



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
Curso de Engenharia Mecânica

LUCIANO LIMA MONTEIRO

**Projeto de desenvolvimento de aparato
experimental denominado pino-contra-disco
para estudo tribológico e de lubricidade**

SÃO LUÍS
2017

LUCIANO LIMA MONTEIRO

Projeto de desenvolvimento de aparato experimental denominado pino-contra-disco para estudo tribológico e de lubricidade

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa Ribeiro Filho

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA MONOGRAFIA DEFENDIDA PELO ALUNO LUCIANO LIMA MONTEIRO E ORIENTADA PELO PROF. ME. PAULO ROBERTO CAMPOS FLEXA RIBEIRO FILHO.

ASSINATURA DO ORIENTADOR

SÃO LUÍS
2017

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA CENTRAL - UEMA

Monteiro, Luciano Lima.

Projeto de desenvolvimento de aparato experimental denominado pino-contra-disco para estudo tribológico e de lubricidade / Luciano Lima Monteiro. – São Luís, 2017.

74 f.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2017.

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa Ribeiro Filho.

1. Tribômetro. 2. Pino-no-disco. 3. Lubrificação. 4. Atrito. I. Título.

CDU 621.89:531.35

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**Projeto de desenvolvimento de aparato
experimental denominado pino-contra-disco
para estudo tribológico e de lubricidade**

Monografia de graduação apresentada ao
Curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Estadual do Maranhão como
parte dos requisitos exigidos para obtenção do
título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Autor: Luciano Lima Monteiro

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa Ribeiro Filho

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:

Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa Ribeiro Filho, Presidente
Universidade Estadual do Maranhão

Prof. Me. José de Ribamar Ferreira Barros Júnior
Universidade Estadual do Maranhão

Prof. Me. Abraão Ramos da Silva
Universidade Estadual do Maranhão

SÃO LUÍS/MA, 07 DE DEZEMBRO DE 2017

Dedico este trabalho ao Senhor Deus por me permitir viver essa experiência e me guiar pelo caminho até aqui trilhado.

À minha mãe Lucirene por me dar forças e não me deixar abater pela dificuldade.

Ao meu padrinho Evandro por ajudar a tornar isto possível.

Ao meu pai Joel pelo esforço em manter-me firme até o final.

Aos meus tios, tias e avós pelas incontáveis ajudas para que eu chegasse a esta etapa de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Os agradecimentos serão, primeiramente, direcionados ao bom Deus que comanda minha vida e sabe o melhor caminho para ser seguido,

Em seguida agradeço à Universidade pela estrutura e ensino ao longo desses anos de curso, que foram essenciais.

Ao meu orientador que foi paciente e dedicou seu tempo a me auxiliar.

À equipe do Laboratório de Lubrificação (LabLub) da UEMA pelo auxílio nos momentos críticos da escrita deste trabalho.

Ao meu amigo Lucas Sousa pela ajuda imprescindível nas últimas etapas deste trabalho.

Ao senhor Francisco e senhora Maria de Jesus por toda a imensurável ajuda durante todo o tempo.

Aos meus pais por toda educação e amor que me deram.

A todos que me apoiaram e acreditaram no resultado final desta luta.

RESUMO

Este trabalho trata do desenvolvimento de um aparato experimental conhecido nos mais diversos laboratórios de testes do mundo todo, a máquina pino-contra-disco, para determinação das propriedades de desgaste entre materiais. Também exhibe uma alternativa para cálculo dos esforços e dimensionamento dos componentes através da modelagem 3D, que amplia as possibilidades e auxilia na visualização para gestão geométrica espacial do dispositivo, além de contar com a funcionalidade de realizar testes de lubricidade para óleos e uma administração mais precisa e flexível para carga de até 500 N a ser aplicada no pino para o contato entre os materiais dos testes. Este projeto também trata da implementação do Laboratório de Lubrificação da Universidade Estadual do Maranhão com o acréscimo da máquina em questão e não inclui a parte eletrônica para a interpretação dos dados, o que fica aberto para projetos futuros.

Palavras-chaves: Tribômetro. Pino-no-disco. Lubrificação. Atrito.

ABSTRACT

This work deals with the development of an experimental apparatus known to our most diverse testing laboratories worldwide, a pin-on-disk machine, for the determination of wear properties between materials. It also displays an alternative for calculating efforts and components sizing through 3D modeling, which expands the possibilities and assists in the visualization for the spatial geometric management of the device, in addition to the functionality of performing oil lubrication tests and a more precise and flexible administration to load up to 500 N to be applied to the pin for contact between test materials. This project also deals with the implementation of the Laboratory of Lubrication of the State University of Maranhão with the addition of the machine in question and does not include an electronic part for the interpretation of the data, which is available for future projects.

Keywords: Tribometer. Pin-on-disk. Lubrication. Friction.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Pintura rupestre demonstrando a aspersão de água para a redução de atrito no Egito 2.400 AC.....	19
Figura 2 - Objeto em repouso recebendo uma força para deslizar sobre o bloco.....	20
Figura 3 - Objeto sendo arrastado pela força aplicada.	20
Figura 4 - Mecanismos de desgaste.....	22
Figura 5 – a) Máquina pino-disco com pino vertical e b) com pino na horizontal.	23
Figura 6 – a) Representação do ensaio Four Ball ASTM D-2783 e b) escariações resultantes do ensaio Four Ball ASTM D-4172.	25
Figura 7 - Posicionamento do anel e bloco no teste Timken.....	26
Figura 8 - Ensaio de desgaste disco-bloco.....	27
Figura 9 - Tipos de contatos para fulcro de balança.....	29
Figura 10 - Figura representativa para o cálculo da força do pistão.....	34
Figura 11 - Representação da força normal e suas reações na cor vermelha e da força de atrito e suas reações na cor azul.....	36
Figura 12 - Representação esquemática para os cálculos das reações devido a força.....	36
Figura 13 - Representação esquemática para os cálculos das reações à força de atrito.	37
Figura 14 - Imagem representativa para cálculo dos esforços no eixo.....	44
Figura 15 - Figura de representação para cálculo dos esforços sobre os rolamentos.....	46
Figura 16 - Representação esquemática do contato entre o eixo cunha e o eixo bloco; b_0 é a metade da espessura de contato e L é comprimento do contato.....	51
Figura 17 - Dimensionamento do <i>o-ring</i> da tampa.....	60
Figura 18 - Dimensionamento do <i>o-ring</i> do disco.....	60
Figura 19 - Seleção do retentor.....	61
Figura 20 - Seleção do eixo de saída, tipo de flange e forma construtiva do moto-reductor.....	61
Figura 21 - Seleção da frequência nominal, eficiência padrão, seleção da potência e rotação de saída e rotação do motor do moto-reductor.....	62
Figura 22 - Seleção do fator de serviço ($FS = 1$), temperatura de trabalho e posição de funcionamento do moto-reductor.....	62
Figura 23 - Seleção do moto-reductor baseado na rotação de saída mais próxima de 300 RPM.	63
Figura 24 - Conferência das especificações e seleção da voltagem do motor.....	63

Figura 25 - Seleção das propriedades padrões do motor.	64
Figura 26 - Seleção das propriedades do redutor.	64
Figura 29 - Seleção do flange e do diâmetro do eixo de saída do redutor.....	65
Figura 28 - Seleção da posição do cabo de alimentação.	65
Figura 29 - Seleção do <i>encoder</i> e do comprimento do cabo do mesmo.....	66
Figura 30 - Seleção do variador de frequência para 2 HP e trifásico.	66
Figura 31 - Transdutor de Força Berman Load Cells BTS 200Kg.....	67
Figura 34 - Especificações da célula de carga.	67
Figura 33 - Seleção do acoplamento elástico.	68
Figura 34 - Dimensões do acoplamento SPII 35 e dados técnicos.....	69
Figura 35 - Dimensionamento das seções dos eixos.	69
Figura 36 – Cartas de sensibilidade ao entalhe de aços e ligas de alumínio.	70
Figura 37 - Especificações técnicas do pistão pneumático.....	71
Figura 38 - Rolamentos 6006 inferior e superior do eixo do disco.	72
Figura 39 - Rolamento 61906 - 2RS1 superior do eixo estrutura.....	72
Figura 40 - Rolamento 62/22 inferior do eixo estrutura.....	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades mecânicas de diversos aços.	31
Tabela 2 - Propriedades mecânicas para parafuso de aço em MPa.	31
Tabela 3 - Seleção do fator de serviço para o acoplamento elástico.	68

LISTA DE ABREVIACÕES E SIGLAS

3D	Três dimensões;
ASTM	Sociedade Americana para Testes e Materiais (<i>American Society for Testing and Materials</i>);
DIN	Instituto Alemão para Normalização (<i>Deutsches Institute für Normung</i>);
ISO	Organização Internacional de Normalização (<i>International Organization for Standardization</i>).
SAE	Sociedade de Engenheiros Automotivos (<i>Society of Automotive Engineers</i>);
UEMA	Universidade Estadual do Maranhão;

LISTA DE SÍMBOLOS

A	rea da seção;
a₁	Coefficiente de confiabilidade;
a₂	Coefficiente de material;
a₃	Coefficiente das condioes de uso;
B	Largura do rolamento;
b₀	Metade da espessura do contato entre o eixo cunha e eixo bloco;
C	Capacidade de carga dinâmica;
C₀	Capacidade de carga estática;
CS	Coefficiente de Segurança;
CS_{MED}	Coefficiente de Segurança para a máxima energia de distorção;
CS_{MTC}	Coefficiente de Segurança para a máxima tensão cisalhante;
CS_{Se}	Coefficiente de Segurança para fadiga;
D	Diâmetro externo do rolamento;
D	Diâmetro do eixo da estrutura;
d	Diâmetro interno do rolamento;
d	Diâmetro do parafuso;
d	Diâmetro do eixo;
d₁	Distância entre a linha de centro do pistão ao centro do eixo da estrutura;
d₂	Distância entre o centro do eixo da estrutura até a linha de centro do pino;
d_{min}	Diâmetro mínimo devido à carga dinâmica;
D_i	Diâmetro inferior;
Dist	Distância do centro do disco ao centro do parafuso;
d_{min}	Deflexão mínima;
d_{peso}	Distância do centro de gravidade ao eixo;
d_{peso}	Distância do pistão ao eixo;
D_s	Diâmetro superior;
E	Módulo de Elasticidade;

e	Constante definida em função da magnitude de F_a/F_r ;
F	Força no contato do eixo cunha com eixo bloco;
F	Força que atua na chaveta;
F_a	Força resultante no rolamento superior;
F_a	Força axial;
F_{at}	Força de atrito;
F_{atd}	Força de atrito dinâmica;
F_{ate}	Força de atrito estática;
F_{atmáx}	Força de atrito máxima;
F_{pino}	Força atuante no pino;
F_{pistão}	Força atuante no pistão;
F_r	Força radial;
F_{rolinf}	Força atuante no rolamento inferior;
F_{rolsup}	Força atuante no rolamento superior;
FS	Fator de serviço;
FSc	Fator de Segurança em relação ao cisalhamento;
FSe	Fator de Segurança em relação ao esmagamento;
F_{x,y,z}	Força na direção x, y e z, respectivamente;
H'_{a,b}	Reação à força de atrito nos rolamentos superior e inferior, respectivamente;
H_{á,b}	Reação à força Normal nos rolamentos superior e inferior, respectivamente;
I	Momento de inércia;
ka	Fator de modificação de condição de superfície;
kb	Fator de modificação de tamanho;
kc	Fator de modificação de carga;
kd	Fator de modificação da temperatura;
ke	Fator de confiabilidade;
kf	Fator de modificação por efeitos variados;
kt	Constante de acordo com a seção do eixo;
L	Comprimento do contato entre eixo cunha e eixo bloco;
l	Comprimento da chaveta;
L₁	Distância do topo do disco até o rolamento superior;
L_{5a}	Vida nominal ajustada para 95% de confiabilidade;
l_m	Linha média;
L_{na}	Vida nominal ajustada para 100-n% de confiabilidade;
M_A	Momento em relação ao ponto A;
M_{eixo}	Momento no eixo;
M_{fulcro}	Momento no fulcro;
M_{porca}	Momento na porca;
M_{rolsup}	Momento no rolamento superior;
N	Força Normal de apoio;
N_d	Fator de Serviço;
P	Carga equivalente no rolamento;
P	Peso próprio da estrutura;
p	Constante referente ao tipo de rolamento;

$p_{m\acute{a}x}$	Pressão máxima para eixo cunha e eixo bloco;
Pot	Potência;
Pot_{máx}	Potência máxima;
q	Sensibilidade ao entalhe;
R	Raio côncavo do eixo bloco;
r	Raio de ponta do eixo cunha;
R_{pino}	Reação no pino;
R_{pino máx}	Reação máxima no pino;
R_{projeto}	Raio do eixo de projeto;
Se	Limite de endurance de espécime de teste da viga rotativa;
Se'	Limite de endurance no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso;
Sp	Resistência mínima de escoamento;
Ssy	Limite de resistência ao cisalhamento;
Sut	Resistência à tração;
Sy	Tensão de escoamento;
T	Torque que atua na chaveta;
t	Espessura da chaveta;
T_{kn}	Torque nominal;
To	Torque;
V_a	Reação axial no eixo;
Vd	Vida desejada;
V_{linear}	Velocidade linear;
V_{linear min, máx}	Velocidade linear mínima e máxima, respectivamente;
x	Coefficiente de carga radial;
y	Coefficiente de carga axial;
y_{máx}	Deflexão máxima;
Z	Módulo da seção;
ν_{1,2}	Coefficiente de Poisson para eixo cunha e eixo bloco;
μ_d	Coefficiente de atrito dinâmico;
μ_e	Coefficiente de atrito estático;
π	Constante que equivale a 3,14;
σ_a	Valor alternativo;
σ_{esc}	Limite de escoamento;
σ_m	Tensão média;
σ_{proj}	Tensão de projeto;
σ_{adm}	Tensão admissível;
τ_{cis}	Resistência de cisalhamento;
τ_{esc}	Resistência de escoamento;
ω	Velocidade angular.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
2	OBJETIVOS	18
2.1	Objetivo Geral.....	18
2.2	Objetivos específicos	18
3	REVISÃO TEÓRICA	19
3.1	A tribologia.....	19
3.2	Força de atrito	20
3.3	Desgaste.....	21
3.4	Exemplos de aplicação no sistema pino-contra-disco.....	22
3.5	Formas construtivas da máquina pino-contra-disco	23
3.6	Lubrificantes minerais e biodegradáveis	24
3.6.1	Teste de lubricidade.....	24
4	MATERIAIS E MÉTODOS.....	28
4.1	Projeto base	28
4.2	Lista de exigências	28
4.3	Obtenção do modelo 3D.	29
4.4	Obtenção do coeficiente de atrito entre diferentes materiais.....	29
4.5	Lubricidade de óleos.....	30
4.6	Seleção de componentes e materiais.....	30
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	32
5.1	Projeto da Máquina Pino-contra-disco.....	32
5.1.1	Cálculos básicos	32
5.1.2	Cálculo dos esforços no eixo do disco.....	35
5.1.3	Cálculo dos rolamentos	41
5.1.4	Cálculo dos esforços no eixo da estrutura do braço nivelador	43
5.1.5	Cálculo dos parafusos de pivotamento	49
5.1.6	Cálculo do cisalhamento dos parafusos transmissores do torque.....	50
5.1.7	Dimensionamento do contato do fulcro de balança.....	51
5.1.8	Dimensionamento das Chavetas	52
5.2	Discussão dos resultados	54
6	CONCLUSÃO	56

REFERÊNCIAS	57
ANEXO A – ITENS DE VEDAÇÃO	60
ANEXO B – MOTOREDUTOR,ENCODER E VARIADOR DE FREQUÊNCIA SEW	61
ANEXO C – TRANSDUTOR DE FORÇA	67
ANEXO D – CÉLULA DE CARGA	67
ANEXO E – CATÁLOGO VULKAN DRIVETECH	68
ANEXO F – CÁLCULO DAS SEÇÕES DOS EIXOS.....	69
ANEXO G – PISTÃO PNEUMÁTICO FESTO.....	71
ANEXO H – ROLAMENTOS SKF	72

1 INTRODUÇÃO

A era atual é regrada em tecnologia, e esta é, em grande parte, atribuída ao advento das máquinas que realizam atividades outrora de autoria puramente humana, trazendo maior velocidade, praticidade, precisão e melhor relação custo/benefício, quando comparado ao trabalho humano. Ao se pensar nas máquinas que usamos no cotidiano, como carros, aviões, robôs, deve-se ressaltar que estas dependem de superfícies de contato em movimento. Essas superfícies precisam ser lubrificadas frequentemente para terem a durabilidade e a eficiência energética adequadas (SKF, 2013). Neste quesito, a disciplina que investiga a tecnologia da interação de superfícies em movimento relativo é a Tribologia.

Seguindo linhas históricas, o termo Tribologia vem do grego Τριβο (Tribo - esfregar) e Λογος (Logos - estudo). Foi utilizado, oficialmente, primariamente, em 1966 em um relatório feito por H. Peter Jost para o comitê do departamento inglês de educação e ciência. Jost definiu, neste relatório, o termo tribologia como “ciência e tecnologia de superfícies interativas em movimento relativo e dos assuntos e práticas relacionados” (JOST, 1990).

O desgaste é responsável por grande parte das causas de descarte e perda de propriedades mecânicas dos componentes, sendo também o principal causador de perdas de energia por dissipação, e a redução deste problema fornece uma grande melhoria no orçamento da manutenção. A lubrificação é uma técnica efetiva para controlar o desgaste e reduzir o atrito (STACHOWIAK, 2001), para isto, tem a utilidade do teste de lubricidade dos óleos.

Um dos principais focos de estudo da tribologia é o desgaste. Para Kato (2001), são aceitos quatro modos deste: adesivo, abrasivo, por fadiga e corrosivo.

O estudo tribológico tem uma importância de teor elevado no campo da engenharia, mais abrangente na mecânica, sendo indispensável para o completo desenvolvimento de projetos que englobam atrito entre componentes no geral. É sabido que, para ter condições de realizar estudos nesta área, se faz necessária a utilização de uma máquina que atenda a tal finalidade.

Para apoiar esses estudos, dispositivos são necessários para levantar dados sobre essas interações entre diferentes tipos de materiais. Esta máquina será projetada para que seja capaz de se adaptar aos mais diferentes tipos de testes, com maior flexibilidade operacional que a maioria das máquinas pino-contra-disco presentes nos mais diversos laboratórios tribológicos.

No caso particular da UEMA, o desenvolvimento de uma máquina pino-contra-disco ampliará a capacidade de avaliação da tribologia, no laboratório de lubrificação, contribuindo

para a qualificação profissional dos discentes de engenharia mecânica, além de possibilitar o aumento no número de publicações científicas.

Sendo assim, o tribômetro possui versatilidade para medição de propriedades de atrito e desgaste de combinações de materiais e lubrificantes podendo especificar níveis de carga, temperatura, atmosfera e velocidade. A caracterização da tribologia refere-se aos estudos sobre as reais condições de uso do material, assim como os estudos sobre o coeficiente de atrito, taxa de desgaste e durabilidade do filme lubrificante. Estas variedades de estudos têm sua utilidade em diversas áreas como, por exemplo, a automotiva, eletrônica, aeroespacial, biomédica e ótica (ENCITA, 2007).

Diante do exposto, o presente trabalho terá como propósito projetar uma máquina de uso amplo nos centros de pesquisa acadêmicos para detecção dessas interações entre componentes, a máquina pino-contradisco. Neste projeto não será abordada a parte eletrônica de captação e interpretação dos sinais dos sensores para execução dos cálculos, bem como a construção/fabricação da máquina em questão, o que fica aberto para projetos futuros.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Projetar um tribômetro do tipo pino-contra-disco para testes de desgaste de contato lubrificado com óleos minerais e biodegradáveis.

2.2 Objetivos específicos

- I.** Dimensionar modelo de máquina através de um software de modelagem 3D.
- II.** Projetar a máquina para obter o coeficiente de atrito entre diferentes materiais;
- III.** Adaptar o equipamento para ensaio de lubricidade de óleos.

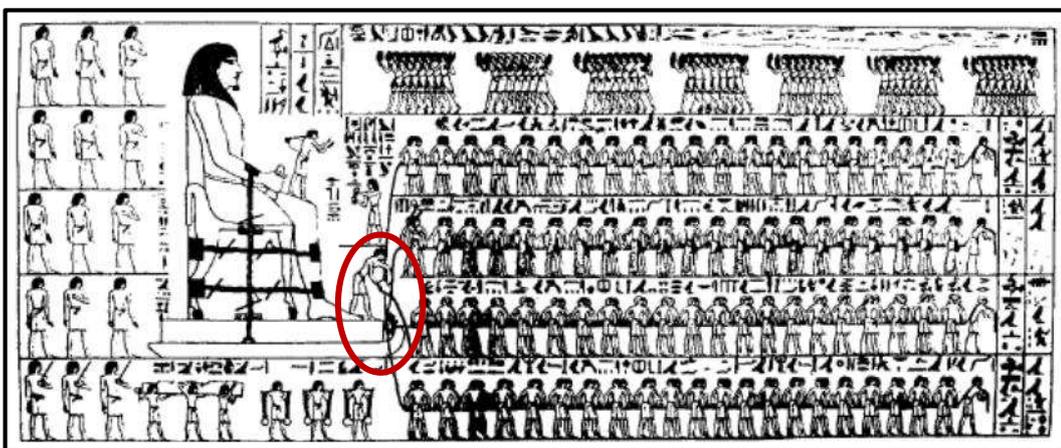
3 REVISÃO TEÓRICA

3.1 A tribologia

Diversas áreas do conhecimento formam o estudo de tribologia, dentre elas podemos citar: a física, a química, a mecânica e a ciência dos materiais para explicar e prever o comportamento de sistemas físicos que são utilizados em ambientes mecânicos. Embora o que unifica a tribologia não são os conhecimentos básicos, mas sim o seu campo de aplicação. Assim como as áreas do conhecimento que formam a tribologia existiam antes dela, os estudos dos fenômenos relacionados à lubrificação, atrito e desgaste antecedem muito a década de 60 (SINATORA, 2005).

A tribologia foi testemunhada diante de algumas pinturas rupestres e descobertas arqueológicas que evidenciam sua participação na história da humanidade, sendo utilizada, principalmente, com a finalidade de diminuir atrito entre materiais. Na era Paleolítica, o fogo era obtido pelo atrito entre madeiras e pedras. No Mesolítico, o homem já confecciona suas ferramentas de trabalho e armas de caça com maior eficiência a partir da descoberta de novos materiais e técnicas. Numa tumba egípcia, encontrou-se o que parece ser o primeiro registro pictórico de um tribologista em ação, visto na figura 1. Os egípcios utilizavam trenós para transportar uma grande e pesada estátua. Na imagem, dezenas de escravos arrastam uma escultura que pesava em torno de 600 kN. Sobre os pés da representação egípcia pode ser visto um homem jogando líquido no caminho para que seja reduzido o atrito e possibilite o transporte da mesma.

Figura 1 - Pintura rupestre demonstrando a aspersão de água para a redução de atrito no Egito 2.400 AC.

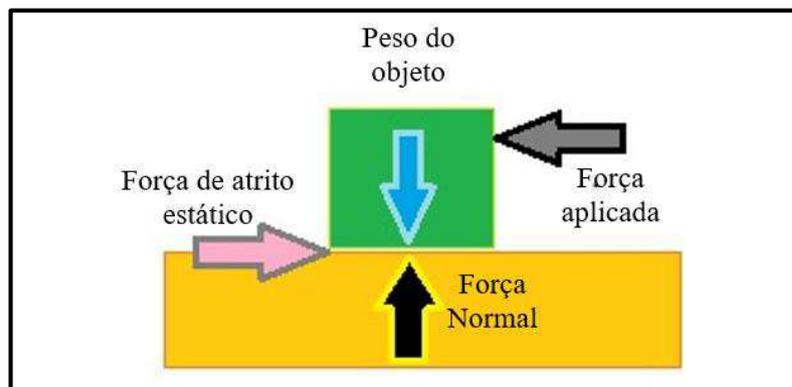


Fonte: LAYARD (1853 apud BHUSHAN, 1999).

3.2 Força de atrito

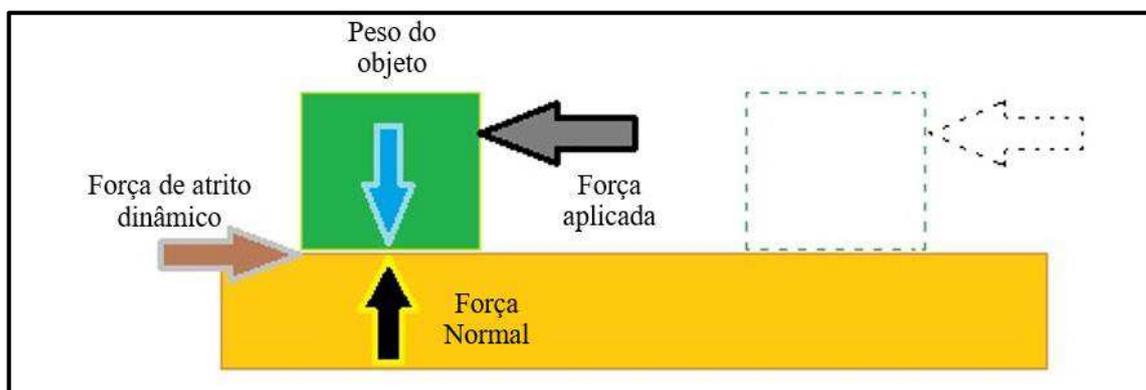
A força de atrito se apresenta de duas maneiras, estática e dinâmica. A força de atrito estática, **F_{at_e}**, é acionada quando, por exemplo, um objeto em repouso sobre outro recebe uma força que pretende colocá-lo em movimento; então esta entra em ação, que é responsável por reagir a essa força e manter o objeto em repouso. Se a força recebida pelo objeto for maior que a **F_{at_e}**, o objeto começará a se mover e, então, a força de atrito dinâmica, **F_{at_d}**, entrará em ação, com intensidade sempre menor e no mesmo sentido que a **F_{at_e}**. As figuras 2 e 3 ilustram essa situação.

Figura 2 - Objeto em repouso recebendo uma força para deslizar sobre o bloco.



Fonte: Autor.

Figura 3 - Objeto sendo arrastado pela força aplicada.



Fonte: Autor.

Quando a força aplicada consegue vencer a **F_{at_e}**, menor força aplicada é necessária para manter o bloco em movimento, isto ocorre porque o **coeficiente de atrito dinâmico** (μ_d) é sempre menor que o **coeficiente de atrito estático** (μ_e). Para ilustrar melhor, ao empurrar um

carro em uma rua plana, faz-se mais força para retirar o veículo da inércia do que para mantê-lo em movimento, ou seja, o atrito entre as rodas e o asfalto com o carro parado é maior do que o atrito entre as rodas e o asfalto com este em movimento.

As forças **Fat_e** e **Fat_d** estão diretamente relacionadas à força de **reação normal (N)** pela seguinte equação

$$\text{Fat}_e = \mu_e \times N \quad (3.1)$$

$$\text{Fat}_d = \mu_d \times N \quad (3.2)$$

Neste projeto teremos foco em buscar o valor do coeficiente de atrito dinâmico, portanto, resolvendo a equação (3.2) para **μ_d**, fica:

$$\mu_d = \frac{\text{Fat}_d}{N} \quad (3.3)$$

Ou seja, para obter o coeficiente **μ_d**, é necessária uma máquina capaz de medir a força **Fat_d** e a força **N**. A máquina pino-disco explorada neste projeto é um exemplo de máquina que realiza essas medições.

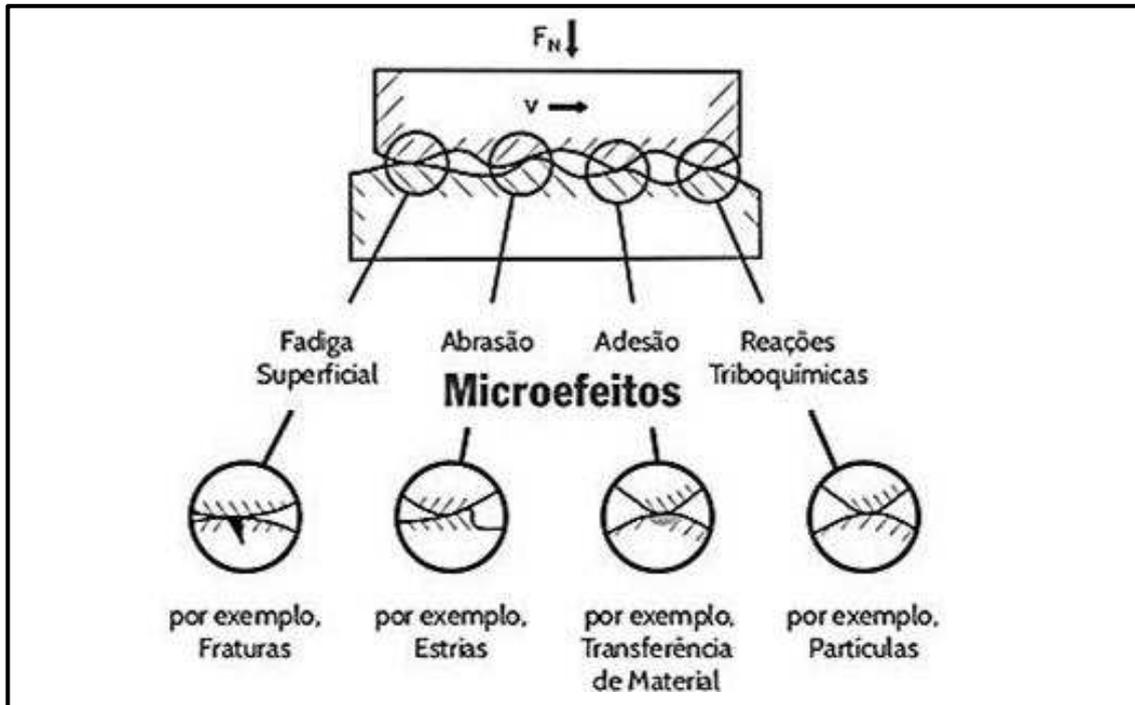
3.3 Desgaste

Um dos principais focos de estudo da tribologia é o desgaste. Para Kato (2001), são aceitos quatro modos de desgaste: adesivo, abrasivo, por fadiga e corrosivo.

O desgaste adesivo ocorre quando a ligação adesiva entre as superfícies é suficientemente forte para resistir ao deslizamento. Como resultado dessa adesão, uma deformação plástica é causada na região de contato gerando uma trinca que pode se propagar levando à geração de um terceiro corpo e a uma transferência completa de material. No modo abrasivo ocorre remoção de material da superfície. Esse desgaste ocorre em função do formato e da dureza dos dois materiais em contato. Quando este é ocasionado pelo alto número de repetições do movimento, ele é chamado de desgaste por fadiga. Finalmente, o desgaste corrosivo, que ocorre em meios corrosivos, líquidos ou gasosos. Neste modo são formados produtos de reação devido às interações químicas e eletroquímicas. Essas reações são conhecidas como reações triboquímicas e produzem uma intercamada na superfície que

depois é removida (KATO, 2001). Uma representação desses tipos de desgastes é encontrada na figura 4.

Figura 4 - Mecanismos de desgaste.



Fonte: GGB, 2017.

3.4 Exemplos de aplicação no sistema pino-contra-disco

A máquina pino-disco tem uma alta gama de utilização, sendo muito utilizada nos laboratórios de pesquisa para testes de materiais. Dentre as várias áreas de atuação desta, é possível citar a de usinagem de materiais, transportes ferroviários e lubrificantes.

Cristino *et al* (2010) propuseram uma nova concepção para as máquinas de ensaio do tipo pino-disco na quantificação do valor médio do coeficiente de atrito no domínio dos processos tecnológicos de corte por arranque de aparas. A comparação do coeficiente de atrito obtido nos ensaios independentes de pino-no-disco com o obtido nos ensaios de corte ortogonal permitiu concluir que o ensaio de pino-no-disco, quando realizados em condições de textura e de rugosidade superficial controladas, é capaz de oferecer uma boa estimativa do valor médio do coeficiente de atrito para o corte por arranque de aparas. Os resultados obtidos permitiram concluir que a diferença existente nas propriedades mecânicas do material dos pinos e discos faz com que existam variações significativas do coeficiente de atrito com a rugosidade superficial, enquanto para materiais com propriedades mecânicas similares, o

coeficiente de atrito é praticamente constante e independente da rugosidade superficial, em condições de atrito seco.

Verdi (2011) projetou, construiu e utilizou uma máquina pino-disco para analisar o desgaste da liga alumínio-silício AA305 na presença de diesel (B5) e biodiesel (B100) durante o período de 150.000 ciclos, com a finalidade de fazer um comparativo de desgaste dessa liga utilizada em motores diesel. A análise qualitativa apontou melhor lubricidade do biodiesel (B100) para as condições de teste adotadas.

Windarta e Baharom (2012) usaram uma configuração da máquina pino-disco para avaliar a temperatura de contato ocasionada pelo atrito entre os trilhos e as rodas dos trens e, também, estudaram como a velocidade de deslizamento influencia no aumento de temperatura. No modelo de máquina usada por eles, uma esfera com material dos trilhos foi colocada com diferentes velocidades de deslizamento e sob diferentes forças normais sobre um disco com material dos aros dos trens. E, a máquina obteve sucesso, pois os resultados gerados convergiram para as suposições que os pesquisadores haviam colocado em evidência.

3.5 Formas construtivas da máquina pino-contra-disco

A máquina pino-contra-disco possui variações construtivas que oferecem vantagens e desvantagens diante de certos pontos. Essas diferenças na construção, mais precisamente na disposição dos elementos da máquina, interferem no resultado final do teste, ainda que sob mesma execução.

Uma dessas variações se dá no posicionamento do pino, que pode ser montado na vertical ou na horizontal, como pode ser observado na figura 5.

Figura 5 – a) Máquina pino-disco com pino vertical e b) com pino na horizontal.



Fonte: UTS, 2017.

Com relação ao funcionamento, com o pino na horizontal, o depósito de detritos provenientes do desgaste tanto do disco quanto do pino é vantajoso pois evita o acúmulo dessas partículas na pista que se forma no disco devido ao desgaste das amostras, isso implica que a interface entre o pino e o disco será mais limpa, com menos obstáculos quando comparada a forma construtiva com o pino na vertical (IGLESIAS, 2014).

Outra diversificação da máquina é a respeito do mecanismo que aplicará a carga sobre o pino, a maioria das máquinas pino-contra-disco utilizam pesos padrões acoplados que executam a força necessária do pino sobre o disco. Nas figuras 5 e 6, se observa como os pesos padrões foram montados para aplicar a força desejada no teste. Essa força também pode ser aplicada através de pistão hidráulico ou pneumático, certamente, aumentando a complexidade do projeto (IGLESIAS, 2014).

No acionamento pneumático, o pistão transforma a pressão do ar em movimento linear. Basicamente, é o pistão que origina a força necessária no contato entre o pino e o disco (YANG, 1999).

O pino contará com uma esfera em sua extremidade para realizar os ensaios, conforme o que propõe a norma ASTM G99-95, 2000.

3.6 Lubrificantes minerais, sintéticos e biodegradáveis

Lubrificantes são usados para reduzir atrito e desgaste entre dois componentes, auxiliar no controle da temperatura, proteger as superfícies contra corrosão, além da vedação dos componentes de máquinas e motores.

Lubrificantes minerais são derivados do petróleo e possuem grande aplicação, como base para óleos de motores, óleos para engrenagens, fluidos de transmissão, fluidos hidráulicos, entre outros. Já os sintéticos são produzidos sem extração na natureza, com características superiores aos minerais, podendo ser controlados e purificados em sua fabricação. E os biodegradáveis possuem fontes animais e vegetais em sua composição, sendo assim, possuem vantagem ecológica sobre os lubrificantes minerais e sintéticos.

3.6.1 Teste de lubricidade

Segundo Kajdas *et al* (1990), a lubricidade se refere à característica de um lubrificante que causa uma diferença no atrito sob condições de lubrificação de camada limite quando os

demais fatores do sistema, exceto o próprio lubrificante, são mantidos constantes. Quanto maior a lubricidade, menor o atrito.

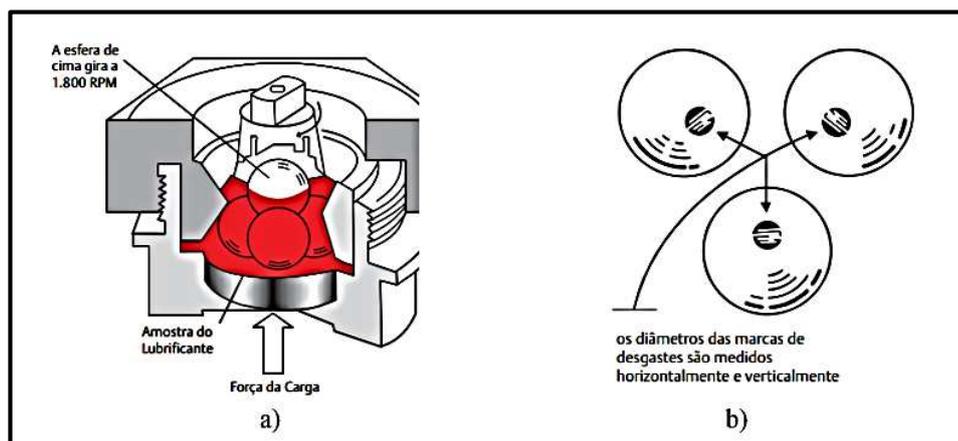
A lubricidade é uma medida de caráter qualitativo e será obtida através da inserção de uma camada de lubrificante entre a esfera do pino e o disco enquanto efetuam entre si movimento giratório relativo. O resultado do desgaste na presença desse lubrificante será um indicativo de sua lubricidade.

3.6.1.1 Teste de lubrificante *Four ball*

O método *Four Ball* (ou *4-ball*) ASTM D-2783 é um ensaio que avalia as propriedades de extrema pressão do lubrificante, utilizando uma esfera de aço de $\frac{1}{2}$ " que gira na parte superior a 1800 RPM sobre 3 outras esferas que estão imóveis em uma cuba de teste recoberta com o óleo, representado na figura 6a. Os testes são feitos aumentando a carga até ocorrer a soldagem.

Já o método *Four Ball* ASTM D-4172 é um ensaio que avalia as propriedades antidesgastes do lubrificante, semelhante ao ASTM D-2783, porém, neste caso, após o ensaio, mede-se o diâmetro das escariações sofridas pelas esferas, em mm, como mostra a figura 6b.

Figura 6 – a) Representação do ensaio *Four Ball* ASTM D-2783 e b) escariações resultantes do ensaio *Four Ball* ASTM D-4172.



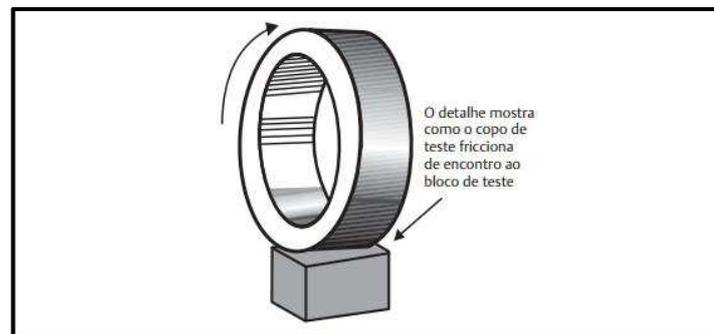
Fonte: TEXACO, 2005

3.6.1.2 Teste de lubricidade *Timken*

Este teste é feito sob o método ASTM D-2782, onde um anel de aço gira contra um bloco de aço. São colocados pesos para que o anel exerça pressão sobre o bloco que permanece imóvel.

Este ensaio avalia as propriedades de extrema pressão do lubrificante, onde, ao final do ensaio, é verificado se o bloco foi danificado, ou seja, se a aditivção presente no óleo foi rompida. A figura 7 mostra um detalhe do anel sobre o bloco.

Figura 7 - Posicionamento do anel e bloco no teste Timken.

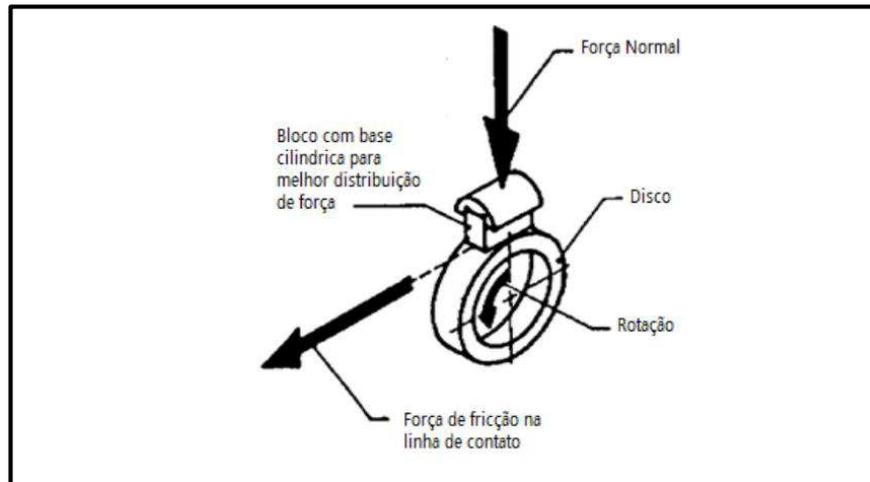


Fonte: TEXACO, 2005.

3.6.1.3 Ensaio bloco-contra-disco

Esta técnica de ensaio é aplicada para determinar o desgaste provocado pelo deslizamento de contatos lineares. É um teste bastante flexível pois pode utilizar qualquer tipo de material, lubrificante, atmosfera e variáveis de processo. O bloco de teste é pressionado contra o disco que se encontra em rotação. Conforme a norma ASTM G77, 2010, o resultado do teste deve ser obtido pelo cálculo da perda de volume do bloco, através das dimensões do desgaste do bloco, e pela perda de volume do disco calculado, através do cálculo da perda de massa do disco. A Figura 8 ilustra o funcionamento deste teste (GARCIA, 2012).

Figura 8 - Ensaio de desgaste disco-bloco.



Fonte: ASTM G77, 2010

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Projeto base

O projeto visa a construção de uma máquina capaz de realizar testes e obter como resultados o coeficiente de atrito e a lubrificidade de óleos. O projeto básico é uma máquina pino-disco com pino vertical e acionamento pneumático, a fim de atender uma série de diferentes tipos de pesquisa proporcionando uma maior flexibilidade e aplicabilidade ao projeto.

O acionamento pneumático visa substituir o acoplamento de pesos para garantir maior flexibilidade de operação e precisão na carga a ser utilizada. Para isso, é necessário garantir que não haja vazamentos no sistema.

Vibrações na máquina devem ser evitadas com o uso de amortecedores, para não haver alterações nos resultados dos testes. A máquina também deve conter um contador de revoluções do disco para que se tenha controle da distância percorrida pelo pino no disco.

A escolha do pino na posição vertical se deu por motivos de confiabilidade nos resultados a serem obtidos, visto que, por ser uma máquina de alta flexibilidade operacional, é necessário garantir que os resultados gerados estejam na margem de erro aceitável.

Este projeto é regido pela norma ASTM G99-95, 2000, que contém os princípios necessários para os projetistas interessados em elaborar uma máquina pino-contra-disco.

4.2 Lista de exigências

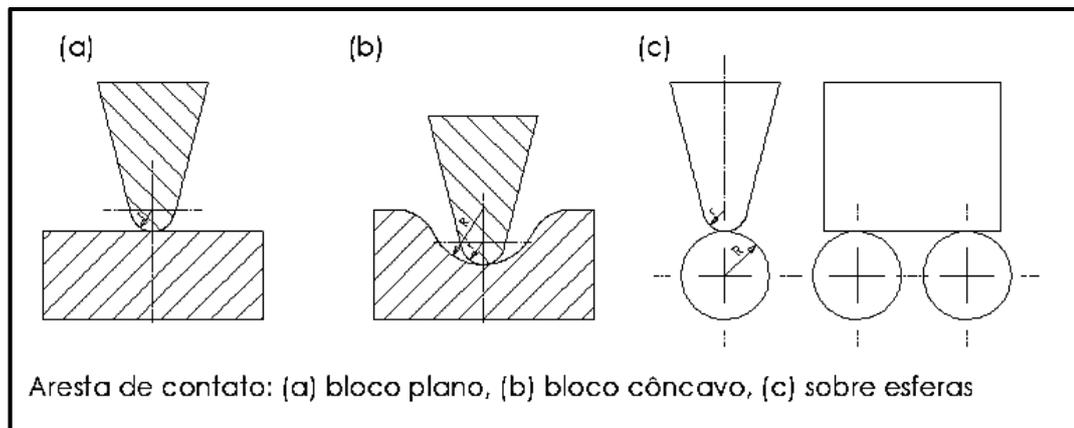
Elaborou-se um projeto para englobar os mais diferentes tipos de testes, logo compilou-se os limites dos já publicados em Iglesias (2014), e essas informações foram os dados de entrada a seguir:

- I. Carga aplicada no pino: 2 a 500N
- II. Rotação do disco: 60 a 600 RPM
- III. Diâmetro máximo do pino: 11 mm
- IV. Altura do pino: 2 a 40 mm
- V. Diâmetro máximo do disco: 110 mm
- VI. Espessura máxima do disco: 25 mm

Foi especificado que a máquina seja capaz de medir a força normal aplicada ao pino e a força de atrito. Com esses *inputs*, a máquina obtém, como *output*, o coeficiente de atrito entre os materiais.

Com o intuito de aumentar a precisão da máquina, foi projetado o fulcro de balança, para a transmissão da força do pistão pneumático para o pino. De acordo com Trylinski (1971), foi elaborado um contato tipo b, como pode ser visto na figura 9.

Figura 9 - Tipos de contatos para fulcro de balança.



Fonte: TRYLINSKI, 1971.

4.3 Obtenção do modelo 3D.

Para auxílio na visualização e cálculo das grandezas necessárias para o dimensionamento dos componentes da máquina, esta foi modelada em 3D, no software *SolidWorks*, com os seus componentes, de modo a facilitar a compreensão e validar a geometria exigida para atender às necessidades de operação.

4.4 Obtenção do coeficiente de atrito entre diferentes materiais

A máquina será projetada para ter como saída o coeficiente de atrito e , nisto, deverá conter uma célula de carga que faça a leitura da força que está chegando ao pino a fim de servir como parâmetro à equação do coeficiente de atrito. A especificação da célula de carga se encontra no anexo D. Outro parâmetro é a força de atrito que será determinada através do uso de um transdutor de força que impede a rotação do pino em torno do seu próprio eixo, que

causa uma deformação neste transdutor e é interpretada pela parte eletrônica. A especificação do mesmo está no anexo C.

Para atender essas exigências, é necessário o uso de um motoredutor com um *encoder* para que se possa determinar o número de voltas que o pino deverá realizar sobre o disco. As etapas de seleção do motoredutor e *encoder* estão no anexo B.

4.5 Lubricidade de óleos

Para que os testes com lubrificantes façam parte da área de aplicabilidade do aparato, a estrutura que comporta o disco deve conter *o-rings*, retentor e anéis de vedação, especificados no anexo A.

O aparato contará com um corpo de retenção para que o óleo não se disperse para fora do disco devido à força centrífuga e de atrito contra o pino.

Assim, o disco poderá receber uma camada de óleo lubrificante suficiente para que o teste seja executado sem a necessidade de lubrificação constante por parte do operador.

4.6 Seleção de componentes e materiais

Para a seleção dos componentes necessários para construção do aparato em questão, além dos cálculos básicos exibidos na seção 3.2 deste trabalho, foram utilizadas tabelas e catálogos dos fabricantes de componentes que atendam ao serviço exigido pela máquina e sua condição de trabalho. Os catálogos encontram-se nos Anexos.

O material básico a ser utilizado será o SAE 1045 laminado a quente por sua boa usinabilidade, fácil obtenção no mercado nacional e satisfação das propriedades mecânicas exigidas no projeto.

Resistências determinísticas da ASTM mínimas de tração e de escoamento para aços laminados a quente (do inglês *hot rolled*) e estirados a frio (do inglês *cold drawn*) na tabela 1, baseada em Budynas, 2011.

Os cálculos dos parafusos foram feitos utilizando a tabela 2, também retirada de Budynas, 2011.

Tabela 1 - Propriedades mecânicas de diversos aços.

SAE	PROCESSAMENTO	RESISTÊNCIA À TRAÇÃO	RESISTÊNCIA AO ESCOAMENTO	DUREZA BRINELL
1010	HR	320	180	95
	CD	370	300	105
1020	HR	380	210	111
	CD	470	390	131
1030	HR	470	260	137
	CD	520	440	149
1040	HR	520	290	149
	CD	590	490	170
1045	HR	570	310	163
	CD	630	530	179

Fonte: BUDYNAS, 2011.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas para parafuso de aço em MPa.

Categoria de propriedade	Intervalo de tamanho	Resistência mínima de prova	Resistência mínima de tração	Resistência mínima de escoamento	Material
4.6	M5 - M36	225	400	240	Baixo e médio carbono
4.8	M1.6 – M16	310	420	340	Baixo e médio carbono
5.6	M5 – M24	380	520	420	Baixo e médio carbono
8.8	M16 – M36	600	830	660	Médio carbono (temp. e rev.)

Fonte: BUDYNAS, 2011.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Projeto da máquina pino-contra-disco

5.1.1 Cálculos básicos

5.1.1.1 Força de atrito máxima

A força normal máxima de 500 N será utilizada para determinar a força de atrito máxima. Para este caso, também utilizaremos o maior coeficiente de atrito que, no caso, é 1.

$$F_{at\ máx} = \mu \times N = 1 \times 500\text{ N} \quad (5.1)$$

$$F_{at\ máx} = 500\text{ N}$$

5.1.1.2 Potência do motor

Necessita-se de uma rotação entre 60 RPM e 600 RPM no eixo, de acordo com a norma G99-95, assim, a potência do motor será dada em função da rotação necessária no eixo e da força de atrito no disco. Sendo assim, será utilizado um motor de 1800 RPM e um redutor 5:1.

$$V_{\text{linear}} = \omega \times R \quad (5.2)$$

$$\omega = \frac{\text{RPM}}{60} \times 2\pi \quad (5.3)$$

$$\omega = 6,283 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \rightarrow 60\text{ RPM}$$

$$R_{\text{projeto}} = 36,61\text{ mm}$$

$$V_{\text{linear min}} = 0,23 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow 60\text{ RPM}$$

$$V_{\text{linear máx}} = 2,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow 600\text{ RPM}$$

A força de atrito é 500 N, portanto,

$$\text{Pot} = \text{Fat} \times V_{\text{linear}} \quad (5.4)$$

$$\text{Pot}_{\text{min}} = 500 \text{ N} \times 0,23 \frac{\text{m}}{\text{s}} \therefore \text{Pot} = 115 \frac{\text{J}}{\text{s}} \therefore \text{Pot} = 0,115 \text{ kW}$$

$$\text{Pot}_{\text{max}} = 500 \text{ N} \times 2,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \therefore \text{Pot} = 1150 \frac{\text{J}}{\text{s}} \therefore \text{Pot} = 1,15 \text{ kW}$$

Foi selecionado o motoredutor SEW, com *encoder* embutido, modelo RXF77DRE90M4 (anexo B). Esse motoredutor tem 1,5 HP de potência e entrega 309 RPM no eixo de saída a uma razão de 5,63.

5.1.1.3 Acoplamento elástico

Para o dimensionamento do acoplamento elástico baseou-se no método prático de seleção do fabricante VULKAN, atendendo à norma DIN 740, presente no catálogo do fornecedor no anexo E. Para um fator de serviço (FS) igual a 1,0, da tabela 3 no anexo E, do fornecedor, dá-se o cálculo do torque nominal (T_{kn}). Vale ressaltar que o maior torque se dá quando o eixo executa a menor rotação, de 60 RPM, que é a faixa de utilização mais crítica para o acoplamento.

Cálculo do torque nominal:

$$T_{\text{kn}} = \frac{7162 \times \text{HP} \times \text{FS}}{\text{RPM}} \quad (5.5)$$

$$T_{\text{kn}} = \frac{7162 \times 1 \text{ HP} \times 1,0}{60 \text{ RPM}}$$

$$T_{\text{kn}} = 119,37 \text{ Nm}$$

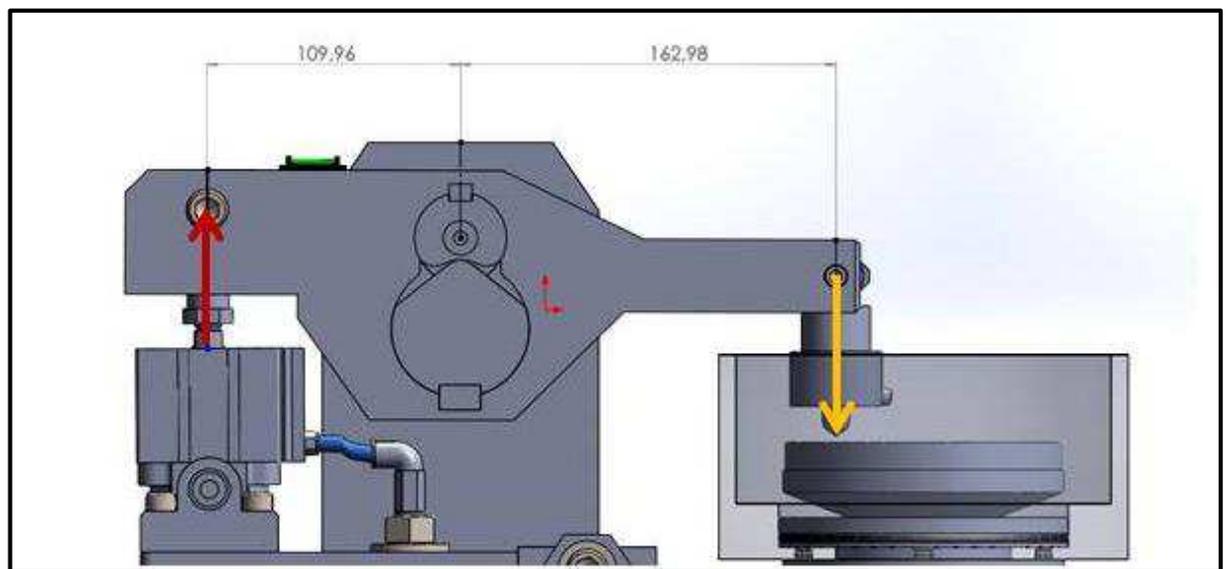
Foi selecionado o acoplamento VULKAN *DRIVE TECH* SPEFLEX TIPO SPII tamanho 35 na tabela de dados técnicos presente no catálogo VULKAN *DRIVE TECH* no anexo E. O valor encontrado de T_{kn} para o acoplamento escolhido excede ao torque nominal

aqui calculado que, no entanto, está 33% abaixo do torque máximo no qual o acoplamento pode ser submetido.

5.1.1.4 Força necessária no pistão

Para que se tenha 500 N no contato entre pino e disco, o conceito a seguir foi respeitado para se calcular a força necessária que o pistão deve exercer no braço, com auxílio da figura 10.

Figura 10 - Figura representativa para o cálculo da força do pistão.



Fonte: Autor.

$$F_{\text{pino}} = 500 \text{ N}; d_1 = 109,96 \text{ mm}; d_2 = 162,98 \text{ mm}$$

$$\sum M_{\text{fulcro}} = 0; \text{ para } 500 \text{ N de reação normal ao pino.}$$

$$F_{\text{pistão}} \times d_1 = F_{\text{pino}} \times d_2 \quad (5.6)$$

$$F_{\text{pistão}} = \frac{500 \text{ N} \times 162,98 \text{ mm}}{109,96 \text{ mm}} = 741 \text{ N}$$

Com a força encontrada, selecionou-se o pistão pneumático da FESTO, código 188256 e modelo AEVC-50-10-A-P-A, com força teórica de 1121 N, diâmetro do êmbolo 50 mm, 10

mm de curso e retorno por mola. O retorno por mola é importante para garantir que o contato entre o pino e o disco seja interrompido no momento que a pressão pneumática é cortada. Informações técnicas no anexo G.

5.1.1.5 Reação do transdutor de força

A distância da interface pino disco até o centro do eixo estrutura é de 189,79 mm (Figura 14). E a distância entre o centro do eixo estrutura e o pino guia do transdutor de força é de 57,6 mm.

Logo:

$$\sum M_{\text{eixo}} = 0 \quad (5.7)$$

$$R_{\text{pino}} \times 57,6 - Fat \times 189,79 = 0$$

$$R_{\text{pino}} = Fat \times 3,3$$

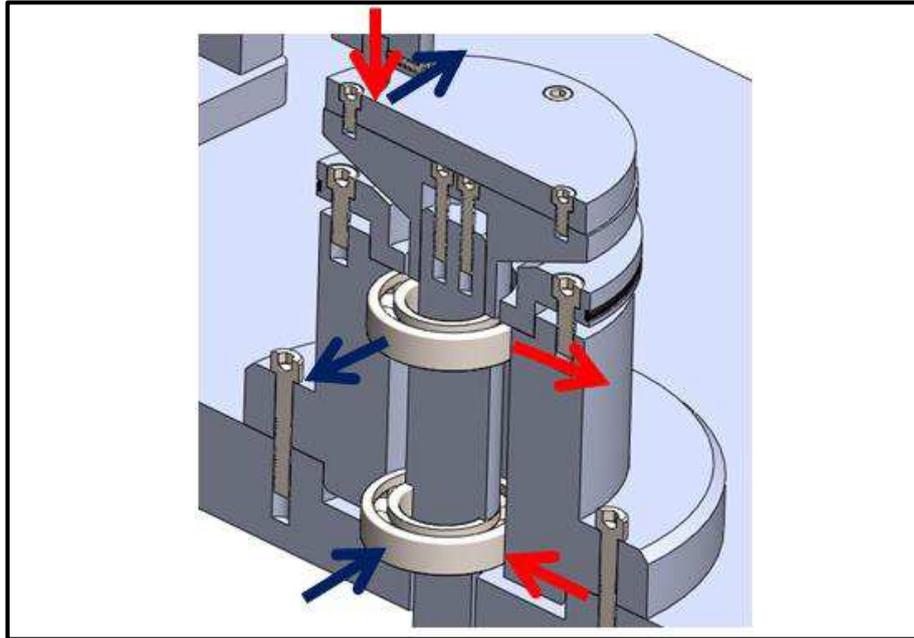
$$R_{\text{pino máx}} = 1650 \text{ N}$$

Logo, tem-se a força de uma massa com, aproximadamente, 165 kg sendo aplicada. Por isso foi selecionado o transdutor de força BTS de 200 kg da *Berman Load Cells*, a folha técnica se encontra no anexo C.

5.1.2 Cálculo dos esforços no eixo do disco

O diâmetro interno mínimo para o rolamento superior é 30 mm devido à forma construtiva para se travar a estrutura que reforça o disco, aumentando sua resistência à flexão. É preciso calcular os esforços atuantes nos rolamentos e verificar se o diâmetro de 30 mm é maior que o diâmetro mínimo permitido para calcular a vida dos mesmos. A figura 11 traz a representação da vista em corte do eixo do disco.

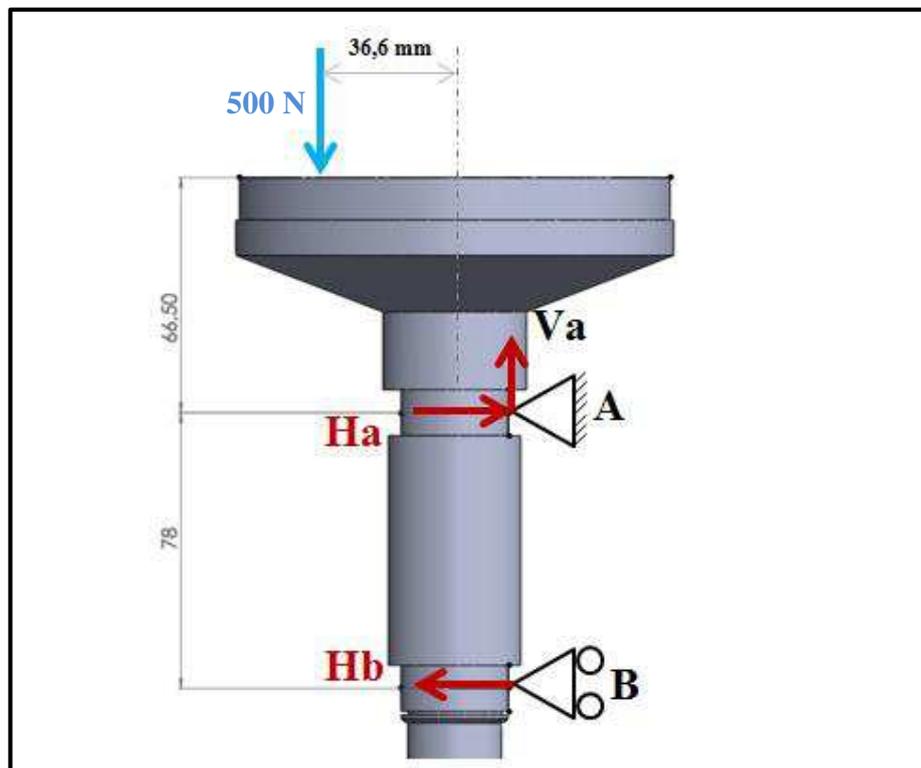
Figura 11 - Representação da força normal e suas reações na cor vermelha e da força de atrito e suas reações na cor azul.



Fonte: Autor.

Esforço Normal:

Figura 12 - Representação esquemática para os cálculos das reações devido a força



Fonte: Autor.

Devido ao peso da estrutura de reforço do disco, do próprio disco, do eixo, dos parafusos e pinos montados, foi estimado um acréscimo de 30 N à força Normal. Através do esquema da figura 12, podemos encontrar as reações normais nos rolamentos.

$$V_a = 530 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \quad (5.8)$$

$$530 \text{ N} \times 36,6 \text{ mm} - H_b \times 78 \text{ mm} = 0$$

$$H_b = 248,7 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \quad (5.9)$$

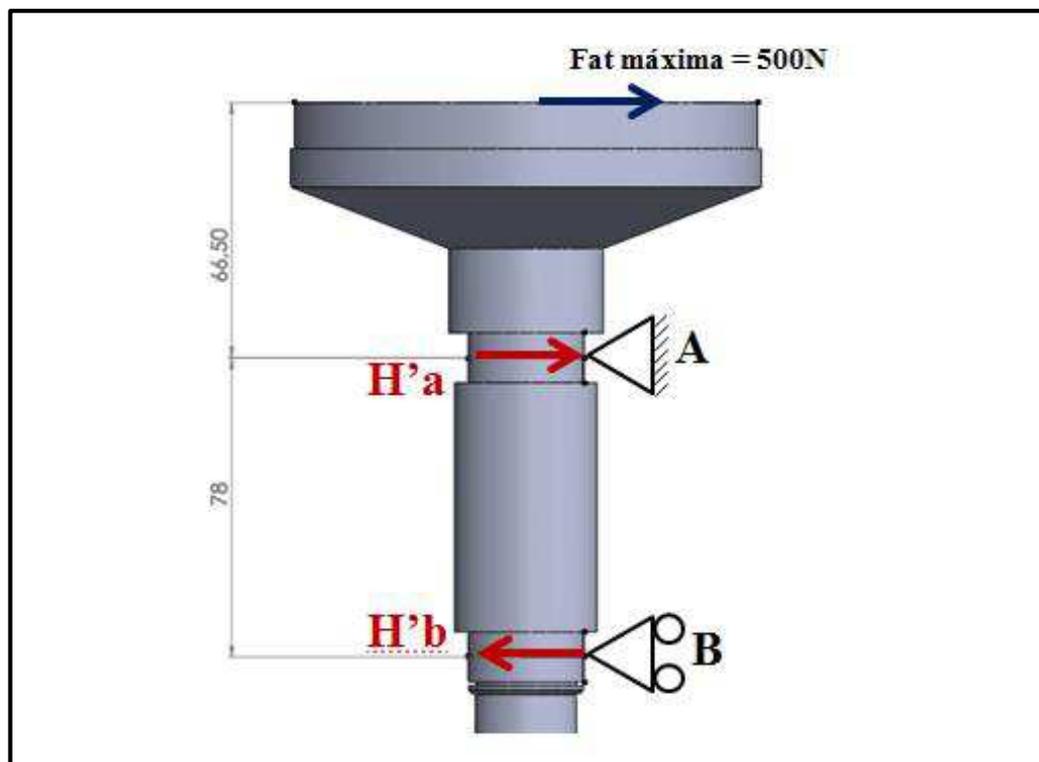
$$H_a - H_b = 0 \quad (5.10)$$

$$H_b = H_a = 248,7 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (5.11)$$

Esforço de atrito:

Figura 13 - Representação esquemática para os cálculos das reações à força de atrito.



Fonte: Autor.

$$\sum M_A = 0$$

$$500 \text{ N} \times 66,50 \text{ mm} - H'_b \times 78 \text{ mm} = 0$$

$$H'_b = 426,3 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$H'_a = H'_b + 500 = 926,3 \text{ N}$$

Resultantes:

$$F_a = \sqrt{H'_a{}^2 + H'_b{}^2} \quad (5.12)$$

$$F_a = 959,1 \text{ N}$$

5.1.2.1 Cálculo do diâmetro mínimo da seção do eixo do disco

5.1.2.1.1 Análise estática

Todas as análises foram feitas com os inputs abaixo:

- I. Fat = 500 N;
- II. $l_1 = 66,5 \text{ mm}$ (distância até o primeiro rolamento, seção mais crítica);
- III. Momento = -61,94 Nm (seção 5.4);
- IV. Torque = 18,3 Nm;
- V. Coeficiente de Segurança (CS) mínimo = 1,5
- VI. Material do eixo: Aço SAE 1045 – Comercial

A seleção deste material se deve à causa de sua fácil usinabilidade, custo e por ser facilmente encontrado no mercado nacional, além de suas propriedades mecânicas satisfazerem o que é desejado.

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$S_y = 310 \text{ Mpa}$$

5.1.2.1.2 *Análise de deflexão*

A análise de deflexão é importante, pois existe uma deflexão máxima permitida de acordo com a norma ASTM G99-95, reprovada em 2000.

$y_{\max} = 0,018$ mm (calculado através da incerteza aceitável de $\pm 1^\circ$ entre o pino e o disco, dado pela norma ASTM G99-95, 2000) e, de acordo com Budynas, 2011:

$$d_{\min} = \left(\frac{64 \times M \times l_1^2}{2 \times E \times y_{\max} \times \pi} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (5.13)$$

$$d_{\min} = 27,632 \text{ mm}$$

Como o diâmetro do projeto (30 mm) é maior que d_{\min} , tem-se a primeira confirmação.

5.1.2.1.3 *Máxima tensão cisalhante*

$$d_{\min 2} = \left[\frac{32 \times CS}{\pi \times Sy} \times (M^2 + T_o^2)^{0.5} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.14)$$

$$d_{\min 2} = 15,888 \text{ mm}$$

Como o diâmetro do projeto (30 mm) é maior que $d_{\min 2}$, tem-se a segunda confirmação.

5.1.2.1.4 *Máxima energia de distorção*

De acordo com Budynas, 2011,

$$d_{\min 3} = \left\{ \frac{32 \times CS}{\pi \times Sy} \times \left[M^2 + \left(\frac{3}{4} \times T_o \right)^2 \right]^{0.5} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (5.15)$$

$$d_{\min 3} = 15,758 \text{ mm}$$

Como o diâmetro do projeto (30 mm) é maior que $d_{\min 3}$, tem-se a terceira confirmação.

5.1.2.1.5 *Análise de fadiga*

Como no projeto a flexão é reversível ($\sigma_m = 0$) devido à força fixa e ao movimento rotativo do eixo. Para o cálculo do diâmetro mínimo devido à carga dinâmica (d_{dmin}) necessita-se primeiro calcular a fadiga, Se , com base em Budynas, 2011:

$$Se = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times Se' \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned}
 k_a = 0,9 & \quad \rightarrow \quad \text{Acabamento Retificado} \\
 k_b = 0,875 & \quad \rightarrow \quad \text{Vindo da fórmula: } k_b = 1,24 \times d^{-0,107}; 2,79\text{mm} < d < 51\text{mm} \\
 k_c = \frac{1}{1 + q \times (kt - 1)} = 0,657 & \quad \rightarrow \quad \text{Raio de entalhe 1 mm; } \frac{D}{d} = 1,154; \frac{r}{d} = 0,038 \\
 k_d = 1 & \quad \rightarrow \quad \text{Temperatura } < 350^\circ\text{C} \\
 k_e = 0,868 & \quad \rightarrow \quad 95\% \text{ de confiabilidade} \\
 k_t = 1,9 & \quad \rightarrow \quad \text{Pela figura 35 no anexo F.} \\
 q = 0,58 & \quad \rightarrow \quad \text{Figura 36 no anexo F.} \\
 k_f = 1 & \quad \rightarrow \quad \text{Não há influência de fatores diversos} \\
 Se' = 0,5 \times Sut & \quad \rightarrow \quad \text{Se } Sut < 700 \text{ MPa; como } Sut = 380 \text{ Mpa,} \\
 & \quad \quad \quad Se' = 190 \text{ MPa} \\
 & \quad \quad \quad Se = 85,32 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Então, para $M = 51,8 \text{ Nm}$, $CS = 1,5$, tem-se:

$$d_{dmin} = \left(\frac{32 \times M \times CS}{\pi \times Se} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.17)$$

$$d_{dmin} = 21,01 \text{ mm}$$

Como o diâmetro de projeto (30 mm) é maior que o diâmetro mínimo para cargas dinâmicas, logo tem-se a quarta comprovação.

5.1.2.2 Aplicando o critério de Soderberg

O critério de Soderberg foi selecionado, pois ele é o critério utilizado para materiais dúcteis. Utilizando o que foi descrito em Budynas, 2011:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{CS_{Se}} \quad (5.18)$$

Como σ_m é nulo por ser uma flexão reversível, a fórmula simplifica para:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{CS_{Se}} \quad (5.19)$$

$$\text{Sendo } \sigma_a = \frac{32 \times M}{\pi \times d^3} = 30 \text{ MPa,}$$

$$CS_{Se} = 2,83$$

Como o fator de segurança da fadiga é maior do que o fator de segurança estipulado 1,5, o eixo do disco está isento de falhas devido ao seu próprio funcionamento.

5.1.3 Cálculo dos rolamentos

Os dois rolamentos presentes nesse eixo são iguais, entretanto o rolamento superior é mais solicitado porque recebe todo o esforço realizado pelo pino no disco. E, como a força resultante realizada sobre o rolamento superior é maior, logo se o primeiro rolamento estiver dimensionado corretamente, o segundo também estará.

O dado de entrada para esse cálculo foi o diâmetro interno do rolamento, 26 mm. Os esforços do rolamento, força axial (F_a) de 530 N e força radial (F_r) de 959,1 N. E, que esse rolamento dure pelo menos 10 anos, funcionando 12 horas por dia, 300 dias por ano.

Usando a rotação máxima, 600 RPM, a vida desejada (V_d) é:

$$V_d = 600 \text{ RPM} \times 60 \text{ min} \times 10 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \times 300 \frac{\text{dias}}{\text{ano}} \times 10 \text{ anos} \quad (5.20)$$

$$V_d = 1080 \times 10^6 \text{ revoluções}$$

Fórmula da Vida Nominal Ajustada, por SKF, 2017:

$$L_{na} = a_1 \times a_2 \times a_3 \times \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (5.21)$$

Onde:

L_{na} = vida nominal ajustada em 10^6 revoluções (o sub-índice n representa a diferença entre 100% e a confiabilidade requerida)

a_1 = fator de ajuste de vida, para confiabilidade

a_2 = fator de ajuste de vida, para material

a_3 = fator de ajuste de vida, para condições de funcionamento

Rolamento escolhido, designação 6006.

$D = 55$ mm; $d = 30$ mm; $B = 13$ mm; $C = 13,8$ kN; $Co = 8,3$ kN

Pelo catálogo da SKF, tem-se:

$p = 3$ (rolamento de esferas)

$a_1 = 0,62$ (para confiabilidade de 95%)

$a_2 = 1$ (materiais SKF são melhores que os especificados pela norma ISO 281/I-1977, logo não influencia a vida.)

$a_3 = 2$ ($d_m = 44$ mm; $n = 600$ RPM; $v_1 = 48$ mm²/s; $t = 70^\circ\text{C}$; lubrificante é a própria graxa)

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{530}{959,1} = 0,552$$

$$\text{Se } e \geq \frac{Fa}{Fr} \rightarrow P = Fr; e < \frac{Fa}{Fr} \rightarrow P = xFr + yFa$$

$$\frac{Fa}{Co} = \frac{530}{8300} = 0,064 \rightarrow e = 0,27$$

$$P = 0,56 \times Fr + 1,6 \times Fa$$

$$P = 1385 \text{ N}$$

$$L_{5a} = 0,62 \times 1 \times 2 \times \left(\frac{13800}{1385} \right)^3$$

$$L_{5a} = 1226 \times 10^6 \text{ revoluções}$$

Valor da vida está satisfatório.

Obs.: Valores de e, x e y retirados do catálogo SKF.

5.1.4 Cálculo dos esforços no eixo da estrutura do braço nivelador

Para calcular os esforços atuantes nas seções onde estão os rolamentos, primeiro estudou-se para saber qual o peso de toda a estrutura montada e, também, o valor da força exercida pelo pistão, no caso, 741 N. E, então, calcular o momento resultante na porca que está no topo do eixo, travando a estrutura, através da Figura 14.

O peso próprio da estrutura chega à placa adaptadora através da placa estrutura, para simplificar os cálculos, o peso próprio atuará na placa adaptadora no ponto do CG, pela figura 14. Através do software *SolidWorks*, a massa do conjunto que é suportada pela placa estrutura, foi encontrada de valor 20,1 kg, o que nos dá um peso aproximado de 197,2 N.

Dados:

$$F_{\text{pistão}} = 741 \text{ N}; P = 197,2 \text{ N}; d_{\text{pistão}} = 87,56 \text{ mm}; d_{\text{peso}} = 14,92 \text{ mm}$$

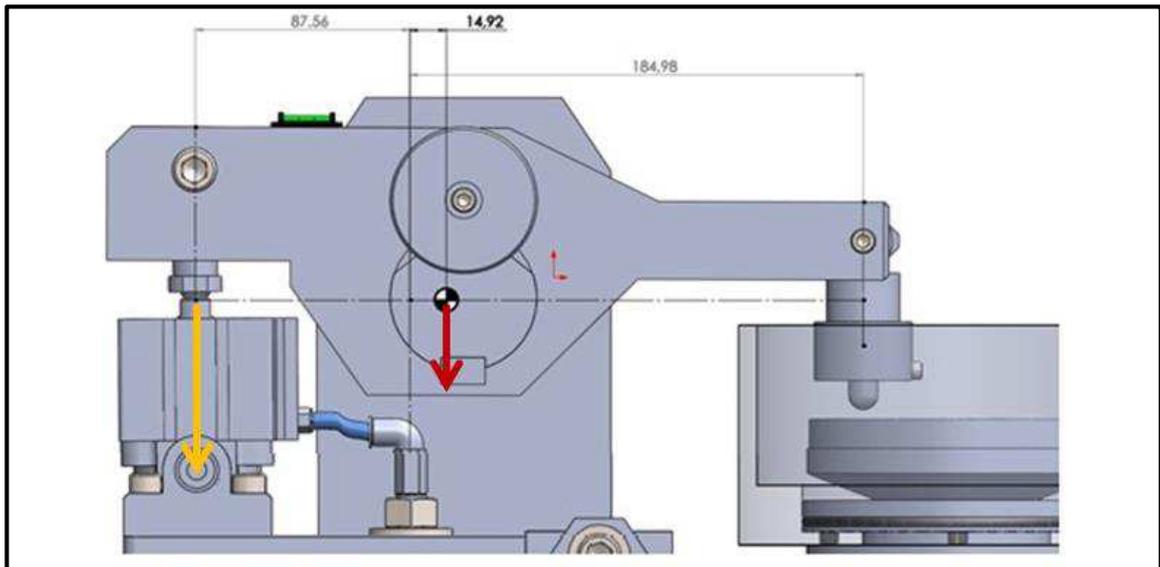
$$M_{\text{porca}} + F_{\text{pistão}} \times d_{\text{pistão}} - P \times d_{\text{peso}} = 0$$

$$M_{\text{porca}} = -61,94 \text{ Nm}$$

$$\sum F_y = F_{\text{pistão}} + P$$

$$\sum F_y = 938,2 \text{ N no sentido negativo de } y.$$

Figura 14 - Imagem representativa para cálculo dos esforços no eixo.



Fonte: Autor.

5.1.4.1 Análise dos diâmetros das seções de montagem dos rolamentos

Tem-se apenas as análises estáticas, porque esse eixo não terá carga dinâmica, pois não terá rotação, ele precisa dessa forma construtiva para poder girar livremente e o transdutor de força fazer a leitura da força de atrito. Esse eixo é vazado, para passar a pressão de ar que alimentará o pistão. Os cálculos serão feitos para se achar o coeficiente de segurança.

Todas as análises foram feitas com os dados abaixo:

- I. $L_1 = 49,3$ mm (distância até o primeiro rolamento, seção mais crítica);
- II. Momento = $-61,94$ Nm;
- III. $D_s = 30$ mm ; Diâmetro superior
- IV. $D_i = 6$ mm
- V. $T_o = 0$ (não há torção)
- VI. Material do eixo: Aço SAE 1045 – Comercial

Esse material foi selecionado pelos motivos citados anteriormente sobre sua fácil usinabilidade, custo e facilidade de encontrar no mercado nacional, além de suas propriedades mecânicas satisfazerem o que é desejado ($E = 210$ GPa; $S_y = 310$ MPa).

5.1.4.1.1 Análise de deflexão

$$I = \frac{\pi \times (Ds^4 - Di^4)}{64} \quad (5.22)$$

$$l_m = \frac{Ds}{2} \text{ (linha média)} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{\text{proj}} = \frac{M \times l_m}{I} \therefore \sigma_{\text{adm}} = \frac{M}{Z} \quad (5.24)$$

onde $\sigma_{\text{proj}} \leq \sigma_{\text{esc}} \leq 310 \text{ MPa}$

$$Z = \frac{I}{l_m} \therefore \frac{\pi \times (Ds^4 - Di^4) / 64}{Ds/2} \quad (5.25)$$

$$Z = 2646,48 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{\text{proj}} = \frac{M}{Z} \therefore \frac{61940 \text{ Nmm}}{2646,48 \text{ mm}^3} \quad (5.26)$$

$$\sigma_{\text{proj}} = 23,40 \text{ MPa}$$

Logo, o projeto está bem dimensionado com $\sigma_{\text{proj}} < \sigma_{\text{esc}}$

5.1.4.1.2 Máxima tensão cisalhante

De acordo com Budynas, 2011,

$$CS_{\text{MTC}} = \frac{Ds^3 \times \pi \times Sy}{32 \times (M^2 + To^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (5.27)$$

$$CS_{\text{MTC}} = 9,039$$

Pelo critério da Máxima Tensão Cisalhante, o eixo não cisalhará.

5.1.4.1.3 Máxima energia de distorção

Utilizando o que foi disposto em Budynas, 2011, tem-se:

$$CS_{MED} = \frac{Ds^3 \times \pi \times Sy}{32 \times \left(M^2 + \frac{3}{4} \times To^2 \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (5.28)$$

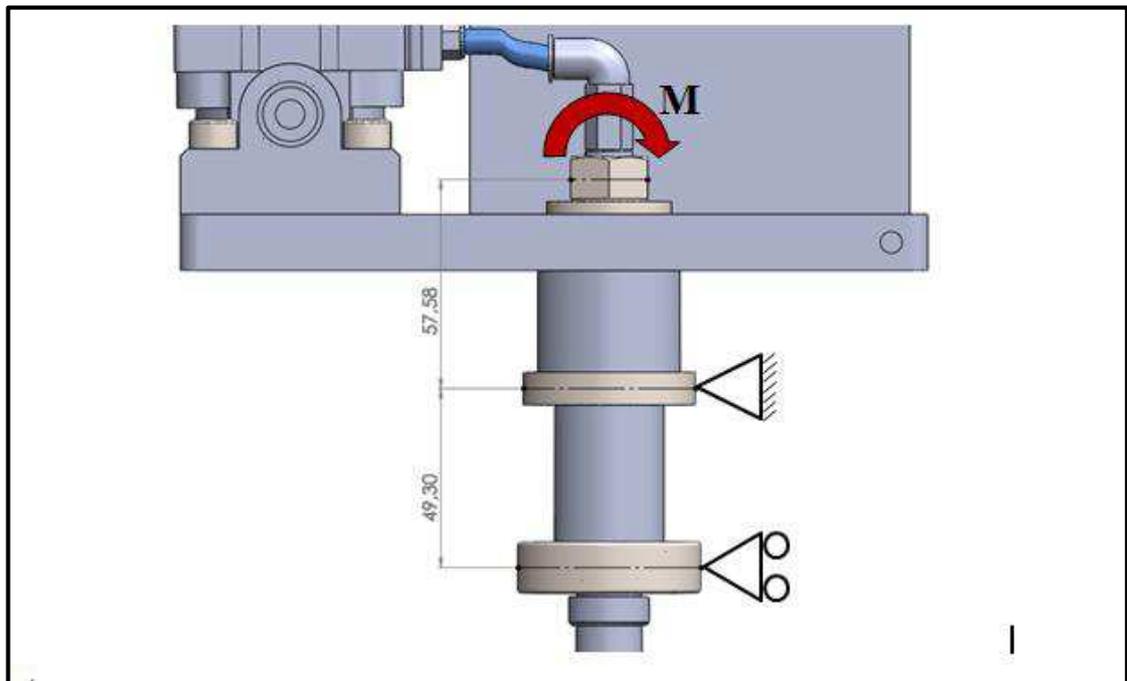
$$CS_{MED} = 9,141$$

Pelo critério da Máxima Energia de Distorção, o eixo não cisalhará.

5.1.4.2 Cálculo dos rolamentos

Achando os esforços radiais dos rolamentos.

Figura 15 - Figura de representação para cálculo dos esforços sobre os rolamentos



Fonte: Autor.

Como o rolamento superior está fixo em relação ao eixo, o somatório dos momentos será em relação a ele.

$$\sum M_{\text{rolsup}} = 0 \quad (5.29)$$

$$F_{\text{rolinf}} \times 49,3 \text{ mm} - 58800 \text{ Nmm} = 0$$

$$F_{\text{rolinf}} = 1192,7 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{\text{rolinf}} = F_{\text{rolsup}}, \text{ no eixo } x \quad (5.30)$$

$$F_{\text{rolsup}} = 1192,7 \text{ N}$$

Força radial (Fr) em ambos os rolamentos é de 1192,7 N. Enquanto só o rolamento superior tem Força Axial (Fa) de 938,2 N.

5.1.4.3 Escolha dos rolamentos e cálculo da vida

5.1.4.3.1 Rolamento superior:

De acordo com SKF, 2017,

$$L_{na} = a_1 \times a_2 \times a_3 \times \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (5.31)$$

Onde:

L_{na} = vida nominal ajustada em 10^6 revoluções (o sub-índice n representa a diferença entre 100% e a confiabilidade requerida)

a_1 = fator de ajuste de vida, para confiabilidade

a_2 = fator de ajuste de vida, para material

a_3 = fator de ajuste de vida, para condições de funcionamento

Rolamento selecionado: designação 61906-2RS1.

$$D = 47 \text{ mm} ; d = 30 \text{ mm} ; B = 9 \text{ mm} ; C = 7,28 \text{ kN} ; Co = 4,55 \text{ kN}$$

Pelo catálogo da SKF, tem-se:

$$p = 3 \text{ (rolamento de esferas)}$$

$$a_1 = 0,62 \text{ (para confiabilidade de 95\%)}$$

$a_2 = 1$ (materiais SKF são melhores que os especificados pela norma ISO 281/I-1977, logo não influencia a vida.)

$$a_3 = 2 \text{ (por não haver rotação no eixo) e}$$

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{1006,8}{1192,7} = 0,844$$

$$\text{Se } e \geq \frac{Fa}{Fr} \rightarrow P = Fr; e < \frac{Fa}{Fr} \rightarrow P = xFr + yFa$$

$$\frac{Fa}{Co} = \frac{1026}{4550} = 0,225 \rightarrow e = 0,37$$

$$P = 0,56 \times Fr + 1,2 \times Fa$$

$$P = 1876 \text{ N}$$

$$L_{5a} = 0,62 \times 1 \times 2 \times \left(\frac{13800}{1876} \right)^3$$

$$L_{5a} = 493 \times 10^6 \text{ revoluções}$$

Como o rolamento não tem rotação, pode-se dizer que é vida infinita.

O rolamento inferior é o rolamento 62/22, que é mais robusto que o rolamento superior por ter C com valor de 14 kN e Co de 7,65 kN, também, recebe menos esforços.

Logo, como o superior tem vida infinita, o rolamento inferior também terá.

5.1.5 Cálculo dos parafusos de pivotamento

5.1.5.1 Parafuso de pivotamento do pino

Esse pivô é necessário para que o ponto central do pino deva sempre estar a 90° da superfície do disco. Para o aço utilizado de grau 8.8, da tabela 1 é sabido que $\tau_{esc} = 660$ MPa. E a força máxima aplicada é 500 N. É necessário saber qual o diâmetro mínimo do parafuso que resistirá a esses esforços. Aplicando um coeficiente de segurança de 2, calcula-se que:

$$\frac{\tau_{esc}}{\tau_{cis}} = 2 \therefore \tau_{cis} = 330 \text{ MPa}$$

$$\tau_{cis} = \frac{F}{A} \quad (5.32)$$

$$A = \frac{\pi \times d_{min}^2}{4} \quad (5.33)$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times \tau_{cis}}} \quad (5.34)$$

$$d_{min} = 1,38 \text{ mm}$$

Como o parafuso usado é um M6, logo, ele resistirá à força que tende a cisalhar no contato com o alinhador pino.

5.1.5.2 Parafuso de pivotamento do pistão

Esse pivô garante que a haste do pistão sempre aplique a força de forma perpendicular em relação ao braço. Sabe-se que a $F_{pistão} = 741$ N e considerando a mesma tensão cisalhante com fator de segurança 2 do subcapítulo anterior:

$$\tau_{cis} = \frac{F}{A}; A = \frac{\pi \times d_{min}^2}{4}$$

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times \tau_{\text{cis}}}}$$

$$d_{\min} = 1,69 \text{ mm}$$

Como o parafuso usado é um M12, logo, o parafuso não sofrerá cisalhamento. Selecionou-se um parafuso M12 porque o furo do acessório tem diâmetro 12 mm, então se fosse colocado um parafuso com diâmetro menor, ocorreriam choques entre o acessório e o parafuso de pivotamento.

5.1.6 Cálculo do cisalhamento dos parafusos transmissores do torque

Os dois parafusos no topo do eixo são necessários para transmitir o torque do motoredutor para a estrutura anti-flexão do disco. Logo, foi calculado se esses parafusos resistiriam ao torque aplicado, a partir de Budynas, 2011.

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d^2/4} = \frac{0,577Sp}{Nd} \quad (5.35)$$

Sendo:

$Sp = 420 \text{ MPa}$ (escoamento do parafuso da categoria 5.6)

$Nd = 1,5$ (fator de serviço)

Parafusos M6

$$F = \frac{0,577Sp}{Nd} \times \frac{\pi \times d^2}{4} \quad (5.36)$$

$$F = 4,6 \text{ kN}$$

$To = 18350 \text{ Nmm}$

$Dist = 6,5 \text{ mm}$ (do centro do disco ao centro do parafuso)

$$F = \frac{T_o}{\text{Dist}} \quad (5.37)$$

$$F = 2,8 \text{ kN}$$

Caso fosse apenas um parafuso, o mesmo deveria executar uma força de 2,8 kN. Já que se trata de dois parafusos, cada um executa uma força de 1,4 kN. E, como foi calculado anteriormente, cada um deles suporta uma força de 4,6 kN. Portanto, eles não serão cisalhados devido ao torque realizado pelo atrito máximo na interface entre o pino e o disco.

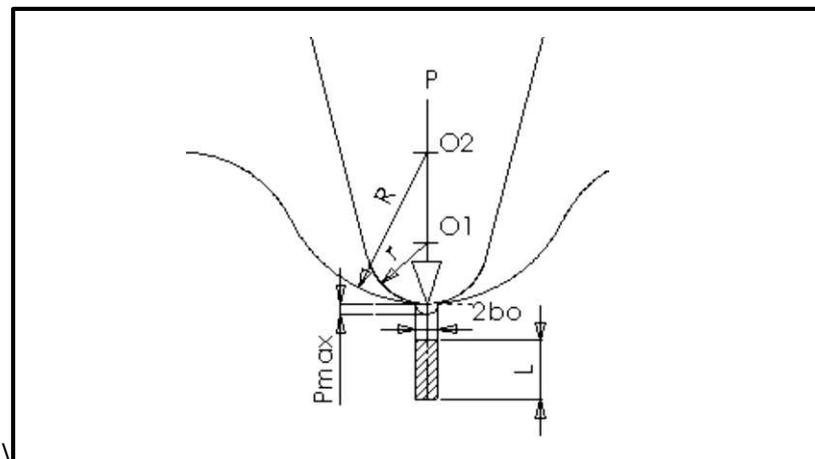
5.1.7 Dimensionamento do contato do fulcro de balança

O fulcro de balança é um conceito que visa aumentar a precisão por meio de um contato mais fino entre os eixos que garantirão o giro do braço. Como dados, estipulou-se a pressão máxima no contato entre os eixos de 310 MPa que é a resistência mínima de escoamento, para uma abordagem conservadora (BUDYNAS, 2011).

Dimensionamento dos raios:

Os raios foram dimensionados de forma iterativa, buscando-se medidas que fossem viáveis de serem fabricadas e que gerassem uma pressão aceitável nos contatos metálicos, por exemplo, o contato entre o eixo bloco e a placa estrutura.

Figura 16 - Representação esquemática do contato entre o eixo cunha e o eixo bloco; bo é a metade da espessura de contato e L é comprimento do contato.



Fonte: TRYLINSKI, 1971.

Sendo a pressão máxima, 310 MPa, e variando-se os raios, pode-se descobrir uma carga aplicada. Usando a fórmula de pressão máxima para eixo cunha e eixo bloco feitos do mesmo material, obtêm-se os seguintes raios (TRYLINSKI, 1971):

$$p_{\text{máx}} = 58 \times \sqrt{\frac{P}{L} \times \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right)} \quad (5.38)$$

$R=11,5$ mm e $r = 4,5$ mm;

Dimensionamento da força

$$F = \frac{p_{\text{máx}}^2 \times \pi \times l_e \times \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]}{\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1}} \quad (5.39)$$

$$F = 374,2 \text{ N}$$

Calculando a metade da largura do contato:

$$b_0 = \frac{2 \times \left\{ F \times \pi \times l_e \times \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}}{\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1}} \quad (5.40)$$

$$b_0 = 0,041 \text{ mm}$$

5.1.8 Dimensionamento das Chavetas

As chavetas foram projetadas segundo PROVENZA, 1990.

Cálculo da tensão nas chavetas foi de acordo com VASQUES, 2014.

$$F = 2 \times \frac{T}{d} \quad (5.41)$$

$$S_{sy} = 0,557S_y \quad (5.42)$$

$$FSc = \frac{S_{sy} \times t \times l}{2F} \quad (5.43)$$

Onde:

F = Força que atua na chaveta

T = Torque que atua na chaveta

d = diâmetro do eixo

S_{sy} = Limite de resistência ao cisalhamento

S_y = Limite de resistência à tração

FSc = Fator de segurança em relação ao cisalhamento

t = Espessura da chaveta

l = comprimento da chaveta

FSe = Fator de segurança em relação ao esmagamento

5.1.8.1 Chaveta do eixo disco e acoplamento elástico

- I. Material: Aço 1045; S_y = 570 MPa; t = 8 mm; l = 38 mm; d = 26 mm;
- II. T = 18305 Nmm
- III. F = 1408 N
- IV. S_{sy} = 329 MPa
- V. FSc = 70,3
- VI. FSe = 35

5.1.8.2 Chaveta eixo bloco fulcro de balança

- I. Material: Aço 1045; S_y = 570 MPa; t = 7,5 mm; l = 20 mm; d = 40 mm
- II. T = 32000 N mm (2 chavetas)
- III. F = 1600 N
- IV. S_{sy} = 329 Mpa

- V. $F_{Sc} = 30$
- VI. $F_{Se} = 15$

5.1.8.3 Chaveta eixo cunha fulcro de balança

- I. Material: Aço 1045; $S_y = 570$ MPa; $t = 11$ mm; $l = 23$ mm; $d = 40$ mm;
- II. $T = 32000$ Nmm (2 chavetas)
- III. $F = 1600$ N
- IV. $S_{sy} = 329$ Mpa
- V. $F_{Sc} = 52$
- VI. $F_{Se} = 26$

5.2 Discussão dos resultados

O resultado obtido foi o projeto em si, que atende à norma G99-95, reprovada em 2000, com grande flexibilidade no uso por conter um acionamento pneumático da carga a ser aplicada e versatilidade ao permitir testes de lubricidade para variados tipos de lubrificantes. O material predominante para construção deste projeto é o aço SAE 1045, que foi selecionado devido às suas propriedades, que atendem as exigências do projeto, além de ser de baixo custo, possuir boa usinabilidade e fácil de encontrar no mercado nacional, o que afeta positivamente no custo de fabricação.

O aparato prevê uma carga no pino máxima suportada de até 500 N, de acordo com as exigências do projeto e pela norma ASTM G99-95, o que exigirá uma força aplicada pelo pistão selecionado de 741 N enquanto a máxima força teórica permitida pelo fabricante FESTO é de 1121 N. Essa folga contribui para evitar insuficiência de força causada por algum pequeno vazamento acidental durante o teste.

Análise de fadiga foi de extrema importância, por se tratar de um equipamento que trabalha com cargas dinâmicas atreladas a movimentos cíclicos e repetitivos, para evitar falhas prematuras do equipamento.

Este trabalho teve base no projeto de Iglesias (2014) com o diferencial na utilização do pino com uma esfera na ponta e o objetivo de também executar testes com lubrificantes apresenta baixo custo, embora apresente a robustez mecânica exigida pelo equipamento. No final do teste, para determinar o coeficiente de atrito, serão medidas as escariações na esfera para determinar o grau de desgaste ocorrido no atrito entre os dois materiais em estudo, no

caso do teste de lubricidade, o adicional será a inserção de um filme lubrificante entre a esfera e o disco para análise de lubricidade.

No projeto de Iglesias (2014), os resultados apontaram sucesso no projeto da máquina, o que não será diferente deste, restando apenas o desenvolvimento da parte eletrônica para determinar a construção do aparato.

6 CONCLUSÃO

O projeto alcançou seus objetivos de maneira satisfatória ao permitir a elaboração de um aparato com a finalidade de obter coeficiente de atrito entre materiais e a lubricidade de óleos. Contou também com o desenvolvimento do modelo da máquina em 3D.

Este projeto está apto para suprir as necessidades do Laboratório de Lubrificação da UEMA, em um trabalho futuro, necessitando ainda implementar a parte eletrônica de captação dos dados, que não foi o escopo deste trabalho, mas também fica como sugestão para trabalhos futuros.

A máquina mostrou versatilidade e flexibilidade ao contar com a vertente de análise de lubricidade e a utilização do sistema pneumático para acionamento da carga que irá atuar no pino. Possíveis alterações no projeto ainda podem surgir após a construção da máquina, onde ficarão evidenciados, de maneira mais clara, os pontos que precisam ser melhorados para aprimorar a eficácia dos testes a serem desenvolvidos.

O projeto atenderá ainda uma necessidade de desenvolvimento de metodologias para avaliação da lubricidade de óleo biodegradáveis. O desenvolvimento de lubrificantes a base de óleos vegetais é a alternativa mais promissora para substituição dos óleos minerais e sintéticos derivados de fontes não renováveis e tóxicas ao meio ambiente.

Por fim, vale ressaltar que o projeto também foi desenvolvido com o intuito de redução de custo com foco a viabilizar sua construção e instalação no laboratório de lubrificação da Universidade Estadual do Maranhão.

REFERÊNCIAS

- AC²T. **Horizontal Pin-on-Disc Tribometer**. Disponível em:
<<http://www.ac2t.at/en/competences/pools/tribosystem-characterisation-tri/infrastructurepool-tri/>>. Acesso em 24 set.2017.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM). Standard G77-05(2010), Standard Test Method for Ranking Resistance of Materials to Sliding Wear Using Block-on-Ring Wear Test. ASTM International, West Conshohocken, PA, 2010
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM). Standard G99-95 (Reapproved 2000), **Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus**, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2000.
- Anais do 13º Encontro de Iniciação Científica e Pós-Graduação do ITA – XIII ENCITA / 2007**. Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP, Brasil, outubro, 01 a 04, 2007.
- BUDYNAS, R.G., NISBET, J.K., **Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica**. 8 ed. New York, Mc Graw Hill, 2011.
- CRISTINO V.A.M., SILVA C.M.A., ROSA P.A.R. e MARTINS P.A.F. “**Análise no ensaio de pino-no-disco na quantificação do coeficiente de atrito no corte ortogonal**”. In: Revista da Associação Portuguesa de Análise Experimental de Tensões, Lisboa. 2010.
- GARCIA, Amauri. **Ensaio dos Materiais**. 2.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- GGBearings. **Tribologia**. Disponível em:
<<https://www.ggbearings.com/pt/empresa/tribologia>>. Acesso em: 13 de outubro de 2017.
- IGLESIAS, Maurício Herranz de Araújo. **Projeto Mecânico de uma Máquina Pino-Disco para Obtenção do Coeficiente de Atrito entre Diferentes Materiais**. Projeto de Graduação - Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2014.
- JOST, H. P., 1990, **Tribology-origin and future**, *Wear*, v.136, pp.1-17.
- KAJDAS, C.; HARVEY, S.S.K.; WILUSZ, E. **Encyclopedia of tribology**. New York, USA: Elsevier, 1990. 486 p.
- KATO, K. Adachi, K., 2001, **Wear Mechanisms**, MODERN TRIBOLOGY HANDBOOK, Ed. CRC Press LLC Vol.2Cap 22.
- LAYARD, A.G., 1853, “**Discoveries in the Ruins of Nineveh and Babylon**, I and II, John Murray, Albemarle Street, London. Citado por: Bhushan, B., 1999, “Introduction – Measurement Techniques and Applications”. Hand book of Micro/Nanotribology. Ed. Bharat Bhushan Boca Raton: CRC Press LLC, Cap. 1.
- Provenza, Francesco, **PROJETISTA DE MÁQUINAS**, ed 71ª. São Paulo, Editora F. Provenza, 1990.

SINATORA, A., 2005, **Tribologia: um resgate histórico e o estado da arte**, Prova de Erudição, São Paulo.

SKF – Catálogo: **Rolamentos de esferas**. Disponível em: <<http://www.skf.com>>. Acesso em: 9 de novembro de 2017.

SKF. **Tribologia - uma história inspiradora**. Disponível em: <<http://www.skf.com/pt/news-and-media/news-search/2013-10-25-tribology-a-moving-story.html?switch=y>>. Acesso em 22 set. 2017.

STACHOWIAK, Gwidon W.;Batchelor, Andrew W. **Engineering Tribology**. 2.ed. Butterworth-Heinemann: Boston, 744 p., 2001.

TEXACO. **Apostila de Fundamentos de Lubrificação**. Disponível em: <<https://www.texaco.com.br/>>. Acesso em: 15 de novembro de 2017.

TRYLINSKI, W. 1971, **FINE MECHANISMS AND PRECISION INSTRUMENTS – PRINCIPLES OF DESIGN**. Warsaw, Pergamon Press.

UTS. **Tribometre T10/20**. Disponível em: <<http://www.uts-design.com/index.php?page=urundetay&uid=2>>. Acesso em 24 set. 2017.

Vasques, Ana Carolina Cortez de Omena, **Projeto Mecânico de uma Máquina de Ensaio de Fadiga Para Arames da Armadura de Tração de Dutos Flexíveis**, Graduação da Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2014.

VERDI, Josué. **Dispositivo Pino-Disco para Análise de Desgaste na Presença de Diesel e Biodiesel**. Porto Alegre. 2011. Dissertação. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais, PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO GRANDE DO SUL.

WINDARTA, M. Bin Sudin., BAHAROM, M.B. “**Prediction of Contact Temperature on Interaction between Rail and Wheel Materials Using Pin-on-Disc Method**”, In: Journal of Applied sciences, Perak. 2012.

YANG, L.J. **Pin-on-disc wear testing of tungsten carbide with a new moving pin technique**, In: Elsevier, Singapura. 1999.

ANEXOS

ANEXO A – ITENS DE VEDAÇÃO

Figura 17 - Dimensionamento do o-ring da tampa.

TRELLEBORG Trelleborg Sealing Solutions

Radial Outer Sealing | Radial Inner Sealing | Axial Sealing | inch millimeter

static dynamic

ISO Quick Search O-Rings + Housings | O-Ring Quick Search O-Ring dimensions

Input [mm]

	Nominal Size	Standard/Fit	Lower Tolerance	Upper Tolerance	Min. Dimension	Max. Dimension
Bore-Ø	d ₄ 126.000	H8*	0.000	0.063	126.000	126.063
Piston-Ø	d ₅ 126.000	f7*	-0.083	-0.043	125.917	125.957
Groove-Ø	d ₃ 120.600	h9*	-0.100	0.000	120.500	120.600
Groove Width	b ₁ 5.000	recom.	0.000	0.250	5.000	5.250
Groove Radius	r 0.300	recom.	-0.100	0.100	0.200	0.400
O-Ring Inside-Ø	d ₁ 117.07	ISO	-0.94	0.94	116.13	118.01
OR Cross-Section-Ø	d ₂ 3.53	ISO	-0.10	0.10	3.43	3.63

Temperature: °C 23 | Linear Thermal Expansion Coefficient 10⁻⁶ K⁻¹ 0

O-Ring Material Group: | O-Ring Material Hardness [IRHD]:

Calculation Results

	Concentric Position		Eccentric Position	
	min.	max.	min.	max.
Compression incl. R [%]	16.60	24.27	14.41	25.43
Compression incl. R [mm]	0.55	0.87	0.48	0.91
Gap g [mm]	0.022	0.073		0.146
Housing Fill [%]	61.44	76.00		
Stretch OR Inside-Ø [%]	2.11	3.85		
R [%]	1.78	2.76		
OR Cross-Section-Ø incl. R [mm]	3.34	3.57		
t [mm]	2.70	2.78		
Total Compression Force [N]				

Version 5.1

ISO = in accordance with ISO 3601-1 Class B
 R = Reduction in cross section due to elongation
 OR = O-Ring
 t = Radial Housing Depth (incl. gap)
 * = in accordance with ISO 286-2

Fonte: TRELLEBORG, 2017.

Figura 18 - Dimensionamento do o-ring do disco.

TRELLEBORG Trelleborg Sealing Solutions

Radial Outer Sealing | Radial Inner Sealing | Axial Sealing | inch millimeter

Internal pressure External pressure

ISO Quick Search O-Rings + Housings | O-Ring Quick Search O-Ring dimensions

Input [mm]

	Nominal Size	Standard/Fit	Lower Tolerance	Upper Tolerance	Min. Dimension	Max. Dimension
Groove Outside-Ø	d ₇ 117.000	H11*	0.000	0.220	117.000	117.220
Groove Inside-Ø	d ₆ 107.000	h11*	-0.220	0.000	106.780	107.000
Height of Seal Housing	h 3.000	optional	-0.050	0.050	2.950	3.050
Groove Radius	r 0.300	recom.	-0.100	0.100	0.200	0.400
O-Ring Inside-Ø	d ₁ 107.54	ISO	-0.88	0.88	106.66	108.42
OR Cross-Section-Ø	d ₂ 3.62	ISO	-0.10	0.10	3.52	3.72

Temperature: °C 23 | Linear Thermal Expansion Coefficient 10⁻⁶ K⁻¹ 0

O-Ring Material Group: | O-Ring Material Hardness [IRHD]:

Calculation Results

	min.	max.
Compression [%]	13.35	20.70
Compression [mm]	0.47	0.77
Housing Fill [%]	60.19	74.12
Stretch OR Inside-Ø [%]	-	0.32
Compression OR Outside-Ø [%]	-	-
Groove Width b ₁ [mm]	5.00	5.22
Total Compression Force [N]		

Version 5.1

ISO = in accordance with ISO 3601-1 Class B
 OR = O-Ring
 * = in accordance with ISO 286-2

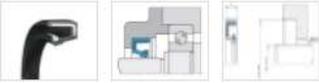
Fonte: TRELLEBORG, 2017.

Figura 19 - Seleção do retentor.

TSS type TRA and Stefa type CB - TRA000400-4N011 Back to Overview



Click here to enlarge.



TSS item no. TRA000400-4N011

[Add to cart](#) [Add to Favorites](#)

Installation Dimensions

Installation Dimensions	
Shaft diameter, d1 h11	40.0 mm
Bore diameter, d2 H8	50.0 mm
Width, b	8.0 mm
Seal Capabilities	
Min. Temperature	-40.0 °C
Max. Temperature	110.0 °C
Speed max.	30.0 m/s
Pressure max.	0.05 MPa

Fonte: TRELLEBORG, 2017.

ANEXO B – MOTOREDUTOR, ENCODER E VARIADOR DE FREQUÊNCIA SEW

Figura 20 - Seleção do eixo de saída, tipo de flange e forma construtiva do moto-redutor.

PT Pilot - Google Chrome

v5.ptpilot.com/PTPilot/C02.aspx#

File My Info Contacts Help NV If you remain inactive your session will expire in 1784 seconds.

Select Shaft and Flange styles. Then, select one or more Reducer Series.

Output Shaft

Shaft Type
Solid Shaft

Diameter
1.625"



Flange Style

No Flange
BS Flange - one side
Agitator Extension



W-Series

F-Series

K-Series

R-Series

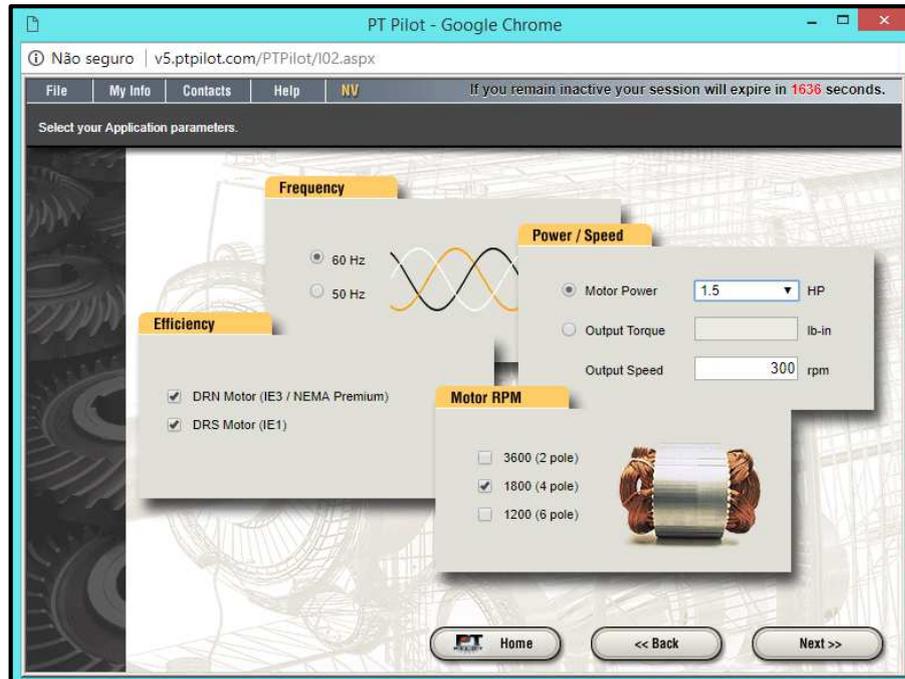
S-Series

ALL

PT Home << Back Next >>

Fonte: SEW, 2017.

Figura 21 - Seleção da frequência nominal, eficiência padrão, seleção da potência e rotação de saída e rotação do motor do moto-reductor.



Fonte: SEW, 2017.

Figura 22 - Seleção do fator de serviço (FS = 1), temperatura de trabalho e posição de funcionamento do moto-reductor.



Fonte: SEW, 2017.

Figura 23 - Seleção do moto-reductor baseado na rotação de saída mais próxima de 300 RPM.

The screenshot shows the PT Pilot web application interface. The user input section is as follows:

Input HP	1.5	Speed	300 rpm
Shaft	Solid Shaft	Torque	n/a lb-in
Flange	B5 Flange - one...	S.F.	1.0

The results table is as follows:

Model Number	Ratio	Input HP	Output RPM	Output Torque (lb-in)	Nameplate S.F.	Max OHL (lbs)	Price Factor
RXF87DRN90S4	5.56	1.5	317	290	6.80	1,500	1.26
RXF77DRN90S4	5.63	1.5	313	300	3.30	1,190	1.00
RF77DRN90S4	5.99	1.5	294	320	15.00	1,630	1.22

A callout box labeled "SPEED SORT" indicates: "Selection closest to your desired RPM is highlighted." The 300 rpm value in the table is highlighted.

Fonte: SEW, 2017.

Figura 24 - Conferência das especificações e seleção da voltagem do motor.

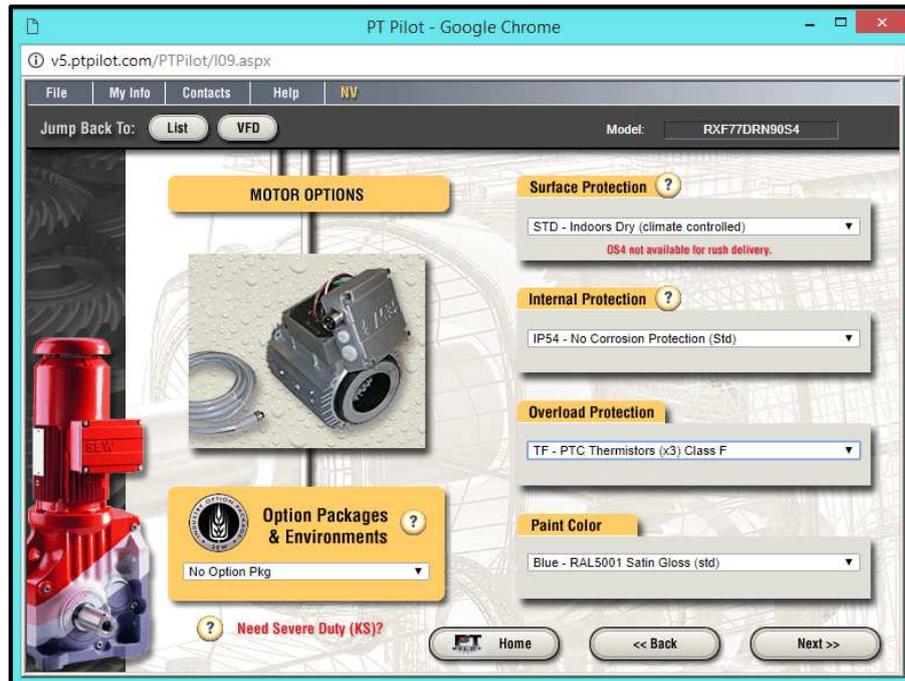
The screenshot shows the PT Pilot web application interface for motor specifications and voltage selection. The specifications are as follows:

Shaft Style	Solid Shaft
Flange Style	B5 Flange - one side
Frequency	60 Hz
Motor Power	1.5 HP
Output Speed	313 rpm
Nameplate S.F.	3.30
Output Torque	300 lb-in
Permissible OHL	1190 lb
Ratio	5.63
Primary Stages	1
Secondary Stages	0
Voltage	208 VAC

The motor voltage selection section shows a red motor image and four voltage options: 208, 460, 230, and 575. The 208 VAC option is selected.

Fonte: SEW, 2017.

Figura 25 - Seleção das propriedades padrão do motor.



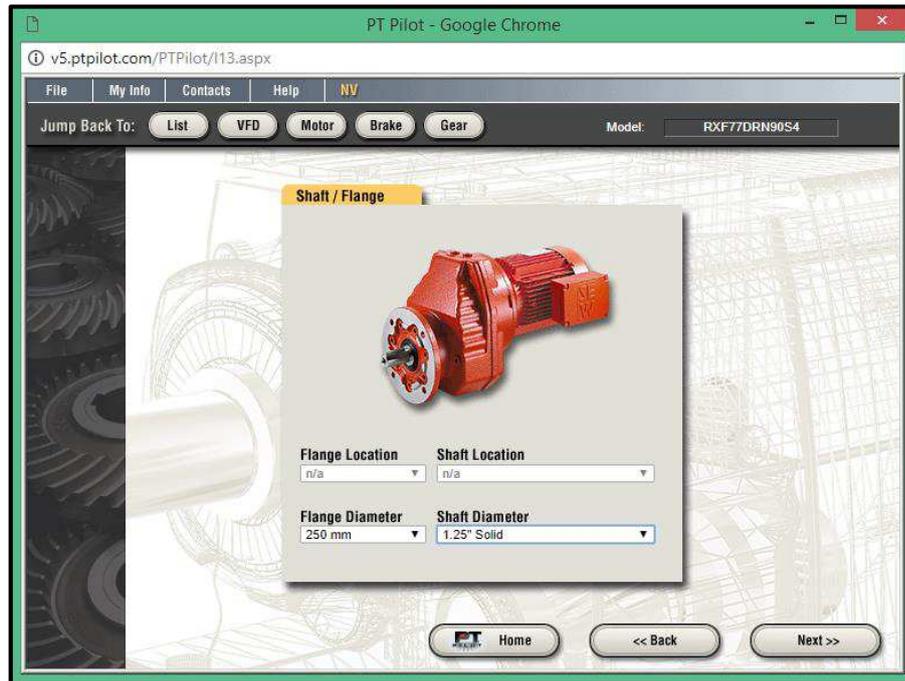
Fonte: SEW, 2017.

Figura 26 - Seleção das propriedades do redutor.



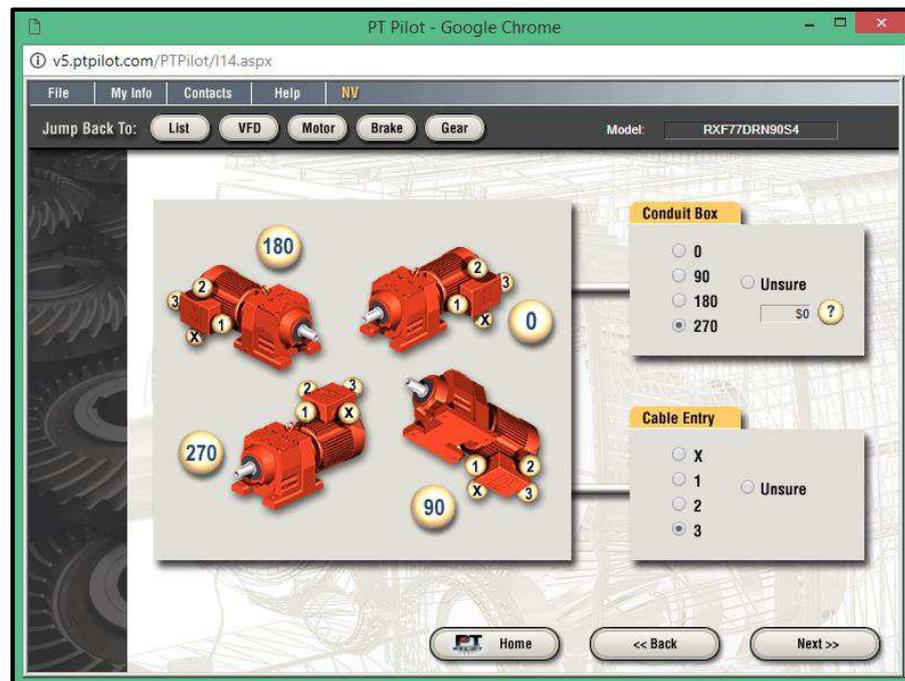
Fonte: SEW, 2017.

Figura 27 - Seleção do flange e do diâmetro do eixo de saída do redutor.



Fonte: SEW, 2017.

Figura 28 - Seleção da posição do cabo de alimentação.



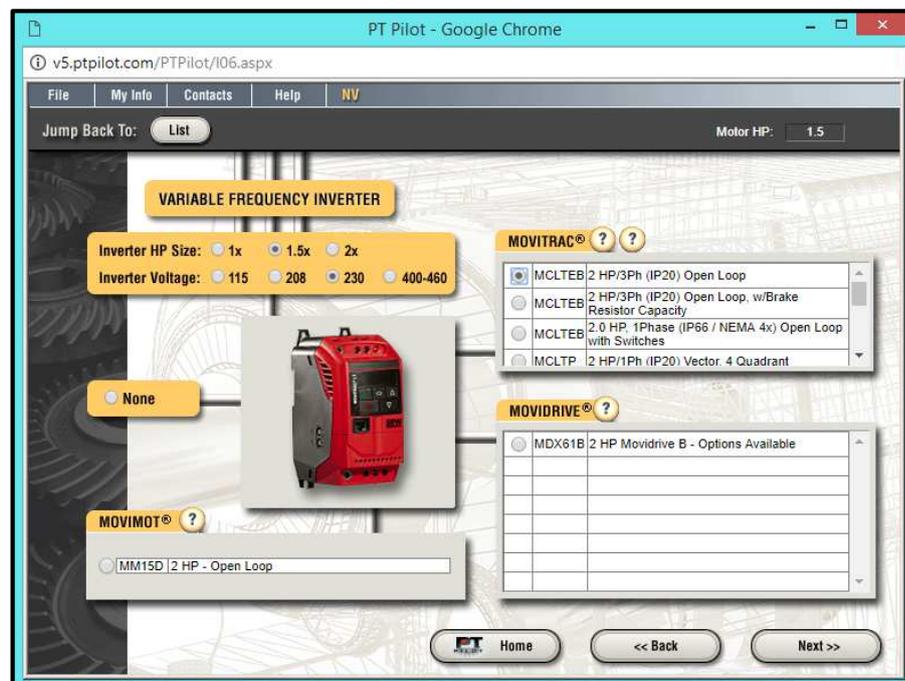
Fonte: SEW, 2017.

Figura 29 - Seleção do *encoder* e do comprimento do cabo do mesmo.



Fonte: SEW, 2017.

Figura 30 - Seleção do variador de frequência para 2 HP e trifásico.



Fonte: SEW, 2017.

ANEXO C – TRANSDUTOR DE FORÇA

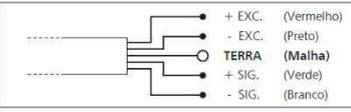
Figura 31 - Transdutor de Força Berman Load Cells BTS 200 kg.



Capacidades máximas	20, 50, 100 e 200 kg
Sensitividade	2,0 ± 0,2 mV/V
Erro total	± 0,02% da capacidade nominal
Creep (30 minutos)	± 0,02% da capacidade nominal
Compensação de zero	± 2% da capacidade nominal
Compensação de temperatura zero	± 0,03% da capacidade nominal/10°C
Compensação de temperatura span	± 0,03% da capacidade nominal/10°C
Resistência elétrica de entrada	410 ± 15Ω
Resistência elétrica de saída	350 ± 3Ω
Resistência de isolamento	≥ 2000 MΩ
Faixa de temperatura nominal	desde -10°C até +40°C
Limite de carga de segurança	150% da capacidade nominal
Sobrecarga de ruptura	300% da capacidade nominal
Tensão recomendada de excitação	10 VDC
Tensão máxima de excitação	15 VDC
Grau de proteção	IP 65
Material	Alumínio
Cabo	4 fios; 3m de comprimento; Ø 5 mm

BTS
Célula de carga Tipo "S"
20 kg ... 200 kg





Fonte: BTS, 2017.

ANEXO D – CÉLULA DE CARGA

Figura 32 - Especificações da célula de carga.

Specification	
Rated load:	100 N, 200 N, 400 N, 800 N
Non-linearity, terminal:	±0.1 % RL
Hysteresis:	±0.1 % RL
Creep, 20 min:	±0.1 % AL
Repeatability:	±0.02 % RL
Rated output, nominal:	2.2 mV/V
Rated output, rationalised:	2.0 mV/V ±0.1 % RL Rationalisation tolerance applies to single direction calibrations only
Zero load output:	±4 % RL
Temperature effect on rated output:	±0.002 % AL/K
Temperature effect on zero load output:	±0.005 % RL/K
Compensated temperature range:	-10 ... +50 °C
Operating temperature range:	-10 ... +80 °C
Supply voltage, recommended:	10 V
Supply voltage, max.:	10 V
Bridge resistance:	350 Ω
Insulation resistance, minimum at 50 VDC:	500 MΩ
Overload, safe:	120 % RL
Overload, ultimate:	200 % RL
Weight (excl. cable):	approx. 40 g to 50 g
Material:	ranges 100 N and 200 N: aluminium body and stainless steel case ranges 400 N and 800 N: stainless steel

Fonte: ALTHEN, 2017.

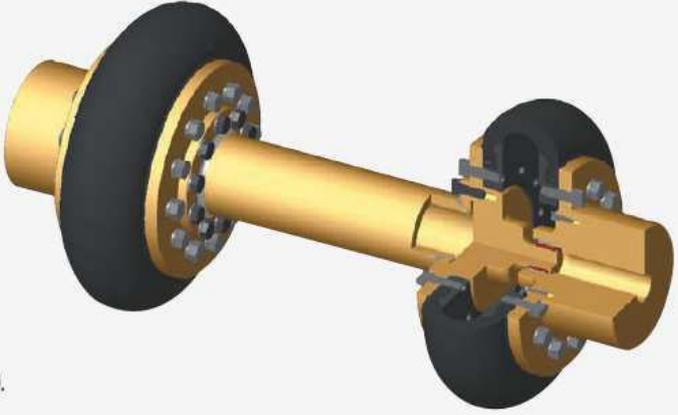
ANEXO E – CATÁLOGO VULKAN DRIVETECH

Figura 33 - Seleção do acoplamento elástico.

MÉTODO PRÁTICO DE SELEÇÃO

Verifique os seguintes dados:

- 1) Qual a potência a ser transmitida em CV [ou HP]. Se a potência estiver em [KW] multiplique por 1,36 para obter em CV [ou HP]
1 CV=1 HP = 1,36 KW.
- 2) Rotação do acoplamento em [rpm].
Deve ser menor que a rotação máxima do acoplamento.
- 3) Fator de serviço da aplicação FS. Ver tabela (próxima página).
- 4) Diâmetros dos eixos onde será montado o acoplamento. Verifique o diâmetro máximo.
- 5) Utilize a fórmula ao lado.
- 6) O torque nominal do acoplamento Tkn deve ser maior que o calculado.



$$T_{kn} \geq \frac{7162 \times CV \times FS}{rpm} \quad [Nm]$$

Fonte: VULKAN, 2014.

Tabela 3 - Seleção do fator de serviço para o acoplamento elástico.

FATOR DE SERVIÇO	
Agitadores	1,5
Bombas Alternativas	2,5
Bombas Centrífugas	1,3
Bombas de Fuso, Lóbulos	1,5
Calandras e Rolo de Prensa	2,0
Cilindros Secadores	1,75
Compressores Alternativos	3,0
Compressores Centrífugos	1,25
Compressores de Parafuso	1,0
Geradores	1,5
Rebobinadeiras	2,0
Mesas Rolante	2,5
Sopradores Centrífugos	1,5
Sopradores de Lóbulos	1,5
Transportadores Leves	1,5
Transportadores Pesados	1,75
Ventiladores Centrífugos	1,5
Ventiladores para Torre de Resfriamento	1,5

Obs.:

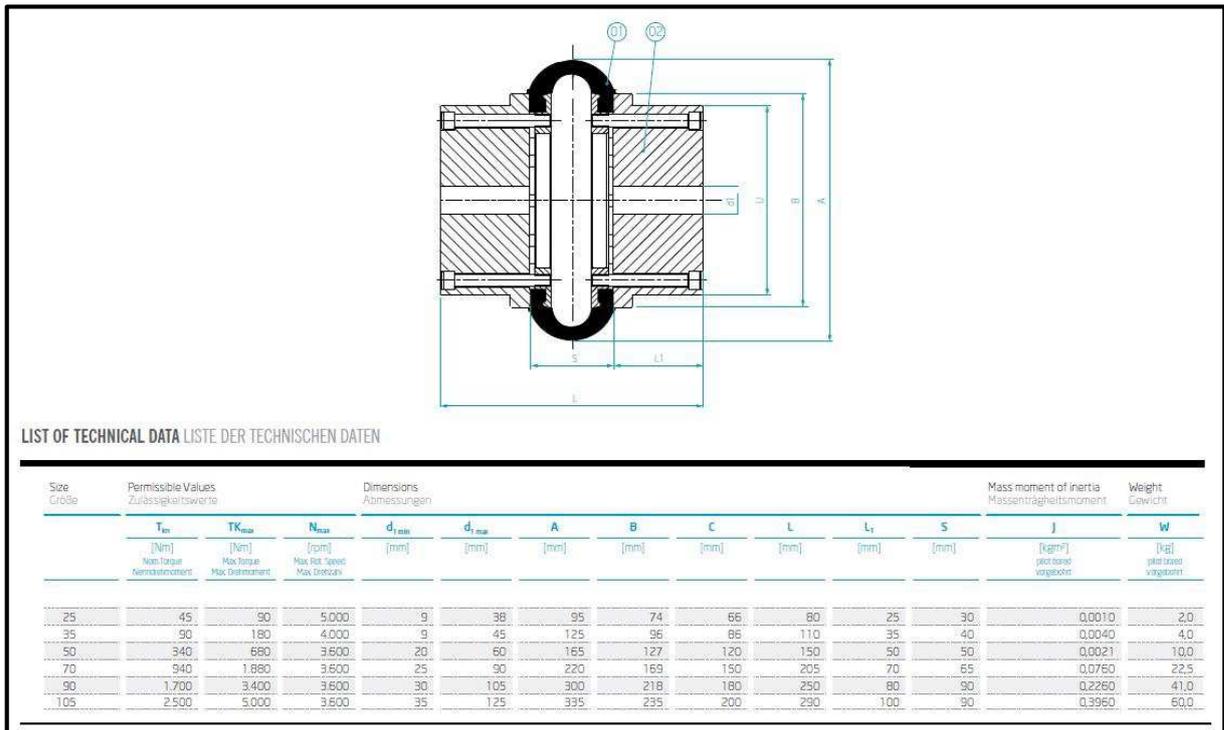
Os fatores de serviço acima são válidos para acionamentos por motores elétricos e turbinas.

O fator de serviço é função da intensidade de choques da máquina e da temperatura.

Quanto maiores a intensidade de choques e a temperatura, maior deve ser o fator. Temperatura máxima admissível = 80 °C.

Fonte: VULKAN, 2014.

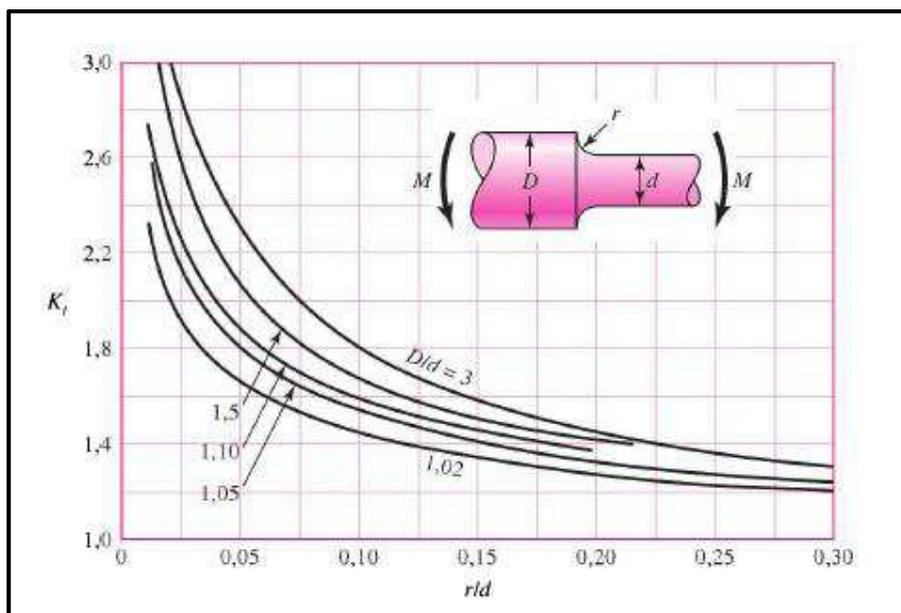
Figura 34 - Dimensões do acoplamento SPII 35 e dados técnicos.



Fonte: VULKAN, 2014.

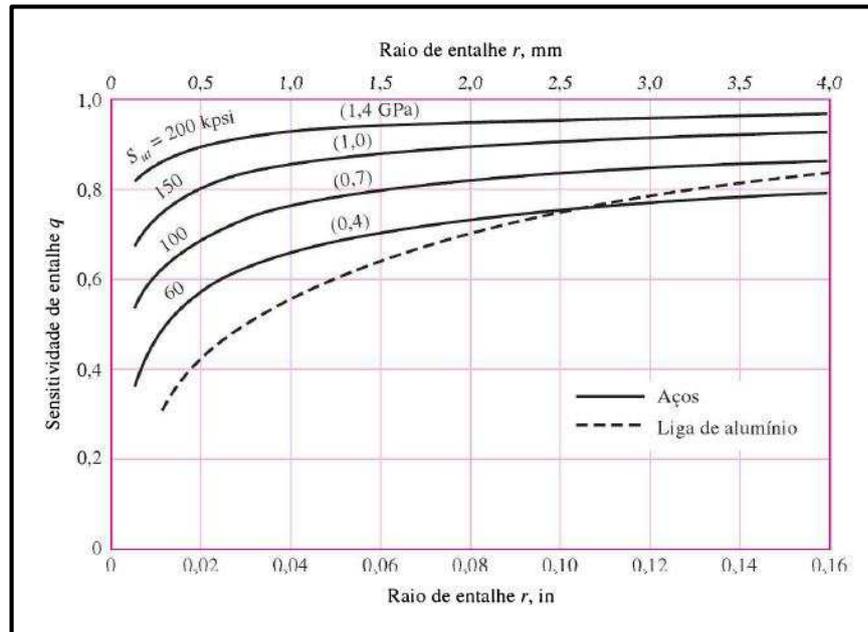
ANEXO F – CÁLCULO DAS SEÇÕES DOS EIXOS

Figura 35 - Dimensionamento das seções dos eixos.



Fonte: BUDYNAS, 2011.

Figura 36 – Cartas de sensibilidade ao entalhe de aços e ligas de alumínio.



Fonte: SHIGLEY, 2011.

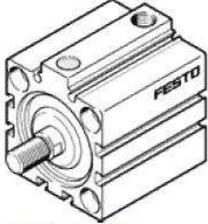
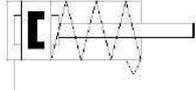
ANEXO G – PISTÃO PNEUMÁTICO FESTO

Figura 37 - Especificações técnicas do pistão pneumático.

Short stroke cylinder
AEVC-50-10-A-P-A
 Part number: 188256

FESTO

For proximity sensing, piston-rod end with male thread.

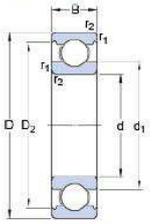
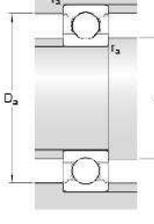
Data sheet

Feature	Value
Stroke	10 mm
Piston diameter	50 mm
Spring return force, retracted	40 N
Based on the standard	ISO 6431 Hole pattern VDMA 24562
Cushioning	P: Flexible cushioning rings/plates at both ends
Assembly position	Any
Mode of operation	single-acting pushing action
Design structure	Piston Piston rod
Position detection	For proximity sensor
Working pressure	1 ... 10 bar
Operating medium	Compressed air in accordance with ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Note on operating and pilot medium	Lubricated operation possible (subsequently required for further operation)
Corrosion resistance classification CRC	1 - Low corrosion stress
Ambient temperature	-20 ... 80 °C
Theoretical force at 6 bar, advance stroke	1,121 N
Moving mass	116 g
Product weight	630 g
Mounting type	Optional with through hole with accessories
Pneumatic connection	G1/8
Materials note	Free of copper and PTFE
Materials information for cover	Wrought Aluminum alloy Anodized
Materials information for seals	TPE-U(PU)
Materials information, housing	Wrought Aluminum alloy Anodized
Materials information for piston rod	High alloy steel

Fonte: FESTO, 2017.

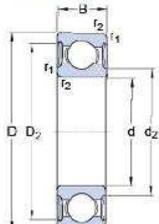
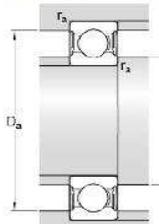
ANEXO H – ROLAMENTOS SKF

Figura 38 - Rolamentos 6006 inferior e superior do eixo do disco.

6006		SKF Explorer				
Dimensões						
						
Dados de cálculo						
d	30	mm	Classificação de carga dinâmica básica	C	13.8	kN
D	55	mm	Classificação de carga estática básica	C_0	8.3	kN
B	13	mm	Limite de carga de fadiga	P_u	0.355	kN
d_1	≈ 38.2	mm	Velocidade de referência		28000	r/min
D_2	≈ 49	mm	Velocidade-limite		17000	r/min
$r_{1,2}$	min. 1	mm	Fator de cálculo	k_r	0.025	
			Fator de cálculo	f_0	15	
Dimensões do encosto						
						
d_a	min. 34.6	mm				
D_a	max. 50.4	mm				
r_a	max. 1	mm				
Massa						
			Massa do rolamento		0.12	kg

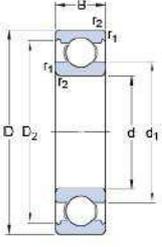
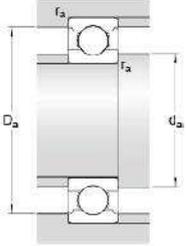
Fonte: SKF, 2017.

Figura 39 - Rolamento 61906 - 2RS1 superior do eixo estrutura.

61906-2RS1					
Dimensões					
					
Dados de cálculo					
d	30	Classificação de carga dinâmica básica	C	7.28	kN
D	47	Classificação de carga estática básica	C_0	4.55	kN
B	9	Limite de carga de fadiga	P_u	0.212	kN
D_2	≈ 42.7	Velocidade-limite		8500	r/min
$r_{1,2}$	min. 0.3	Fator de cálculo	k_r	0.02	
		Fator de cálculo	f_0	14.4	
Dimensões do encosto					
					
d_a	min. 32	Massa do rolamento		0.051	kg
d_a	max. 34				
D_a	max. 45				
r_a	max. 0.3				

Fonte: SKF, 2017.

Figura 40 - Rolamento 62/22 inferior do eixo estrutura.

62/22			Dados de cálculo			
Dimensões			Dimensões do encosto			
						
d	22	mm	Classificação de carga dinâmica básica	C	14	kN
D	50	mm	Classificação de carga estática básica	C ₀	7.65	kN
B	14	mm	Limite de carga de fadiga	P _u	0.325	kN
d ₁	≈ 32.2	mm	Velocidade de referência		30000	r/min
D ₂	≈ 44	mm	Velocidade-limite		19000	r/min
r _{1,2}	min. 1	mm	Fator de cálculo	k _r	0.025	
			Fator de cálculo	f ₀	14	
d _a	min. 27.6	mm	Massa			
D _a	max. 44.4	mm	Massa do rolamento		0.12	kg
r _a	max. 1	mm				

Fonte: SKF, 2017.