7 Lista de Materiais

Neste tópico seguem listados os componentes projetados na Tabela 21, com a quantidade, descrição e material especificado. Os desenhos de fabricação para estes componentes seguem em anexo a este trabalho (Apêndice C), assim como os modelos 3D.

Tabela 21 - Lista de componentes a serem fabricados (com desenhos de fabricação)

Nome da Peça	Descrição	Qtde.	Material
0003	Tampa Frontal Removível	1	AISI 304 L
0005	Tampa Lateral (Direita)	1	AISI 304 L
0006	Tampa Lateral (Esquerda)	1	AISI 304 L
0007	Tampa Superior	1	Nylon / Acrílico
0004	Tampa Traseira Fixa	1	AISI 304 L
0008	Base do Equipamento	1	AISI 304 L
0009	Mancal para Eixo Motriz	1	AISI 304 L
0010	Mancal para Eixo Motriz com Furo	1	AISI 304 L
0014	Mancal para Eixo Movido com Furo (40mm)	1	AISI 304 L

0012	Mancal para Eixo Movido (40mm)	1	AISI 304 L
0011	Mancal para Eixo Movido (45mm)	1	AISI 304 L
0013	Mancal para Eixo Movido com Furo (45mm)	1	AISI 304 L
0015	Mancal para Eixo Movido com Furo (50mm)	1	AISI 304 L
0016	Mancal para Eixo Movido (50mm)	1	AISI 304 L
eixo	Eixo Motriz e Movido	2	AISI 4340
FL002	Acoplamento (Lado do eixo) Macho	2	AISI 4340
FL001	Acoplamento (Lado do Motor/Freio) Fêmea	2	AISI 4340
SangriaA	Placa para Orientar o Escoamento de Óleo	1	AISI 304 L
SangriaB	Placa para Orientar o Escoamento de Óleo	1	AISI 304 L
Washer	Espaçador para Engrenagem	4	AISI 304 L
chaveta1	Chaveta da Engrenagem	2	SAE 1030
chaveta2	Chaveta do Acoplamento	2	SAE 1020
dutos	Tubo Metálico para Arrefecer Fluido	1	ASTM A269 (Aço Inox)
Engate	Aba para Fixar Tampa Através do Grampo	4	AISI 304 L
Cobertura	Cobertura de Proteção do Equipamento	1	ASTM A 36 + Manta de Vidro
TRAVESSA	Componente Estrutural do Bloco	1	AISI 304 L

A Tabela 22 lista os componentes básicos apresentados de uma forma representativa no modelo 3D e que deverão ser adquiridos posteriormente à fabricação do componente. Alguns itens já foram especificados e servem como recomendação no momento da aquisição.

Tabela 22 - Lista de componentes a serem adquiridos

Nome da Peça	Descrição	Qtde.	Sugerido
Rolamento	Rolamento para os Eixos	4	SKF 6202 Shielded Bearing
Retentor	Retentor para Eixos	2	Comercial Catalogado
eng1	Engrenagem Motriz Dp a Definir	1	A definir no ensaio
eng2	Engrenagem Movida Dp a Definir	1	A definir no ensaio
Grampo	Fecho Rápido de Pressão com Grampo	4	Comercial Catalogado
allen m4x16	Parafusos para Acoplamento e Fixações do Bloco M4X16	24	Classe 12.9 rosca parcial DIN 912
allen m4x8	Parafusos para Fixação da Tampa Superior M4X8	4	Classe 12.9 rosca parcial DIN 912
allen m6	Parafusos para Fixação da Base do Bloco M6X26	5	Classe 12.9 rosca parcial DIN 912
994482	Parafuso para Furo de Preenchimento de Óleo M14X10	1	Classe 12.9 rosca parcial DIN 912
M10	Parafuso para Furo de Escoamento de Óleo M10X18	1	Classe 12.9 rosca parcial DIN 912
M3	Parafusos de Fixação do "Engate" M3X7	8	Classe 12.9 rosca parcial DIN 912
M3	Parafusos de Fixação das placas de escoamento de óleo	4	Classe 12.9 rosca parcial DIN 912
freio	Freio Eletromagnético a Ser Adquirido	1	-
Electric Motor	Motor Elétrico a Ser Adquirido	1	-
Radiator	Componente Aletado Para Refrigeração	1	-
Bomba	Bomba Hidráulica para Fluido Refrigerante	1	Comercial Catalogado
Hose1	Mangueira para Fluido Refrigerante	-	PVC

Hose2	Mangueira para Fluido Refrigerante	-	PVC
Hose3	Mangueira para Fluido Refrigerante	-	PVC
Hose5	Mangueira para Fluido Refrigerante	-	PVC
TANKASSY	Tanque para Fluido Refrigerante	1	-
heater	Resistência Elétrica de Imersão	1	Inox 500W
Termopar	Termopar para Coleta de Temperatura de Óleo	1	Comercial Catalogado
breather	Respiro de Óleo para o Bloco de Ensaio	1	Comercial Catalogado
WORMCLAMP	Abraçadeira para Mangueira	8	Comercial Catalogado
MS21919	Grampo para Mangueira	10	Comercial Catalogado
E-StopX	Botão de Parada de Emergência	1	Comercial Catalogado
Elétrica	Representação de Chicote Elétrico para Freio	1	Comercial Catalogado
Elétrica2	Represent. Chicote Elét. para Resistência e Termostato	1	Comercial Catalogado
Elétrica3	Representação de Chicote Elétrico para Motor Elétrico	1	Comercial Catalogado
Elétrica4	Representação de Chicote Elétrico para Bomba Hidráulica	1	Comercial Catalogado
Table	Mesa Suporte para Equipamento	1	ASTM A 36
Inversor	Potenciômetro para Freio Eletromagnético	1	Adquirido juntamente com Freio
Inversor	Inversor para Motor Especificado	1	Especificado para o Motor
Inversor	Termostato TIC-17RGTi	1	Comercial Catalogado
Inversor	Disjuntor Monofásico de 40A	1	Comercial Catalogado
Inversor	Tomada Monofásica	1	Comercial Catalogado
-	Silicone de Vedação de Alta Temperatura	-	3M
-	Selante	-	LOCTITE

5.2.8 Cumprimento das Necessidades do Cliente no Projeto

A Tabela 23 lista as necessidades do cliente resgatadas do início deste trabalho. De um modo conciso classifica-se se a necessidade foi cumprida, parcialmente cumprida ou não cumprida e de que forma esta foi solucionada.

Tabela 23 - Cumprimento das necessidades do cliente

Necessidades dos clientes (desejáveis no produto)		Cumprimento da Necessidade no Projeto	Solução
1	Baixo nível de ruído		Cobertura metálica com isolamento acústico cobrindo o equipamento, motor e freio (equipamento compacto com 1 par de engrenagens)
2	Segurança na operação		Cobertura metálica + botão de parada de emergência sugerido + cálculo estrutural garantindo a resistência do equipamento
3	Controlar (monitorar) nível do óleo lubrificante durante o ensaio		Nível de óleo pode ser verificado através da tampa superior opaca (Acrílico, Nylon, etc.)
4	Obter valor do torque (no eixo) ao final do ensaio		Torque pode ser controlado pelo freio (determinado pelo potenciômetro) mas não verifica possíveis variações do torque desde o início do ensaio até o fim
5	Sistema de sangria do óleo lubrificante eficiente		Base do equipamento projetada para que escoamento do óleo seja concentrado em um ponto único de escoamento
6	Facilidade de montagem e desmontagem		Adaptação de grampos de pressão para a fixação e montagem rápida da tampa desmontável
7	Facilidade de limpeza		Sistema de sangria otimizado e direcionado para fora da mesa (por baixo)
8	Baixo custo de fabricação		Levando em consideração as peças que serão fabricadas, o projeto focou na simplicidade das mesmas para que possam ser fabricadas utilizando-se recursos da UTFPR
9	Equipamento deve ser compacto		Equipamento possui apenas um bloco para o ensaio (FZG necessita de dois blocos) + equipamento possui dimensões de aproximadamente 50% do equipamento de ensaio atual da UTFPR
10	Possibilidade de testar engrenagens com diâmetros diferentes		Variante para alteração da distância entre eixos foi projetada focando em três posições definidas: 40, 45 e 50mm
11	Possibilidade de ensaio com engrenagens de plástico		Para ensaios de engrenagens plásticas, apenas o torque e outros dados do ensaio deverão ser ajustados
12	Ser possível ter a visualização das engrenagens		Tampa superior projetada para não suportar cargas e ser possível a utilização de material opaco, proporcionando a visualização

A possibilidade de se realizar ensaios em engrenagens de dentes helicoidais foi um assunto abordado neste trabalho, porém não é uma necessidade do cliente. Para que seja possível a realização de ensaios envolvendo engrenagens de dentes helicoidais, seguem algumas atividades que deverão ser realizadas em cima do projeto atual afim de se garantir o funcionamento ideal do equipamento e impedir possíveis quebras e/ou acidentes:

- Calcular a força axial atuante no eixo;
- Substituir os rolamentos do equipamento para rolamentos capazes de suportar cargas axiais;
- Realizar FEA na carcaça e reforçar os mancais caso necessário.

5.2.9 Dimensões do Equipamento

Abaixo segue uma representação mostrando as medidas finais aproximadas do equipamento (Figura 97):

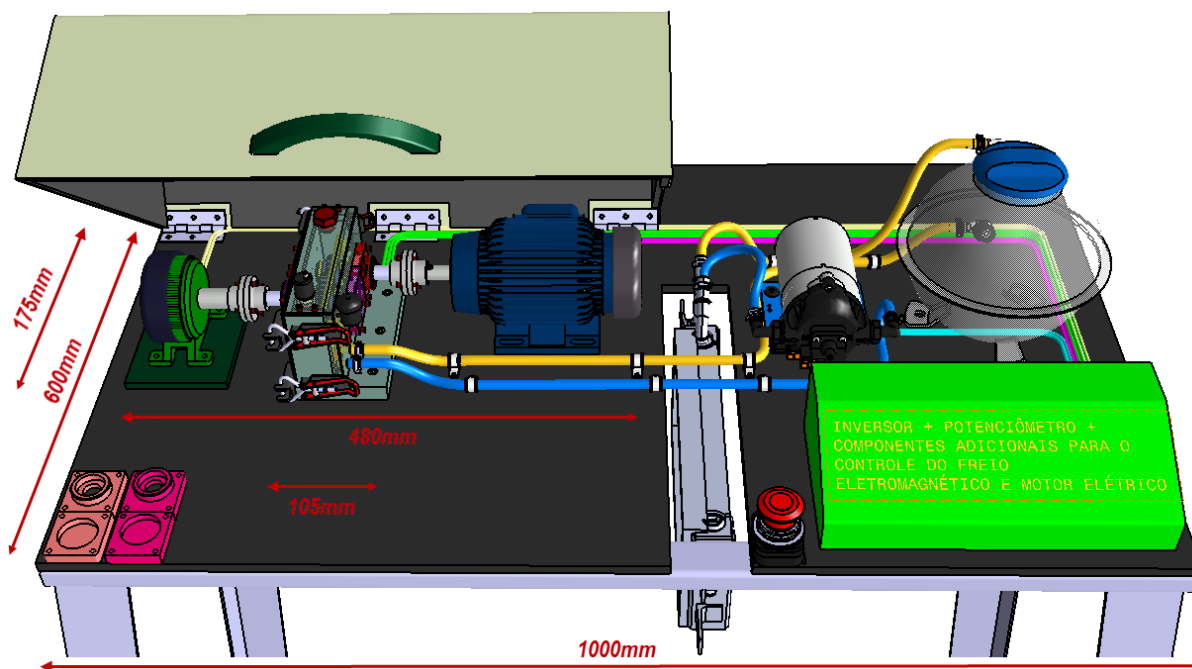


Figura 97 - Dimensões básicas do equipamento

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Considerando o que foi apresentado neste trabalho, pode-se afirmar que o objetivo do projeto foi alcançado. Tem-se uma proposta de um considerado viável academicamente, uma vez que este é considerado um projeto capaz de ser fabricado utilizando recursos da UTFPR e também por poder ser a base para a realização de variados estudos e trabalhos importantes para o meio acadêmico e para a formação de engenheiros. Várias informações importantes foram levantadas e conseguiu-se compreender de uma maneira bastante satisfatória os conceitos envolvidos na realização de um projeto focando em um produto capaz de atender às necessidades de um cliente específico. Também, conseguiu-se compreender as análises e ensaios que serão realizados com o equipamento projetado.

O desenvolvimento deste projeto utiliza uma metodologia bastante eficiente que resultou na escolha de alternativas e funções condizentes com o objetivo. O projeto foi realizado utilizando-se recursos e *softwares* de engenharia comuns na indústria. Análises virtuais e projeções tridimensionais foram realizadas com o intuito de se obter as precisões ideais em cada componente do equipamento. Cálculos e análises computadorizadas das tensões aplicadas na estrutura do equipamento também contribuíram para que o projeto fosse concluído da forma mais confiável possível.

Buscou-se projetar um equipamento que, da visão de projeto, não apresenta peças complexas nem de difícil obtenção no mercado. Cada componente da estrutura do equipamento foi desenhado utilizando-se geometrias simples que não necessitam de processos caros e complexos para a fabricação. Outros componentes que compõem o equipamento foram especificados tendo como base catálogos comerciais, os quais podem ser adquiridos facilmente em lojas especializadas.

Além de ser uma contribuição para a universidade, o desenvolvimento de um equipamento de ensaio de desgaste de engrenagens é uma excelente oportunidade para os integrantes envolvidos na realização deste trabalho, de resgatar e aplicar tópicos aprendidos durante todo o curso de Engenharia Industrial Mecânica.

REFERÊNCIAS

AEM Center, University of North Dakota, **Fatigue Testing**. Disponível em: <<http://engineering.und.edu/research/aemc/fatiguetest.php>>, Acesso em: 22 de maio de 2012.

ALTEC IND. E COM. DE INSTRUMENTOS LTDA. **Freio a pó magnético**. São Paulo: 2013.

AMARAL, **Gestão de Desenvolvimento de Produtos - Uma referência para a melhoria do processo**. São Paulo: Editora Saraiva, 2006.

AMERICAN SOCIETY FOR METALS., **ASM Handbook: Fatigue and Fracture**. ASM International, vol. 19, 1996. p. 296-300, 331-336, 377-378.

ASKELAND; PHULÉ, **Ciência e Engenharia dos Materiais**. São Paulo, Cengage Learning, 2008. p. 198.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7094: Máquinas elétricas girantes – Motores de indução - Especificação**. Rio de Janeiro, 2003.

BOGDANOWICZ, J. M. **The Development of a New Magnetic Brake**. Disponível em: <<http://www.designworldonline.com/the-development-of-a-new-magnetic-brake/>>. Acesso em: 18 de agosto de 2013

BRANDALIZE, G., **Estudo do Fenômeno de Fadiga de Contato Utilizando Equipamento de Ensaio Tribológico com Engrenagens do Tipo “Power Recirculation Rig”**. Curitiba, 2007.

CALLISTER, Jr., W. D., **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 7^a Ed. Rio de Janeiro, LTC, 2008.

COLLINS, **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha**. 1st ed. LTC, 2006.

DAVIS, J.R. “**Gear materials, properties, and manufacture**” ASM International. ISBN 0-87170-815-9, 2005.

DING, Y.; RIEGER, N. F. **Spalling formation mechanism for gears**. *Wear*, vol. 254, p. 1307-1317, 2003.

DUDLEY, D. W. **Handbook of Practical Gear Design**. McGraw-Hill Book Company, 1983.

ENGEFAZ, Engenharia Ltda, **Apostila de Alinhamento (Inspeção Dinâmica)**, Cosmópolis, 2005.

FALK, **Catálogo Geral de Acoplamentos**. Disponível em: <<http://www.scribd.com/doc/70417394/Catalogo-Acoplamentos-FALK>>, Acesso em: 29 de julho de 2013.

FZG, **Description of the pittingtest**, Institute for Machine Elements – Gear Research Center, 1992.

HARALD, A.; LÖHR, H., **Geschlossenes Verspanngetriebe zur Pruefung Von Rotierenden Mechanischen Uebertragungselementen**. Patente alemã DE2908860, 1980.

HÖHN; MICHAELIS, **New test methods for the evaluation of wear, scuffing and pitting capacity of gear lubricants**. AGMA Technical Paper 98FTM8 (1998).

HOUSER D.R., **Gleason Goulder single flank measurement system**, Ohio, 2006. Disponível em: <<http://gearlab.eng.ohio-state.edu/Pages/TestStand/SubSites/Gleason-goulder.html>>, Acesso em: 11 de junho de 2012.

IMREK, H., **Performance Improvement Method for Nylon 6 Spur Gears**, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Selcuk University, Alaeddin Campus, 42075 Konya, Turkey, 2008.

IFSC, Instituto Federal de Santa Catarina, IFSC WIKI PARAFUSOS. Disponível em: <https://wiki.ifsc.edu.br/mediawiki/images/b/bc/PARAFUSOS_IV.pdf>, Acesso em: 12 de agosto de 2013.

JUNIOR, A., Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos, Apostila para os Cursos: Sistemas Mecânicos, Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. 2003.

KODA, F., **Estudo da Fadiga de Contato em Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – PPGEM, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2009.

LENZ, A. L. **Os Ímãs Permanentes e os Motores Puramente Magnéticos**. Disponível em: <<http://automoveiseletricos.blogspot.com.br/2013/06/os-imas-permanentes-e-os-motores.html>>. Acesso em: 15 de agosto de 2013.

LETZELTER, E., **A new experimental approach for measuring thermal behavior in the case of nylon 6/6 cylindrical gears**, Mechanics Laboratory of Contacts and Structures, Department of Mechanical Engineering, INSA Lyon, Lyon, France, 2010.

MAAG GEAR BOOK. **Calculation and manufacture of gears and gear drives for designers and works engineers**. Zurich, Switzerland, FABAG, 1963.

MARTINEZ, J., **Comparação Da Resistência ao Desgaste Por Fadiga de Contato de Engrenagens Fabricadas em Aço Aisi 4140 e Ferro Fundido Nodular Austemperado**. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2011.

MELCONIAN, S., **Elementos de Máquinas**. 3. ed, São Paulo: Érica, 2002.

MIHAILIDIS, A., **A New System for Testing Gears Under Variable Torque and Speed**. Laboratory of Machine Elements and Machine Design, Department of Mechanical Engineering, Aristotle University of Thessaloniki, Thessaloniki, Greece, 2009.

MOTT, **Machine Elements in Mechanical Design**. 4th ed. P. cm. Pearson Prentice Hall, 2004.

NORTON, R. L., **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2ª Ed. Porto Alegre, Bookman, 2004.

PAHL, G., BEITZ, W., **Engineering Design: a systematic approach**. 2nd ed., Londo, Springer-Verlag, 1996.

PEREIRA, A. **Freio eletromagnético para ensaios de motores elétricos de indução**. 2006.121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2006.

PINA, A., **Características do Ruído com Impacto na Saúde**. Portal de Saúde Pública, 2000. Disponível em: <<http://www.saudepublica.web.pt/05-promocaosaude/051-educacao/ruído.htm>>, Acesso em: 29 de abril de 2013.

REISDORFER, D. B., GEQUELIN, J, **Análise das Tensões de Contato em Engrenagens Utilizando os Métodos Analítico e Numérico**. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Industrial Mecânica, UTFPR - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba pp. 126, 2008.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R., **Mechanical Engineering Design**. 6ª Ed. McGraw-Hill Higher Education, 2001.

SHIPLEY, **Machine Design**. Penton Publishing Co, 1967.

SKF, **Bearing Calculator**. Disponível em:

<<http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>>, Acesso em: 30 de março de 2013.

SKF, **Ferramentas de Alinhamento de Eixo da SKF**. Disponível em:

<http://www.skf.com/binary/45-36132/11443PTBR_TKSA_ShaftAlignmentTools.pdf>, Acesso em: 20 de agosto de 2013.

SPECTRAQUEST, INC., **Gearbox Dynamic Simulator**, Richmond, VA 23228 USA.

Disponível em: <<http://spectraquest.com/drivetrains/details/gds/>>, Acesso em: 25 de abril de 2013.

STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W., **Engineering Tribology**. Butterworth-Heinemann, 2ª Ed. 2005.

VORAX, **Freios eletromagnéticos**. Disponível em:

<<http://www.vorax.com.br/download.php?arquivo=downloads/Cat%20logo%20de%200Freios%20Din%20micos%20Vorax.pdf>>, Acesso em: 15 de agosto de 2013.

WEG, **Manual Geral de Instalação, Operação e Manutenção de Motores**

Elétricos. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-iom-general-manual-of-electric-motors-manual-general-de-iom-de-motores-electricos-manual-geral-de-iom-de-motores-electricos-50033244-manual-english.pdf>>, Acesso em: 20 de agosto de 2013.

WEG, **Motor Elétrico Trifásico**. Disponível em:

<<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-brasil-50023622-catalogo-portugues-br.pdf>>, Acesso em: 10 de maio de 2013.

WOLKOMIR, R., **Listen to This**. The Reader's Digest. 2005.

APÊNDICE A – QUESTIONÁRIO



Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Trabalho de Conclusão de Curso
Desenvolvimento de Projeto de um Equipamento para Ensaio Acelerado de Desgaste de Engrenagens
Alunos: Dilvo Bedin Jr e Gustavo Vinicius Javorski

QUESTIONÁRIO

- 1) Enumere em ordem de importância (de 0 a 5) cada uma das características listadas à baixo. Se achar necessário, acrescentar mais características que sejam desejáveis no dispositivo.

DESEJO	IMPORTÂNCIA Min 0 / Max 5
Controlar a temperatura do fluido lubrificante durante o ensaio	5
Controlar (monitorar) nível do fluido lubrificante durante o ensaio	5
Obter o torque no eixo antes e depois do ensaio	4
Controlar a rotação do eixo motor	5
Distância entre eixos variável	3
Ser possível visualizar as engrenagens	3
Facilidade de montagem e desmontagem	4
Facilidade de limpeza	4
Deve ter baixo nível de ruído	5
Equipamento deve ser compacto	5
Baixo custo	5
Armazenar ferramentas na própria máquina (ex. : gavetas)	3
Sistema de sangria do fluido lubrificante eficiente	4
Vedação eficiente	5
Possibilidade de ensaio sem lubrificação	4
Possibilitar carregamento até estágio k8 ou k9 (FZG)	4
Possibilidade de colocação de sensores de vibração (radial e axial)	4
Segurança na operação	5
Sistema de recirculação de lubrificante	5
Sistema de exaustão de gases e vapores	5

Nome: Carlos Henrique da Silva

APÊNDICE B – CONTATO COM FORNECEDOR DE FREIOS ELETROMAGNÉTICOS

From: ubaldo-freios@uol.com.br [mailto:ubaldo-freios@uol.com.br]

Sent: sexta-feira, 12 de julho de 2013 5:28

To: Javorski Gustavo (Consultant)

Subject: Re: RE: Freio de Tensão

Boa tarde Gustavo,

Bem se voce não necessita da parada de emergencia, caimos dois modelos abaixo, que segue desenho anexo. Esse freio tem um custo de aproximadamente 2.350,00, o modular tambem de 250 mm 6 magnetos,

3.890,00 e nesse caso tambem posso oferecer o freio a pó magnetico 3.100,00 no diametro de 300mm. Nós temos alguns clientes que utilizam o freio da forma requerida, (simular carga em motores diversos para aprovação e venda no mercado). Para calculo do freio consideramos a dissipação de calor e o torque para parada de emergencia. Possivelmente um freio menor com certeza atenderia suas necessidades, mas teriamos problemas com a vida util. Mas não terei problema em oferecer um freio de 100 mm que custará + ou - 1.000,00, mas eu acho que não vale a pena, a diferença toma-se pequena perto da vida util do equipamento. Se o freio nas condições requisitada trabalhar com um tensão inferior a 40% da nominal, voce pode utilizar a parada de emergencia sem problema.

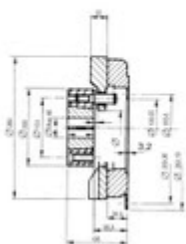
Estamos a disposição, para esclarecer e atende-los da melhor forma possivel. Podemos enviar um freio para teste, mesmo que seja de 100 mm, em 2 horas de funcionamento voce vai descobrir se ele funcionará ou não,

sds.,

Ubaldo Pianheri

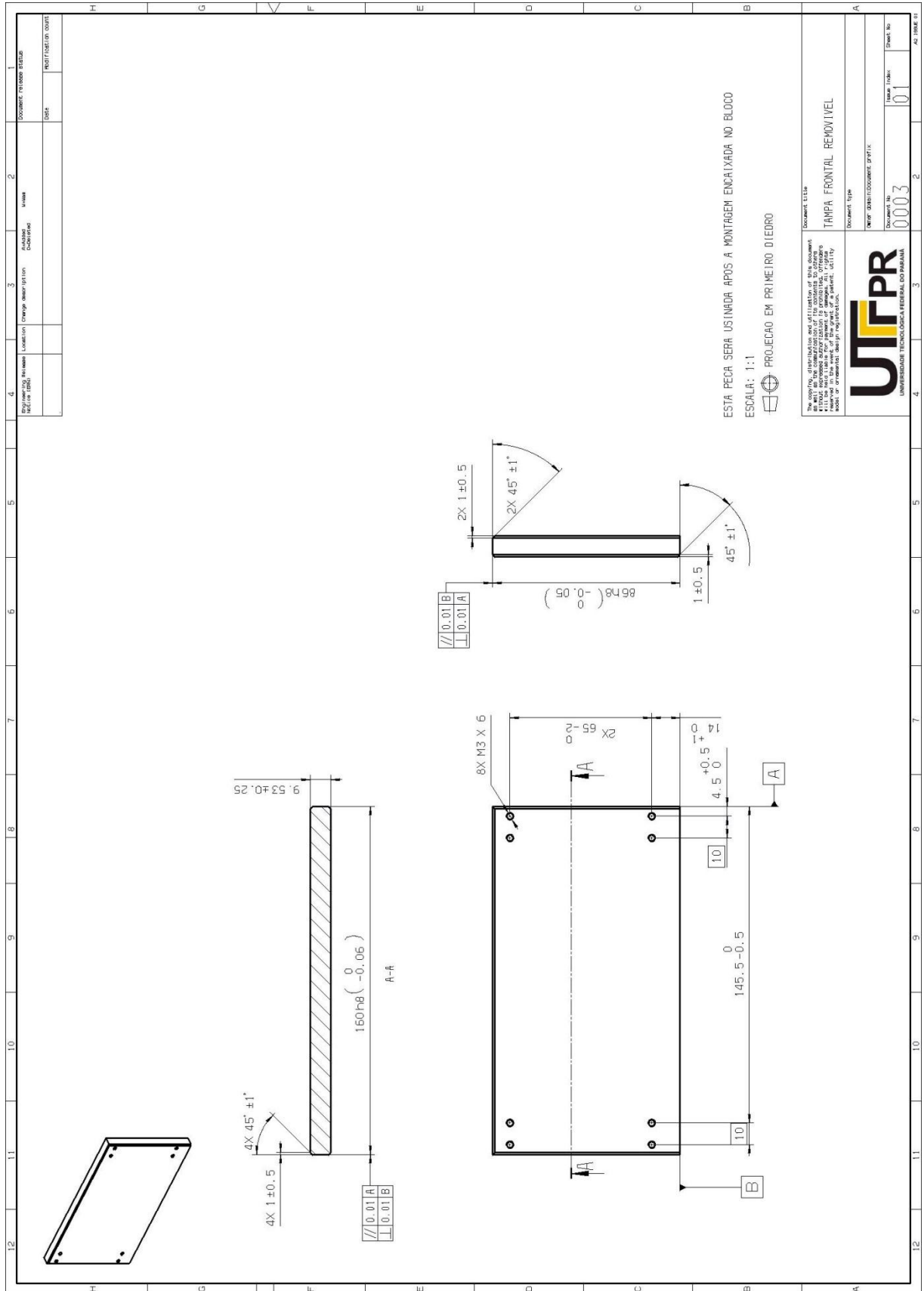
(11) 2621-5321 / (11) 98486-0100

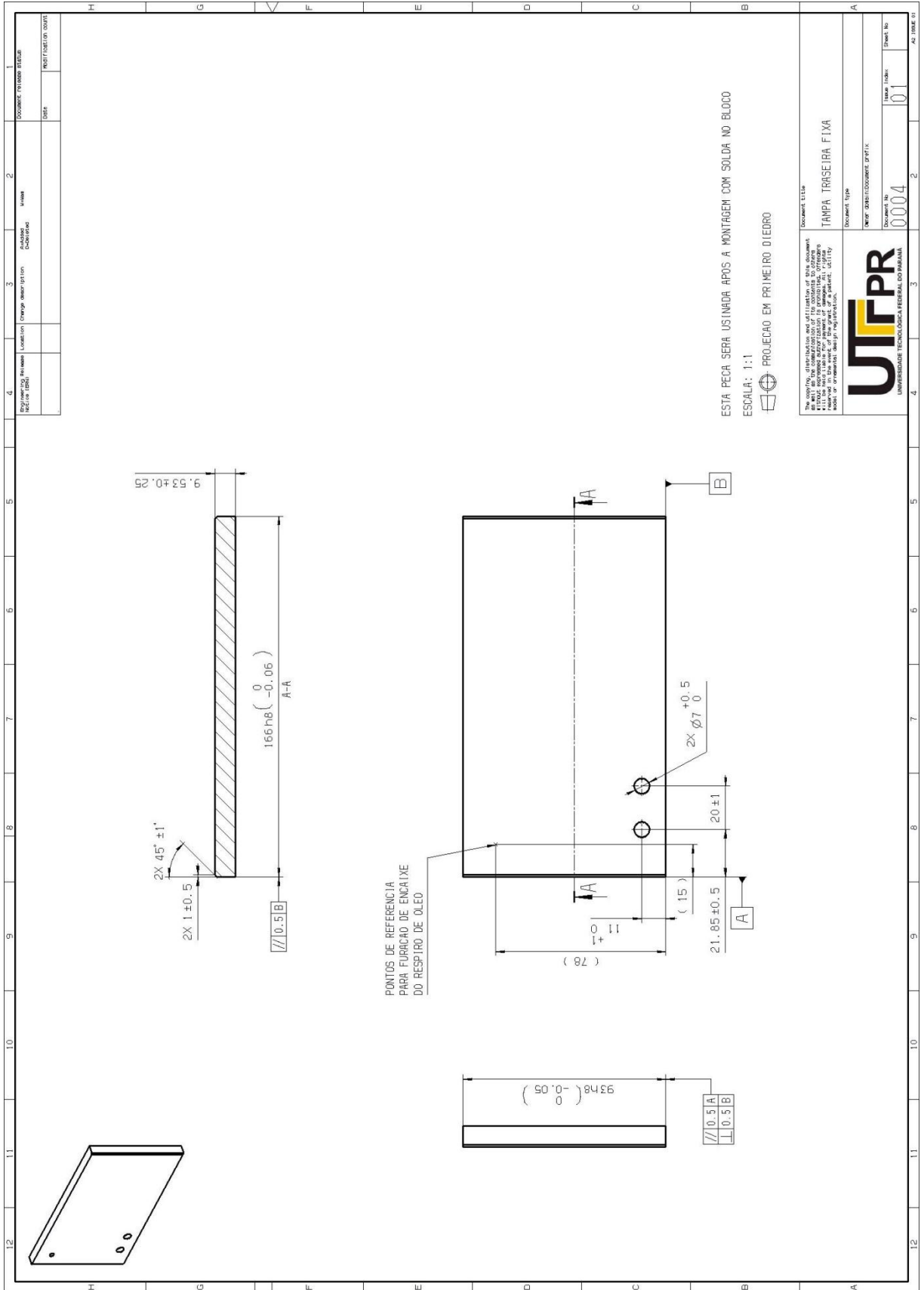
Freio eletromagnetico Modelo 260/T



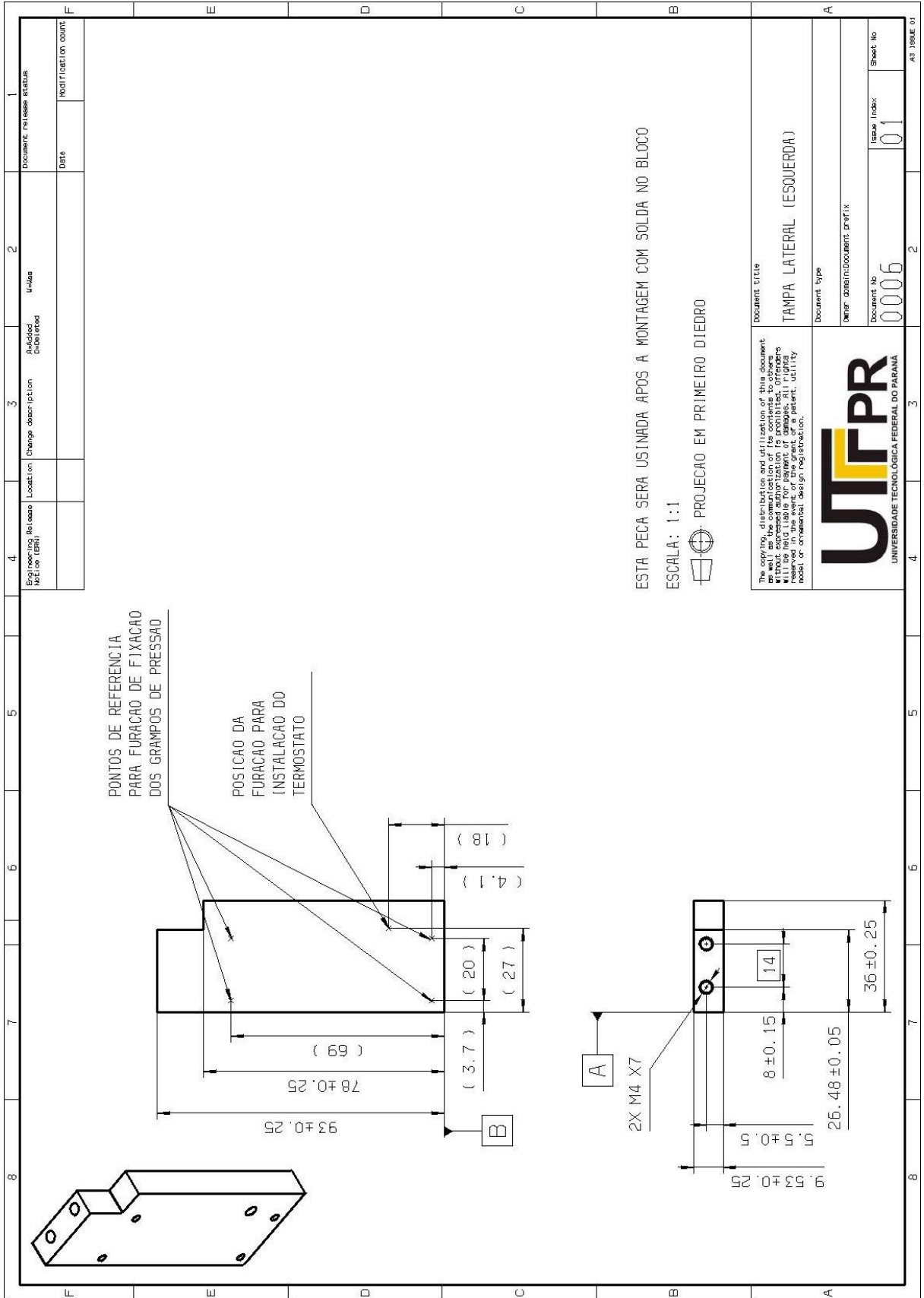
Freio 260-T.jpg
78K

APÊNDICE C- DESENHOS DE FABRICAÇÃO





4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	11	12	13	14	15	16	17	18
19	20	21	22	23	24	25	26	27
28	29	30	31	32	33	34	35	36
37	38	39	40	41	42	43	44	45
46	47	48	49	50	51	52	53	54
55	56	57	58	59	60	61	62	63
64	65	66	67	68	69	70	71	72
73	74	75	76	77	78	79	80	81
82	83	84	85	86	87	88	89	90
91	92	93	94	95	96	97	98	99
100	101	102	103	104	105	106	107	108
109	110	111	112	113	114	115	116	117
118	119	120	121	122	123	124	125	126
127	128	129	130	131	132	133	134	135
136	137	138	139	140	141	142	143	144
145	146	147	148	149	150	151	152	153
154	155	156	157	158	159	160	161	162
163	164	165	166	167	168	169	170	171
172	173	174	175	176	177	178	179	180
181	182	183	184	185	186	187	188	189
190	191	192	193	194	195	196	197	198
199	200	201	202	203	204	205	206	207
208	209	210	211	212	213	214	215	216
217	218	219	220	221	222	223	224	225
226	227	228	229	230	231	232	233	234
235	236	237	238	239	240	241	242	243
244	245	246	247	248	249	250	251	252
253	254	255	256	257	258	259	260	261
262	263	264	265	266	267	268	269	270
271	272	273	274	275	276	277	278	279
280	281	282	283	284	285	286	287	288
289	290	291	292	293	294	295	296	297
298	299	300	301	302	303	304	305	306
307	308	309	310	311	312	313	314	315
316	317	318	319	320	321	322	323	324
325	326	327	328	329	330	331	332	333
334	335	336	337	338	339	340	341	342
343	344	345	346	347	348	349	350	351
352	353	354	355	356	357	358	359	360
361	362	363	364	365	366	367	368	369
370	371	372	373	374	375	376	377	378
379	380	381	382	383	384	385	386	387
388	389	390	391	392	393	394	395	396
397	398	399	400	401	402	403	404	405
406	407	408	409	410	411	412	413	414
415	416	417	418	419	420	421	422	423
424	425	426	427	428	429	430	431	432
433	434	435	436	437	438	439	440	441
442	443	444	445	446	447	448	449	450
451	452	453	454	455	456	457	458	459
460	461	462	463	464	465	466	467	468
469	470	471	472	473	474	475	476	477
478	479	480	481	482	483	484	485	486
487	488	489	490	491	492	493	494	495
496	497	498	499	500	501	502	503	504
505	506	507	508	509	510	511	512	513
514	515	516	517	518	519	520	521	522
523	524	525	526	527	528	529	530	531
532	533	534	535	536	537	538	539	540
541	542	543	544	545	546	547	548	549
550	551	552	553	554	555	556	557	558
559	560	561	562	563	564	565	566	567
568	569	570	571	572	573	574	575	576
577	578	579	580	581	582	583	584	585
586	587	588	589	590	591	592	593	594
595	596	597	598	599	600	601	602	603
604	605	606	607	608	609	610	611	612
613	614	615	616	617	618	619	620	621
622	623	624	625	626	627	628	629	630
631	632	633	634	635	636	637	638	639
640	641	642	643	644	645	646	647	648
649	650	651	652	653	654	655	656	657
658	659	660	661	662	663	664	665	666
667	668	669	670	671	672	673	674	675
676	677	678	679	680	681	682	683	684
685	686	687	688	689	690	691	692	693
694	695	696	697	698	699	700	701	702
703	704	705	706	707	708	709	710	711
712	713	714	715	716	717	718	719	720
721	722	723	724	725	726	727	728	729
730	731	732	733	734	735	736	737	738
739	740	741	742	743	744	745	746	747
748	749	750	751	752	753	754	755	756
757	758	759	760	761	762	763	764	765
766	767	768	769	770	771	772	773	774
775	776	777	778	779	780	781	782	783
784	785	786	787	788	789	790	791	792
793	794	795	796	797	798	799	800	801
802	803	804	805	806	807	808	809	810
811	812	813	814	815	816	817	818	819
820	821	822	823	824	825	826	827	828
829	830	831	832	833	834	835	836	837
838	839	840	841	842	843	844	845	846
847	848	849	850	851	852	853	854	855
856	857	858	859	860	861	862	863	864
865	866	867	868	869	870	871	872	873
874	875	876	877	878	879	880	881	882
883	884	885	886	887	888	889	890	891
892	893	894	895	896	897	898	899	900
901	902	903	904	905	906	907	908	909
910	911	912	913	914	915	916	917	918
919	920	921	922	923	924	925	926	927
928	929	930	931	932	933	934	935	936
937	938	939	940	941	942	943	944	945
946	947	948	949	950	951	952	953	954
955	956	957	958	959	960	961	962	963
964	965	966	967	968	969	970	971	972
973	974	975	976	977	978	979	980	981
982	983	984	985	986	987	988	989	990
991	992	993	994	995	996	997	998	999
1000	1001	1002	1003	1004	1005	1006	1007	1008
1009	1010	1011	1012	1013	1014	1015	1016	1017
1018	1019	1020	1021	1022	1023	1024	1025	1026
1027	1028	1029	1030	1031	1032	1033	1034	1035
1036	1037	1038	1039	1040	1041	1042	1043	1044
1045	1046	1047	1048	1049	1050	1051	1052	1053
1054	1055	1056	1057	1058	1059	1060	1061	1062
1063	1064	1065	1066	1067	1068	1069	1070	1071
1072	1073	1074	1075	1076	1077	1078	1079	1080
1081	1082	1083	1084	1085	1086	1087	1088	1089
1090	1091	1092	1093	1094	1095	1096	1097	1098
1099	1100	1101	1102	1103	1104	1105	1106	1107
1108	1109	1110	1111	1112	1113	1114	1115	1116
1117	1118	1119	1120	1121	1122	1123	1124	1125
1126	1127	1128	1129	1130	1131	1132	1133	1134
1135	1136	1137	1138	1139	1140	1141	1142	1143
1144	1145	1146	1147	1148	1149	1150	1151	1152
1153	1154	1155	1156	1157	1158	1159	1160	1161
1162	1163	1164	1165	1166	1167	1168	1169	1170
1171	1172	1173	1174	1175	1176	1177	1178	1179
1180	1181	1182	1183	1184	1185	1186	1187	1188
1189	1190	1191	1192</					



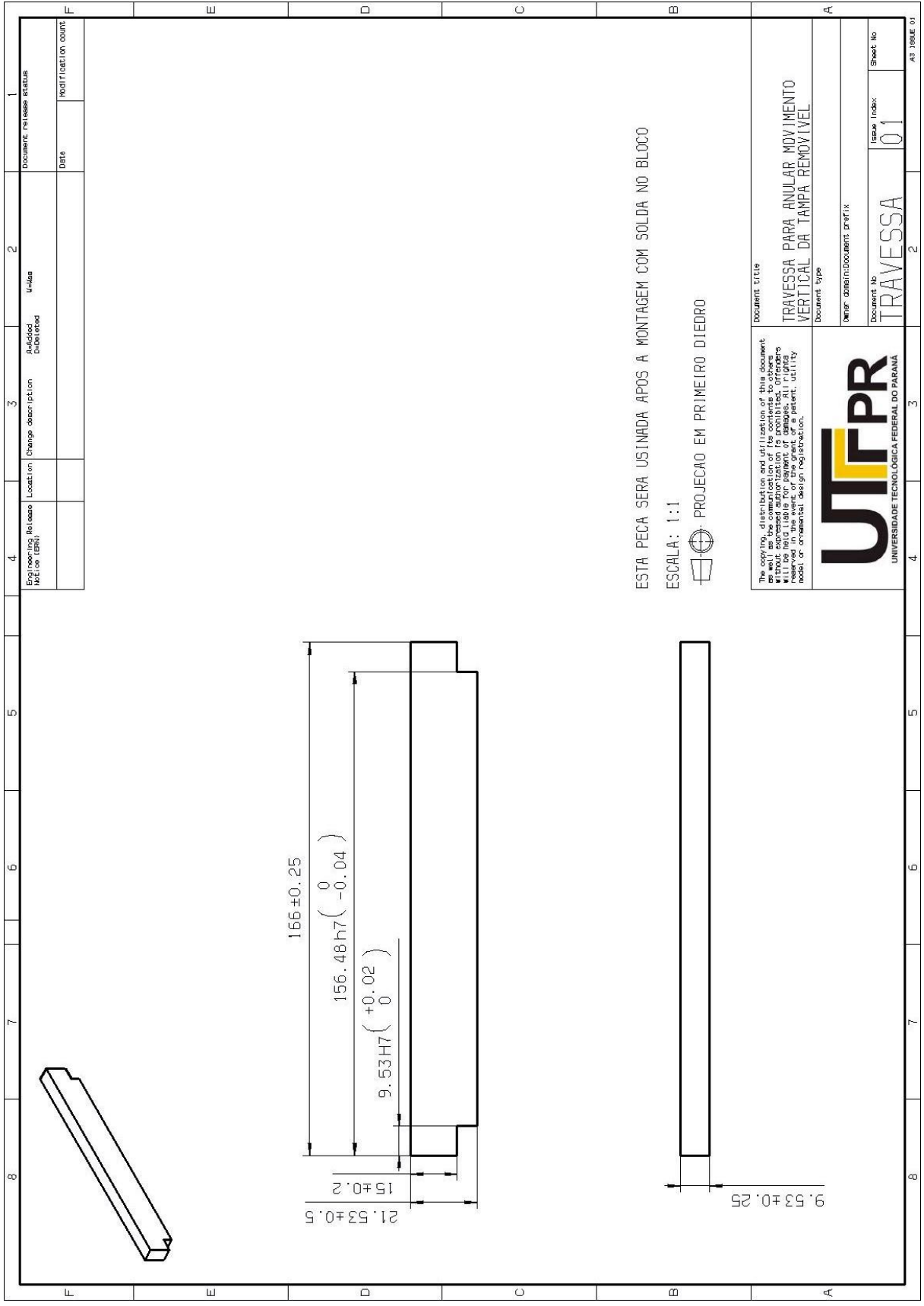
ESTA PEÇA SERÁ USINADA APÓS A MONTAGEM COM SOLDA NO BLOCO

ESCALA: 1:1

PROJEÇÃO EM PRIMEIRO DIEDRO

<p>The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the damages caused. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.</p>		<p>Document title TAMPA LATERAL (ESQUERDA)</p>	
<p>Document type</p>		<p>Design prefix/Document prefix</p>	
<p>Document No 0006</p>		<p>Issue Index 01</p>	
<p>UNIFPR UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ</p>		<p>AS ISSUE 01</p>	

4	3	2	1
Engineering Release Notice (ERN)	Location	Change description	Added/Deleted
			Uniter
			Registration count
		Date	Document release status

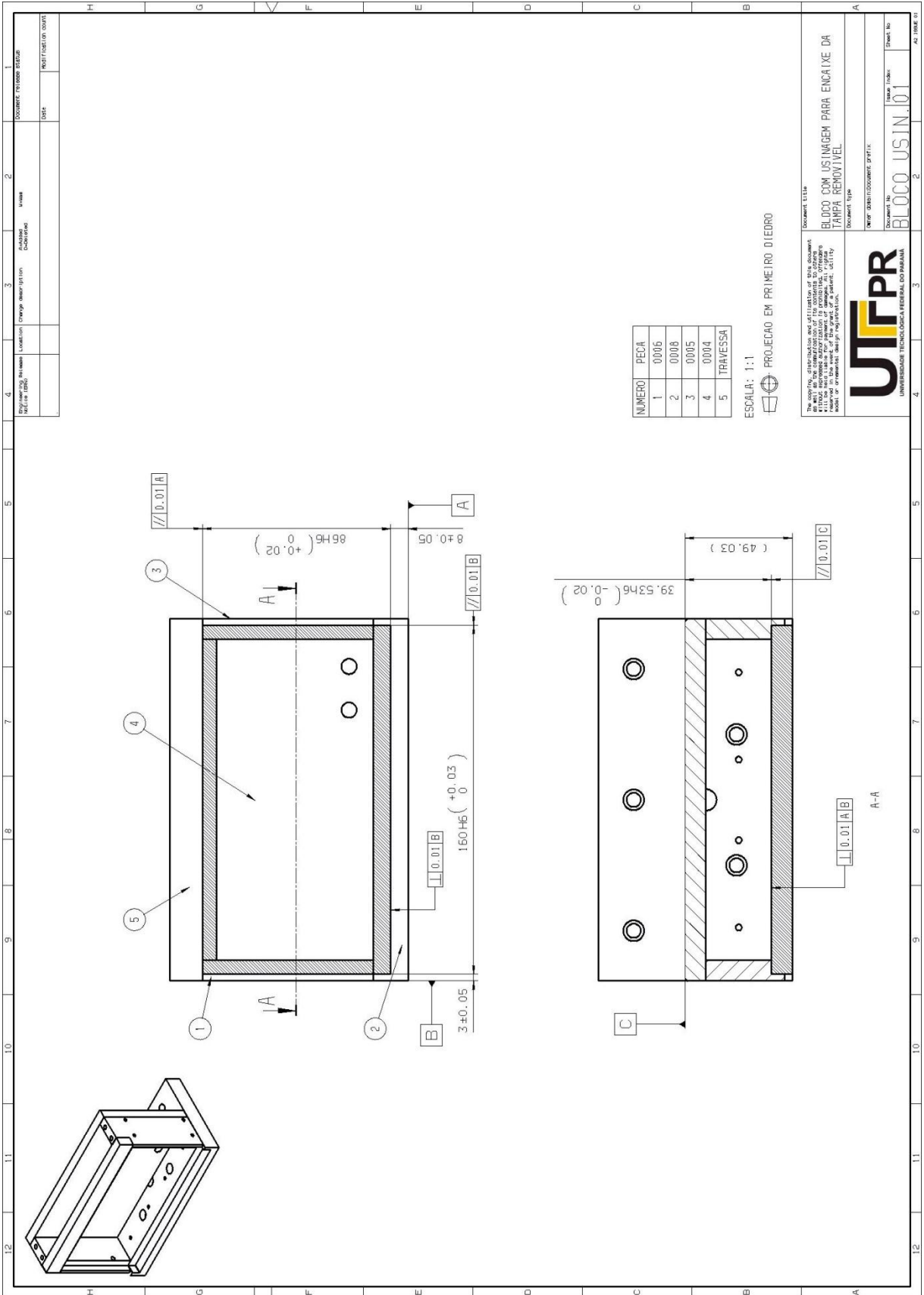


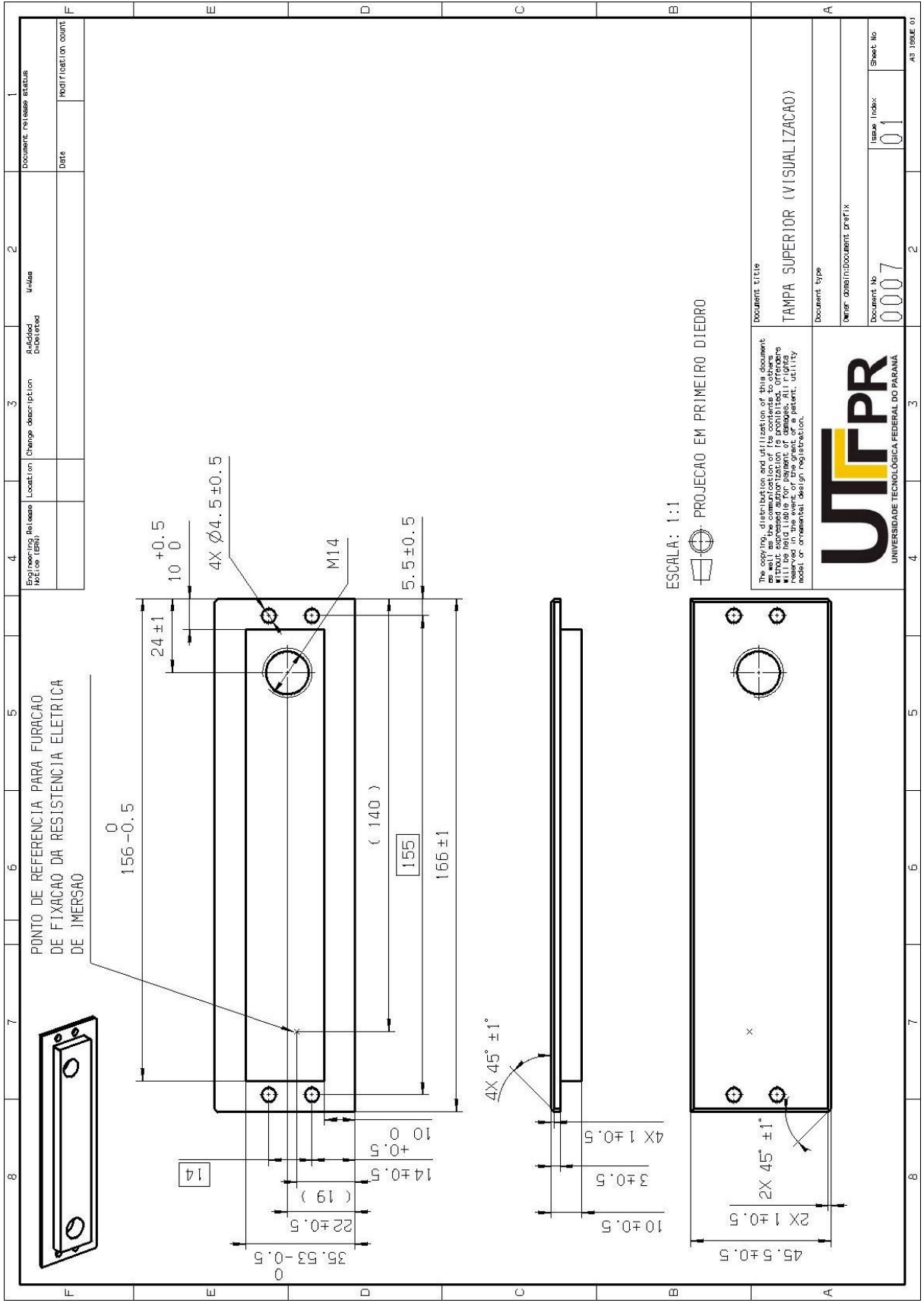
ESTA PEÇA SERÁ USINADA APÓS A MONTAGEM COM SOLDA NO BLOCO

ESCALA: 1:1

PROJEÇÃO EM PRIMEIRO DIEDRO

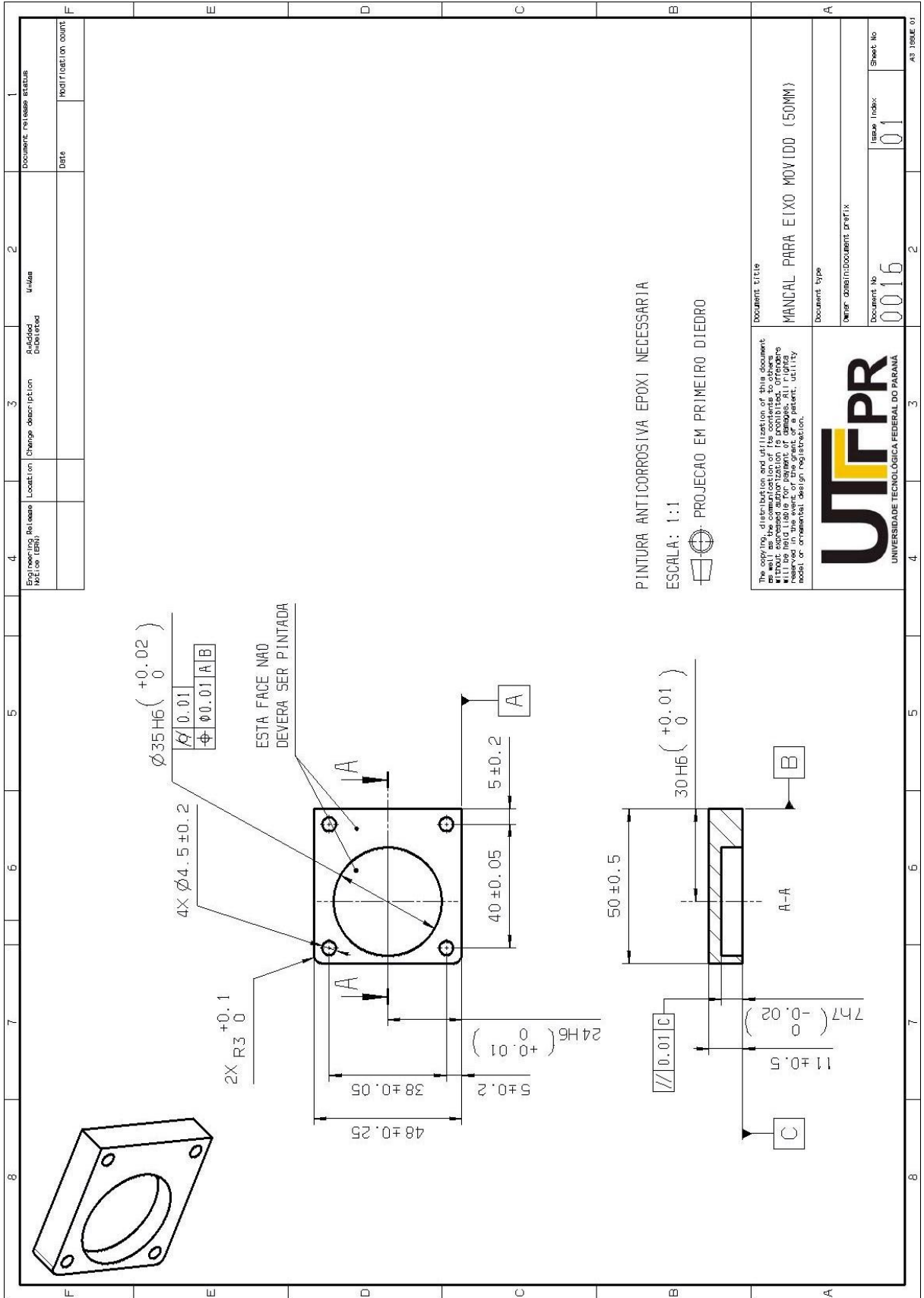
<p>The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the damages caused. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.</p>		<p>Document title TRAVESSA PARA ANULAR MOVIMENTO VERTICAL DA TAMPA REMOVEL</p>	
<p>Design: 008310/Document prefix</p>		<p>Document type</p>	
<p>Document No TRAVESSA</p>		<p>Issue Index 01</p>	
<p>4</p>		<p>2</p>	
<p>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ</p>		<p>AS ISSUE 01</p>	





Engineering Release Relação (RBR)	Location	Change description	Added Deletado	Valid	Document release status
					Date
					Registration count

<p>The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the damages caused. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.</p>		Document title
<p>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ</p>		TAMPA SUPERIOR (VISUALIZACAO)
Document type	Design	Design/Document prefix
Document No	0007	Issue Index
Sheet No	01	
		AS ISSUE 01



PINTURA ANTICORROSIVA EPOXI NECESSARIA
 ESCALA: 1:1
 PROJECÃO EM PRIMEIRO DIEDRO

The copying, distribution and utilization of this document without expressed authorization is prohibited. Offenders reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.



Document title
MANCAL PARA EIXO MOVILDO (50MM)

Document type

Design design/Document prefix

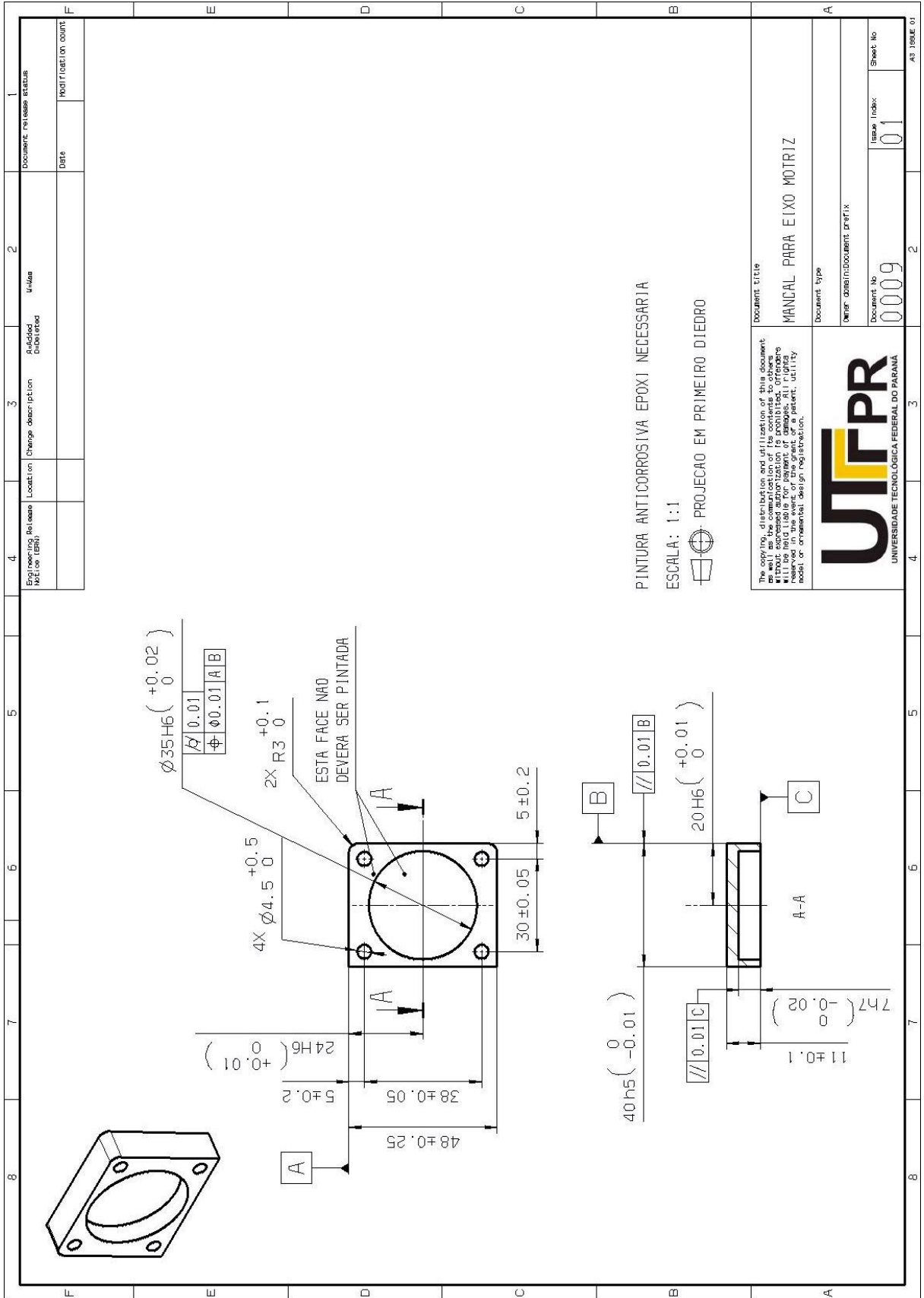
Document No 0016

Issue Index 01

Sheet No

A3 ISSUE 01

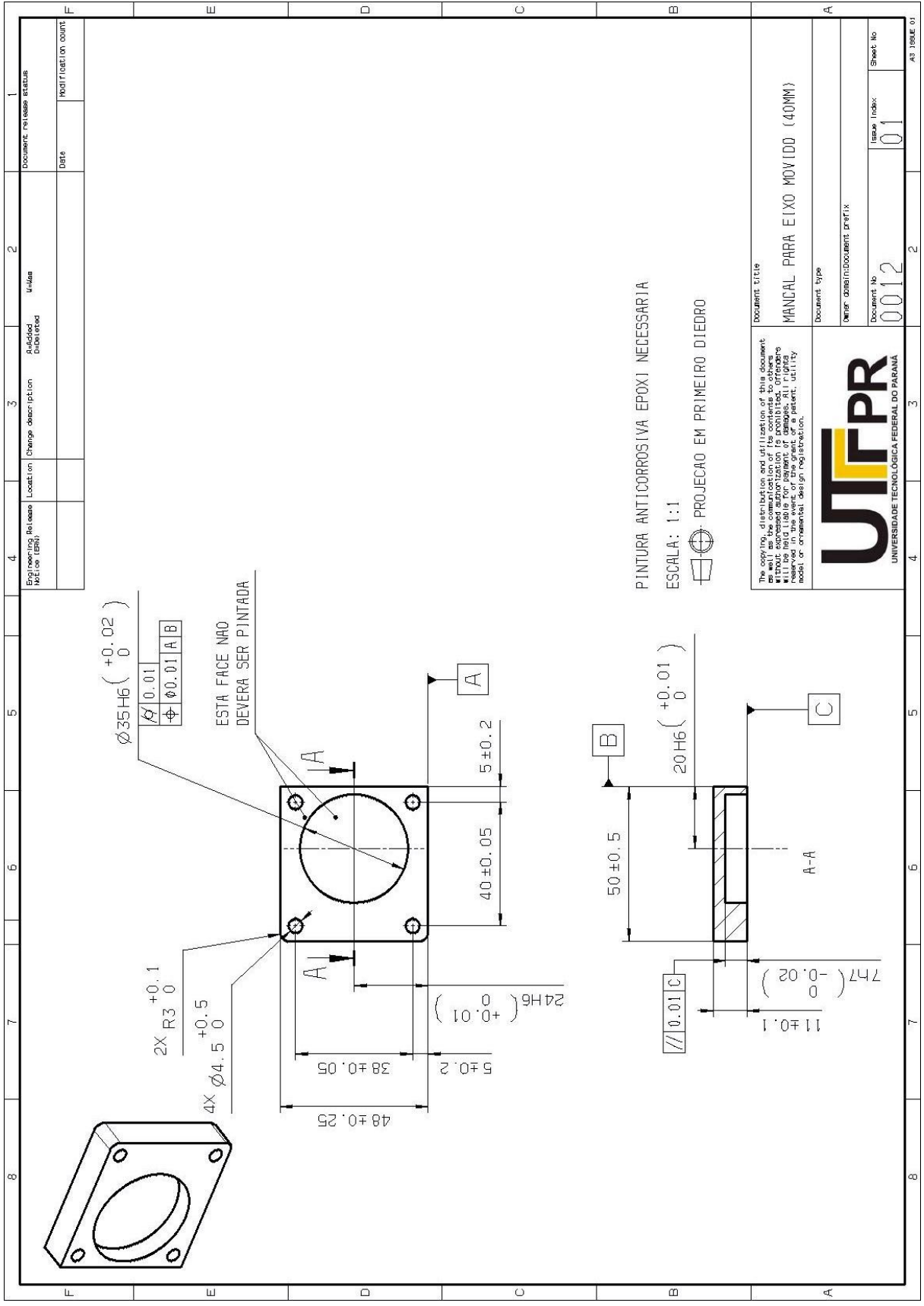
4	Engineering Release Notice (ERN)	Location	Change description	Added/Deleted	Initials	2	Document review status
5							
6							
7							
8							



4	Engineering Release Relação (BR)	3	Change description Alterações	2	Author Elaborador	1	Document review status Situação de aprovação
							Date Data
							Registration count Número de registros

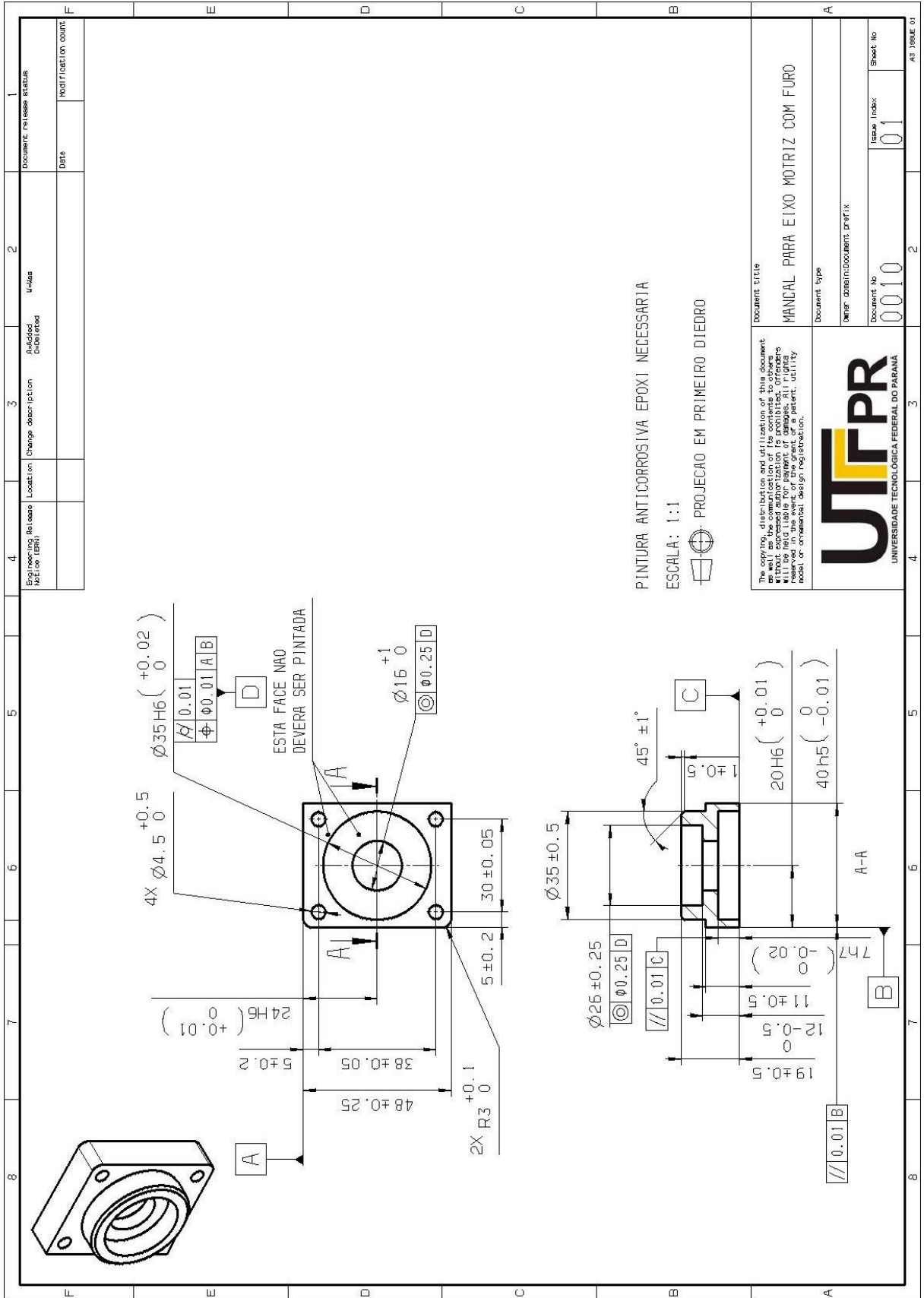
PINTURA ANTICORROSIVA EPOXI NECESSARIA
 ESCALA: 1:1
 PROJECÃO EM PRIMEIRO DIEDERO

<p>The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the damages caused. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.</p>		Document title Título do documento
		MANDAL PARA EIXO MOTRIZ
Document type Tipo de documento	Design design/Document prefix Prefixo do projeto/documento	
Document No Número do documento	Issue Index Índice de emissão	Sheet No Número da folha
0009	01	
		AS ISSUE 01



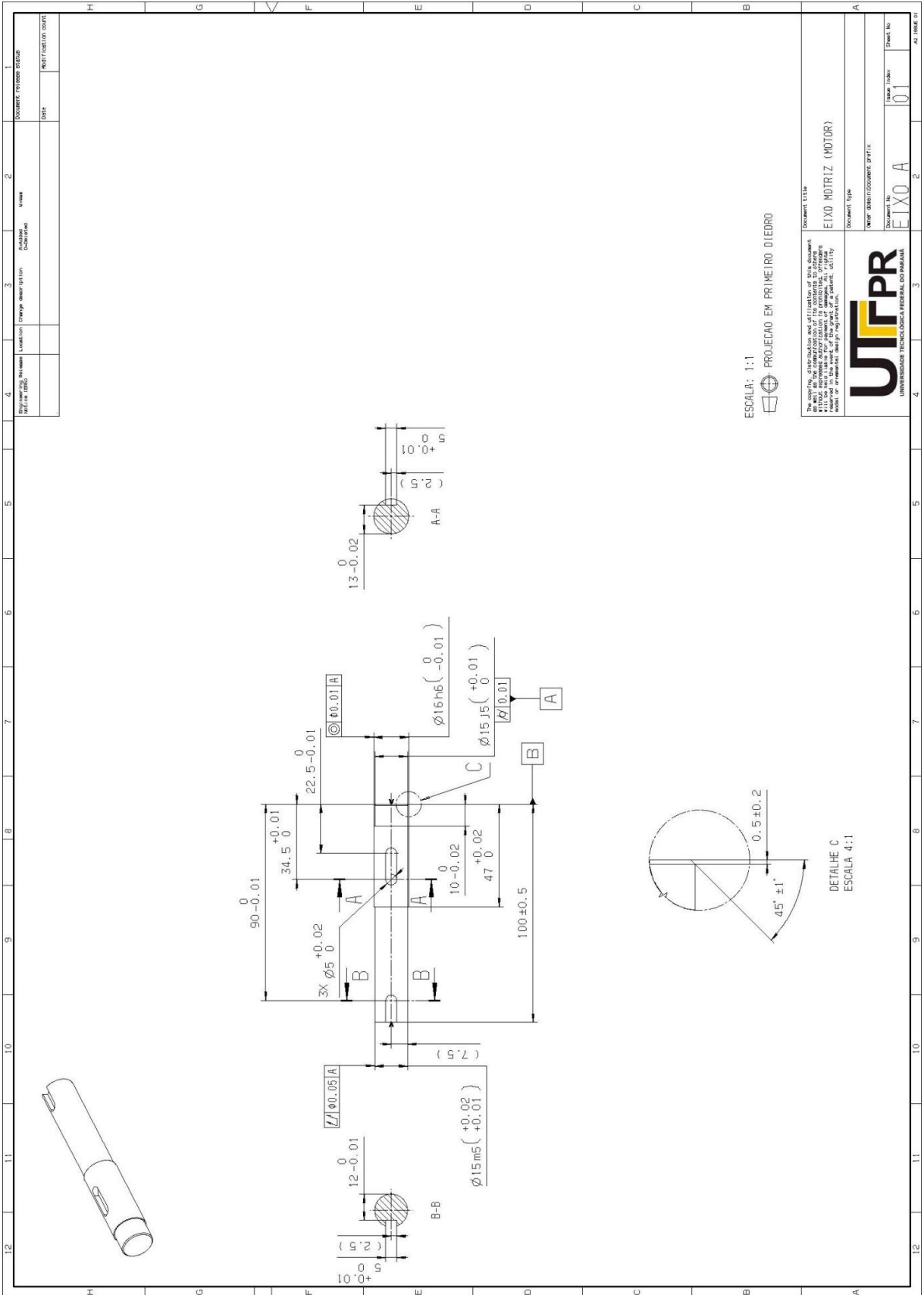
4	3	2	1
Engineering Release Relação (GR)	Location	Change description Alterações	Document release status
			Date
			Registration count

<p>The copying, distribution and utilization of this document without expressed authorization is prohibited. Offenders reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.</p>		<p>Document title</p> <p>MANDAL PARA EIXO MOVILDO (40MM)</p>
<p>UNIFPR</p> <p>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ</p>		<p>Document type</p> <p>Design / Design/Document prefix</p>
<p>Document No</p> <p>0012</p>	<p>Issue Index</p> <p>01</p>	<p>Sheet No</p> <p>01</p>
		<p>AS ISSUE 01</p>



Engineering Release Relação (GR)	Location	Change description	Added Deletado	Unit	2	1
						Registration count
						Date

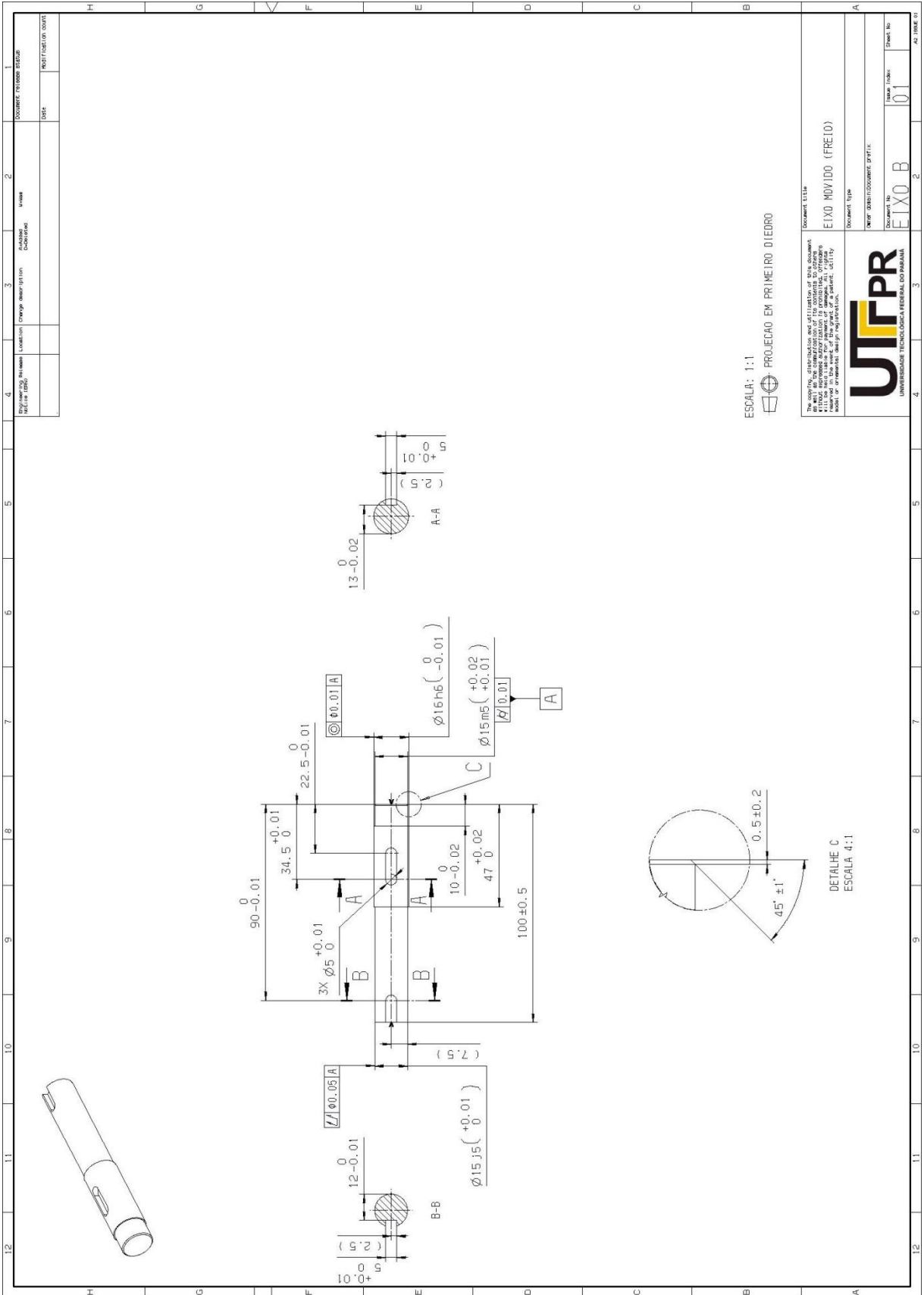
<p>The copying, distribution and utilization of this document without express authorization is prohibited. Offenders reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.</p>		Document title
		MANDAL PARA EIXO MOTRIZ COM FURO
Document No	0010	Document type
Issue Index	01	Design description/Document prefix
Sheet No	01	
		A3 ISSUE 01



ESCALA: 1:1
 PROJECAO EM PRIMEIRO DEURO

DOCUMENT TITLE		DOCUMENT NUMBER	
EIXO MOTRIZ (MOTOR)		EIXO A 01	
DOCUMENT TYPE		DRAWING NO.	
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO		AZ 1006 01	

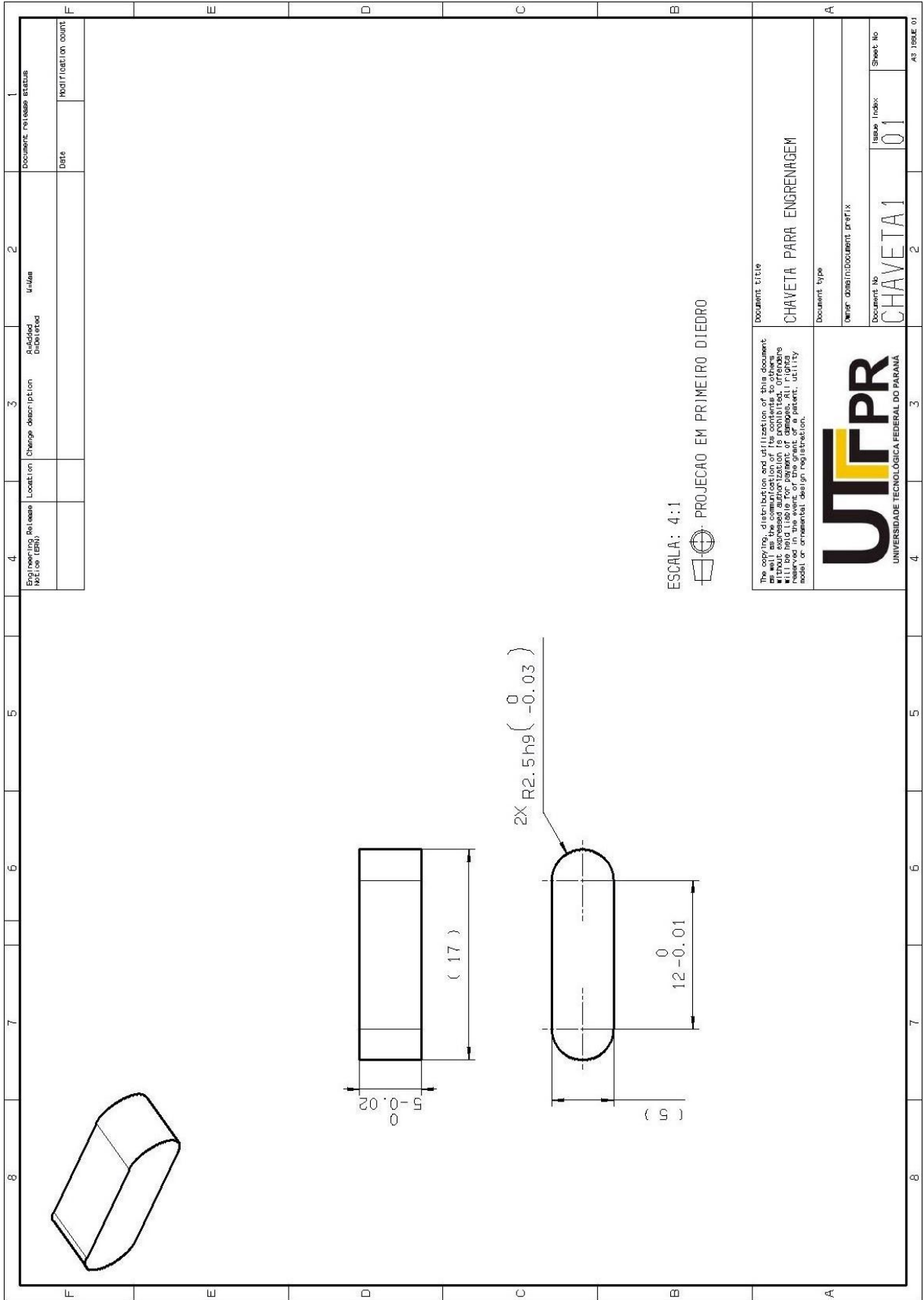
1	2	3	4
APPROVED FOR ISSUE	DESIGNED	LOCATED	DATE



ESCALA: 1:1
 PROJECAO EM PRIMEIRO DEURO

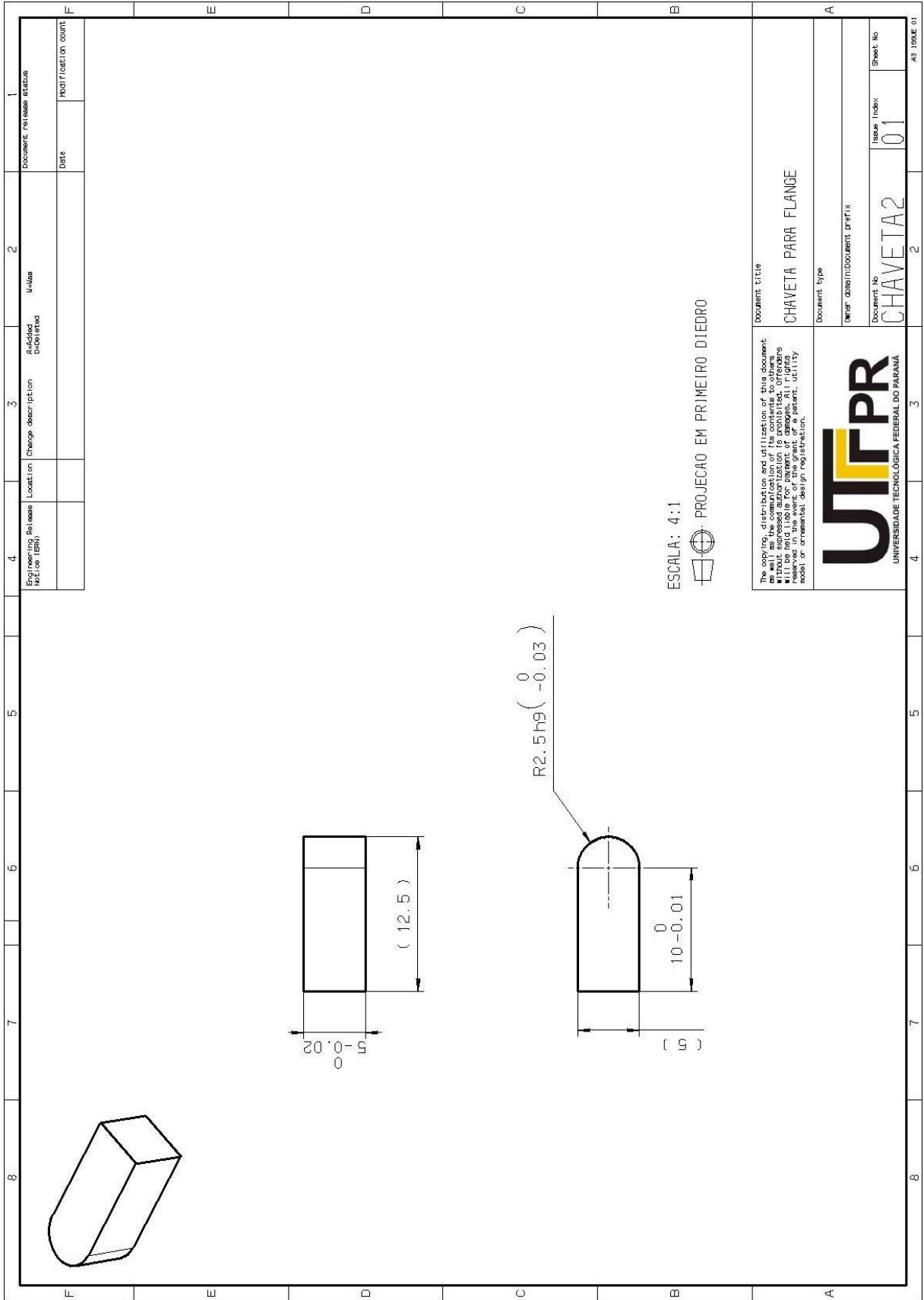
DOCUMENTE TITULO		DOCUMENTE TIPO	
EIXO MOVIDO (FREIO)		EIXO B	
AUTOR		NOME (INDIC)	
DATA		01	
LOCALIZACAO		SALA DE ESTUDO	
AUTORIZACAO		DATA	
AUTORIZACAO		DATA	





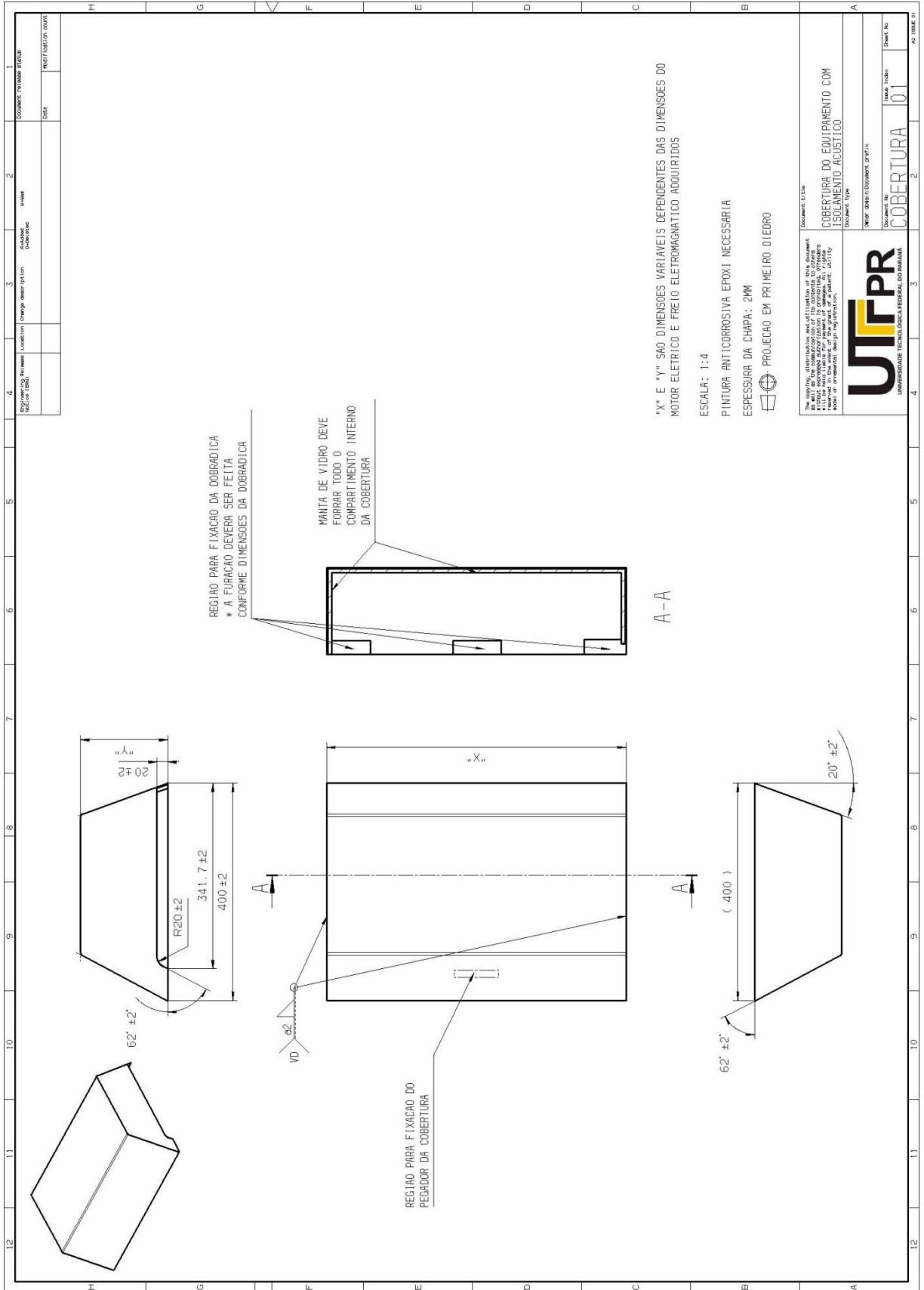
4	Engineering Release Notice (ERN)	Location	Change description	Submitted Date	Initials	2	Document release status
							Date
							Registration count

<p>The copying, distribution and utilization of this document without expressed authorization is prohibited. Offenders may be held liable for damages. This document is registered in the event of the grant of a patent, utility model, or ornamental design registration.</p>		Document title
		CHAVETA PARA ENGRENAGEM
<p>Document type</p>		<p>DocId: docId/Document Prefix</p> <p>Document No</p> <p>CHAVETA1</p>
<p>Issue Index</p> <p>01</p>		<p>Sheet No</p> <p>01</p>
<p>AS ISSUE 01</p>		<p>2</p>



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

The copying, distribution and utilization of this document without expressed authorization is prohibited. Offenders may be liable for the payment of damages, including moral and or ornamental, design registration.



X E *Y* SÃO DIMENSÕES VARIÁVEIS DEPENDENTES DAS DIMENSÕES DO MOTOR ELÉTRICO E FREIO ELETROMAGNÉTICO ADQUIRIDOS

ESCALA: 1:4

PINTURA ANTICORROSIVA EPOXI NECESSÁRIA

ESPESURA DA CHAPA: 2MM

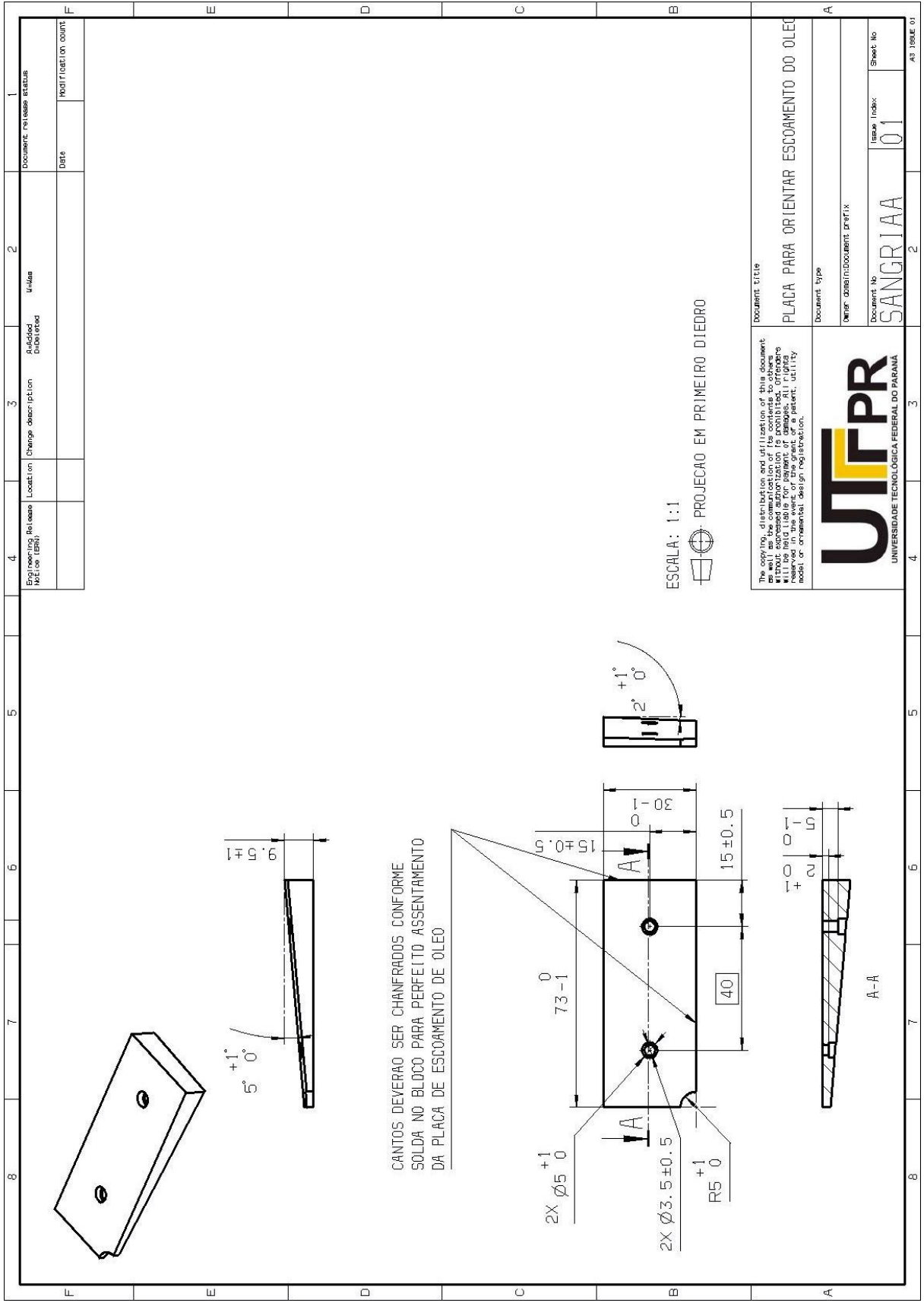
PROJEÇÃO EM PRIMEIRO DESENO

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
UFPR
 UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

DOCUMENTO 1214
 COBERTURA DO EQUIPAMENTO COM ISOLAMENTO ACÚSTICO

DOCUMENTO Nº: COBERTURA 01
 DATA: 01

4	3	2	1
REGIÃO PARA FIXAÇÃO DA DOBRADICA	Localização	Emprego	Assinatura
REGIÃO PARA FIXAÇÃO DO PEGADOR DA COBERTURA	Localização	Emprego	Assinatura
			DATA



CANTOS DEVERAO SER CHANFRADOS CONFORME SOLDA NO BLOCO PARA PERFEITO ASSENTAMENTO DA PLACA DE ESCORAMENTO DE OLEO

ESCALA: 1:1
 PROJECAO EM PRIMEIRO DIEURO

4	Engineering Release Notice (ERN)	Location	Change description	Added/Deleted	Units	2	Document review status
							Date
							Registration count

The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.

UTFPR
 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

Document title:
PLACA PARA ORIENTAR ESCORAMENTO DO OLEO

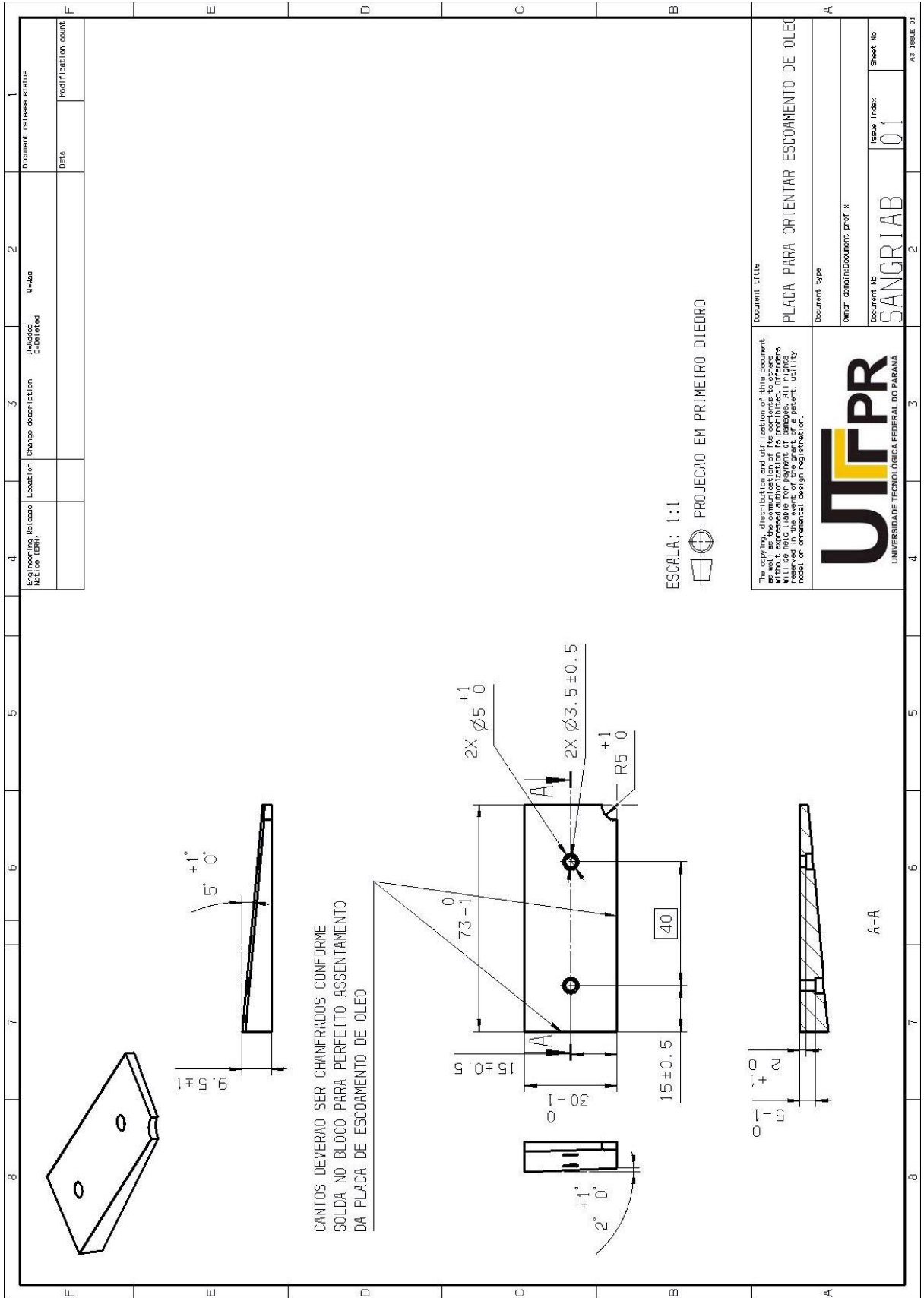
Document type:
 Design object/Document prefix

Document No:
SANGRIAA 01

Issue Index:
01

Sheet No:
01

AS ISSUE 01



CANTOS DEVERAO SER CHANFRADOS CONFORME SOLDA NO BLOCO PARA PERFEITO ASSENTAMENTO DA PLACA DE ESCORAMENTO DE OLEO

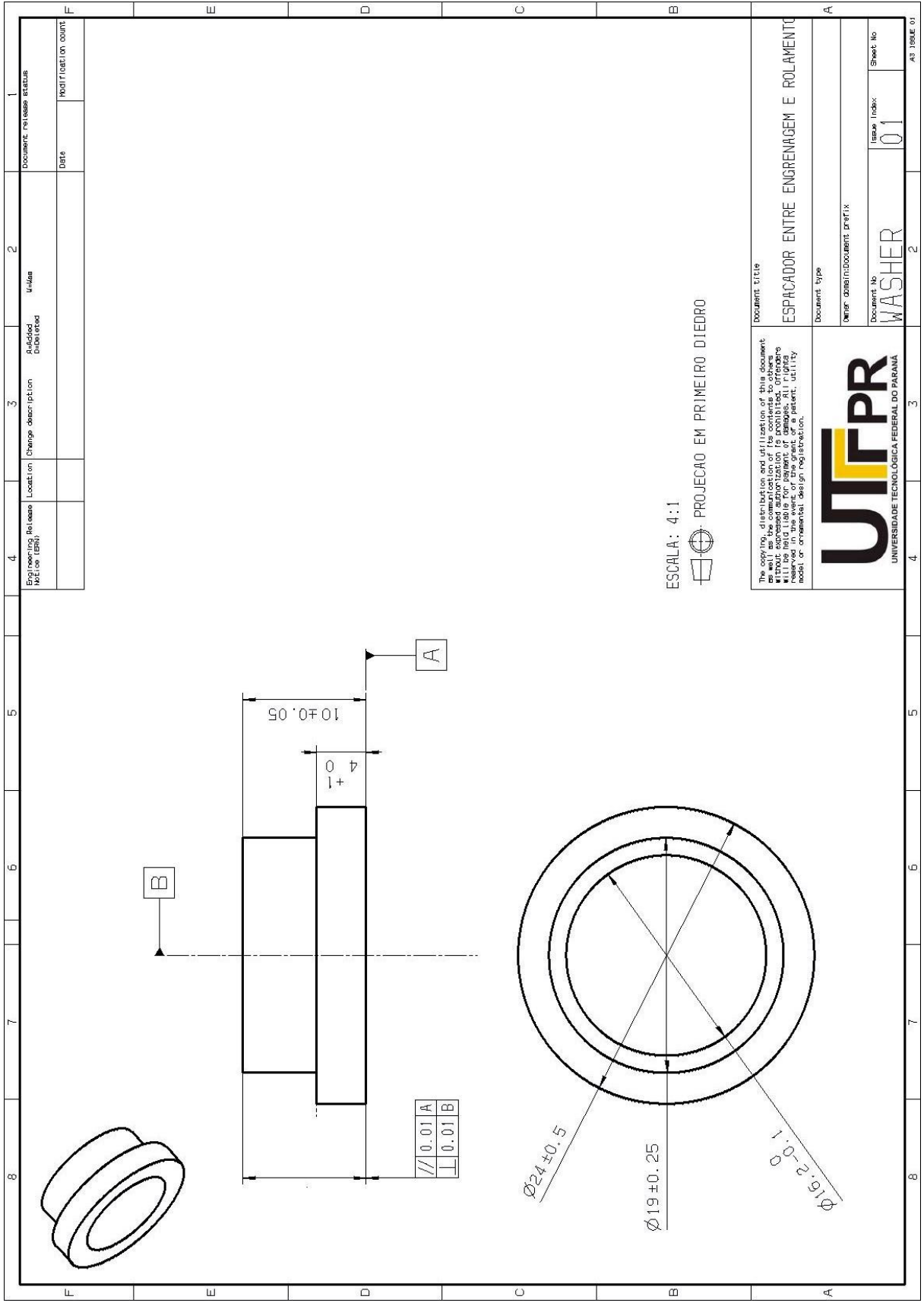
ESCALA: 1:1
 PROJECAO EM PRIMEIRO DIEURO

4	Engineering Release Notice (ERL)	Location	Change description	Submitted/Drawn	Unltd	2	Document revision status
5							Date
6							Registration count

The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.

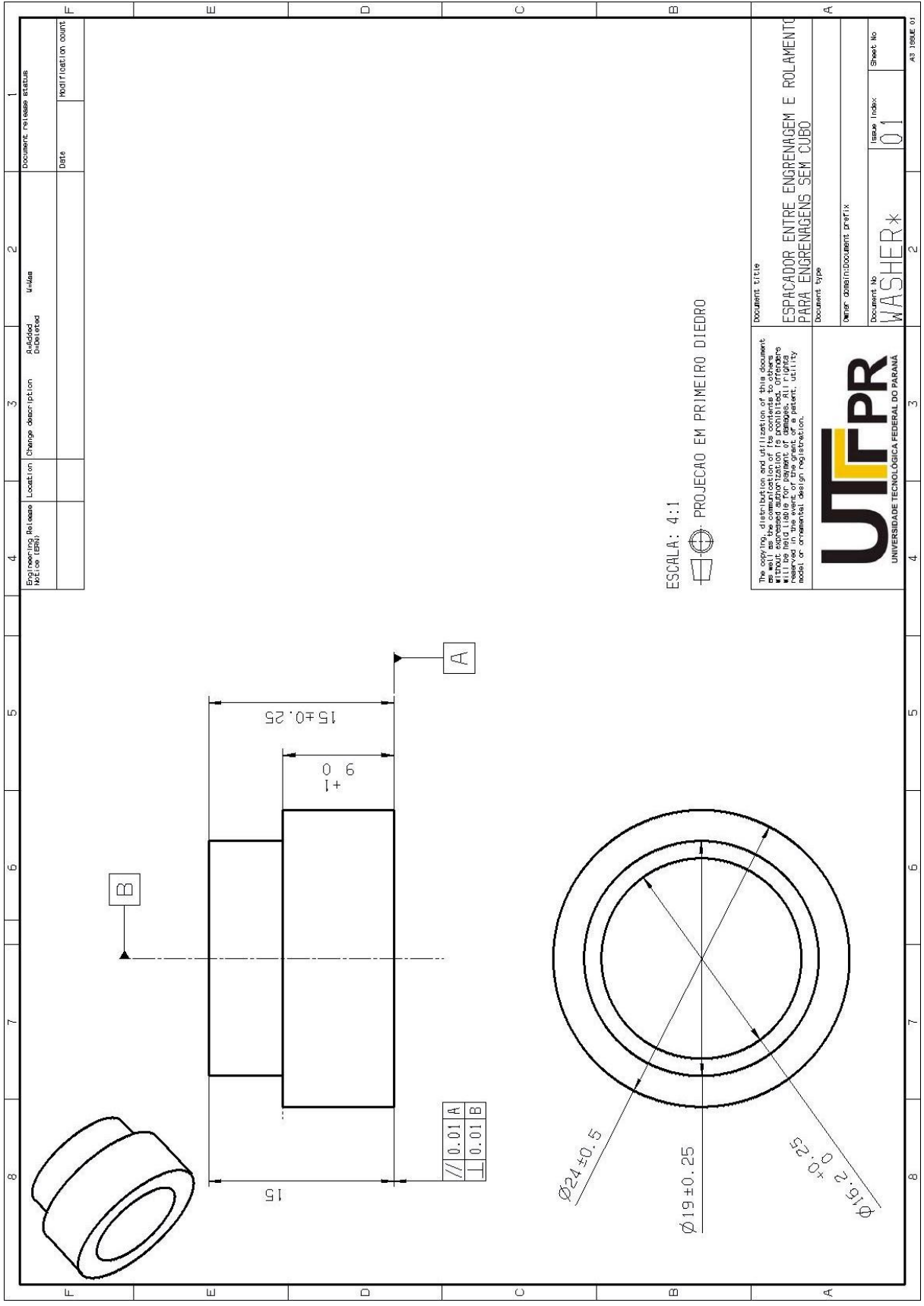
UTFPR
 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

Document title: PLACA PARA ORIENTAR ESCORAMENTO DE OLEO
 Document type: Design/Design/Document prefix
 Document No: SANGRIAB 01
 Issue Index: 01
 Sheet No: AS ISSUE 01



4	3	2	1
Engineering Release Notice (ERN)	Location	Change description	Added Deleted
			Uniter
			Date
			Registration count

<p>The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. Offenders reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.</p>		<p>Document title</p> <p>ESPACADOR ENTRE ENGRANAGEM E ROLAMENTO</p>
<p>UTFPR UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ</p>		<p>Document type</p> <p>Design / Design/Document prefix</p>
<p>Document No</p> <p>WASHER</p>	<p>Issue Index</p> <p>01</p>	<p>Sheet No</p> <p>01</p>
		<p>A3 ISSUE 01</p>



ESCALA: 4:1



PROJECAO EM PRIMEIRO DIEURO

The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. Offenders reserved in the event of the grant of a patent, utility model or ornamental design registration.



Document title:
ESPACADOR ENTRE ENGRANAGEM E ROLAMENTO PARA ENGRANAGENS SEM CUBO

Document type:

Design: 000000/Document prefix:

Document No: **WASHER***

Issue Index: **01**

Sheet No: **01**

AS ISSUE 01

4	3	2	1
Engineering Release Notice (ERN)	Location	Change description	Added/Deleted
			Author
			Date
			Registration count

8	7	6	5	4	3	2	1
F	E	D	C	B	A		

NUMERO	PEÇA	QTD.	DESCRICAO	DATA	DOCUMENTO PRECEDENTE
1	TRAVESSA	01	ESTRUT. BLOCO		
2	994462	01	PREENCHIM. OLEO		
3	0007	01	TAMPA SUPERIOR		
4	HEATER	01	ADUECCOR (RESIST.)		
5	ENGATE	04	ENGATE GRANPO		
6	0003	01	TAMPA FRONTAL		
7	M3	12	PARAFUSOS ENGATE/ESCOAM.		
8	ALLEN MAX16	24	PARAFUSOS BLOCO/ACOPLAM.		
9	0009	01	MANCAL PINHAO		
10	M10	01	PARAFUSOS ESCOAM. OLEO		
	0014	01	MANCAL CORDA (40MM)		
11	0013	01	MANCAL CORDA (45MM)		
	0015	01	MANCAL CORDA (50MM)		
12	ALLEN M6	05	FIXACAO BLOCO/BASE		
13	0008	01	BASE BLOCO		
14	GRANPO	04	GRANPO DE PRESSAO		
15	TERMOPAR	01	SENSOR TEMPERATURA		
16	0006	01	TAMPA LATERAL ESQUERDA		
17	0004	01	TAMPA TRASEIRA		
18	ALLEN MAX8	04	FIXACAO TAMPA SUPERIOR		
19	BREATHER	01	RESPIRO DE OLEO		
20	FLO02	02	ACOPLAMENTO MACHO		
21	FLO01	02	ACOPLAMENTO FEMEA		
	0012	01	MANCAL CORDA (40MM)		
22	0011	01	MANCAL CORDA (45MM)		
	0016	01	MANCAL CORDA (50MM)		
23	0010	01	MANCAL PINHAO		
24	EIXOA	01	EIXO MOTRIZ		
25	ROLAMENTO	04	ROLAMENTO PARA EIXO		
26	SANGRIA	01	PLACA ESCOAM. DE OLEO		
27	ENG1	01	ENGRENAGEM MOTRIZ		
28	WASHER	04	ESPACADOR ENG./ROLAMENTO		
29	EIXOB	01	EIXO MOVIDO		
30	RETENTOR	02	RETENTOR PARA EIXO		
	CHAVETA1	02	CHAVETA ENGENHAGEM		
32	CHAVETA2	02	CHAVETA ACOPLAMENTO		
33	ENG2	01	ENGRENAGEM MOVIDA		
34	SANGRIA	01	PLACA ESCOAM. DE OLEO		
35	0005	01	TAMPA LATERAL DIREITA		
36	DUTOS	01	TUBO PARA ARREFECHIMENTO		

ESCALA: 1:1

PROIECCAO EM PRIMEIRO ANGO

UTPR
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DESENHO DE MONTAGEM DO EQUIPAMENTO

DOCUMENTO Nº: MONTAGEM 01

DATA: 01

ANEXO A – COMPONENTES RECOMENDADOS ENCONTRADOS EM CATÁLOGOS



Rolamentos rígidos de esferas, uma carreira

Tolerâncias , ver texto também
Folga interna radial , ver texto também
Ajustes recomendados
Tolerâncias do eixo e da caixa

Dimensões principais		Capacidades de carga			Carga limite de fadiga P _e	Velocidades de referência	Velocidade limite	Massa	Designação
d	D	B	C	C ₀					
12	37	12	10,1	4,15	0,176	45000	28000	0,060	6301 *
12	37	12	10,1	4,15	0,176	-	14000	0,060	6301-2RSH *
12	37	12	10,1	4,15	0,176	45000	22000	0,060	6301-2RSL *
12	37	12	10,1	4,15	0,176	45000	22000	0,060	6301-ZZ
12	37	12	10,1	4,15	0,176	-	14000	0,06	6301-RSH *
12	37	12	10,1	4,15	0,176	45000	28000	0,060	6301-RSL *
12	37	12	10,1	4,15	0,176	45000	28000	0,060	6301-Z
12	37	17	9,75	4,15	0,176	-	14000	0,07	62301-2RS1
12,7	28,575	6,35	5,4	2,36	0,1	60000	38000	0,023	R 8
12,7	28,575	7,938	5,4	2,36	0,1	56000	28000	0,024	R 8-ZZ
12,7	33,337	9,525	6,89	3,1	0,132	45000	32000	0,037	RLS 4
12,7	33,337	9,525	6,89	3,1	0,132	-	15000	0,037	RLS 4-2RS1
12,7	33,337	9,525	6,89	3,1	0,132	45000	26000	0,037	RLS 4-ZZ
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60000	38000	0,0074	61802
15	24	5	1,56	0,8	0,034	-	17000	0,0074	61802-2RS1
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60000	30000	0,0074	61802-ZZ
15	28	7	4,36	2,24	0,095	56000	34000	0,016	61902
15	28	7	4,36	2,24	0,095	-	16000	0,016	61902-2RS1
15	28	7	4,36	2,24	0,095	56000	28000	0,016	61902-2RZ
15	28	7	4,36	2,24	0,095	56000	28000	0,016	61902-ZZ
15	32	8	5,85	2,85	0,12	50000	32000	0,025	16002 *
15	32	8	5,85	2,85	0,12	50000	26000	0,025	16002-ZZ
15	32	8	5,85	2,85	0,12	50000	32000	0,025	16002-Z
15	32	9	5,85	2,85	0,12	50000	32000	0,030	6002 *
15	32	9	5,85	2,85	0,12	-	14000	0,030	6002-2RSH *

Apenas reposição
Apenas reposição
Apenas reposição
Apenas reposição



Tabela de Pesos e Paredes de Tubos Diâmetro Nominal (ASME)

Diam. Nominal de Tubos Pol.	DE (mm)	5S	10S	40S	80S	10	20	30	STD	40	60	XS	80	100	120	140	160	XXS	Vol. (m³)	DN (mm)
1/8	10,30		1,24 0,28	1,73 0,36	2,41 0,48				1,73 0,37	1,73 0,37		2,41 0,47	2,41 0,47						0,0001	3
1/4	13,70		1,65 0,51	2,24 0,64	3,02 0,82				2,24 0,63	2,24 0,63		3,02 0,80	3,02 0,80						0,0002	6
3/8	17,10		1,65 0,64	2,31 0,86	3,20 1,12				2,31 0,84	2,31 0,84		3,20 1,10	3,20 1,10						0,0003	10
1/2	21,30	1,65 0,82	2,11 1,01	2,77 1,30	3,73 1,65				2,77 1,27	2,77 1,27		3,73 1,62	3,73 1,62				4,78 1,95	7,47 2,55	0,0004	15
3/4	26,70	1,65 1,04	2,11 1,31	2,87 1,71	3,91 2,24				2,87 1,69	2,87 1,69		3,91 2,20	3,91 2,20				5,56 2,90	7,82 3,64	0,0007	20
1	33,40	1,65 1,33	2,77 2,13	3,38 2,55	4,55 3,29				3,38 2,50	3,38 2,50		4,55 3,24	4,55 3,24				6,35 4,24	9,09 5,45	0,0011	25
1 1/4	42,20	1,65 1,68	2,77 2,76	3,56 3,46	4,85 4,56				3,56 3,39	3,56 3,39		4,85 4,47	4,85 4,47				6,35 5,61	9,70 7,77	0,0018	32
1 1/2	48,30	1,65 1,95	2,77 3,17	3,68 4,13	5,08 5,51				3,68 4,05	3,68 4,05		5,08 5,41	5,08 5,41				7,14 7,25	10,15 9,56	0,0023	40
2	60,30	1,65 2,44	2,77 4,01	3,91 5,54	5,54 7,63				3,91 5,44	3,91 5,44		5,54 7,48	5,54 7,48				8,74 11,11	11,07 13,44	0,0036	50
2 1/2	73,00	2,11 3,77	3,05 5,36	5,16 8,81	7,01 11,64				5,16 8,63	5,16 8,63		7,01 11,41	7,01 11,41				9,53 14,92	14,02 20,39	0,0053	65
3	88,90	2,11 4,60	3,05 6,59	5,49 11,52	7,62 15,59				5,49 11,29	5,49 11,29		7,62 15,27	7,62 15,27				11,13 21,35	15,24 27,68	0,0079	80
3 1/2	101,60	2,11 5,29	3,05 7,55	5,74 13,84	8,08 19,01				5,74 13,57	5,74 13,57		8,08 18,63	8,08 18,63				-	-	0,0103	90
4	114,30	2,11 5,96	3,05 8,52	6,02 16,40	8,56 22,77				6,02 16,07	6,02 16,07		8,56 22,23	8,56 22,23		11,13 28,32		13,49 33,54	17,12 41,03	0,0130	100
5	141,30	2,77 9,67	3,40 11,82	6,55 22,20	9,53 31,59				6,55 21,77	6,55 21,77		9,53 30,97	9,53 30,97		12,70 40,28		15,88 49,11	19,05 57,43	0,0199	125
6	168,30	2,77 11,55	3,40 14,13	7,11 28,83	10,97 43,42				7,11 28,26	7,11 28,26		10,97 42,56	10,97 42,56		14,27 54,20		18,26 67,55	21,95 79,22	0,028	150
8	219,10	2,77 15,09	3,76 20,37	8,18 43,39	12,70 65,95	6,35 33,31	7,04 36,81	8,18 42,55	10,31 53,08	12,70 64,64	12,70 64,64	15,09 75,92	18,26 90,44	20,62 100,92	23,01 111,27	22,23 107,92	0,048	200		
10	273,10	3,40 23,08	4,19 28,34	9,27 61,52	12,70 83,19	6,35 41,77	7,80 51,03	9,27 60,31	12,70 60,31	15,09 81,55	18,26 81,55	21,44 96,01	25,40 114,75	28,58 133,06	33,32 155,15	35,41 172,33	25,40 155,15	0,074	250	
12	323,90	3,96 31,89	4,78 36,73	10,97 75,32	12,70 99,43	6,35 49,73	8,38 65,20	9,53 73,88	10,31 79,73	14,27 108,96	17,48 97,46	21,44 132,08	25,40 159,91	28,58 186,97	33,32 208,14	35,41 238,76	25,40 186,97	0,104	300	
14	355,60	3,96 35,06	4,78 42,14	12,70	12,70	6,35 54,69	7,92 67,90	9,53 81,33	11,13 81,33	15,09 94,55	17,48 126,71	21,44 107,39	25,40 158,10	28,58 194,96	33,32 224,65	35,41 253,56	28,58 281,70	0,126	350	
16	406,40	4,19 42,41	4,78 48,26	12,70	12,70	6,35 62,64	7,92 77,83	9,53 93,27	11,13 93,27	15,09 123,30	17,48 160,12	21,44 123,30	25,40 203,53	28,58 245,56	33,32 286,64	35,41 333,19	35,41 365,35	0,165	400	
18	457,00	4,19 47,77	4,78 54,36	12,70	12,70	6,35 70,57	7,92 87,71	9,53 122,38	11,13 105,16	15,09 155,80	17,48 205,74	21,44 139,15	25,40 254,55	28,58 309,62	33,32 363,56	35,41 408,26	35,41 459,37	0,208	450	
20	508,00	4,78 60,46	5,54 70,00	12,70	12,70	6,35 78,55	9,53 117,15	12,70 155,12	15,09 117,15	20,62 183,42	24,78 247,83	28,58 311,17	32,54 381,53	38,10 441,49	44,45 508,11	50,01 564,81	32,54 50,01	0,258	500	
22	559,00	4,78 66,57	5,54 77,06	12,70	12,70	6,35 86,54	9,53 129,13	12,70 171,09	15,09 129,13	22,23 229,25	27,17 317,09	32,54 373,83	38,10 451,42	44,45 527,02	50,01 600,63	57,54 672,26	38,10 57,54	0,312	550	
24	610,00	5,54 84,16	6,35 96,37	12,70	12,70	6,35 94,53	9,53 141,12	12,70 209,6	15,09 141,12	21,44 255,41	26,17 355,26	32,54 402,08	38,10 547,71	44,45 640,03	50,01 720,15	57,54 808,22	44,45 57,54	0,372	600	
26	660,00	7,92 127,36	12,70 202,72	12,70	12,70	7,92 127,36	9,53 202,72	12,70	15,88 152,87	17,48	20,62	24,78	28,58	33,32	37,47	41,56	45,65	12,70 202,72	0,435	650
28	711,00	7,92 137,32	12,70 218,89	12,70	12,70	7,92 137,32	9,53 218,89	12,70 271,21	15,88 164,85	17,48	21,44	25,40	29,36	34,93	40,28	45,65	12,70 218,89	0,505	700	
30	762,00	6,35 120,72	7,92 150,36	12,70	12,70	7,92 147,28	9,53 234,67	12,70 292,18	15,88 176,84	17,48	21,44	25,40	29,36	34,93	40,28	45,65	12,70 234,67	0,580	750	
32	813,00	7,92 157,24	12,70 250,64	12,70	12,70	7,92 157,24	9,53 250,64	12,70 312,15	15,88 188,82	17,48 342,91	21,44	25,40	29,36	34,93	40,28	45,65	12,70 250,64	0,660	800	
34	864,00	7,92 167,20	12,70 266,61	12,70	12,70	7,92 167,20	9,53 266,61	12,70 332,12	15,88 200,31	17,48 364,90	21,44	25,40	29,36	34,93	40,28	45,65	12,70 266,61	0,746	850	
36	914,00	7,92 176,96	12,70 282,27	12,70	12,70	7,92 176,96	9,53 282,27	12,70 351,70	15,88 212,56	17,48 420,42	21,44	25,40	29,36	34,93	40,28	45,65	12,70 282,27	0,835	900	
38	965,00	9,53 224,54	12,70	12,70	12,70	9,53 224,54	12,70	15,88	17,48	21,44	25,40	29,36	34,93	40,28	45,65	50,01	12,70 298,24	0,931	950	
40	1016,00	9,53 236,53	12,70	12,70	12,70	9,53 236,53	12,70	15,88	17,48	21,44	25,40	29,36	34,93	40,28	45,65	50,01	12,70 314,22	1,032	1000	

DE = mm Esp. Paredes = mm Peso = Kgs/m Vol. = m³

Tubos de diâmetro externo OD "TUBING"

Kg/ 1m (peso teórico)		ESPESSURAS						
Polegadas	Milímetros	1,00	1,24	1,50	1,65	2,00	2,77	3,05
1/8	6,35	0,128	0,159	0,180	0,194			
1/4	12,70	0,294	0,357	0,414	0,458			
5/8	15,87	0,371	0,456	0,532	0,590	0,730	0,912	
3/4	19,05	0,452	0,555	0,649	0,721	0,898	1,133	
7/8	22,20	0,518	0,653	0,766	0,853	1,066	1,354	
1"	25,40	0,513	0,756	0,884	0,984	1,235	1,575	
1 1/8"	31,75/32,00	0,779	0,950	1,118	1,248	1,571	2,017	
1 1/2"	38,10	0,931	1,148	1,353	1,511	1,908	2,459	
1 3/4"	44,45	1,093	1,346	1,587	1,774	2,245	2,911	3,173
2"	50,80	1,251	1,544	1,822	2,038	2,582	3,343	3,660
2 1/2"	63,50	1,571	1,940	2,291	2,564	3,255	4,227	4,633
3	76,20		2,336	2,760	3,091	3,928	5,112	5,607
4	101,60		3,127	3,699	4,144	5,275	6,880	7,554
5	127,30			4,74	5,23	6,30	8,67	9,52
6	152,40			5,69	6,23	7,56	10,42	11,45
8	203,20					10,11	13,95	15,34
10	254,00					12,67	17,49	19,23
12	304,80					15,22	21,02	23,13



www.isoquip.com.br

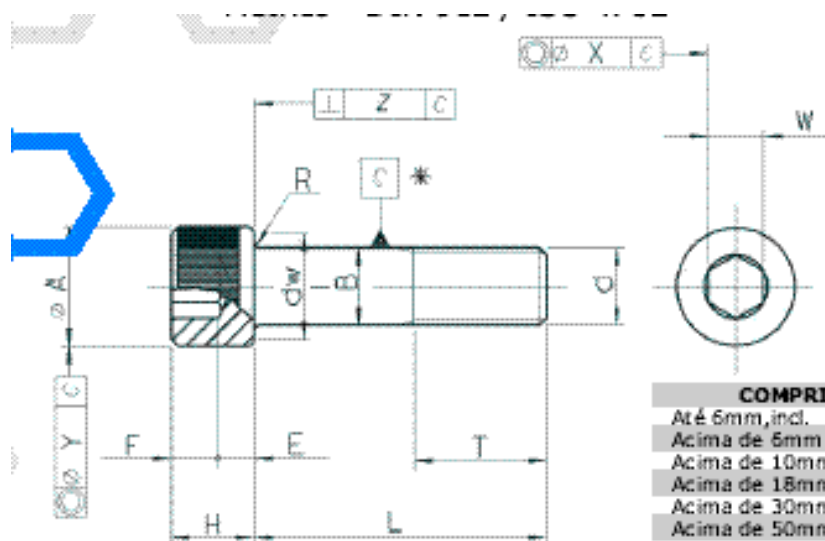
CHAPAS DE AÇO						
	ESPESSURA		PESO APROX. KG/M²	ESPESSURA		PESO APROX. KG/M²
	POL	MM		POL	MM	
CHAPAS GROSSAS	1/4"	6,30	49,39	1 1/4"	31,50	247,27
	5/16"	8,00	62,72	1 1/2"	37,50	294,37
	3/8"	9,50	74,48	1 3/4"	44,45	348,50
	1/2"	12,50	98,00	2"	50,00	392,00
	5/8"	16,00	125,44	2 1/2"	63,00	494,55
	3/4"	19,00	149,00	3"	75,00	588,10
	7/8"	22,40	175,84	3 1/2"	88,90	697,80
	1"	25,00	196,00	4"	100,00	784,00
CHAPAS FINAS A QUENTE	ESPESSURA		PESO APROX. KG/M²	ESPESSURA		PESO APROX. KG/M²
	MSG	MM		MSG	MM	
	18	1,20	9,60	10	3,35	26,30
	16	1,50	12,00	9	3,75	30,00
	14	2,00	16,00	8	4,25	34,00
	13	2,25	18,00	7	4,50	36,00
	12	2,65	21,20	3/16"	4,75	38,00
	11	3,00	24,00			
CHAPAS FINAS A FRIO	30	0,30	2,40	19	1,06	8,48
	28	0,38	3,04	18	1,20	9,60
	26	0,45	3,60	16	1,50	12,00
	24	0,60	4,80	14	1,90	15,20
	22	0,75	6,00	13	2,25	18,00
	20	0,90	7,20	12	2,65	21,20
CHAPAS GALVANIZADAS	ESPESSURA		PESO APROX. KG/M²	ESPESSURA		PESO APROX. KG/M²
	GSG	MM		GSG	MM	
	32	0,30	2,40	19	1,11	8,88
	30	0,35	2,80	18	1,25	10,00
	28	0,43	3,44	16	1,55	12,40
	26	0,50	4,00	14	1,95	15,60
	24	0,65	5,20	13	2,30	18,40
	22	0,80	6,40	12	2,70	21,60
20	0,95	7,60				
CHAPAS DE PISO*	ESPESSURA		PESO APROX. KG/M²	ESPESSURA		PESO APROX. KG/M²
	POL	MM		POL	MM	
	1/8"	3,00	27,00	5/16"	8,00	68,00
	3/16"	4,75	41,00	3/8"	9,50	81,00
	1/4"	6,30	54,00			

* PÉ DE GALINHA

PERFIL T	
BITOLA	KG/M
1/8" X 3/4"	0,88
1/8" X 7/8"	1,04
1/8" X 1"	1,19
1/8" X 1 1/4"	1,62
1/8" X 1 1/2"	1,95

CANTONEIRAS DE ABAS IGUAIS			
BITOLA	KG/M	BITOLA	KG/M
1/8" X 1/2"	0,56	1/4" X 2 1/2"	6,10
1/8" X 5/8"	0,71	1/4" X 3"	7,30
1/8" X 3/4"	0,88	1/4" X 4"	9,81
1/8" X 7/8"	1,04	5/16" X 2 1/2"	4,25
1/8" X 1"	1,20	5/16" X 2"	5,83
1/8" X 1 1/4"	1,50	5/16" X 2 1/4"	6,62
1/8" X 1 1/2"	1,83	5/16" X 2 1/2"	7,44
1/8" X 1 3/4"	2,14	5/16" X 3"	9,10
1/8" X 2"	2,46	5/16" X 4"	12,19
3/16" X 1"	1,73	3/8" X 1 1/2"	4,99
3/16" X 1 1/4"	2,20	3/8" X 2"	6,99
3/16" X 1 1/2"	2,68	3/8" X 2 1/4"	7,89
3/16" X 1 3/4"	3,15	3/8" X 2 1/2"	8,78
3/16" X 2"	3,63	3/8" X 3"	10,72
3/16" X 2 1/4"	4,09	3/8" X 4"	14,58
3/16" X 2 1/2"	4,52	3/8" X 5"	18,30
3/16" X 3"	5,52	3/8" X 6"	22,20
1/4" X 1"	2,29	1/2" X 2 1/4"	10,12
1/4" X 1 1/4"	2,86	1/2" X 2 1/2"	11,46
1/4" X 1 1/2"	3,48	1/2" X 3"	13,90
1/4" X 1 3/4"	4,12	1/2" X 4"	19,05
1/4" X 2"	4,75	1/2" X 5"	24,10
1/4" X 2 1/4"	5,39	1/2" X 6"	29,20

CANTONEIRAS DE ABAS IGUAIS			
POLEGADA	MILIMETRO	REDONDO KG/M	QUADRADO KG/M
3/16"	4,76	0,14	0,19
1/4"	6,35	0,25	0,32
5/16"	7,94	0,39	0,49
3/8"	9,53	0,56	0,71
7/16"	11,11	0,76	0,99
1/2"	12,70	0,99	1,27
9/16"	14,29	1,26	1,63
5/8"	15,87	1,56	1,98
3/4"	19,05	2,24	2,85
7/8"	22,22	3,04	3,87
1"	25,40	3,97	5,06
1 1/8"	28,57	5,03	6,40
1 1/4"	31,75	6,21	7,91
1 3/8"	34,92	7,51	9,09
1 1/2"	38,10	8,94	11,39



COMPRIMENTO (L)	TOLERÂNCIA
Até 6mm, incl.	± 0,24mm
Acima de 6mm até 10mm, incl.	± 0,29mm
Acima de 10mm até 18mm, incl.	± 0,35mm
Acima de 18mm até 30mm, incl.	± 0,42mm
Acima de 30mm até 50mm, incl.	± 0,50mm
Acima de 50mm até 80mm, incl.	± 0,60mm
Acima de 80mm até 120mm, incl.	± 0,70mm
Acima de 120mm até 180mm, incl.	± 0,80mm
Acima de 180mm até 250mm, incl.	± 0,90mm

Dimensões em milímetro

Dãm. Nom d	Passo Normal	A		Dw	B		E	F	H		R	W		X	Y	Z	T**	RT**	L**
		Máx. Mín.	Mín.		Máx. Mín.	Mín.			Máx Mín.	Máx. Mín.		Máx. Mín.							
M3	0,5	5,68	5,07	3,00	1,15	1,30	3,00	0,10	2,58	0,28	0,36	0,10	18	20	6	30			
		5,32		2,86															
M4	0,7	7,22	6,53	4,00	1,40	2,00	4,00	0,20	3,08	0,36	0,44	0,10	20	25	8	60			
		6,78		3,82															
M5	0,8	8,72	8,03	5,00	2,00	2,50	5,00	0,20	4,07	0,36	0,44	0,15	22	25	8	90			
		8,28		4,82															
M6	1	10,22	9,38	6,00	2,50	3,00	6,00	0,25	5,08	0,36	0,44	0,15	24	30	8	120			
		9,78		5,82															
M8	1,25	13,27	12,33	8,00	3,00	4,00	8,00	0,40	6,14	0,44	0,54	0,18	28	35	10	160			
		12,73		7,78															
M10	1,5	16,27	15,33	10,00	4,00	5,00	10,00	0,40	8,175	0,44	0,54	0,24	32	40	12	200			
		15,73		9,78															
M12	1,75	18,27	17,23	12,00	4,80	6,00	12,00	0,60	10,175	0,54	0,54	0,27	36	50	16	200			
		17,73		11,73															
M14	2	21,33	20,17	14,00	5,80	7,00	14,00	0,60	12,212	0,54	0,66	0,31	40	55	25	180			
		20,87		13,73															
M16	2	24,33	23,17	16,00	6,80	8,00	16,00	0,54	14,212	0,54	0,66	0,34	44	60	25	200			
		23,87		15,73															
M18	2,5	27,33	25,87	18,00	7,80	9,00	18,00	0,60	14,212	0,54	0,66	0,38	48	65	40	200			
		26,87		17,73															
M20	2,5	30,33	28,87	20,00	8,60	10,00	20,00	0,80	17,23	0,66	0,66	0,42	52	70	35	200			
		29,87		19,87															
M22	2,5	33,33	31,81	22,00	9,40	11,00	22,00	0,80	17,23	0,66	0,78	0,45	56	70	50	120			
		32,81		21,87															
M24	3	36,33	34,81	24,00	10,40	12,00	24,00	0,80	19,275	0,66	0,78	0,50	60	80	40	200			
		35,81		23,87															
M27	3	40,33	38,61	27,00	11,90	13,50	27,00	1,00	19,275	0,66	0,78	0,57	66	90	70	200			
		39,81		26,87															
M30	3,5	45,33	43,61	30,00	13,10	15,50	30,00	1,00	22,275	0,66	0,78	0,64	72	100	70	200			
		44,81		29,87															
M36	4	54,46	52,54	36,00	15,30	19,00	36,00	1,00	27,275	0,78	0,92	0,77	84	110	80	200			
		53,94		35,81															

* A referência "C" deve estar distante 1xd (diâmetro nominal do parafuso) a partir do assentamento da cabeça

** Parafusos com comprimento "L" até "RT" devem ter rosca total. Acima de "RT" o comprimento de rosca será igual a "T".

*** Faixa de comprimentos fabricados. Demais comprimentos sob consulta.

Notas:

Material: Aço liga de alta qualidade
 Tratamento térmico: Dureza 39-44 HRC
 (12.9)
 Tensão de tração: 1240 N/mm² min
 Classe de rosca: 5g6g

LUBRAX SUPERA

Óleo lubrificante multiviscoso de tecnologia 100% sintética para uso em amplas faixas de temperaturas. Recomendado para os modernos motores de elevado desempenho a gasolina, etanol, flex e GNV (injeção eletrônica, multiválvulas e turboalimentados), que exigem lubrificantes com níveis de desempenho API SN e ACEA A3-08/B4-08. Disponível no grau SAE 5W/40.

LUBRAX SUPERA controla a formação de depósitos mesmo sob condições de extrema severidade, reduzindo o desgaste e a corrosão das partes lubrificadas. Sua aditivação lhe garante ainda baixa oxidação.

LUBRAX SUPERA possui aditivação que permite melhor desempenho em qualquer temperatura, possibilitando partidas rápidas, mesmo a baixas temperaturas.

LUBRAX SUPERA é recomendado para uso em todos os motores de elevado desempenho a gasolina, etanol, flex e GNV com injeção eletrônica, multiválvulas e turboalimentados, sendo compatível com conversores catalíticos.

LUBRAX SUPERA atende ao nível de desempenho API SN e ACEA A3-08/B4-08, sendo qualificado de acordo com o protocolo da Chemical Manufacturers Association (CMA) do ATC (Technical Committee of Petroleum Additive Manufacturers in Europe), da ATIEL (Association Technique de l'Industrie Européenne des Lubrifiants).

LUBRAX SUPERA é aprovado pela Volkswagen na especificação VW 502.00/505.00 e na Mercedes Benz Página 229.3.

LUBRAX SUPERA também atende às especificações BMW Longlife 98, GM-LL-B-025, Renault RN 700 / RN 710 e Porsche A 40.

Aditivos- anticorrosivo, antidesgaste, antiespumante, antioxidante, detergente, dispersante, agente de reserva alcalina, melhorador do índice de viscosidade e abaixador do ponto de fluidez.

ANÁLISES TÍPICAS *

GRAU SAE		5W/40
Densidade a 20/4°C		0,8546
Ponto de Fulgor (VA)	(°C)	224
Ponto de Fluidez	(°C)	-30
Índice de Basicidade Total (IBT)	(mgKOH/g)	9,50
Viscosidade a 40°C	(cSt)	90,1
Viscosidade a 100°C	(cSt)	14,6
Índice de Viscosidade		170
Cinzas Sulfatadas	(%peso)	1,30

*As Análises Típicas representam os valores modais da produção, não constituindo especificações. Para informações mais detalhadas primeiramente consulte nossa assistência técnica.

Junho/2011

LUBRAX **BR** **PETROBRAS**

Não necessita de aditivação extra. Para descarte use as instalações dos postos de serviço, conforme Resolução CONAMA 362/05. Preservar o meio ambiente é responsabilidade de todos.

MANGUEIRAS DE PVC
MANGUERAS DE PVC
PVC HOSES



SPT 400 PMR



SPT 150 / 250



SPT 800 WINGFOOT (ODYSSEY)



SPIRAFLEX SPT 400 PMR / SPT 150 SPT 250 / SPT 300 WINGFOOT (ODYSSEY)*

COR: SPT 400 PSI PMR - Cor translúcida.
SPT 150 - Cor translúcida.
SPT 250 - Cor translúcida.
SPT 300 - Cor preta (Odyssey)*.

APLICAÇÕES: Indicadas para trabalhos em compressores e/ou equipamentos de ar comprimido, água e ferramentas pneumáticas. Reforçadas com uma trança de fio de poliéster.

A translucidez na SPT 150, SPT 250 e na SPT 400 PMR, permite o acompanhamento visual da operação.

CONSTRUÇÃO: Espiralada.

TEMPERATURA: 5°C a 50°C.

EMBALAGEM: Enroladas em fardos.

MARCAÇÃO: Goodyear - Spiraflex, código de rastreabilidade.

PRODUÇÃO MÍNIMA: 3500 metros.

TERMINAIS: Retos.

ANTIGA: A mesma.

OBS.: PRESSÃO DE TRABALHO A 20°C.

*Odyssey - Para exportação (cor vermelha)

SPIRAFLEX SPT 400 PMR / SPT 150 SPT 250 / SPT 300 WINGFOOT (ODYSSEY)*

COLOR: SPT 400 PSI PRM - Color transparente.
SPT 150 - Color transparente.
SPT 250 - Color transparente.
SPT 300 - Color negra (Odyssey)*.

APLICACIÓN: Indicada para trabajos en compresores y/o equipos de aire comprimido, agua y herramientas neumáticas. Reforzadas con una trenza de cables de poliéster.

La translucidez en la SPT 150, SPT 250 y en la SPT400 PMR, permite el acompañamiento visual de la operación.

CONSTRUCCIÓN: Espiralada.

TEMPERATURA: 5°C hasta 50°C.

EMBALAJE: Enrollada.

MARCACIÓN: Goodyear - Spiraflex, código de rastreabilidad.

PRODUCCIÓN MÍNIMA: 3500 metros.

TERMINALES: Rectos.

ANTIGUA: La misma.

OBS: PRESIÓN DE TRABAJO A 20°C.

*Odyssey - Para exportación (color roja)

SPIRAFLEX SPT 400 PMR / SPT 150 SPT 250 / SPT 300 WINGFOOT (ODYSSEY)*

COLORS: SPT 400 PSI PRM - Translucent.
SPT 150 - Translucent.
SPT 250 - Translucent.
SPT 300 - Black colour (Odyssey)*.

APPLICATION: For work with compressors and/or equipment for compressed air, water and pneumatics tools. Reinforced with a polyester braid.

Translucency in SPT 150, SPT 250 and SPT400 PMR, allows for visual operational following.

CONSTRUCTION: Spiraled.

TEMPERATURE: 5°C to 50°C.

PACKAGING: Coiled.

BRANDING: Goodyear - Spiraflex, bar code.

MINIMUM ORDER: 3500 meters.

HOSE ENDS: Straight.

OLDER: The same.

OBS.: WORK PRESSURE AT 20°C.

*Odyssey for export (red colour)

S/C: Quantidade mínima sob consulta

S/C: Cantidad mínima bajo consulta

S/C: Minimum quantity under consulting

DIÂMETRO INTERNO DIÂMETRO INTERNO NOM. ID	DIÂMETRO EXTERNO DIÂMETRO EXTERNO NOM. OD				PRESSÃO DE TRABALHO PRESIÓN DE TRABAJO WORK PRESSURE			COMPRIMENTO LARGO LENGHT
	m				lbs/pol ² lbs/pulg ² lbs/inch ²			
Pol Pulg Inch	SPT 400 PMR	SPT 150	SPT 250	SPT 300	SPT 400 PMR	SPT 150	SPT 250	SPT 300
3/16	7,6	9,8	10,2		100	250	300	50/100
1/4	9,4	11,2	12,0		100	250	300	50/100
5/16	11,3	12,9	14,1		100	250	300	50/100
3/8	13,1	14,5	15,7		100	250	300	50/100
1/2	16,7	18,5	18,9		100	250	300	50/100
5/8	20,3	22,3	22,9		100	250	300	50/100
3/4	24,0	26,0	27,2		100	250	300	50/100
1	31,2	33,0	33,6		100	250	300	50/100
1 1/4		41,2	41,2			150	150	50
1 1/2		48,7	48,5			150	150	50
2		62,2	62,4			150	150	S/C



RETENTORES



Código	Dimensões			Modelo	Mercado	Material
	Eixo	Externo	Altura			
1403	14,00	50,50	46,00	AGGF	02020	ASBR
TCS0222	14,73	55,00	6,00	BR		NBR
AG7286	15,00	21,00	3,00	GR	02589	NBR
6313	15,00	23,00	3,00	GRF	02639	FPM
6484	15,00	23,00	3,00	GR	02639	NBR
6622	15,00	23,00	3,00	BRF		FPM
TCS0223	15,00	24,00	5,00	BRG		NBR
TCS0224	15,00	24,00	6,00	BR		NBR
6320	15,00	24,00	7,00	BRF	00790	FPM
6490	15,00	24,00	7,00	BR	00790	NBR
AG7523	15,00	24,00	7,00	BRG	00790/01929	NBR
TCS0225	15,00	24,00	7,00	BA	01816	NBR
TCS0226	15,00	25,00	4,00	BRG		NBR
TCS0227	15,00	25,00	4,50	BR		NBR
TCS0228	15,00	25,00	5,00	BRG		NBR
5727	15,00	25,00	6,00	BRG	02454	NBR
TCS0136	15,00	25,00	7,00	BRP	02309	ACM
5633	15,00	25,00	5,00/8,00	GAE		PU
TCS0229	15,00	26,00	7,00	BRG		NBR
TCS0004	15,00	28,00	6,30	BAG		NBR
6342	15,00	28,00	7,00	BAG	00916	NBR
TCS0067	15,00	28,00	7,00	BA	00916	NBR
AG7509	15,00	29,00	14,50	AGJF		FPM
TCS0230	15,00	30,00	5,00	BRG		NBR
TCS0231	15,00	30,00	5,00	BRGF		FPM
TCS0097	15,00	30,00	7,00	BR	01677	NBR
TCS0232	15,00	30,00	7,00	BA	01846	NBR
TCS0233	15,00	30,00	7,00	BRG	01677	NBR
TCS0798	15,00	30,00	8,00	BAG	00766	NBR
TCS0813	15,00	30,00	10,00	BRG	01348	NBR
AG7648	15,00	30,00	12,50	AGGQ		NBR
AG7501	15,00	32,00	7,00	BA		NBR
TCS0110	15,00	32,00	7,00	BR	01907	NBR
TCS0234	15,00	32,00	7,00	BRG	01907	NBR
TCS0235	15,00	32,00	7,00	BRGF	01907	FPM
TCS0236	15,00	35,00	5,00	BRG		NBR
5743	15,00	35,00	7,00	BR	01058	NBR
AG7491	15,00	35,00	7,00	BRF	01058	FPM
AG7522	15,00	35,00	7,00	BRG	01058	NBR
TCS0814	15,00	35,00	10,00	BRG	01051	NBR
9420	15,00	36,00	5,50	AGFL		NBR
9390	15,00	41,50	5,70	AGFG		NBR
TCS0240	15,00	42,00	8,00	BRG		NBR
6711	15,50	30,80	11,50	AGGQ1		NBR
5224	15,80	25,40	5,50	BR		NBR
1496	15,80	28,60	6,40	BRG		NBR
9154	15,87	39,70	2,60/3,50	AGGW		NBR
TCS0241	15,88	20,65	2,36	GR		NBR
TCS0242	15,88	31,75	6,35	BAG		NBR
9804	15,90	22,20	4,30	BAG	02335	NBR
9965	15,90	25,40	4,50	BR	00286	NBR
9718	16,00	22,00	3,00/4,00	GAE		NBR
9720	16,00	22,00	3,00/4,00	AGAO		NBR
TCS0794	16,00	22,10	6,40	BAG	01576	NBR

Linhas especiais

Linha Ferragens



Linha Serralheria



Linha Caixas



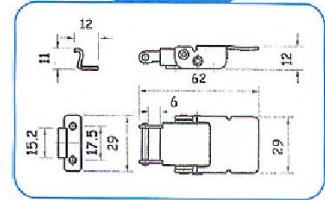
Ferragens - Fechos rápidos de pressão



Fecho Modelo RE

Furos \varnothing 4,0 mm - Fecho modelo RECAD com porta cadeado. Engate REI. Corpo SAE 1010

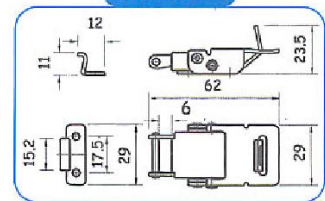
Furos \varnothing 4,0mm.



Fecho Modelo RE

Furos \varnothing 4,0 mm - Fecho modelo RECAD com porta cadeado. Engate RE. Corpo SAE 1010

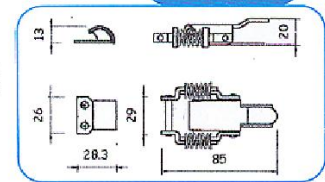
Furos \varnothing 4,0mm.



Fecho medio/grande com molas

Furos \varnothing 5,5 mm - Fecho grande anti-vibração. Mola arame SAE 1060 \varnothing 2,5 mm. Corpo SAE 1010

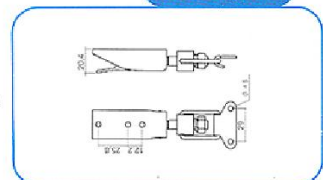
Furos \varnothing 5,0mm.



Fecho Modelo RX / B1

Furos \varnothing 4,5 mm - Fecho ajustável - Mola arame SAE 1060 \varnothing 2,5 mm. Corpo SAE 1010

Furos \varnothing 5,0mm.



Fecho Modelo RA1 / A2

Furos \varnothing 3,5 mm - Fecho pequeno - Mola arame SAE 1010 \varnothing 2,5 mm. Corpo SAE 1010 AISI 304

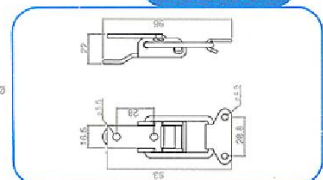
Furos \varnothing 3,5 mm.



Fecho Modelo RKB / B1

Fecho grande - mola arame - Corpo SAE 1010 \varnothing 4,0mm AISI 304

Furos \varnothing 5,5mm.

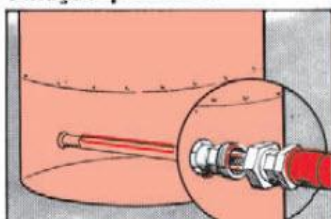


RESISTÊNCIAS ELÉTRICAS DE IMERSÃO

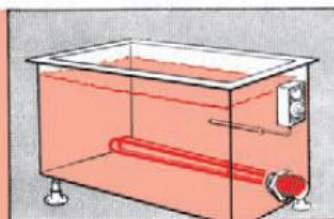
As resistências elétricas de imersão Kent foram desenvolvidas precisa e especificamente, para o aquecimento de soluções. Como exemplo citamos o aquecimento de água, materiais viscosos, operações de limpeza, tratamento com ácidos, banhos eletrolíticos e desengraxantes.

Cada resistência de imersão Kent compreende uma unidade independente, possibilitando um modo preciso de controle de temperatura para as diversas soluções. Kent dispõe de um formato, dimensão e capa de proteção adequada para cada aplicação.

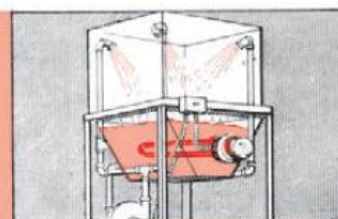
Fixação por Rosca



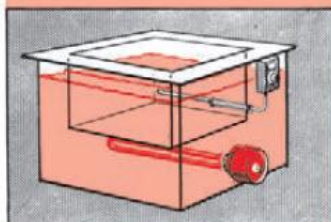
RESISTENCIA MTL, inserida em tubulação, com a finalidade de aquecer o ar, o qual aquece o asfalto.



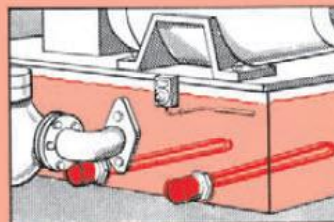
RESISTENCIA MT, rosqueada na parede de um tanque, paralelamente ao fundo, para processo de enxaguamento.



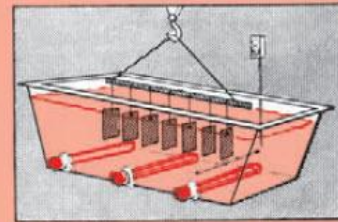
RESISTENCIA MTO, rosqueada em tanque de desengraxante por pulverização, com máxima transferência de calor.



RESISTENCIA ARMT, ilustrando um tanque dentro do outro, para casos onde a imersão direta é impraticável.



RESISTENCIA MTO, usada no pré-aquecimento de óleo, assegurando lubrificação eficiente para motor de grande porte.



RESISTENCIAS MTO, para banho desengraxante contínuo, possibilitando o tratamento simultâneo de diversas unidades.



1. DESCRIÇÃO

O TIC-17RGT4 é um termostato digital de fácil instalação e aplicação. Pode ser configurado tanto para aquecimento como para refrigeração. Possui uma única tecla para ajustar todas as suas funções. Produto em conformidade com UL Inc. (Estados Unidos e Canadá).

2. APLICAÇÃO

- Boilers
- Fornos
- Aquecedores
- Freezers
- Câmaras
- Balcões frigoríficos

3. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

- Alimentação direta: 115 ou 230 Vac (50/60 Hz)
12 ou 24Vac/dc
- Temperatura de Controle: -50 a 105°C⁽¹⁾
- Resolução: 0.1°C (entre -10 e 100°C) e 1°C no restante da faixa
- Corrente máxima: 16(8)A/250Vac 1HP
- Dimensões: 71 x 25 x 71 mm
- Temperatura de operação: 0 a 50°C
- Umidade de operação: 10 a 90% UR (sem condensação)

⁽¹⁾ Este instrumento pode medir e controlar temperaturas de até 200°C, desde que seja utilizado um cabo sensor de silicone (ex.: SB59).

4. CONFIGURAÇÕES

4.1 - Ajuste da temperatura de controle (SETPOINT):

- Pressione **SET** por 2 segundos e aparecerá **SP**
- Aguarde 2 segundos e aparecerá a temperatura de controle ajustada
- Utilize **ENT** para modificar o valor
- Aguarde 4 segundos para gravar e retornar à operação normal

4.2 - Tabela de parâmetros

Parâmetros de configuração protegidos por código de acesso:

Fun	Descrição	Min	Máx	Unid	Padrão
OP	Modo de operação	0-refrig.	1-aquec.	-	0
DF	Diferencial (histerese)	0.1	20.0	°C	2.0
DL	Retardo mínimo para ligar a saída	0	999	seg.	0
OF	Offset (calibração local)	-5.0	5.0	°C	0.0
LO	Mínimo setpoint permitido ao usuário final	-50	105 ⁽¹⁾	°C	-50
HI	Máximo setpoint permitido ao usuário final	-50	105 ⁽¹⁾	°C	105

⁽¹⁾ Este parâmetro permite ajustes até 200°C, mas para operar nestas condições deve-se utilizar um cabo sensor de silicone (ex.: SB59).

4.2.1 - Descrição dos parâmetros

- OP** Esta função permite configurar o modo de operação do instrumento (aquecimento ou refrigeração).
- DF** É a diferença de temperatura (histerese) entre LIGAR e DESLIGAR a saída de controle "RELAY".
- DL** É o tempo mínimo que a saída do controlador permanecerá desligada. Esse retardo inicia no momento em que a saída é desligada.
- OF** É o deslocamento de indicação. Permite compensar eventuais desvios na leitura de temperatura.
- LO** Faixa permitida ao usuário final para ajuste do setpoint (bloqueio de mínima).
- HI** Faixa permitida ao usuário final para ajuste do setpoint (bloqueio de máxima).

4.3 - Alteração dos parâmetros

Os parâmetros estão protegidos por um código de acesso (exceto o setpoint), o qual deve ser inserido para que se possa efetuar as alterações.

Para entrar com o código de acesso:

- Pressione **ENT** por 10 segundos e aparecerá **023**.
- Aguarde 2 segundos e aparecerá **023**.
- Utilize a tecla **ENT** para inserir o código 023 (virte e trás). Esta operação deve ser realizada dentro de 4 segundos, caso contrário a indicação da temperatura ambiente reforma automaticamente.

Após inserir o código de acesso:

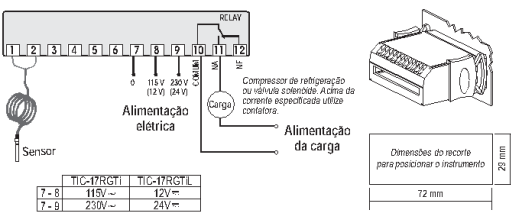
- Pressione **ENT** tantas vezes quanto necessário, até acessar o parâmetro desejado.
- Aguarde 2 segundos e então aparecerá o valor configurado.
- Utilize a tecla **ENT** para modificar o valor.
- Aguarde 4 segundos para que o novo valor seja gravado e o instrumento retorne à operação normal (indicação de temperatura).

Nota: Após inserido o código de acesso, tome cuidado para não deixar a tecla **ENT** ociosa (sem ser pressionada) por mais do que 15 segundos entre a alteração de um parâmetro e outro. Caso isso aconteça aparecerá **Err** e o acesso aos ajustes é bloqueado automaticamente, reque-rendo que seja inserido o código novamente para efetuar alterações.

5. SINALIZAÇÕES

- RELAY - Contato NA energizado
- Err - Sensor desconectado ou temperatura fora da faixa especificada

6. ESQUEMA DE LIGAÇÃO

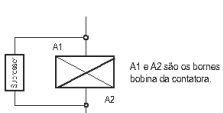


Nota: O comprimento do cabo do sensor pode ser aumentado pelo próprio usuário, em até 200 metros, utilizando cabo 2 x 24 AWG. Para imersão em água utilize poço termométrico.

IMPORTANTE

- Conforme capítulos das normas NBR5410 e IEC60364:
 - 1: Instale **protetores contra sobretensões** na alimentação;
 - 2: Cabos de sensores e de sinais de computador podem estar juntos, porém não no mesmo eletroduto por onde passam alimentação elétrica e acionamento de cargas;
 - 3: Instale supressores de transientes (filtro RC) em paralelo às cargas, como forma de aumentar a vida útil dos relés.
- Mais informações contate o nosso departamento de eng. de aplicação através de e-mail eng-aplicacao@fullgauge.com.br ou pelo telefone +55 51 3475.3308.

Esquema de ligação de supressores em contadores



Esquema de ligação de supressores em cargas acionamento direto



VINIL PROTETOR:

Protege os instrumentos instalados em locais sujeitos a respingos d'água, como em balcões frigoríficos, por exemplo. Este vinil adesivo acompanha o instrumento, dentro da sua embalagem. Faça a aplicação somente após concluir as conexões elétricas.

Retire o papel protetor e aplique o vinil sobre toda a parte superior do aparelho, dobrando as abas conforme indicado pelas setas.



Dispositivos de comando para parada de emergência e acessórios

SIGNUM

Um botão de parada de emergência, quando atuado, deve interromper o circuito de segurança de maneira confiável, através da desenergização do mesmo, para proporcionar a parada de um ou mais elementos que habilitem o movimento de risco na máquina (por ex.: motores, válvulas, etc...). Por este motivo, quando conectamos um botão de parada de emergência a um relé ou CLP de segurança, devemos utilizar exclusivamente contatos normalmente fechados (NF) de abertura positiva. Contatos NA podem ser utilizados como contatos auxiliares.

A linha SIGNUM possui diversos modelos de blocos de contatos que podem ser acoplados ao elemento acionador, possibilitando que sejam atingidos diversos níveis de segurança com o mesmo produto.

Botões de Parada de Emergência Termoplástico – para furação 22mm



Botão de Parada de Emergência			
Tipo cogumelo	Tipo cogumelo com chave	Montado em caixa plástica	Montado em caixa plástica – Conexão AS-I
Com função de retenção conf. EN 418; liberação ao girar; diâmetro 40mm	Com função de retenção conf. EN 418; liberação através de chave RONIS; diâmetro 40mm	Com função de retenção conf. EN 418; liberação ao girar; diâmetro 40mm; 1NF	Com função de retenção conf. EN 418; liberação ao girar; diâmetro 40mm
● 3SB3000-1HA20	● 3SB3000-1BA20	● 3SB3801-ODG3	● 3SF5811-0AA08
Blocos de contatos – vide pág. 7	Blocos de contatos vide pág. 7	Blocos de contatos adicionais: 1NA: 3SB3420-0B ↻ 1NF: 3SB3420-0C	



[Brasil](#) > [Produtos & Serviços](#) > [Indústria de Transportes](#) > [Divisão de Autos](#) > [Adesivos, Calafetadores, Revestimentos e Massas](#) > [Silicone de Vedação de Alta Temperatura](#)

Reparação Automotiva

Soluções

- + Abrasivos
- Adesivos, Calafetadores, Revestimentos e Massas
 - Adesivo para Colagem de Chapas Metálicas (PBA)
 - Pistola Aplicadora PBA
 - Spray de Zinco
 - Massa de Poliéster Gold Ultrapra
 - Aplicador 8398 para Sachês
 - Vedador de Carrocerias
 - Revestimento Protetor Texturizado (RPT)
 - Massa Anti-Ruído Underseal
 - Adesivo Universal Creme
 - Silicone de Vedação de Alta Temperatura**
- + Mascaramento
- + Polimento
- + Preparação de Pintura

Outras Soluções

- + Segurança
- + Elétricos
- + Fitas
- + Adesivos / Aerosóis
- + Mecânica
- + Acessórios

Suporte ao Cliente

- Trainamentos
- Videos "Como Aplicar"
- Cadastre-se

Serviços ao Consumidor

- Onde Comprar
- Fale Conosco
- 3M na Estrada
- Links Relacionados
- Destaques
- Mascaramento Perfeito

Dicas aos Profissionais

Lançamentos



VEJA: [ABRASIVOS](#) [MASCARAMENTO](#) [POLIMENTO](#) [PREPARAÇÃO DE PINTURA](#) [OUTRAS SOLUÇÕES](#) [HOME](#)



Silicone de Vedação de Alta Temperatura

O Silicone de Vedação de Alta Temperatura é um produto de cura rápida para ser utilizado como selante/vedação em motores automotivos. O Silicone de Vedação é um produto não corrosivo, flexível, seguro para o sensor de oxigênio. Pode ser utilizado como gaxeta para tampas de válvulas, cárter e outras aplicações no motor e em caixas de transmissão. O Silicone de Vedação de alta Temperatura suporta temperaturas entre -29C° e 315C°.

[Imprimir](#) [Compartilhar](#)

INFORMAÇÕES ADICIONAIS

[Vantagens e Benefícios](#) [Características](#) [Download](#)

- Suporta altas temperaturas e pressões de trabalho.
- Substitui as juntas de papel.
- Pode ser aplicado em varias partes do motor.
- Pode ser aplicado em motores de alumínio ou ferro, independente da cor.
- O produto seca e não transborda quando a tampa é fechada.



Termopares Completos Rígidos

Tabelas

TABELA 2- TUBOS DE PROTEÇÃO

TUBOS DE PROTEÇÃO			Bitola Máx. do Fio	Rosca Mínima fixação
CÓD.	Denominação	Ø EXT.		
300 10	Ferro 2440	10	20	3/8" BSP
300 21	Ferro 2440	21	08	3/4" BSP
300 27	Ferro 2440	27	08	1" BSP
300 34	Ferro 2440	34	08	1 1/4" BSP
350 41	Ferro Nodular	41	08	-----
500 22	Ferro Puro (Armon)	22	08	3/4" BSP
304 04	Inox 304	04	24	1/8" BSP
304 06	Inox 304 (18/8) Ni-Cr	06	20	1/8" BSP
304 08	Inox 304 (18/8) Ni-Cr	08	20	1/4" BSP
304 10	Inox 304 (18/8) Ni-Cr	10	14	3/8" BSP
304 12	Inox 304 (18/8) Ni-Cr	12	14	3/8" BSP
304 P4	Inox 304 (18/8) Ni-Cr	1/2"	14	3/8" BSP
304 16	Inox 304 (18/8) Ni-Cr	16	08	1/2" BSP
304 22	Inox 304 (18/8) Ni-Cr	22	08	3/4" BSP
304 25	Inox 304 (18/8) Ni-Cr	25	08	1" BSP
316 06	Inox 316 (18/8/3) Ni-Cr	06	20	1/8" BSP
316 08	Inox 316 (18/8/3) Ni-Cr	08	20	1/4" BSP
316 P3	Inox 316 (18/8/3) Ni-Cr	3/8"	20	3/8" BSP
316 12	Inox 316 (18/8/3) Ni-Cr	12	14	3/8" BSP
316P4	Inox 316 (18/8/3) Ni-Cr	1/2"	14	3/8" BSP
316 16	Inox 316 (18/8/3) Ni-Cr	16	08	1/2" BSP
316 22	Inox 316 (18/8/3) Ni-Cr	22	08	3/4" BSP
316 25	Inox 316 (18/8/3) Ni-Cr	25	08	1" BSP
446 22	Cromo AT 27% Cr 446	22	08	3/4" BSP
124 22	Cromo AL10% Cr24% Al	22	08	3/4" BSP
600 22	Inconel	22	08	3/4" BSP
610 10	Porcelana 610 (Pitag.)	10	20	1/2" BSP
610 17	Porcelana 610 (Pitag.)	17	08	3/4" BSP
610 24	Porcelana 610 (Pitag.)	24	08	1" BSP
710 10	Alsiint 710	10	20	1/2" BSP
710 24	Alsiint 710	24	08	1" BSP
310 15	Inox310 (25/20) Ni-Cr-Si	5/8"	14	1/2" BSP
310 22	Inox310 (25/20) Ni-Cr-Si	22	08	3/4" BSP
LAT P1	Latão 3/16"	3/16"	20	1/8" BSP
LAT P2	Latão 1/4"	1/4"	20	1/8" BSP

TABELA 2A

CÓD.	No. Prof.
0	00
1	01
2	02

TABELA 2B

CÓD.	Tubo Interno
00	S/ Tubo
61	Porcelana 610
71	Porcelana 710

TABELA 5 - Conexões de Processo

TABELA 5

CÓD.	TIPO
O	S/ ROSCA
F	FXA
M	MÓVEL

TABELA 5A

CÓD.	MEDIDA
0	S/ ROSCA
1	1/8"
2	1/4"
3	1/2"
4	3/4"
5	1"
6	ESPECIAL

TABELA 5B

CÓD.	ROSCA
O	S/ ROSCA
B	BSP
N	NPT
U	NF
E	ESPECIAL

TABELA 5C

CÓD.	MATER.
0	S/ ROSCA
1	AÇO CARB.
2	INOX 304
3	INOX 316
4	LATÃO

TABELA 6 - OPCIONAIS

TABELA 6

LUVÁ	
COD.	DIÂM.
0	S/ LUVÁ
1	1/2" BSP
2	3/4" BSP
3	1" BSP

TABELA 6A

LUVÁ	
COD.	MATER.
0	S/ LUVÁ
1	AÇO CARB.
2	INOX 304
3	INOX 316

TABELA 6B

CÓD.	FLANGE AJUST.
0	S/ FLANGE
1	1/2" Alumínio
2	1" Alumínio
3	Latão *

TABELA 6C

COTOVELO	
COD.	MATER.
0	S/ Cotovelo
1	Fe 1/2" BSP
2	304 1/2" BSP
3	316 1/2" BSP

TABELA 1-CALIBRAÇÃO

CÓD.	TERMOPAR
J	Ferro Constantan
K	Cromel Alumel
S	Pt-PtRh 10%
R	Pt-Pt-Rh 13%
T	Cobre Constantan
E	Cromel Constantan

TABELA 1A

CÓD.	ELEM.
S	SIMPLES
D	DUPLO

TABELA 1B

CÓD.	BITOLA
08	08 AWG
14	14 AWG
20	20 AWG
24	24 AWG
27	27 AWG

TABELA 3- CABEÇOTES

CÓD.	DENOMINAÇÃO	ROSCA P/ CONDUITE
C1-A1	Cabeçote à prova de Tempo (Similar L&N-181)	1/2" NPT
C1-A2	Cabeçote à prova de Tempo (Similar L&N-181)	3/4" NPT
C1-A3	Cabeçote à prova de Tempo (Similar L&N-181)	1/2" BSP
C1-A4	Cabeçote à prova de Tempo (Similar L&N-181)	3/4" BSP
C2-A1	Cabeçote à prova de Explosão	1/2" NPT
C2-A2	Cabeçote à prova de Explosão	3/4" NPT
C3-A1	Cabeçote DIN peq. (Similar Degussa 200060)	1/2" NPT
C3-A3	Cabeçote DIN peq. (Similar Degussa 200061)	1/2" BSP
C4-A5	Cabeçote peq. à prova de Tempo (Similar Jumo)	1/2" NF
C5-A3	Cabeçote ENGRO	1/2" BSP
C6-MN	Cabeçote ENGRO Miniatura	-----

TABELA 4 - BLOCOS

CÓD.	USO	DENOMINAÇÃO	USADO C/ CABEÇOTE
B 00	-----	Sem Cabeçote e Sem Bloco	-----
B 11		Ø 56 mm (Similar Degussa 200045)	C1, C2, C5
B 13	S	Ø 54 mm (Similar Degussa 200047)	C1 ou C2
B 31	M	Ø 42 mm (Similar Degussa 200073)	C3
B 41	P	Ø 25 mm (Similar Jumo)	C4
	L		
	E		
	S		
B 61		Tipo Miniatura	C6
B 12		Ø 56 mm (Similar Degussa 200046)	C1, C2, C5
B 14	D	Ø 54 mm (Similar Degussa 200048)	C1 ou C2
B 32	U	Ø 42 mm (Similar Degussa 200074)	C3
B 42	P	Ø 25 mm (Similar Jumo)	C4
	L		
	O		

FREIOS ELETROMAGNÉTICOS 5 A 400CV - MODELO AB

CARACTERÍSTICAS:

Frenagem infinitamente ajustável, para diversas e variadas aplicações, é obtida com os Freios Eletromagnéticos **VORAX**.

Em muitas aplicações, uma frenagem rápida e isenta de trancos, por meio de Freios Eletromagnéticos **VORAX**, protege as partes delicadas das máquinas, aumentando sua vida útil e beneficiando a produção por meio da diminuição do tempo de parada entre os ciclos de operação.

FUNCIONAMENTO:

Os Freios Eletromagnéticos **VORAX** funcionam sob o mesmo princípio dos Variadores Eletromagnéticos **VORAX**.

As correntes parasitárias são geradas na superfície lisa do rotor, o qual gira dentro de um campo magnético, produzido pela bobina de excitação estacionária e as peças polares. A interação do campo fixo das peças polares, produz uma ação de frenagem sobre o rotor.

O torque que varia com a corrente da bobina de excitação e a velocidade do rotor pode ser infinitamente regulado pelo sistema de controle, para satisfazer os requisitos das diferentes aplicações.

Como o torque é produzido através de campo magnético, entre componentes sem contacto, não existem peças geradoras de atrito (disco, lonas, etc), para ajustar ou substituir.

FREIO VORAX AB:

Uma carcaça totalmente aberta, com pés, aloja as peças polares e a bobina de excitação.

O rotor é montado sobre um eixo passante, que gira sobre os dois rolamentos nos extremos da carcaça. O rotor e o ventilador, montados no mesmo eixo, são as únicas peças móveis.

Os rolamentos são super-dimensionados para suportar a carga máxima, e continuamente lubrificados à graxa.

CONTROLE ELETRÔNICO MARK III:

Os Freios **VORAX** podem ser fornecidos juntamente com os controles Mark III, e um tacogerador montado no eixo do freio.

Poderá ser então executado um grande número de aplicações, como: controle de velocidade, controle de tensão em desbobinamentos, aceleração e desaceleração linear, etc.

Um fator importante é que a energia fornecida pelo controle eletrônico do freio, isto é, a quantidade de corrente contínua para energizar a bobina, não ultrapassa de 2% da potência nominal do freio.

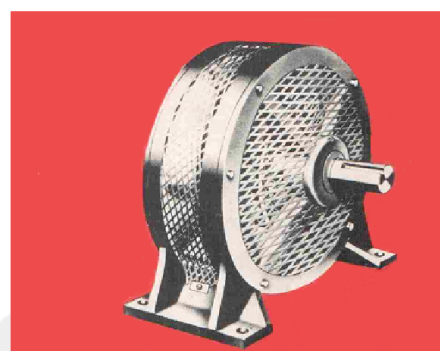


PONTES ROLANTES

DESBOBINAMENTOS

FRENAGEM REGULÁVEL

FRENAGEM PROGRAMADA

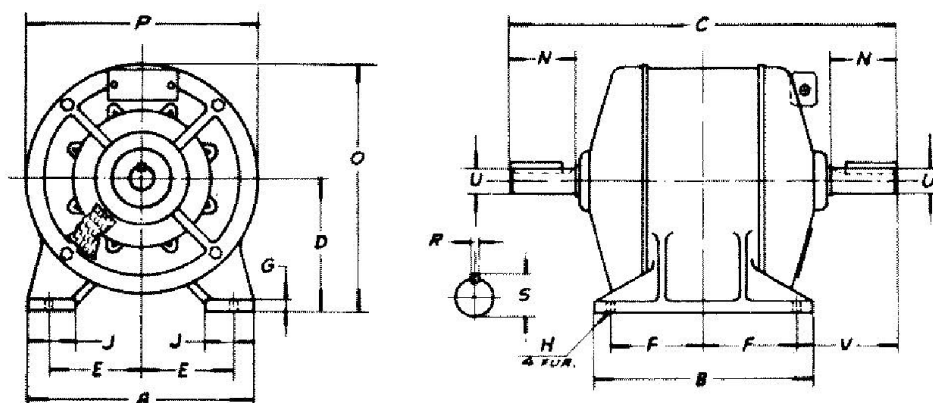


ESPECIFICAÇÕES:

A tabela abaixo sugere o tipo de freio, quando usado com motores de anéis em Pontes Rolantes:

MOTOR HP	FREIO MODELO		
	1800 RPM	1200 RPM	900 RPM
5	AB-703	AB-703	AB-704
7 ½	AB-703	AB-704	AB-705
10	AB-704	AB-705	AB-705
15	AB-705	AB-705	AB-705
20	AB-705	AB-705	AB-706
25	AB-705	AB-706	AB-706
30	AB-705	AB-706	AB-706
40	AB-706	AB-706	AB-707
50	AB-706	AB-706	AB-707
60	AB-706	AB-707	AB-707
75	AB-706	AB-707	AB-707
100	AB-707	AB-707	AB-707
125	AB-707	AB-707	AB-707
150	AB-707	AB-707	AB-708
200	AB-707	AB-708	AB-708
250	AB-707	AB-708	AB-709
300	AB-708	AB-708	AB-709
400	AB-708	AB-709	-

Nosso Parceiro faz o Produto.
A Vorax faz a Diferença



DIMENSÕES

MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	N	O	P	U	V	R	S
AB - 702	230	190	380	115	95	70	19	12	40	50	225	220	24	120	8	27
AB - 703	305	210	380	160	127	85	13	14	57	80	312,5	305	38	105	10	41
AB - 704	305	235	570	160	127	82,5	13	14	57	110	312,5	305	42	202,5	12	45
AB - 705	460	255	485	230	200	107,5	16	17	70	110	452,5	445	48	232,5	14	51,5
AB - 706	460	280	665	230	200	100	23	18	63	110	452,5	445	48	232,5	14	51,5
AB - 707	590	345	786	318	240	100	29	21	110	140	628	620	60	292	18	64
AB - 708	590	610	1110	318	240	240	29	25	110	150	628	620	70	315	20	74,5
AB - 709	810	330	840	420	340	140	29	29	130	140	829	820	75	280	20	79,5

ESPECIFICAÇÕES

ESPECIFICAÇÕES	RPM	FREIO MODELO							
		AB-702	AB-703	AB-704	AB-705	AB-706	AB-707	AB-708	AB-709
TORQUE MÁXIMO kg.m.	1800	4,2	5,0	10,0	17,5	35,0	-	-	-
	1200	3,7	4,2	8,3	17	34,0	120	244	305
	900	3,3	3,8	7,6	16,6	33,0	120	244	305
DISSIPACÃO MÁXIMA HP SERV. CONT.	3600	4	10	20	-	-	-	-	-
	1800	3	7,5	15	20	25	60	100	-
	1200	2	5	10	15	25	45	75	90
FORÇA RADIAL MÁX. NO EIXO Kg.	900	1,5	3,5	7,5	11,5	17,5	34	56	75
	3600	125	165	190	-	-	-	-	-
	1800	155	210	240	260	300	810	885	-
Kg. m ²	1200	180	240	275	300	350	935	1030	995
	900	200	265	300	325	385	1030	1135	1100
		0.184	0.140	0.276	1.348	2.696	8.428	16.256	33.712



VORAX ELETROMECAÂNICA LTDA.

Fundada desde 01/06/1987

Fone: (16) 3690-2700 - Fax: (16) 3690-2701
 Rua Adelaide Zangrande, 144 - Área Industrial
 CEP 14680-000 - Jardinópolis - SP - Brasil
 E-mail: vorax@vorax.com.br - Site: www.vorax.com.br

Nosso Parceiro faz o Produto.
A Vorax faz a Diferença



PTI POWER TRANSMISSION INDUSTRIES

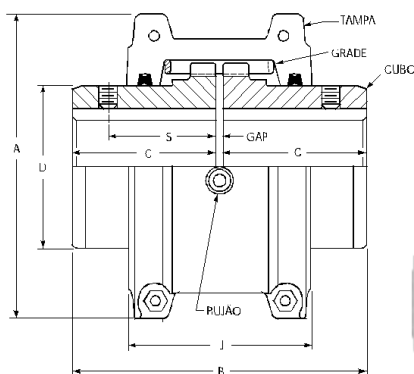
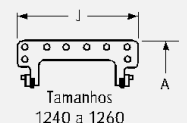
FALK

ACOPLAMENTO DE GRADE ELÁSTICA TIPO T

TIPO T10 - COM TAMPA BIPARTIDA HORIZONTAL

TAMANHOS DE 1020 T10 A 1260 T10 (dimensões em milímetros)

Corte das Tampas



TAMANHO ★	Torque Nominal (Nm)	Rotação Máxima (rpm) †	Furo Máximo *		Furo mínimo (mm) ‡	Peso do acoplador (kg)	Peso da graxa (kg)	Dimensões (mm)							Tamanho ★	
			mm	Pol				A	B	C	D	F	J	S		Folga
1020T	52	4500	28	1,125	12,7	1,9	0,03	97,0	98,6	47,8	39,6	66,6	39,1	3,2	1020T
1030T	149	4500	35	1,375	12,7	2,6	0,04	105,7	98,6	47,8	49,3	68,3	39,1	3,2	1030T
1040T	249	4500	43	1,625	12,7	3,4	0,05	114,3	104,6	50,8	57,1	69,9	40,1	3,2	1040T
1050T	435	4500	50	1,875	12,7	5,4	0,07	135,1	124,0	60,5	66,6	79,2	44,7	3,2	1050T
1060T	684	4350	56	2,125	19,1	7,4	0,09	147,8	130,0	63,5	76,2	91,9	52,3	3,2	1060T
1070T	994	4125	67	2,500	19,1	10,5	0,11	158,8	155,4	76,2	87,4	95,3	53,9	3,2	1070T
1080I	2.050	3600	80	3,000	27	17,7	0,17	190,5	180,8	88,9	105	116	64,5	3,2	1080I
1090T	3.730	3600	95	3,500	27	25	0,25	211,1	200	98,6	124	122	71,6	3,2	1090T
1100T	6.280	2440	110	4,000	41	42	0,43	251,0	246	121	142	155	4,8	1100T
1110T	9.320	2250	120	4,500	41	55	0,51	269,7	259	127	160	162	4,8	1110T
1120T	13.700	2025	140	5,000	60	81	0,74	307,8	305	149	179	192	6,4	1120T
1130T	19.900	1800	170	6,000	60	120	0,91	345,9	330	162	217	195	6,4	1130T
1140T	28.600	1650	200	7,250	67	178	1,14	384,0	375	184	254	201	6,4	1140T
1150T	39.800	1500	215	8,000	108	234	2,0	453,1	372	183	270	390	271	6,4	1150T
1160I	55.900	1350	240	9,000	121	317	2,8	501,9	403	198	305	436	279	6,4	1160I
1170T	74.600	1225	280	10.000	133	448	3,5	566,9	438	216	356	487	304	6,4	1170T
1180T	103.000	1100	300	11.000	152	620	3,8	629,9	484	239	394	555	321	6,4	1180T
1190T	137.000	1050	335	12.000	152	776	4,4	675,6	525	259	437	608	325	6,4	1190T
1200T	186.000	900	360	13.000	178	1060	5,6	756,9	565	279	498	660	356	6,4	1200T
1210T	249.000	820	390	14.000	178	1425	10,5	844,6	622	305	533	750	432	12,7	1210T
1220T	336.000	730	420	15.000	203	1785	16,1	920,8	664	325	572	822	490	12,7	1220T
1230I	435.000	680	450	16.000	203	2270	24,1	1003,3	704	345	610	905	546	12,7	1230I
1240T	559.000	630	480	17.000	254	2955	33,8	1087,1	749	368	648	648	12,7	1240T
1250T	746.000	580	18.500	254	3835	50	1181,1	815	401	711	699	12,7	1250T
1260T	932.000	540	20.000	254	4685	67	1260,9	876	432	762	762	12,7	1260T

★ Aluminizados, são sujeitos para referência e estão sujeitos a alteração sem aviso prévio a menos que constem em certificados dimensionais. Nos tamanhos 1020 a 1230T as tampas são de liga de alumínio fundido, e de 1240I a 1260I são fabricados em aço.

‡ O furo mínimo é o menor furo que é necessário para montagem do acoplamento com furo bruto, e dependendo do tamanho será semelhante um furo de contragem leve. Nos furos mínimos os cubos não são fornecidos com furo e rosca para parafuso trava.

* Furos máximos, são aqueles que, em montagens, além quando montados, sem interferência o parafuso sobre a chaveta. Consulte o folheto 427-105 para detalhes. Para os furos máximos acima dos tamanhos 1020T a 1090T são fornecidos com ajuste leve e parafuso com trava sobre a chaveta. Nos tamanhos maiores o ajuste e de interferência são parafuso do trava. Furos máximos com chaveta métrica conf. DIN 6895 e ISO/R773. Para chavetas com poligonalas, conf. ANSI B17.1 STD.

† Para velocidade de aplicação acima das indicadas consultar a PII - Falk

• Consultar a PII

Inversores de Frequência - CFW08



Destinados ao controle e variação da velocidade de motores elétricos de Indução trifásicos, os Inversores da linha CFW08 reúnem design moderno com tecnologia estado da arte mundial, onde destacam-se o alto grau de compactação e o elenco de funções especiais disponíveis.

De simples instalação e operação, este produto dispõe de recursos já otimizados em software, facilmente parametrizáveis, através de Interface homem-máquina simples, que habilitam-no para utilização em controle de processos e máquinas industriais. Além disto, o CFW08 Plus evita instabilidade no motor e possibilita o aumento de torque em baixas velocidades.

Benefícios

- Controle sistema Multibombas
- Tecnologia estado da arte
- Controle escalar ou vetorial sensorless
- Acionamento silencioso do motor
- Interface com teclado de membrana táctil (HMI padrão e remota)
- Programação flexível
- Dimensões compactas
- Instalação e operação simplificadas
- Alto torque de partida
- Kit para instalação em eletrodutos
- Opção de filtros EMC Interno (classe A) e externo (classe B)

Principais Aplicações

- Bombas centrífugas
- Bombas dosadoras de processo
- Ventiladores / Exaustores
- Agitadores / Misturadores
- Extrusoras
- Estrelas transportadoras
- Mesas de rolos
- Granuladores / Peletizadoras
- Secadores / Fornos rotativos
- Filtros rotativos
- Bobinadores / Desbobinadores
- Máquinas de corte e solda

Produto beneficiado
pela Lei da Informática.
I.P.I. REDUZIDO

Certificações





Tabela de especificações

Tensão de Rede	Código	Inversor CFW08				Motor Máximo Aplicável			Dimensões (mm)			Peso (Kg)		
		Alimentação	Modelo	In Saída (A)	Mec.	Tensão (V)	Potência (1)		Altura	Largura	Profund.			
							CV	KW						
200/220/230/240 V	10666946	Monofásica	CFW080016S2024PSZ	1,6	1	220	0,3	0,2	151	75	131	1,0		
	10413493		CFW080026S2024PSZ	2,6	1		0,5	0,4						
	10413494		CFW080040S2024PSZ	4,0	1		1,0	0,8						
	10413459	Monofásica ou Trifásica	CFW080016B2024PSZ	1,6	1	220	0,3	0,3	151	75	131	1,0		
	10413460		CFW080026B2024PSZ	2,6	1		0,5	0,4						
	10413461		CFW080040B2024PSZ	4,0	1		1,0	0,8						
	10413463		CFW080073B2024PSZ	7,3	2*		2,0	1,5						
	10413464	CFW080100B2024PSZ	10,0	2*	3,0	2,2	200	115	150	2,0				
	10413462	Trifásica	CFW080070T2024PSZ	7,0	1	220	2,0	1,5	151	75	131	1,0		
	10413465		CFW080160T2024PSZ	16,0	2*		200	115					150	2,0
	10413926		CFW080170T2024POHSZ	17,0	2*									
	10413919		CFW080220T2024PSZ	22,0	3*		7,5	5,5	103	143	165	2,5		
	10413906		CFW080280T2024PSZ	28,0	4*		10,0	7,5	290	182	196	6,0		
	10413920		CFW080330T2024PSZ	33,0	4*		12,5	9,5						
380/400/415/440/460/480 V	10413909		Trifásica	CFW080010T3848PSZ	1,0		1	380	0,3	0,2	151	75	131	1,0
	10413470	CFW080016T3848PSZ		1,6	1	0,5	0,4							
	10413471	CFW080026T3848PSZ		2,6	1	1,0	0,8							
	10413472	CFW080040T3848PSZ		4,0	1	2,0	1,5							
	10413910	CFW080027T3848PSZ		2,7	2*	1,5	1,1		200	15	150	2,0		
	10413473	CFW080043T3848PSZ		4,3	2*	2,0	1,5							
	10234077	CFW080055T3848PSZ		6,5	2*	3,0	2,2		203	143	165	2,5		
	10413475	CFW080100T3848PSZ		10,0	2*	5,0	3,7							
	10413476	CFW080130T3848PSZ		13,0	3*	7,5	5,5		290	182	196	6,0		
	10413477	CFW080160T3848PSZ		16,0	3*	10,0	7,5							
	10413921	CFW080240T3848PSZ	24,0	4*	15,0	11,0	20,0	15,0	290	182	196	6,0		
	10413922	CFW080300T3848PSZ	30,0	4*	20,0	15,0								
	10413909	Trifásica	CFW080010T3848PSZ	1,0	1	440	0,3	0,3	151	75	131	1,0		
	10413470		CFW080016T3848PSZ	1,6	1		0,8	0,6						
	10413471		CFW080026T3848PSZ	2,6	1		1,5	1,1						
	10413472		CFW080040T3848PSZ	4,0	1		2,0	1,5						
	10413910		CFW080027T3848PSZ	2,7	2*		1,5	1,1	200	115	150	2,0		
	10413473		CFW080043T3848PSZ	4,3	2*		2,0	1,5						
	10413474		CFW080055T3848PSZ	6,5	2*		4,0	3,0	203	143	165	2,5		
	10413475		CFW080100T3848PSZ	10,0	2*		6,0	4,5						
10413476	CFW080130T3848PSZ		13,0	3*	7,5		5,5	290	182	196	6,0			
10413477	CFW080160T3848PSZ		16,0	3*	10,0		7,5							
10413921	CFW080240T3848PSZ	24,0	4*	15,0	11,0	20,0	15,0	290	182	196	6,0			
10413922	CFW080300T3848PSZ	30,0	4*	20,0	15,0									

NOTAS: 1) As potências máximas dos motores, na tabela acima, foram calculadas com base nos modelos WEG de 2 e 4 polos. Para motores de outras polaridades (ex.: 6 a 8 polos), outras tensões (ex.: 230 V, 400 V e 460 V) e/ou motores de outros fabricantes, especificar o inversor através da corrente nominal do motor.

* Os inversores de frequência das mecânicas 2, 3 e 4 possuem frenagem reostática, somente a mecânica 1 não possui.

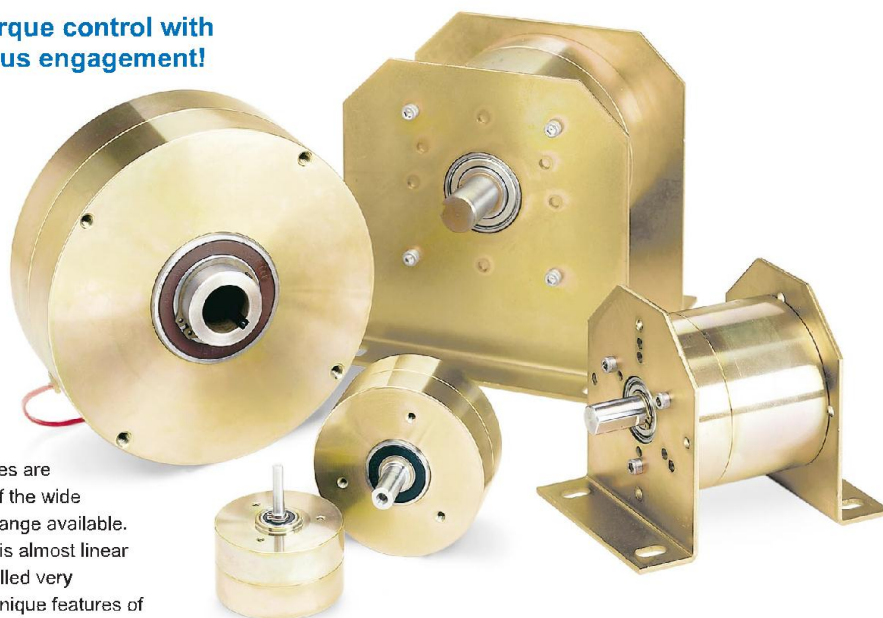
2) CFW08 em 525/575 V sob consulta

Accurate torque control with instantaneous engagement!

Warner Electric Precision Tork magnetic particle clutches and brakes are unique because of the wide operating torque range available. Torque to current is almost linear and can be controlled very accurately. The unique features of the magnetic particle clutches and brakes make them ideal for tension control, load simulation, cycling/indexing, and soft starts and stops.

Specials are our business

- **Special Shaft Configurations**
Customer specified shaft configurations for easy machine mounting and retrofitting.
- **Wash Down Environment**
Stainless steel units available for extreme environments.
- **Special Torque**
Maximum torque configurations to meet customer specifications.
- **Special Mounting Configurations**
Customer specified bolt patterns, special mounting brackets.
- **Metric units**

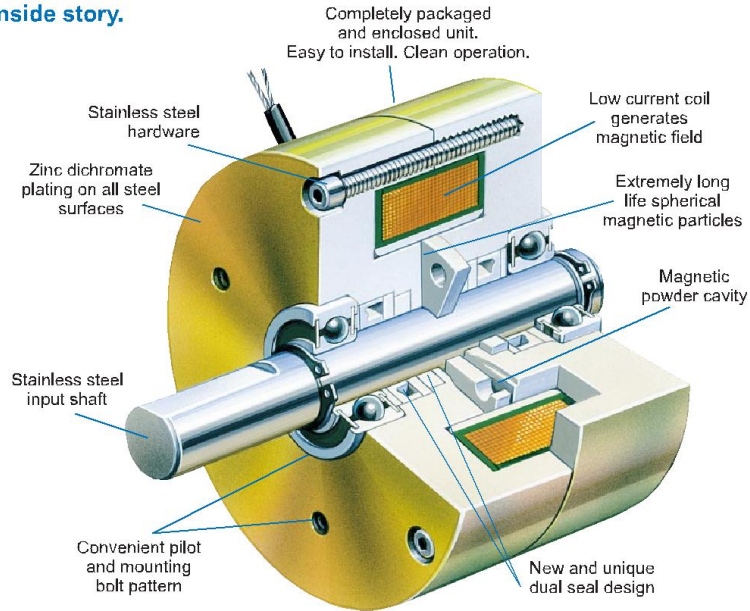


Features and Benefits

- **Torque independent of slip speed**
Torque is transmitted through magnetic particle chains which are formed by an electromagnetic field. The torque is independent of slip speed, depending only on circuit current, and is infinitely variable from 0 (disengaged) to rated torque.
- **Precise engagement**
Precision Tork magnetic particle clutches and brakes engage to transmit torque with speed and precision. Response of the particles to the field is virtually instantaneous, providing perfectly controlled, jerk-free engagement.
- **Customer specified engagement**
Engagement time may be very gradual or extremely fast. The frequency and torque of the engagement/disengagement sequence is limited only by the capabilities of the control circuitry.
- **No wearing parts**
There are no friction surfaces to grab or wear, and the units are not affected by changes in atmospheric or other environmental conditions.
- **Efficient/Compact design**
High torque to size ratio and low consumption of electric power.
- **Versatile mounting**
Convenient bolt circle for easy mounting. Mounting brackets available for all sizes. Brakes are available with solid shafts and through bore. Can be mounted horizontally or vertically to solve virtually any motion control requirement.
- **Distributor Item**
Off the shelf availability. Interchangeable with industry standard sizes.

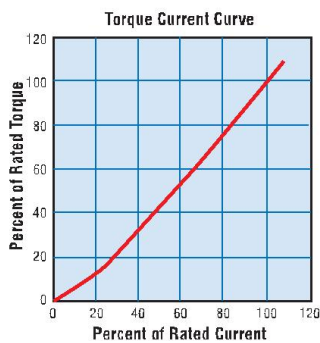
Design and Operation

The inside story.



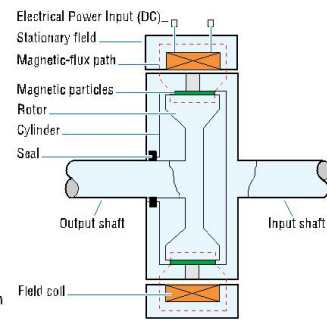
Operating Principles

The magnetic particle unit consists of four main components: 1) housing; 2) shaft/disc; 3) coil and 4) magnetic powder. The coil is assembled inside the housing. The shaft/disc fits inside the housing/coil assembly with an air gap between the two; the air gap is filled with fine magnetic powder.



Engagement

When DC current is applied to the magnetic particle unit, a magnetic flux (chain) is formed, linking the shaft/disc to the housing. As the current is increased the magnetic flux becomes stronger, increasing the torque. The magnetic flux creates extremely smooth torque and virtually no "stick-slip".



Disengagement

When DC current is removed the magnetic powder is free to move within the cavity, allowing the input shaft to rotate freely.

Cycling

By turning the current to the coil on and off a cycling effect is achieved.

Selection

Sizing

To properly size magnetic particle clutches or brakes the thermal energy (slip watts) and torque transmitted must be considered. If thermal energy and torque are known for the application select the unit from the charts to the right.

RPM

RPM must be known when calculating thermal energy (slip watts). For load simulation, torque limiting and similar applications, RPM is known. For web handling, the RPM is calculated as follows:

$$\text{Slip RPM}^* = \frac{12 \times \text{Velocity (feet per min.)}}{\pi \times \text{Full Roll Dia.}^{**} \text{ (in.)}}$$

*In rewind applications the motor RPM should be higher (10%) than the fastest spool RPM.
 **In applications with the web running over a pulley or in a nip roll application use the pulley diameter as the roll diameter.

Thermal Energy (slip watts)

Tension applications are considered continuous slip applications. When a brake or clutch is slipping, heat is generated. Heat is described in terms of "energy rate" and is a function of speed, inertia, and cycle rate. Heat generated is usually described in terms of thermal energy or slip watts. Starting and stopping applications generate heat when the unit slips during the stopping and starting of the load.

• For continuous slip applications, such as tension control in an unwind or rewind application slip watts are calculated using the following formula:

$$\text{Slip Watts} = .0118 \times \text{Torque (lb.in.)} \times \text{Slip RPM}$$

• For cycling applications heat is generated intermittently, and is calculated using the following formula:

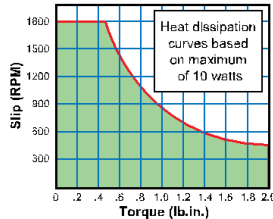
$$\text{Watts} = 2.67 \times \text{Inertia (lb.in.}^2) \times \left(\frac{\text{RPM}}{10,000}\right)^2 \times F \frac{\text{cycle}}{\text{min.}}$$

Duty Cycle

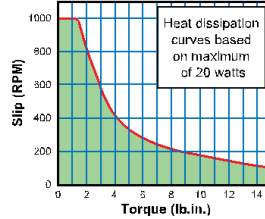
The average heat input must be below the clutch or brake's heat dissipation rating. If the application generates intermittent heat dissipation, use the average speed for the thermal energy (slip watts) calculations.

Quick Selection Charts

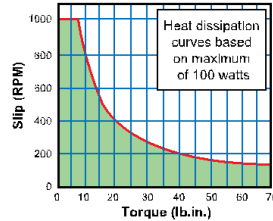
MPB2/MPC2



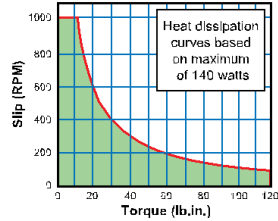
MPB15/MPC15



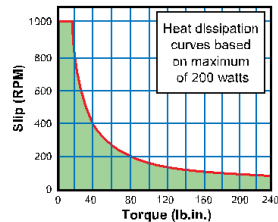
MPB70/MPC70



MPB120/MPC120



MPB240



Torque

Tension applications calculate torque as a function of roll radius and tension. Soft/controlled stopping applications calculate torque as a function of inertia, speed and desired time to stop the load. Torque limiting applications calculate torque as the allowable drive through torque. Calculate the torque requirement based on the formulas for the different applications:

• To calculate torque for a web handling application, determine the desired tension in the web then calculate the required torque as follows:

$$\text{Torque (lb.in.)} = \frac{\text{Tension (lbs.)} \times \text{Roll Dia.}^* \text{ (in.)}}{2}$$

*Use full roll diameter. In applications with the web running over a pulley or in a nip roll application use the pulley diameter as the roll diameter.

• To calculate torque for soft/controlled stop or cycling applications first determine the inertia (WR²), and apply it to the formula below:

$$\text{Torque (lb.in.)} = \frac{\text{Inertia (lb.in.}^2) \times \text{RPM}}{3,690 \times \text{time(s)}}$$

$$\text{Inertia (WR}^2) =$$

$$[(\text{weight of body}) \times (\text{radius of gyration}^*)]^2$$

*to calculate for a cylinder about its axis:

$$\text{Solid cylinder} = R^2 = 1/2r^2$$

$$\text{Hollow cylinder} = R^2 = 1/2(r_1^2 + r_2^2)$$

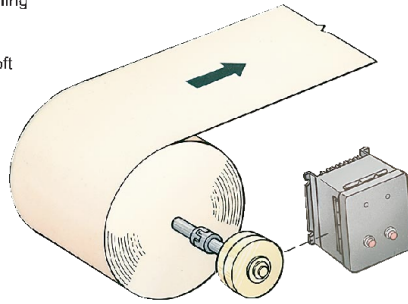
Applications

Warner Electric Precision Torque magnetic particle clutches and brakes are the ideal solution for controlling and maintaining torque. If the application is tensioning, load simulation, torque limiting, or soft starts and stops the magnetic particle unit is the preferred torque controlling device.

Typical Applications

- Wire Processing (winding, hooking, cutting)
- Paper/Foil/Film Processing
- Labeling Applications
- Textile Processing
- Material Processing
- Load profile simulation on:
 - Exercise Equipment
 - Flight Simulators
 - Healthcare Equipment
- Life testing on:
 - Motors
 - Gears
 - Pulleys
 - Belts
 - Chains
 - Many other Rotating Devices
- Conveyors
- Bottle Capping

Controlled Acceleration/Deceleration



Controlled soft stop

Particle brakes and the MCS-153 control provide soft stopping of large rotating loads. By controlling the input current, the load is decelerated in a controlled manner without torque spikes, shock, or vibration.

Application Example:

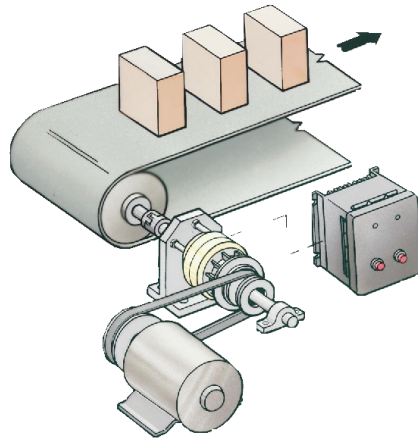
Information Required:
 RPM: 1,000
 Time to Stop: 3 seconds
 Inertia*: 400 lb.in.²

*If inertia is not known see page 3 to calculate.

How to Size:

$$\begin{aligned} \text{Maximum Torque (lb.in.)} &= \\ &= \frac{\text{Inertia (lb.in.}^2\text{)} \times \text{RPM}}{3,690 \times \text{time(s)}} \\ &= \frac{400 \times 1,000}{3,690 \times 3} \\ &= 36 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

Select a brake that exceeds the maximum torque requirements from the Specification Chart – MPB70.



Controlled soft start

Particle clutches and the MCS-153 control provide soft controlled acceleration to prevent tipping or shock during start up.

Application Example:

Information Required:
 RPM: 500
 Time to Start: 4 sec.
 Inertia*: 50 lb.in.²

*If inertia is not known see page 3 to calculate

How to Size:

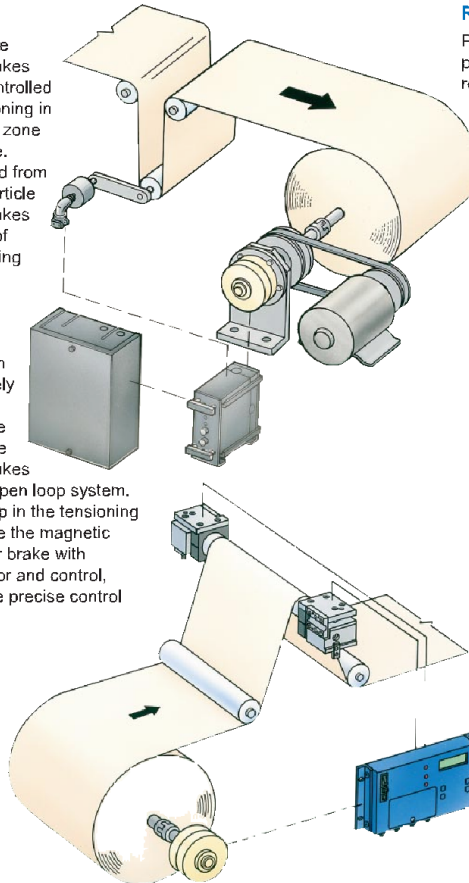
$$\begin{aligned} \text{Maximum Torque (lb.in.)} &= \\ &= \frac{\text{Inertia (lb.in.}^2\text{)} \times \text{RPM}}{3,690 \times \text{time(s)}} \\ &= \frac{50 \times 500}{3,690 \times 4} \\ &= 1.7 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

Select a clutch that exceeds the maximum torque requirements from the Specification Chart – MPC2.

Applications

Tensioning

Magnetic Particle clutches and brakes offer smooth controlled torque for tensioning in both the unwind zone and rewind zone. Torque produced from the magnetic particle clutches and brakes is independent of slip speed, offering a distinct advantage over competing technologies. Since torque can be varied infinitely by varying the input current, the magnetic particle clutches and brakes are ideal in an open loop system. To close the loop in the tensioning system, combine the magnetic particle clutch or brake with a Warner® sensor and control, resulting in more precise control of tension.



Unwind stand under load cell control

Particle brakes and the TCS-240 load cell control with precision load cell sensors provide closed loop tension control.

Application Example:

Information Required:
 Full Roll Diameter: 20 inches
 Tension: 5 lbs.
 Velocity: 400 fpm

How to Size:

$$\begin{aligned} \text{Maximum Torque (lb.in.)} &= \frac{\text{Full roll diameter (in.)} \times \text{tension (lbs.)}}{2} \\ &= \frac{20 \times 5}{2} \\ &= \frac{100}{2} \\ &= 50 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Slip RPM} &= \frac{\text{Velocity (fpm)} \times 12}{\text{Full roll diameter} \times \pi} \\ &= \frac{400 \times 12}{20 \times \pi} \\ &= 76 \text{ RPM} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Thermal Energy (Slip Watts)} &= .0118 \times \text{Torque (lb.in.)} \times \text{RPM} \\ &= .0118 \times 50 \times 76 \\ &= 45 \text{ Watts} \end{aligned}$$

Select a brake that exceeds the maximum torque and thermal energy requirements from Quick Selection Chart – MPB70.

Rewind stand under dancer control

Particle clutches and the MCS-203 control provide accurate closed loop tension control for rewind applications.

Application Example:

Information Required:
 Core Diameter: 3 inches
 Full Roll Diameter: 9 inches
 Tension: 5 lbs.
 Velocity: 300 fpm
 Input RPM: 500 RPM*

$$\begin{aligned} \text{Maximum Torque (lb.in.)} &= \frac{\text{tension (lbs.)} \times \text{full roll diameter (in.)}}{2} \\ &= \frac{5 \times 9}{2} \\ &= 23 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Core RPM} &= \frac{12 \times \text{Velocity (fpm)}}{\pi \times (\text{core diameter})} \\ &= \frac{12 \times 300}{\pi \times 3} \\ &= 382 \text{ RPM} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Full Roll RPM} &= \frac{12 \times \text{Velocity (fpm)}}{\pi \times \text{Full Roll Dia.}} \\ &= \frac{12 \times 300}{\pi \times 9} \\ &= 127 \text{ RPM} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Slip RPM} &= \text{Input RPM} - \text{Full Roll RPM} \\ &= 500 - 127 \\ &= 372.68 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Thermal Energy (slip watts)} &= .0118 \times \text{Torque} \times \text{Slip RPM} \\ &= .0118 \times 22 \times 373 \\ &= 99 \text{ watts} \end{aligned}$$

Select a clutch that exceeds the maximum torque and thermal energy requirements from the Quick Selection Chart – MPC120.

*To maximize tension control and minimize heat generated, select a drive system that will result in an actual input speed as close to, but not less than, 30 RPM greater than the core RPM. In this example, 382 + 30 = 412, would be ideal but 500 RPM was more readily available.

Applications

Torque Limiting/ Overload Protection

The magnetic particle clutches and brakes combined with a Warner® CBC control are effective means to providing protection in the case of jam ups. The magnetic particle clutch and the CBC control can provide precise adjustable torque in torque limiting applications.

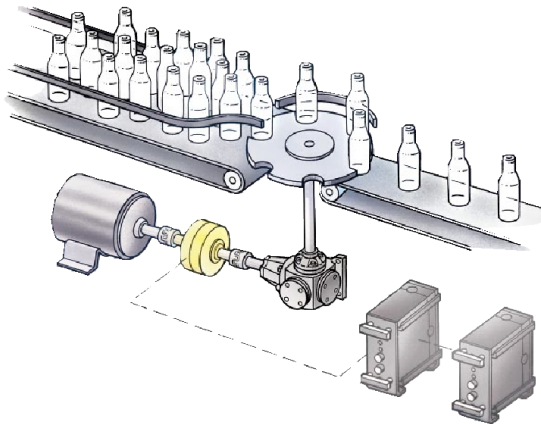
Application Example

Information Required:
Motor HP: 1 HP
Motor RPM : 700 RPM

How to Size:

$$\begin{aligned} \text{Maximum Torque (lb.in.)} &= \\ &= \frac{\text{HP} \times 63,000}{\text{RPM}} \\ &= \frac{1 \times 63,000}{700} \\ &= 90 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

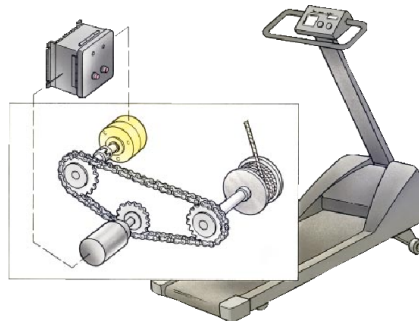
Select a clutch that exceeds the maximum torque requirements from the Selection Chart – MPC120.



Load Simulation

By combining the magnetic particle brake with a microprocessor control, virtually any load simulation can be obtained. The control is programmed with the profile or condition that is to be simulated. The control then feeds the profile to the magnetic particle brake in terms of input current. The brake reads the input current and provides load torque to simulate the condition.

If the application requires programming load profiles, adjusting load torque, or simulating friction or drag loads, the magnetic particle clutches and brakes are the ideal solution.

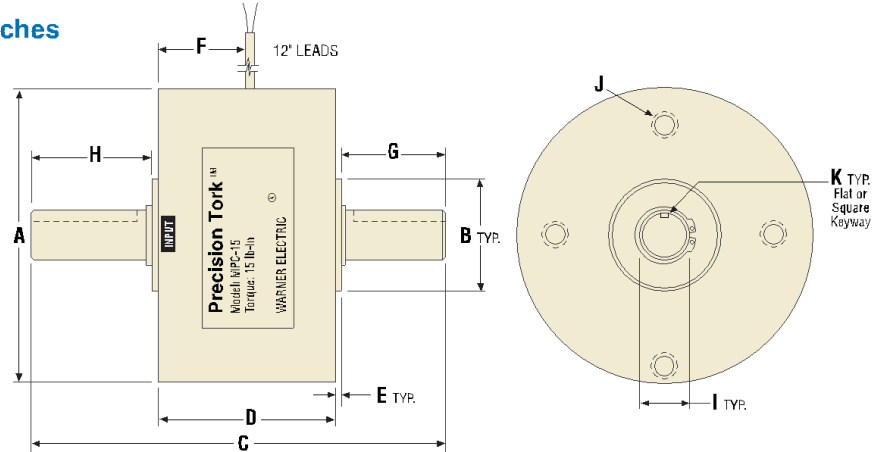


Exercise Equipment

Brake models provide a smooth controllable resistance for exercise machines. When integrated with a microprocessor control, programming load profiles is possible.

Dimensions and Specifications

Clutches



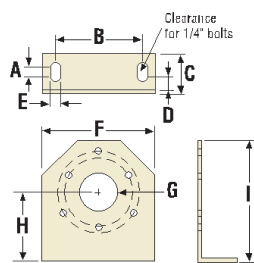
Dimensions

Model	A	B	C	D	E	F	G (Output)	H (Input)	I	J	K
MPC2	2.11	0.75/0.749	3.82	1.86	0.06	1.14	0.88	0.88	0.2497/0.2492	{3} #6-32 on 1.350 BC	Flat
MPC15	2.96	1.125/1.124	4.81	2.80	0.07	1.67	1.00	1.00	0.4997/0.4992	{3} #8-32 on 2.000 BC	Flat
MPC70	4.48	1.625/1.624	6.55	3.67	0.10	2.08	1.35	1.35	0.7497/0.7492	{4} #10-32 on 4.226 BC	0.188 Keyway
MPC120	5.25	1.625/1.624	7.02	4.00	0.10	2.40	1.50	1.35	0.7497/0.7492	{4} #1/4-20 on 4.812 BC	0.188 Keyway

Specifications

Model Number	Max. Drag Torque @ Excit. (lb. in.)	Rated Torque (lb. in.)	Rated Voltage	Resistance (Ohms)	Rated Current (Amps)	Response Zero Force (millisec)	Response With Force (millisecs)	Inertia of Output Shaft (lb. in. ²)	Max. Heat Dissipation (watts)	Max. Speed Recom. (RPM)	Weight
MPC2	0.40	2	24	303	0.079	8	4	1.33 x 10 ⁻¹	10	1,800	1
	0.40	2	90	1539	0.058	8	4	1.33 x 10 ⁻¹	10	1,800	1
MPC15	0.40	15	24	126	0.191	25	9	1.48 x 10 ⁻²	20	1,000	6
	0.40	15	90	1501	0.060	25	9	1.48 x 10 ⁻²	20	1,000	6
MPC70	1.00	70	24	35	0.677	70	17	8.84 x 10 ⁻²	100	1,000	17
	1.00	70	90	613	0.147	70	17	8.84 x 10 ⁻²	100	1,000	17
MPC120	2.00	120	24	33	0.742	90	25	3.82 x 10 ⁻¹	140	1,000	22
	2.00	120	90	475	0.190	90	25	3.82 x 10 ⁻¹	140	1,000	22

Optional Mounting Bracket (for mounting MPB Brakes and MPC Clutches)

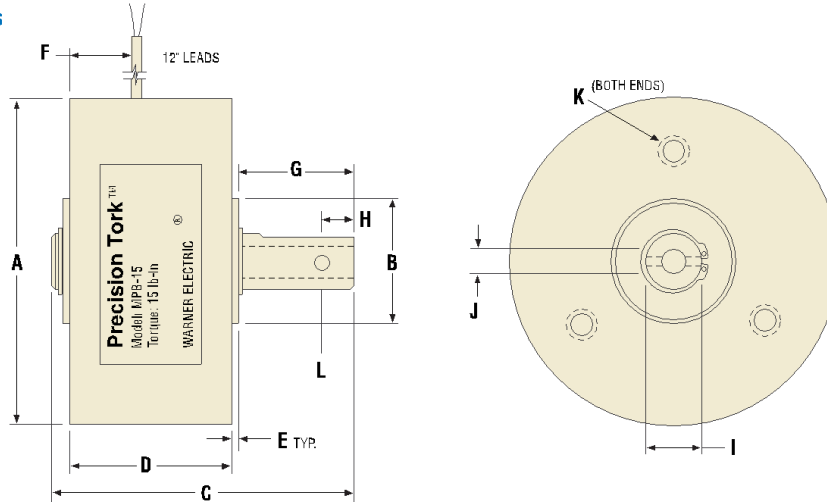


Model	Fits Size	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MPB-2B	2	0.270 (6.9)	1.750 (44.5)	1.155 (29.3)	0.390 (9.9)	0.280 (7.1)	2.500 (63.5)	0.750 (19.1)	1.500 (38.1)	3.000 (76.2)
MPB-15B	7, 15, 35	0.270 (6.9)	2.500 (63.5)	1.155 (29.3)	0.390 (9.9)	0.280 (7.1)	3.500 (88.9)	1.125 (28.6)	2.000 (50.8)	4.000 (101.6)
MPB-70B	70	0.270 (6.9)	4.875 (123.8)	1.155 (29.3)	0.390 (9.9)	0.280 (7.1)	6.000 (152.4)	1.625 (41.3)	3.500 (88.9)	6.000 (152.4)
MPB-120B	120	0.270 (6.9)	4.875 (123.8)	1.155 (29.3)	0.390 (9.9)	0.280 (7.1)	6.000 (152.4)	1.625 (41.3)	3.500 (88.9)	6.250 (158.8)
MPB-240B	240	0.270 (6.9)	4.875 (123.8)	1.155 (29.3)	0.390 (9.9)	0.280 (7.1)	6.500 (165.1)	2.441 (62.0)	4.000 (101.6)	7.500 (190.5)

All dimensions are nominal unless otherwise noted. () denotes (mm)

Dimensions and Specifications

Brakes



Dimensions

Model	A	B	C	D	E	F	G	H	I (Shaft)	J (Bore)	K	L
MPB2-1	2.11	0.750/0.749	2.23	1.15	0.06	0.72	0.88	—	0.2947/0.2492	Solid Shaft	(3) #6-32 on 1.350 BC	1 Flat
MPB15-1	2.93	1.125/1.124	3.05	1.46	0.07	0.86	1.35	—	0.3747/0.3742	Solid Shaft	(3) #8-32 on 2.000 BC	1 Flat
MPB15-2	2.93	1.125/1.124	2.05	1.46	0.07	0.86	0.35	0.18	0.499	0.375/0.376	(3) #8-32 on 2.000 BC	0.125 Thru Hole
MPB15-3	2.93	1.125/1.124	2.70	1.46	0.07	0.86	1.00	—	0.4997/0.4892	Solid Shaft	(3) #8-32 on 2.000 BC	1 Flat
MPB70-1	4.48	1.625/1.624	2.62	1.76	0.10	0.98	0.50	0.18	0.749	0.500/0.501	(4) #10-32 on 4.228 BC	0.125 Thru Hole
MPB70-2	4.48	1.625/1.624	3.37	1.76	0.10	0.98	1.25	—	0.7497/0.7492	Solid Shaft	(4) #10-32 on 4.228 BC	0.188 Keyway
MPB120-1	5.25	1.625/1.624	4.02	2.17	0.10	1.18	1.50	0.50	0.749	0.500/0.501	(4) #1/4-20 on 4.812 BC	0.156 Thru Hole
MPB120-2	5.25	1.625/1.624	4.02	2.17	0.10	1.18	1.50	—	0.7497/0.7492	Solid Shaft	(4) #1/4-20 on 4.812 BC	0.188 Keyway
MPB240-1	6.21	2.441/2.440	4.66	2.65	0.10	1.46	1.65	—	0.7497/0.7492	Solid Shaft	(4) #1/4-20 on 5.875 BC	0.188 Keyway
MPB240-2	6.21	2.441/2.440	3.51	2.65	0.10	1.46	0.50	—	1.377	0.875/0.876	(4) #1/4-20 on 5.875 BC	0.188 Keyway
MPB240-3	6.21	2.441/2.440	3.51	2.65	0.10	1.46	0.50	—	1.377	1.000/1.001	(4) #1/4-20 on 5.875 BC	0.250 Shallow Keyway

Specifications

Model Number	Max. Drag Torque @ Excit. (lb.in.)	Rated Torque (lb.in.)	Rated Voltage	Resistance (Ohms)	Rated Current (Amps)	Response Zero Force (Millisec)	Response With Force (Millisecs)	Inertia of Output Shaft (lb.in. ²)	Max. Heat Dissipation (watts)	Max. Speed Recom. (RPM)	Weight
MPB2	0.40	2	24	303	0.079	8	4	1.31 x 10 ⁻³	10	1,800	1
	0.40	2	90	1,532	0.058	8	4	1.31 x 10 ⁻³	10	1,800	1
MPB15	0.40	15	24	126	0.191	25	9	1.39 x 10 ⁻²	20	1,000	3
	0.40	15	90	1,501	0.060	25	9	1.39 x 10 ⁻²	20	1,000	3
MPB70	1.00	70	24	35	0.677	70	17	8.03 x 10 ⁻²	100	1,000	7
	1.00	70	90	613	0.147	70	17	8.03 x 10 ⁻²	100	1,000	7
MPB120	2.00	120	24	33	0.742	90	25	3.75 X 10 ⁻¹	140	1,000	12
	2.00	120	90	475	0.180	90	25	3.75 X 10 ⁻¹	140	1,000	12
MPB240	4.00	240	24	14	1.683	150	45	1.35	200	1,000	20
	4.00	240	90	186	0.485	150	45	1.35	200	1,000	20

Controls

Adjustable Torque



TCS-200-1 Manual/Analog

The TCS-200-1-1H single channel controls are selectable voltage or current controlled power supplies designed to power up to a 16-magnet Electro Disc tension brake system, Electromagnetic Particle Brakes, TB Series brakes, or Advanced Technology tension brakes. These controls operate from a switch-selectable power source of 115 or 230 VAC. They can be operated manually from the front panel or remotely via an analog voltage input, a current input, a remote pot, or a roll follower. External inputs are also provided for remote brake Off, Run, and Stop functions, as well as front panel control of these functions.

Features

- Input: 115/230 VAC, 50/60 Hz
- Output: -1, 0–24 VDC adjustable, 4.25 Amps continuous
- -1H, 0–24 VDC adjustable, 5.8 Amps continuous
- Front panel torque adjust
- Front panel brake mode stop switch
- Modes: Stop – Brake Full On
- Run – Normal Operation
- Off – Brake Off
- Remote brake mode switch (same functions as mentioned above)
- Remote torque adjust
- Roll follower input
- 0–10 VDC analog voltage input
- 4–20mA analog current input

System Control



MCS2000 Digital Web Tensioning

The MCS2000-CTDA/CTL are digital web tension controllers. They are

especially designed for user applications. The units are equipped with a power supply, control (PID) logic, front face keypad and display for programming. The MCS2000-ECA is the OEM version controller without the power supply and display. It has the same function and features as the user version. All the controller units can be used in open-loop, closed-loop and open + superimposed closed-loop for very precise tension control applications. The -CTDA and -ECA work with dancer systems and the -CTL is for load cell systems. The -CTL will accept one or two load cells that output anywhere between 5mV and 10VDC. It will sum and amplify any load cell available on the market.

The MCS2000-PSDRV works with the controller to provide two 0–24 VDC outputs for electric tension brakes. It is powered with 115/230 VAC at 1.4 Amps continuous or 3 Amps peak per channel.

Features

- Input: 115/230 VAC
- Output: Two 0–10V outputs
- Scaleable tension readout
- Password protected
- Eight different output options
- Fully digital
- Multi-purpose
- RS-232 communications
- Memory card for storing up to two full programs
- Windows programming software
- Integral terminal reset
- Two output channels
- Automatic sensor scaling
- External set point change
- Programmable output configuration
- Output sensor information
- Automatic or imposed PID correction

Dancer/Remote Analog Control



MCS-203/MCS-204/MCS-166

The MCS-203 is a basic dancer control that automatically controls web tension through the use of a dancer roll and sensor. It is single channel, but can operate two 24 VDC tension brakes in parallel when using two MCS-166 power supplies.

The MCS-204 is a basic remote analog control that can also be operated manually via a front panel tension adjustment potentiometer. It is also single channel with the possibility of

operating two 24 VDC tension brakes in parallel when using two MCS-166 power supplies.

Features

- Input: 115/230 VAC, 50/60 Hz
- Output: 0–24 VDC at 3 Amps max.

MCS-203 (only)

- Full P-I-D adjustment
- System gain display

MCS-204 (only)

- Front panel torque adjustment
- Remote potentiometer adjustment
- Roll follower input
- Remote voltage or current analog signal following

ANEXO B – PATENTE ALEMÃ DE UM EQUIPAMENTO PARA ENSAIOS DE DESGASTE EM ENGRENAGENS

DEUTSCHES REICH



AUSGEGEBEN AM
17. OKTOBER 1940

REICHSPATENTAMT
PATENT-SCHRIFT

№ 697 586

KLASSE 42 k GRUPPE 29 01

Z 23365 IX b/42 h

* **Walter Hofmann in Manzell** *

ist als Erfinder genannt worden.

Zahnradfabrik Friedrichshafen Akt.-Ges. in Friedrichshafen
Prüfstand für Zahnradgetriebe

Patentiert im Deutschen Reich vom 2. Dezember 1936 ab
Patenterteilung bekanntgemacht am 19. September 1940

Die bekannten Prüf- und Einlaufvorrichtungen für Zahnradgetriebe mit einer durch Drehverspannung wirkenden Belastungsvorrichtung, die in zwei an zwei Stellen kraftschlüssig miteinander verbundenen Wellenzüge eingebaut ist und während des Laufes bedient werden kann, bestehen darin, daß zur Veränderung der Belastung eine stufenlose Übersetzung und eine Reibungskupplung (Schlupfkupplung) verwendet wird. Diese Veränderungsvorrichtungen arbeiten jedoch ungenau, und zwar deshalb, weil durch die angewendeten Übertragungsorgane (Treibriemen und Reibscheiben) eine gleichmäßige Übertragung nicht gesichert ist. Dieser Übelstand wird durch den Prüfstand gemäß der Erfindung beseitigt. Die Erfindung besteht zunächst darin, daß zur Belastungsänderung ein axial verschiebbares Glied vorgesehen ist, das durch eine auf einen bestimmten gewünschten Wert konstant gehaltene Kraft, z. B. mit Hilfe eines Gewichtes oder durch konstant gehaltenen, fein einstellbaren Flüssigkeitsdruck betätigt wird. Hierdurch wird eine jederzeit einwandfreie Einstellung des jeweils gewünschten Drehmomentes erreicht und ermöglicht, mit Sicherheit eine genaue Prüfung

der in Behandlung befindlichen Räder oder Getriebe durchzuführen, insbesondere, wenn es sich darum handelt, Leistungsverluste in Abhängigkeit von der Belastung festzustellen. In den Abbildungen sind Ausführungsbeispiele des erfindungsgemäßen Prüfstandes dargestellt.

Abb. 1 ist eine Skizze zu einer Prüfanlage mit einer Verspannungsvorrichtung, die aus zwei Steuerteilen mit Führungen von verschiedenen Steigungen besteht.

Abb. 2 und 3 zeigen eine ähnliche Ausführung, bei der die Verspannung durch Verschiebung eines der Zahnräder erfolgt.

Abb. 4 zeigt eine Ausführung ähnlich wie Abb. 1, jedoch unter Zuhilfenahme einer Vorrichtung mit axial wirkenden, z. B. durch Flüssigkeitsdruck betätigten Steuergliedern.

Abb. 5 zeigt die Anwendung einer mechanischen Rutschkupplung.

Die in Abb. 1 gezeigte Anlage dient beispielsweise zur Prüfung von zusammenarbeitenden Zahnrädern.

Es bestehen zwei Zahnräderpaare 2, 4 und 3, 5, von denen die Räder 2 und 3 auf einer durchgehenden Welle 6 sitzen, die an einen Motor, z. B. Elektromotor 7, angeschlossen ist.

697 586

Die Gegenräder 4 und 5 sind auf zwei gleichachsige Wellen 8 und 9 aufgekeilt, zwischen denen die Verspannungsvorrichtung angeordnet ist. Diese Verspannungsvorrichtung besteht hier erfindungsgemäß aus zwei Steuer-
 5 teilen 10 und 11 und einem Verstellglied 14, 15, wobei die Steuerteile derart mit Schrägführungen 12, 13 versehen sind, daß durch axiale Bewegung des Verstellgliedes eine Verdrehung der beiden Wellen 8 und 9 gegeneinander erfolgt. Die eine Welle 8 trägt eine aufgekellte Rundhülse 10, und mit der Welle 9
 10 ist ein in die Hülse passender Rundkörper 11 vereinigt. In die entgegengesetzt schräg gerichteten Führungsschlitze 12, 13 dieser beiden Steuerteile ragen von außen her gleichzeitig
 15 gabelförmige Zapfen 14 hinein, die an einer verschiebbar auf der Hülse 10 geführten Muffe 15 befestigt sind. An die Muffe 15 greift ein zweckmäßig gabelförmiger Hebelarm 16, der um einen ortsfest gelagerten Bolzen 17 schwingen kann. Ein winklig zum Hebelarm 16 stehender Hebelarm 18 trägt ein einstellbares Gewicht
 20 19. Der Hebelarm 18 hat eine Strichteilung 20 und das Gewicht 19 eine Marke, einen Zeiger oder eine Noniusteilung.

Die Wirkungsweise ist so, daß das Gewicht 19 die Muffe 15 längs verschiebt, wobei vermöge der Schrägführungen 12 und 13 eine
 30 Verdrehung der Rundkörper 10, 11 zueinander und damit die beabsichtigte Verspannung der Wellen 8 und 9 erfolgt. Wird nun die Welle 6 durch den Motor 7, der nur so groß zu sein braucht, daß er die in dem Kreislauf auf-
 35 tretenden Verluste deckt, angetrieben, so lassen sich die bei der Zusammenarbeit der Prüflingsräder auftretenden Verluste aus der Antriebsleistung ermitteln. Die Anwendung
 40 des Gewichtes 19 bedingt es, daß das erzeugte Drehmoment der im Kreis umlaufenden Leistung während des Betriebes beibehalten bleibt; jedoch ist es möglich, während des Betriebes je nach Wunsch das erzeugte Drehmoment beliebig einzustellen, was hier durch
 45 entsprechende Verschiebung des Gewichtes 19 geschieht.

Der Prüfstand kann erfindungsgemäß auch so ausgeführt sein, daß der eine der zueinander beweglichen Steuerteile ein Zahnrad
 50 ist, das entweder schraubenförmig verlaufende Zähne besitzt und sich auf seiner Welle mittels gerade verlaufender Keile führt oder gerade Zähne hat und auf der Welle mittels schraubenförmig verlaufender Keile geführt
 55 wird.

Hierfür ist mit Abb. 2 und 3 ein Beispiel gegeben.

In einem stillstehenden Gehäuse sind die beiden Wellen 25 und 26 gelagert. Die Welle
 60 25 ist an einen Elektromotor 27 angeschlossen. Das Prüflingsradpaar ist gebildet aus den

Rädern 28 und 29, die jeweils beide in geeigneter Weise auf die erwähnten Wellen aufgesetzt werden. Außerdem sind die übertragenden Räder 30 und 31 vorhanden.
 65 Vorteilhaft hat das letzterwähnte Räderpaar schraubenförmige Verzahnung, und das Rad 30 ist lose verschiebbar, jedoch mit Hilfe von zwei gegenüberliegenden Keilen 32 mitdrehbar auf der Welle 25 angeordnet. Um
 70 die Längsverschiebung des Rades 30 zu ermöglichen, ist es von einem gegenüber der Welle 25 undrehbaren Träger 33 umfaßt, und an diesen Träger greift mit Hilfe von seitlichen Zapfen 34 ein gegabelter Hebelarm 35,
 75 der um einen Bolzen 36 schwingbar im stillstehenden Gehäuse 40 gelagert ist. Zu dem gegabelten Hebelarm 35 ist gleichbeweglich ein Hebelarm 37 vorgesehen, der ein durch Verschiebung einstellbares Gewicht
 80 38 besitzt. Auf dem Hebelarm 37 ist eine Strichteilung angebracht, und das Gewicht 38 besitzt eine entsprechende Marke oder einen Zeiger oder auch eine Noniusteilung. Es ist zweckmäßig, wenn ein dem Hebelarm
 85 37 gleicher Hebelarm gleichbeweglich mit der Schaltgabel 35 nach der anderen Seite hin vorgesehen wird, um zu ermöglichen, daß das Belastungsgewicht 38 einmal auf die eine und einmal auf die andere Seite umgehängt
 90 werden kann, je nachdem die eine oder andere Zahnflanke zu belasten ist. Die Einstellung des erzeugten Drehmomentes ist hier ebenso möglich wie bei der Prüfanlage gemäß Abb. 1, nur wird die Verspannung durch entsprechende
 95 Verdrehung der beiden Wellen 25 und 26 zueinander dadurch erreicht, daß man das mit Schraubenverzahnung versehene Zahnrad 30 in der Längsrichtung auf seiner Welle verschiebt.
 100

In der Prüfanlage sollen gemäß der Erfindung jederlei Eigenfehler beim Zusammenwirken der verschiedenen Einzelteile vermieden werden, weshalb folgende Einrichtungen getroffen sind. Einmal wird durch die
 105 Anordnung der Doppelkeilführung und durch Schaffung einer Relativbewegung in radialer Richtung zwischen dem zu verschiebenden Schraubenrad 30 und den Keilen 32 eine fehlerlose Drehungsmittnahme des Schraubenrades mit seiner Welle und auch eine fehlerlose, d. h. mit stark verminderter Reibung
 110 erfolgende Längsverschiebung ermöglicht. Die Relativbewegung in radialer Richtung zwischen Rad und Keil ist durch Belassung eines bestimmten Spieles zwischen Radbohrung und Welle erreicht, wobei es aber auch auf die Verwendung des Doppelkeiles, also eines nicht zentrierenden Profils der Welle ankommt.

Vorteilhaft ist der das Schraubenrad 30 umfassende Träger 33 von dem zur Verschiebung dienenden gegabelten Hebelarm 35 nicht
 120

in einer durch die Mittelachse der Welle 25 gehenden Ebene, sondern möglichst nahe oder unmittelbar in der Ebene des Zahneingriffes der Räder 30 und 31 umfaßt, also möglichst an der Stelle, an der die Axialkraft der Schraubenradverzahnung auftritt. Auch hierdurch ist eine Fehlerquelle in der Zusammenarbeit der Einzelteile vermieden, so daß das Prüfungsergebnis nicht beeinträchtigt wird.

Ferner sind alle Triebteile bzw. auch Hilfseinrichtungen, die sonst noch Reibungsverluste im Gefolge haben, z. B. Ölpumpe, Dichtungsringe und Schalteinrichtungen, für die gesamte Prüfanlage derart zur Antriebswelle hin verlegt, daß die Reibungsverluste der erwähnten Teile nur außerhalb des Energiekreislaufes verbleiben, also in diesem Kreislauf nicht zur Wirkung kommen können, so daß das Drehmoment in beiden Zahntrieben tatsächlich gleich ist.

Die vorbeschriebene Einrichtung wirkt im wesentlichen genau so wie die Prüfanlage gemäß Abb. 1.

Abb. 4 zeigt eine Ausführungsform, bei der die Verspannung ähnlich wie nach Abb. 1 mit Hilfe von Führungen mit verschiedenen Steigungen und durch axiale Bewegung der Steuerteile erreicht wird, nur wirkt statt eines Gewichtes Über- oder Unterdruck auf einen axial verschiebbaren Kolben. Es handelt sich hier um einen Prüfstand für ganze Zahnradwechselgetriebe o. dgl. In den einen Wellenzug 41 sind z. B. zwei gleiche Getriebe 42 und 43 gegeneinander eingesetzt, bei denen stets die gleichen Gänge einzuschalten sind. Von der Welle 41 aus erfolgt durch Radsätze 44, 45 und 46, 48 die Übertragung auf die Wellen 49 und 50. An den zueinandergekehrten Enden besitzen die Wellen 49 und 50 Zylinder 51 und 52, in denen der Doppelkolben 53 verschiebbar ist. Der Doppelkolben 53 hat an seinem mittleren Teil zwei seitliche Zapfen 54, die in entgegengesetzt zueinander geneigte Schlitze 55, 56 der Zylinder 51 und 52 ragen. In die genannten Zylinder münden hinter die Kolbenteile 53 Zuführungsleitungen 57 und 58, zu denen die Druckmittelzufuhr durch einen Mehrwegelhahn 95 steuerbar ist. Zum Hahn 59 führt die Druckleitung 60 einer Pumpe 61. Für die Druckmessung und Drehmomentmessung ist an geeigneter Stelle mittels der Abzweigleitung 62 ein Manometer 63 angeschlossen. Zusammen mit der Druckleitung 60 kann noch ein regelbares Überströmventil 64 vorgesehen sein, von dem aus die Flüssigkeit zum Behälter 67 zurückfließen kann, aus dem die Pumpe 61 saugt. Durch entsprechende

Druckbildung gegen die eine und andere Kolbenseite wird eine bestimmte Verspannung der beiden Wellen 49 und 50 zueinander erreicht, und es ist jederzeit möglich, das Verspannungsdrehmoment während des Betriebes des Prüfstandes dauernd beizubehalten oder auch willkürlich zu verstellen. Der am Manometer abzulesende Druck bildet gleichzeitig ein Maß für die Größe des Drehmomentes.

Gemäß Abb. 5 ist der axial verschiebbare Teil, der die Belastungsänderung überträgt, der eine Teil einer Flüssigkeitsrutschkupplung oder auch einer rein mechanischen Rutschkupplung. Diese stellt eine einfache Reibungskupplung dar, deren einer Teil 90 auf der Welle 91 festsetzt, während der andere Teil 89 auf der Welle 92 durch Keile axial verschieblich ist, und zwar unter der Wirkung eines an einem doppelarmigen Winkelhebel 93 einstellbar vorgesehenen Gewichtes 94.

PATENTANSPRÜCHE:

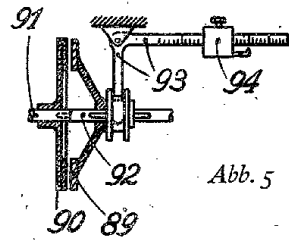
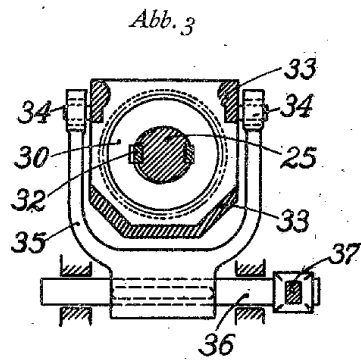
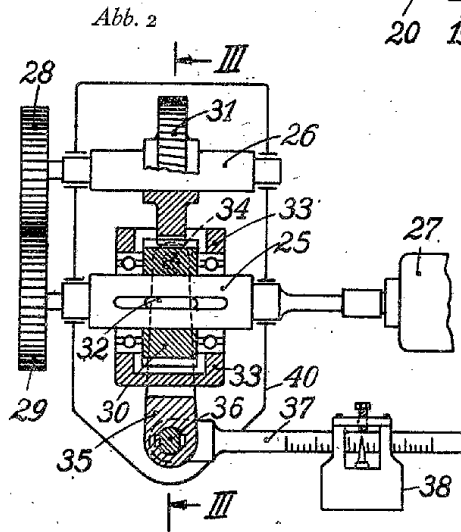
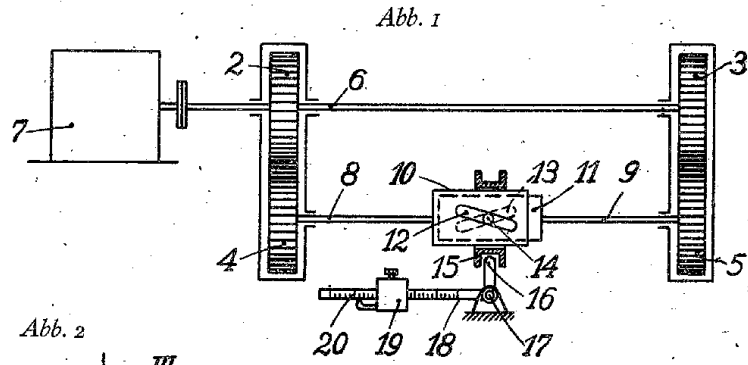
1. Prüfstand für Zahnradgetriebe mit einer durch Drehverspannung wirkenden Belastungsvorrichtung, die in zwei an zwei Stellen kraftschlüssig miteinander verbundenen Wellenzügen untergebracht ist und während des Laufes bedient werden kann, dadurch gekennzeichnet, daß zur Belastungsänderung ein axial verschiebbares Glied vorgesehen ist, das durch eine auf einen bestimmten gewünschten Wert konstant gehaltene Kraft z. B. mit Hilfe eines Gewichtes oder durch konstant gehaltenen, fein einstellbaren Flüssigkeitsdruck betätigt wird.

2. Prüfstand nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorrichtung zur Belastungsänderung aus zwei Steuerteilen (10, 11 bzw. 51, 52) und einem Verstellglied besteht und die Steuerteile derart mit Schrägführungen (12, 13 bzw. 55, 56) versehen sind, daß durch axiale Bewegung des Verstellgliedes (14, 15 bzw. 53, 54) eine Verdrehung der beiden Wellen (8, 9 bzw. 49, 50) gegeneinander erfolgt.

3. Prüfstand nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der eine der zueinander beweglichen Steuerteile ein Zahnrad (30) ist, das entweder schraubenförmig verlaufende Zähne besitzt und sich auf seiner Welle (25) mittels gerade verlaufender Keile (32) führt oder gerade Zähne hat und auf der Welle mittels schraubenförmig verlaufender Keile geführt wird.

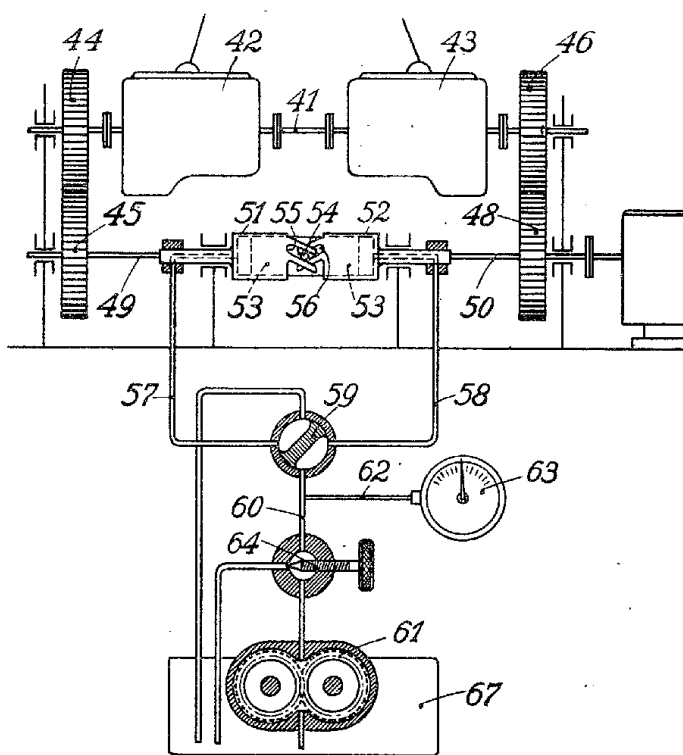
Hierzu 1 Blatt Zeichnungen

Zu der Patentschrift 697 586
 Kl. 42k Gr. 29⁰¹







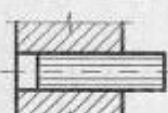
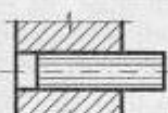
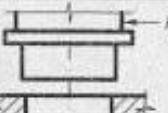
Zu der Patentschrift 697 586
Kl. 42k Gr. 29 01

Abb. 4



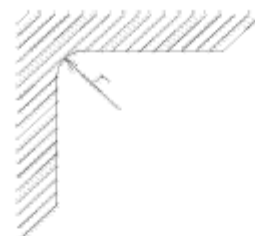
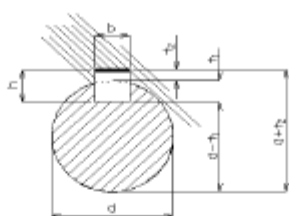
ANEXO C – TABELA DE AJUSTES E PRECISÕES

33.5. Tabela de Ajustes Recomendados

	<i>Tipo de Ajuste</i>	<i>Exemplo de Ajuste</i>	<i>Extra Preciso</i>	<i>Mecânica Preciso</i>	<i>Mecânica Média</i>	<i>Mecânica Ordinária</i>	<i>Exemplos de Aplicações</i>
Peças Móveis (uma com relação a outra)	<i>Livre</i>	 Montagem à mão, com facilidade.	H6-e7	H7-e7 H7-e8	H8-e9	H11-a11	Peças cujos funcionamentos necessitam de folga por força de dilatação, mau alinhamento, etc...
	<i>Rotativo</i>	 Montagem à mão, podendo girar sem esforço.	H6-f6	H7-f7	H8-f8	H10-d10 H11-d11	Peças que giram ou deslizam com boa lubrificação. Ex.: eixos, mancais, etc...
	<i>Deslizante</i>	 Montagem à mão, com leve pressão.	H6-g5	H7-g6	H8-g8 H8-h8	H10-h10 H11-h11	Peças que deslizam ou giram com grande precisão. Ex.: anéis de rolamento, corredeiras, etc...
Peças Fixas (uma com relação a outra)	<i>Deslizante Justo</i>	 Montagem à mão, porém, necessitando de algum esforço.	H6-h5	H7-h6			Encaixes fixos de precisão, órgãos lubrificados desmontáveis à mão. Ex.: punções, guias, etc...
	<i>Aderente Forçado Leve</i>	 Montagem com auxílio de martelo.	H6-j5	H7-j6			Órgãos que necessitam de frequentes desmontagens. Ex.: polias, engrenagens, rolamentos, etc...
	<i>Forçado Duro</i>	 Montagem com auxílio de martelo pesado.	H6-m5	H7-m6			Órgãos possíveis de montagens e desmontagens sem deterioração das peças.
	<i>À Pressão com Esforço</i>	 Montagem com auxílio de balancim ou por dilatação.	H6-p5	H7-p6			Peças impossíveis de serem desmontadas sem deterioração. Ex.: buchas à pressão, etc...

ANEXO D – TABELA DE FURO E RASGO DE CHAVETA

**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

Tol. Da largura do rasgo		Tol. Da largura da chaveta = h9		Tol. Da profundidade do rasgo								
No eixo	No cubo	Interf.	*	Acima de	1	3	6	10	18	30	50	90
P9	P9	Interf.	*	Até	3	6	10	18	30	50	90	120
N9	JS9	Deslizante	*	h9	0	0	0	0	0	0	0	0
				JS9	+12,5	+15	+18	+21,5	+26	+31	+37	+43,5
				p9	-6	-12	-15	-18	-22	-26	-32	-37
				N9	-31	-42	-51	-61	-74	-88	-106	-124
					-4	0	0	0	0	0	0	0
					-29	-30	-38	-43	-52	-62	-74	-87

* Conforme especificado no desenho.