



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MATHEUS HENRIQUE OLIVEIRA SOARES

**SÍNTESE DE UM FREIO SIMPLIFICADO E DE EMERGÊNCIA PARA
ELEVADORES DO TIPO CREMALHEIRA**

JOÃO PESSOA

Junho/2018

MATHEUS HENRIQUE OLIVEIRA SOARES

**SÍNTESE DE UM FREIO SIMPLIFICADO E DE EMERGÊNCIA PARA
ELEVADORES DO TIPO CREMALHEIRA**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, na Universidade Federal da Paraíba (UFPB), Campus I, como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jose Gonçalves de Almeida

JOÃO PESSOA

2018

MATHEUS HENRIQUE OLIVEIRA SOARES

**SÍNTESE DE UM FREIO SIMPLIFICADO E DE EMERGÊNCIA PARA
ELEVADORES DO TIPO CREMALHEIRA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado pelo acadêmico MATHEUS HENRIQUE OLIVEIRA SOARES, do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba - UFPB, tendo obtido o conceito _____, conforme a apreciação da Banca Examinadora:

Aprovado em ____ de _____ de 2018.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jose Gonçalves de Almeida
(Orientador - UFPB)

Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina
(Examinador - UFPB)

Eng.º Hélio Artur Falcão Menezes

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

S676s Soares, Matheus Henrique Oliveira.

SÍNTESE DE UM FREIO SIMPLIFICADO E DE EMERGÊNCIA
PARA ELEVADORES DO TIPO CREMALHEIRA / Matheus Henrique
Oliveira Soares. - João Pessoa, 2018.

51 f. : il.

Orientação: Jose Gonçalves de
Almeida.
Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Freio. 2. Elevadores. 3. Emergência. 4. Cremalheira.
5. Acionamento. I. Almeida, Jose Gonçalves de.
II. Título.

UFPB/BC

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, à minha família e amigos que dividiram esta trajetória com tanta alegria e determinação. Saibam que cada caloria de energia gasta por mim, sempre foi metade em minha função e a outra metade por todos que me depositaram confiança. Todo este esforço foi para que pudessem ter orgulho do profissional que irei me tornar. Um dos mais belos sentimentos desta vida é a gratidão, e é isto que tenho por todos vocês.

“Dediquem-se ao máximo nesta vida, mas não se esqueçam de sorrir pelo caminho”

Lista de Figuras

Figura 1 Demonstração Histórica	12
Figura 2 Elevador Elétrico	13
Figura 3 Elevador Cremalheira.....	15
Figura 4 Princípio de Pascal	16
Figura 5 Elevador Hidráulico	17
Figura 6 Freio Tipo Cunha	18
Figura 7 Sapatas Internas	20
Figura 8 Sapatas Externas	21
Figura 9 Freio Cinta	22
Figura 10 Disco de Freio	22
Figura 11 Freio cônico	23
Figura 12 Acoplamento por Atrito.....	24
Figura 13 Freio de Emergência.....	27
Figura 14 Freio Comercial na Cremalheira	28
Figura 15 Pinhão do sistema de Freio	32
Figura 16 Projeto Idealizado	33
Figura 17 Disco de freio.....	34
Figura 18 Elementos do Sistema de Freio	38
Figura 19 Elementos Acionadores	41
Figura 20 Solenóide	42
Figura 21 Amplificação da Força	43
Figura 22 Cilindro e Molas para retorno	44
Figura 23 Molas de Retorno do disco	47

Lista de Tabelas

Tabela 1 Coeficiente de Atrito.....	19
Tabela 2 Dados Iniciais	29
Tabela 3 Dados dos Materiais	35
Tabela 4 Dados do Solenóide	42
Tabela 5 Dados do Fluido de Freio.....	46
Tabela 6 Tabela de Custos.....	48

RESUMO

O presente trabalho de conclusão de curso faz o estudo de um freio simples que serve, também, como freio de emergência. O mesmo é do tipo mecânico e se aplica a elevadores de cremalheira, e será analisado suas condições de operação, dimensionamento e acionamento. Este projeto tem como objetivo criar um sistema de freio mecânico de segurança tomando como referencia alguns parâmetros reais sobre os freios de segurança ofertados no Brasil. O estudo inicia-se pelos principais tipos de elevadores, principais tipos de freio, acoplamentos por atrito, determinação das forças e torques necessários para que seja possível a frenagem e se conclui com o encadeamento de um mecanismo de acionamento elétrico para as situações de emergência.

Palavras-chave: Freio. Elevadores. Emergência. Cremalheira. Acionamento.

ABSTRACT

The present work of course completion makes the study of a mechanical emergency brake for rack lifts, aiming to analyze their conditions of operation, design and drive. This project aims to create a mechanical safety brake system taking as reference some real parameters on the safety brakes offered in Brazil. The study begins with the main types of lifts, main types of brake, friction couplings, determination of the forces and torques necessary for braking to be possible and concluding with the connection of an electric drive mechanism for emergency situations.

Keywords: *Brake. Elevators. Emergency. Rack.Drive.*

Sumário

Capítulo 1	11
Introdução.....	11
1.1. O projeto	11
1.2. Objetivo	11
1.2.1. Objetivos específicos	11
Capítulo 2	12
Elevadores	12
2.1. História dos Elevadores	12
2.2. Principais Tipos de Elevadores	13
2.2.1. Elevador do Tipo Elétrico	13
2.2.2. Elevador do Tipo Cremalheira	14
2.2.3. Elevador do Tipo Hidráulico.....	16
Capítulo 3	18
Mecanismos do Freio	18
3.1. O Atrito.....	19
3.2. Tipos de Acoplamentos por Atrito	20
3.2.1. Freio a Tambor com Sapatas Internas.....	20
3.2.2. Freio a Tambor com Sapatas Externas.....	21
3.2.3. Freio do Tipo Cinta.....	21
3.2.4. Freio a Disco ou de Contato axial.....	22
3.2.5. Freio Tipo Cone.....	23
3.3. Dimensionamento dos Acoplamentos por Atrito	24
3.3.1. Modelagem por Pressão Constante.....	24
3.3.2. Modelagem por Desgaste Uniforme	25
Capítulo 4	27
Freio de Emergência Comercial para Elevadores Cremalheira	27
4.1. Normas Vingentes	27
Capítulo 5	29
Projeto do Sistema de Freio.....	29
5.1. Premissas	29
5.2. Análise cinemática	29
5.3. Análise Dinâmica	30
5.3.1. Torque a ser vencido no pinhão.....	31

5.4. Escolha do Tipo de Freio	32
5.4.1. Torque Gerado pelo Freio	35
5.4.2. Toque Gerado pela Rotação do Disco	35
5.5. Condição para a Frenagem	38
5.6. Considerações Sobre a Energia	39
5.7. Dissipação de Calor do Disco	40
Capítulo 6	41
Acionamento do Sistema	41
6.1. Escolha do Mecanismo de Acionamento	41
6.2. Seleção do Solenóide	41
6.3. Transmissão da Força	42
6.4. Componentes do Sistema Acionado Hidraulicamente.....	45
6.4.1. O Fluido	45
6.4.2. Molas	46
6.4.3. Cilindro de Freio.....	47
6.4.4. Levantamento dos custos do sistema	47
Capítulo 7	49
Conclusão	49
Referências	50
Anexo	51

Capítulo 1

Introdução

Freios de emergência são elementos de máquinas importantes para a segurança de pessoas, cargas e do próprio sistema mecânico em operação. Para o caso de transportes verticais como os elevadores, estes dispositivos devem garantir que o sistema se mantenha sob condições ideais em casos de situações de perigo.

1.1. O projeto

A formulação do problema consiste no projeto de um freio mecânico que deverá ser acionado para garantir a parada do elevador em circunstâncias de perigo.

O elevador em questão será projetado para o transporte de pessoas e pequenas cargas, sendo o mesmo, do tipo cremalheira que será descrito no capítulo a seguir.

1.2. Objetivo

Criar um sistema de freio mecânico de segurança tomando como referencia alguns parâmetros reais sobre os freios de segurança ofertados no Brasil.

1.2.1. Objetivos específicos

- Analisar as forças e torques necessários para garantir a frenagem total da estrutura do elevador cremalheira.
- Buscar os elementos de maquinas necessários para que o projeto tenha condições de transmitir a força necessária para que a frenagem ocorra.
- Desenvolver um sistema de acionamento de segurança para que o sistema de frenagem seja ativado em circunstâncias de emergência.

Capítulo 2

Elevadores

2.1. História dos Elevadores

Acredita-se que já no antigo Egito existiam rudimentares guindastes que funcionavam por amarrações, alavancas e apoios. A história daquela época relata situações na qual a água era retirada de rios por meio de tração animal ou humana. Outros creditam o primeiro feito nesta área a um engenheiro romano. Há relatos, ainda, de que o grego Arquimedes projetou um sistema com roldanas para içar verticalmente as cargas (LEVER ENGENHARIA, 2015).

Embora não se tenha absoluta certeza de quem ou quando foi arquitetado, os fatos demonstram que o elevador rudimentar era utilizado apenas para transporte vertical de cargas. Não existiam sistemas de segurança que tornassem o equipamento apto ao transporte de pessoas.

Já no século XIX, por meio dos avanços e reflexos da revolução industrial, Elisha Grave Otis desenvolveu uma espécie de trilhos com ranhuras triangulares. Tais ranhuras permitiam que a plataforma do elevador tivesse sustentação em caso do rompimento dos cabos. Esse fato foi o marco para a evolução do elevador. É considerado o meio de transporte mais seguro. (LEVER ENGENHARIA, 2015).

Figura 1 Demonstração Histórica



Fonte: SOS Elevadores

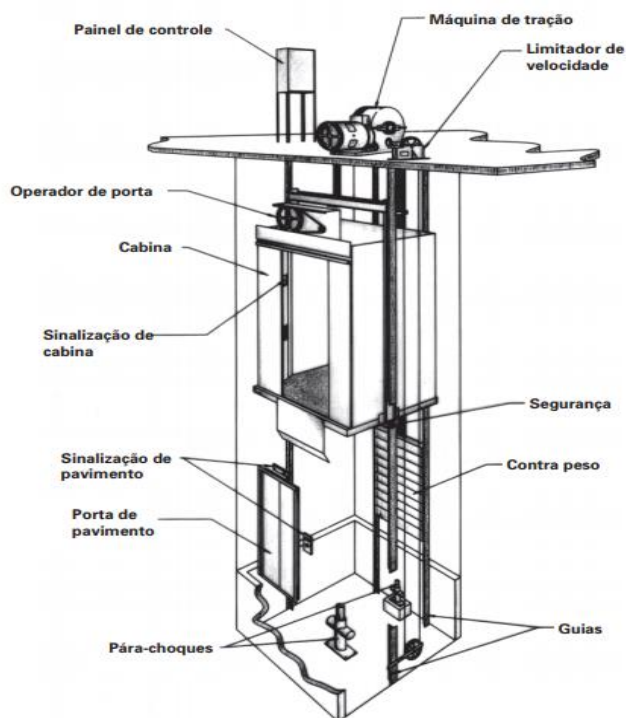
2.2. Principais Tipos de Elevadores

Nesta seção será possível a identificação dos tipos mais comuns de elevadores, seja para transporte de passageiros, tanto com para o transporte de cargas mais acentuadas. Trará também os principais constituintes de cada sistema de elevador, pois o presente trabalho, irá se basear no elevador do tipo cremalheira. Deste modo, uma boa revisão teórica se faz necessária para o decorrer do projeto.

2.2.1. Elevador do Tipo Elétrico

Segundo (ATLAS SCHINDLER, 2009), a cabina é montada sobre uma plataforma, em uma armação de aço constituída por duas longarinas fixadas em cabeçotes (superior e inferior). O conjunto cabina armação e plataforma são denominados de carro. A figura 2 ilustra o modelo básico de um elevador do tipo elétrico com seus principais componentes que serão citados pela Schindler.

Figura 2 Elevador Elétrico



Fonte: Atlas Schindles

O contrapeso consiste em uma armação metálica formada por duas longarinas e dois cabeçotes, onde são fixados pesos. Tanto a cabina como o contrapeso deslizam pelas guias, através de corrediças.

As guias são fixadas em suportes de aço, os quais são chumbados em vigas, de concreto ou de aço, na caixa. O movimento de subida e descida do carro e do contrapeso é proporcionado pela máquina de tração, que imprime à polia a rotação necessária para garantir a velocidade especificada para o elevador. A aceleração e o retardamento ocorrem em função da variação de corrente elétrica no motor. A parada é possibilitada pela ação de um freio instalado na máquina.

Além desse freio normal, o elevador é dotado de um freio de segurança para situações de emergência. O freio de segurança é um dispositivo fixado na armação do carro ou do contrapeso, destinado a pará-los, de maneira progressiva ou instantânea, prendendo-os às guias quando acionado pelo limitador de velocidade. Sua atuação é mecânica. O limitador de velocidade, por sua vez, é um dispositivo montado no piso da casa de máquinas ou no interior da caixa, constituído basicamente de polia, cabo de aço e interruptor. Quando a velocidade do carro ultrapassa um limite preestabelecido, o limitador aciona mecanicamente o freio de segurança e desliga o motor do elevador.

2.2.2. Elevador do Tipo Cremalheira

O Sistema de redução e transmissão de movimento por pinhão e cremalheira, foi inventado por Leonardo da Vinci (1452-1519), sendo utilizado por Werner Siemens em 1880, como segurança para seu primeiro elevador elétrico. Em 1890, Elisha Otis (Pai da segurança nos elevadores), aplicou o conceito de pinhão e cremalheira, aumentando a segurança de elevadores verticais e inclinados de caráter provisório (na Torre Eiffel – Paris), sendo o mais seguro até hoje, (GSXBRASIL, 2018).

Os elevadores do tipo cremalheira funcionam a partir do movimento de uma estrutura dentada, denominada de pinhão, sobre outra estrutura também dentada disposta verticalmente, chamada de cremalheira. Seu acionamento é feito por meio de motores acionados eletricamente e situados na cabina. Quando em funcionamento, a rolagem do pinhão sobre a cremalheira faz com que a cabina se desloque verticalmente, pois seu motor está diretamente ligado ao pinhão, fazendo com que toda a estrutura se

desloque por meio de sua rolagem sobre a cremalheira. A figura 3 mostra um modelo representativo de um elevador do tipo cremalheira.

Figura 3 Elevador Cremalheira



Fonte: Tencipar Elevadores

Este tipo de elevador possui custo baixo de instalação. Para situações em que o elevador possui um caráter provisório, o investimento em um sistema de cremalheira é extremamente vantajoso, já que confere praticidade durante o processo de construção, ao mesmo tempo em que demanda um valor baixo.

A capacidade do elevador com sistema de pinhão e cremalheira é extremamente vantajosa, com equipamentos que empreguem uma tecnologia de contrapeso, que é responsável pelo balanceamento entre a carga transportada e a estrutura motora, o elevador pode carregar até 2.000 kgf.

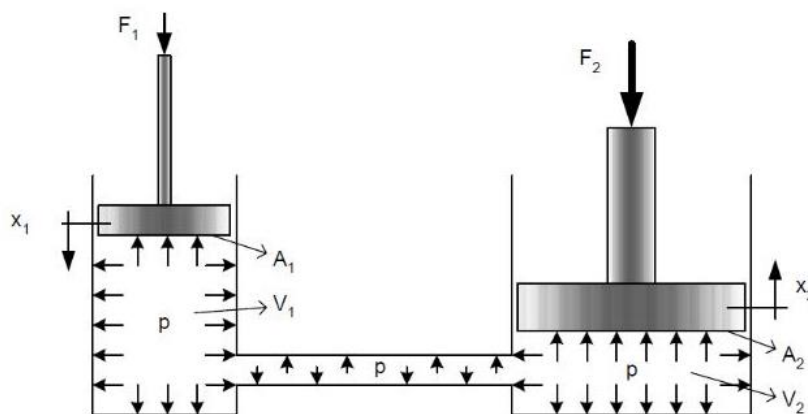
Para este tipo de elevador, geralmente é empregado um sistema de segurança extremamente eficaz, dotado de freios de segurança.

De acordo com (TENCIPAR, 2010), o freio de emergência é acionado automaticamente pela força centrífuga, no caso de acontecer alguma falha mecânica ou elétrica, ou seja, em todos os casos em que a velocidade nominal de trabalho for excedida, ele atuará automaticamente estancando a queda.

2.2.3. Elevador do Tipo Hidráulico

O elevador hidráulico foi inventado ainda no século XIX, pelo engenheiro Richard Dudgeon. Usando o Princípio de Pascal que, basicamente, indica que todo fluido submetido a uma pressão específica irá se expandir em todas as direções até que atinja o recipiente no qual o mesmo está armazenado. Tal conceito pode ser observado na figura 4 a seguir.

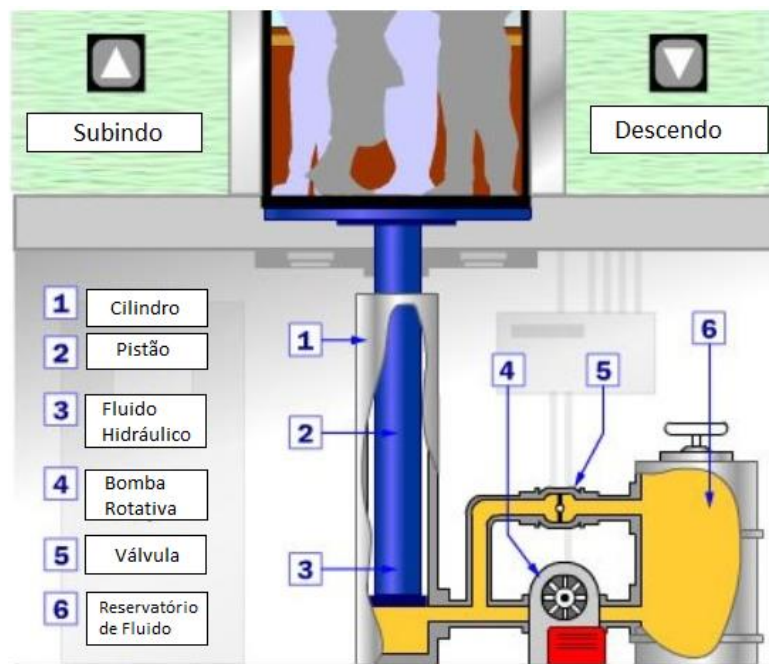
Figura 4 Princípio de Pascal



Fonte: Hidro LTDA

Usando esse princípio o elevador hidráulico basicamente funciona acionado por uma unidade hidráulica movida por um motor elétrico, onde esta unidade gera a força e expansão dos fluidos que realizam a movimentação dos cilindros hidráulicos elevando a carga do elevador. A ilustração da figura 5 demonstra os componentes do sistema.

Figura 5 Elevador Hidráulico



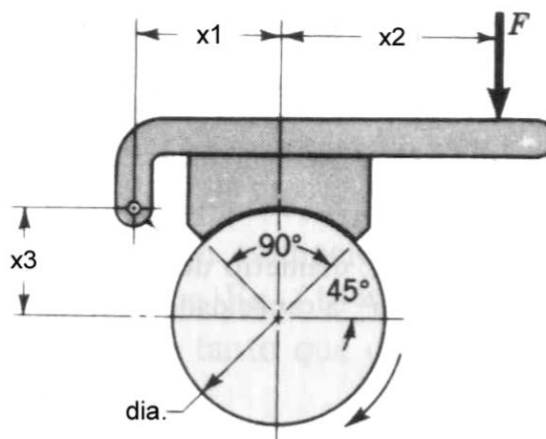
Fonte: Mega Sul Elevadores

Capítulo 3

Mecanismos do Freio

Os freios surgiram a partir da necessidade de parar algo que se deslocava ou impedir que algo se deslocasse. É um caso específico de uma classe de elementos de máquinas chamada de acoplamentos por atrito. Os primeiros freios eram do tipo cunha e serviam apenas para impedir que um movimento se iniciasse. Os freios com alavanca vieram como uma evolução surpreendente, pois permitiam ao condutor realizar um esforço de frenagem grande quando comparado com a pequena força que empregava para acionar os freios. No entanto, este tipo de freio só se tornou importante a partir do momento que o homem construiu veículos com tração alternativa: ele não mais arrastava ou puxava as cargas, outros animais o faziam (JUNIOR, 2012). A figura 6 ilustra o tipo de freio mencionado.

Figura 6 Freio Tipo Cunha



Fonte: Júnior 2012

Se o esforço a ser transmitido for muito grande, a aderência entre as superfícies limitará a transmissão, fazendo com que as superfícies escorreguem e o esforço não passe pelo acoplamento. Esse é o princípio que norteia o uso de acoplamentos de atrito como limitadores de torque. Na realidade, também haverá escorregamento quando as velocidades forem diferentes, e o esforço máximo que pode ser transmitido depende do coeficiente de atrito dinâmico entre os materiais em contato. Quando os eixos se

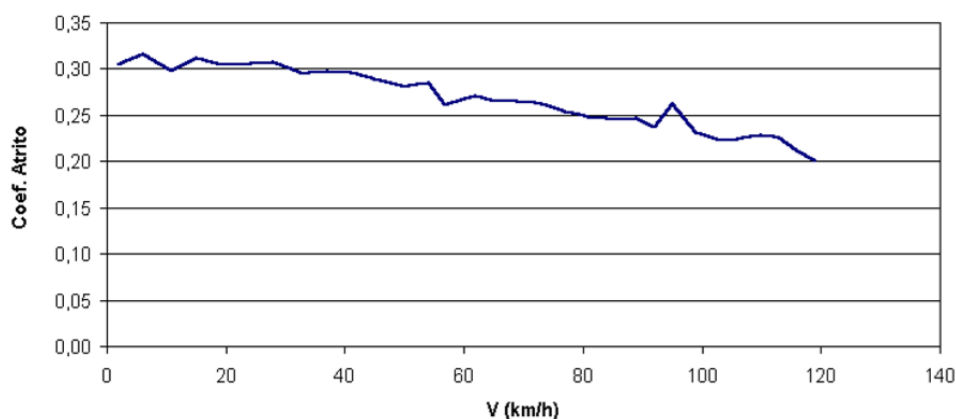
acoplam, obviamente com a mesma velocidade, o coeficiente de atrito estático passa a ser o fator que limita o esforço a ser transmitido (JUNIOR, 2012).

3.1. O Atrito

É possível dividir o estudo do atrito em dois tipos básicos: estático e dinâmico, definindo também um parâmetro adimensional denominado coeficiente de atrito, sendo ele estático ou dinâmico para representar seu efeito. Este parâmetro é uma medida da resistência ao movimento de um corpo em contato com outro corpo quando ambos se movem em velocidades diferentes. Estudos demonstram que o coeficiente de atrito estático entre dois materiais é maior que o dinâmico em condições equivalentes.

Ambos dependem das características dos materiais e de fatores tais como acabamento, rugosidade, lubrificação, limpeza, contaminação, etc. O coeficiente de atrito dinâmico também pode variar com a diferença de velocidade entre as superfícies, mas esta é uma característica geralmente desconsiderada nos materiais normalmente utilizados em freios, já que o este alcança um valor estável a partir de baixas velocidades. A tabela a seguir ilustra o coeficiente de atrito em função de velocidade.

Tabela 1 Coeficiente de Atrito



Fonte: Júnior 2012

Acima é mostrado o comportamento real de um material de atrito em uma frenagem a partir de 128 km/h, no LAFER - Unicamp. Conforme a velocidade diminuía, aumentava o coeficiente de atrito, conforme esperado. (JUNIOR, 2012).

Portanto, em projetos de sistemas de freios, é importante a análise sobre os efeitos do coeficiente de atrito para que seja possível o dimensionamento de forma segura.

3.2. Tipos de Acoplamentos por Atrito

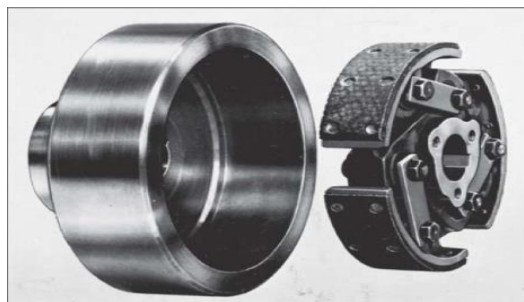
Conforme (SHIGLEY, 2016), o torque transmitido pelo acoplamento por atrito, está relacionado à força atuante, ao coeficiente de atrito e à geometria da embreagem ou do freio. Esse é um problema de estática que deve ser estudado separadamente para cada configuração geométrica. Porém, o aumento de temperatura está relacionado à perda de energia e pode ser estudado sem atender ao tipo de freio ou embreagem, uma vez que a geometria de interesse é aquela das superfícies dissipativas de calor.

Os diversos tipos de freios podem ser classificados como se segue nos próximos tópicos.

3.2.1. Freio a Tambor com Sapatas Internas.

O freio de tambor de sapatas internas é utilizado normalmente como freio traseiro de veículos de passeio ou como freio de caminhões e ônibus. Consiste também de duas ou mais sapatas que são aplicadas contra um tambor de freios, mas na face interna deste. Para tambores cilíndricos sólidos, fica difícil imaginar como as sapatas poderiam ser aplicadas na face interna, mas se considerarmos o tambor como um anel ou um cilindro vazado as sapatas podem ser colocadas no interior ou sobre a superfície externa, causando o mesmo efeito de frenagem.

Figura 7 Sapatas Internas

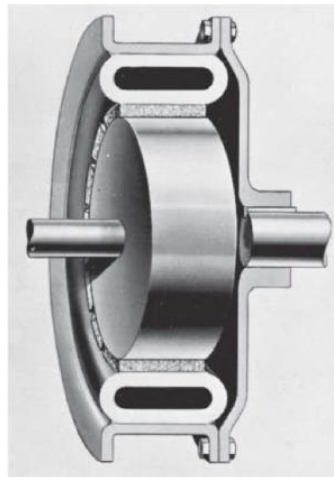


Fonte: Shigley

3.2.2. Freio a Tambor com Sapatas Externas.

Normalmente é composto de duas sapatas simetricamente dispostas em torno de um tambor, que é ligado a carga a ser freada. Quando o freio é acionado, o conjunto de alavancas atua no sentido de aplicar pressão entre as sapatas, que contém o material de atrito substituível, e o tambor.

Figura 8 Sapatas Externas

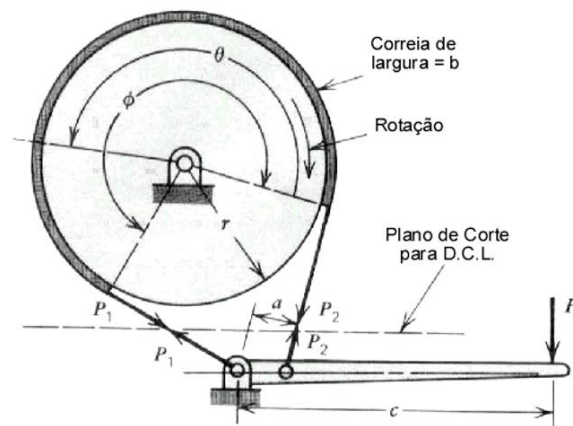


Fonte: Shigley

3.2.3. Freio do Tipo Cinta

Um tipo especial de freio é o freio de cinta, utilizado principalmente em máquinas de levantamento. Consiste basicamente em uma correia plana enrolada em torno de um tambor, e que impede o movimento desta, quando acionada.

Figura 9 Freio Cinta



Fonte: Júnior 2012

3.2.4. Freio a Disco ou de Contato axial

Um freio a disco é basicamente uma embreagem à seco na qual um dos elementos trabalha em rotação nula. Assim, o disco, que normalmente é o elemento ligado ao eixo girante, é acoplado a um eixo com velocidade nula através de uma pinça. Essa está presa à estrutura do veículo ou dispositivo. A pinça pode ter acionamento pneumático, como em veículos ferroviários e alguns freios de caminhões e ônibus; hidráulico, como na maioria dos veículos comerciais de pequeno porte, ou outro (elétrico, magnético, por esforço centrífugo). A seguir, a figura 10 ilustra este tipo de freio.

Figura 10 Disco de Freio



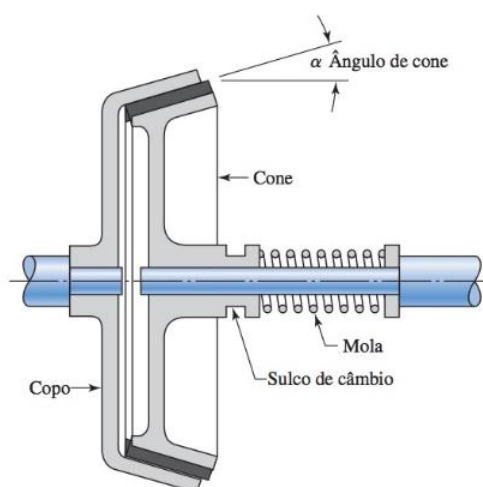
Fonte: Deposit photos

As pastilhas de freio, que fazem a função da placa de pressão e do volante nas embreagens, ocupam uma pequena parcela da área total do disco. Para facilitar a reposição, o material de atrito fica nas pastilhas e não nos discos, que são normalmente metálicos (ferro fundido, aço, alumínio). Os discos podem ser sólidos, para menores potências de frenagem, ou ventilados. Esses últimos podem ser ventilados por aletas internas ou por furos na superfície de atrito, como em motocicletas.

3.2.5. Freio Tipo Cone

De acordo com (SHIGLEY, 2016), consiste em uma copa chavetada ou estriada a um dos eixos, um cone que deve deslizar axialmente em estrias ou chavetas em um eixo de acoplamento e uma mola helicoidal para manter a embreagem engatada. A embreagem é desengatada por meio de um garfo que se ajusta ao sulco de câmbio no cone de atrito, conforme a imagem a seguir.

Figura 11 Freio cônico



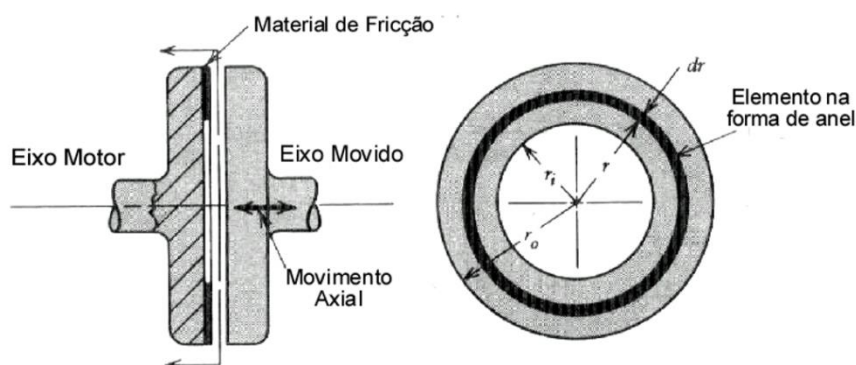
Fonte: Shigley

O ângulo de cone e o diâmetro e largura de face do cone são os parâmetros geométricos importantes do projeto. Se o ângulo de cone for muito pequeno, inferior a cerca de 8° , então a força requerida para desengatar a embreagem pode ser bastante grande. E o efeito de cunha diminui rapidamente quando ângulos de cone maiores são usados. Dependendo das características dos materiais de atrito, uma boa solução pode ser encontrada usando ângulos de cone entre 10° e 15° .

3.3. Dimensionamento dos Acoplamentos por Atrito

Os acoplamentos por atrito são os pontos de partida para o dimensionamento de um freio. Embora seja melhor aplicado ao dimensionamento de acoplamentos por discos, alguns conceitos importantes para todos os tipos de acoplamentos podem ser apresentados com esse tipo de arranjo. A figura a seguir, mostra um esquema de um acoplamento por atrito.

Figura 12 Acoplamento por Atrito



Fonte: Júnior 2012

Na figura podem ser vistos o raio interno do material de fricção (r_i), o raio externo (r_o), e um elemento na forma de anel com espessura radial (d_r). Quando a parte da direita do acoplamento se move para a esquerda, o disco movido entra em contato com o material de atrito (ou fricção) do disco do motor. Em função do esforço aplicado, surge uma pressão entre as superfícies e o acoplamento começa transmitir torque.

Dois modelos são utilizados no dimensionamento do acoplamento: pressão uniformemente distribuída e desgaste uniforme.

3.3.1. Modelagem por Pressão Constante

Nesse modelo, como o nome já diz, é suposto que a pressão entre em qualquer ponto da superfície de contato é a mesma. Esse modelo serve para quanto as superfícies são paralelas, o que normalmente ocorre quando o acoplamento é novo, ou seja, pouco desgastado.

Segundo esse modelo, o elemento de espessura (d_r) mostrado na figura suporta uma pressão (p) quando a força de aplicação (contato) sobre ele é (dF). A pressão (p) é

a mesma para qualquer ponto da superfície de contato e a força (dF) pode ser calculada pela seguinte equação.

$$dF = (2\pi dr)p \quad (1)$$

A força total utilizada no acoplamento pode ser calculada somando-se a contribuição de cada elemento, conforme:

$$F = \int_i^o 2\pi pr \, dr = \pi p(r_o^2 - r_i^2) \quad (2)$$

Da mesma forma, a contribuição de torque de cada elemento, sendo (f) o coeficiente de atrito, é dada por:

$$dT = (2\pi r dr) p f r \quad (3)$$

A contribuição total dos elementos para o torque é dada por:

$$T = \int_i^o 2\pi p r^2 f \, dr = \frac{2}{3} \pi p f (r_o^3 - r_i^3) \quad (4)$$

Quando consideramos mais de uma superfície de atrito, o torque disponível no acoplamento deve ser calculado multiplicando-se o torque da equação (4) pelo número de superfícies em contato. Incluindo esse valor e substituindo o resultado da força obtido na equação (2) na equação (4), o torque pode ser calculado por:

$$T = \frac{2Ff(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} \quad (5)$$

3.3.2. Modelagem por Desgaste Uniforme

O desgaste é proporcional ao trabalho de atrito, que pode ser calculado pelo produto da força de atrito pela distância percorrida. Como primeira variável é proporcional à pressão superficial enquanto que a segunda é proporcional à posição radial, o desgaste é proporcional ao produto da pressão (p) e do raio (r). Como o produto é constante, a pressão é máxima (p_{max}) quando o raio é mínimo, temos:

$$F = \int_i^o 2\pi p_{max} r \, dr = 2\pi r_i p_{max} (r_o - r_i) \quad (6)$$

Da mesma forma, a equação para o torque fica:

$$T = \int_i^o 2\pi p_{max} r_i f r dr = \pi p_{max} r_i f (r_o^2 - r_i^2) \quad (7)$$

Com a substituição do valor de pressão máxima na equação para o cálculo do torque, incluindo o número de superfícies em contato, obtém-se:

$$T = Ff \left(\frac{r_o + r_i}{2} \right) \quad (8)$$

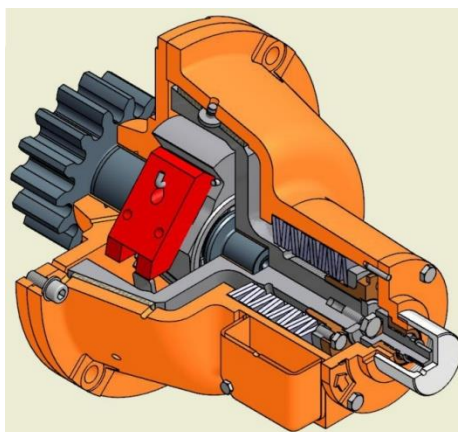
A equação mostra uma interessante característica da modelagem por desgaste uniforme, que é permitir o cálculo do torque a ser transmitido pelo produto entre a força total de atrito e o raio médio da superfície de atrito.

Capítulo 4

Freio de Emergência Comercial para Elevadores Cremalheira

O sistema de segurança de frenagem é uma unidade mecânica destinada a evitar quedas acidentais em elevadores do tipo pinhão cremalheira. O funcionamento do sistema só acontece quando a velocidade de descida está acima de um valor previamente estabelecido. Internamente ao freio de emergência, os elementos sensores funcionam graças à força centrífuga e prendem o pinhão seguidor contra a estrutura. O encravamento é amortecido para que a plataforma fique imobilizada depois de ter sido travada. A seguir, temos algumas imagens do freio de emergência.

Figura 13 Freio de Emergência



Fonte: Gsx Brasil

4.1. Normas Vigentes

- **ABNT NBR 16200 -5.6.2** Freios de segurança contra queda da cabina.
- **NR 18 - 18.14.1.13** Deve ser realizado teste dos freios de emergência dos elevadores na entrega para início de operação e, no máximo, a cada 90 noventa dias, devendo o laudo referente a estes testes ser devidamente assinado pelo responsável técnico pela manutenção do equipamento e os parâmetros utilizados devem ser anexados ao Livro de Inspeção do Equipamento existente na obra.

- **NR 18 - 18.14.25.4** Os elevadores de carga e passageiros devem dispor no mínimo dos seguintes itens de segurança: **b)** dispositivo eletromecânico de emergência que impeça a queda livre da cabine, monitorado por interface de segurança, de forma a freá-la quando ultrapassar a velocidade de descida nominal, interrompendo automática e simultaneamente a corrente elétrica da cabine;

Elevadores que não atenderem às normas estabelecidas, assim como as disposições da NR 18(norma de segurança do Ministério do Trabalho e Emprego), devem ser desativados e inutilizados (MAPADAOBRA, 2017).

A seguir, uma imagem do freio de emergência acoplado na cremalheira.

Figura 14 Freio Comercial na Cremalheira



Fonte: Azanelli

Capítulo 5

Projeto do Sistema de Freio

Neste capítulo estarão descritos todos os mecanismos para a elaboração do projeto, assim como as análises cinemáticas e dinâmicas necessárias para a obtenção dos dados para o cálculo da força e do torque a serem vencidos pelo sistema de freio. As seções a seguir, descrevem o passo a passo para a o dimensionamento e seleção dos equipamentos.

5.1. Premissas

Partindo-se de parâmetros existentes nos freios de segurança para elevadores do tipo cremalheira vendidos comercialmente, foi possível estabelecer alguns pontos essenciais para o dimensionamento deste projeto. Alguns valores médios sobre os elevadores comerciais foram selecionados, de acordo com a tabela a seguir:

Tabela 2 Dados Iniciais

Velocidade média de operação	$V_o = 30 \text{ m/mim} = 0,5 \text{ m/s}$
Massa média de um elevador cremalheira	$m_e = 1.200 \text{ Kg}$
Distância até a parada completa de um freio comercial	$\Delta S = 1,5 \text{ m}$
Diâmetro médio do pinhão	$d_{pin} = 150 \text{ mm}$

Fonte: Autor

5.2. Análise cinemática

Em função da velocidade nominal de operação de um elevador, é possível calcular a desaceleração necessária para que sua parada completa esteja dentro da distancia de 1,5 metros, a qual os freios de emergência comerciais operam.

Como no caso de um freio de emergência comercial por acionamento centrífugo, não dispõe de informações sobre o tempo, o único parâmetro para que seja possível se

adequar neste projeto, foi a distancia total percorrida até sua pausa. Seu movimento uniformemente variado ocorre apenas na direção vertical, com sua variação de aceleração ocorrendo entre a velocidade de operação e sua velocidade nula ao fim da frenagem.

Dispondo das equações convencionais da cinemática, a mais aplicável para esta situação será a equação de Torricelli, pois ela relaciona as velocidades de operação (V_o) e a final (V_f), a qual será zero (parada total do elevador), o fator da desaceleração (a) e distancia percorrida (ΔS) conforme a equação a seguir.

$$V_f^2 = V_o^2 - 2 \times a \times \Delta S \quad (9)$$

$$0^2 = 0,5^2 - 2 \times a \times 1,5 \quad (10)$$

Logo, a desaceleração será: $a = 0,0833 \text{ m/s}^2$

5.3. Análise Dinâmica

Para esta análise será requerido o conhecimento da massa média de um elevador cremalheira ($m_e = 1.200 \text{ Kg}$), a desaceleração sofrida pelo elevador ($a = 0,0833 \text{ m/s}^2$) para que seja possível aferir sobre as cargas em questão.

No momento da desaceleração até a pausa, uma força será gerada na direção vertical em virtude da massa estar sofrendo deslocamento, é força de inércia (F_I) devido a aceleração.

$$F_I = m_e \times a \quad (11)$$

Temos que: $F_I = 1.200 \times 0,0833 \cong 100 \text{ N}$ (12)

Para o calculo da força peso, adotando (g) = $9,81 \text{ m/s}^2$ e considerando a mesma massa média para o elevador, a força peso será (P):

$$P = m_e \times g \quad (13)$$

Logo: $P = 1.200 \times 9,81 = 11.772 \text{ N}$

A soma destas duas forças na direção vertical (F_y) causa uma Força Resultante (F_r).

$$\sum F_y = P + F_I = 11.872 \text{ N}$$

Para o projeto em questão, o sistema de freio atuará sobre o pinhão, o qual rola sobre a cremalheira, responsável pela desaceleração do sistema. Por conseguinte, será necessário analisar os torques requeridos para tal frenagem.

Será então gerando um torque de frenagem (T_f) superior e em sentido contrário ao torque exercido pela carga do elevador no pinhão (T_p), sendo então possível sua redução de velocidade até que se alcance sua parada total.

5.3.1. Torque a ser vencido no pinhão

Como existe uma força resultante por conta do movimento, esta carga será analisada no diâmetro médio do pinhão (d_{pin}), pois haverá um torque gerado quando essa carga resultante for aplicada na distancia do dente do pinhão até o centro do mesmo (metade do diâmetro). A força resultante do movimento na direção vertical será a carga (W^t) existente no pinhão.

$$F_R = W^t \quad (14)$$

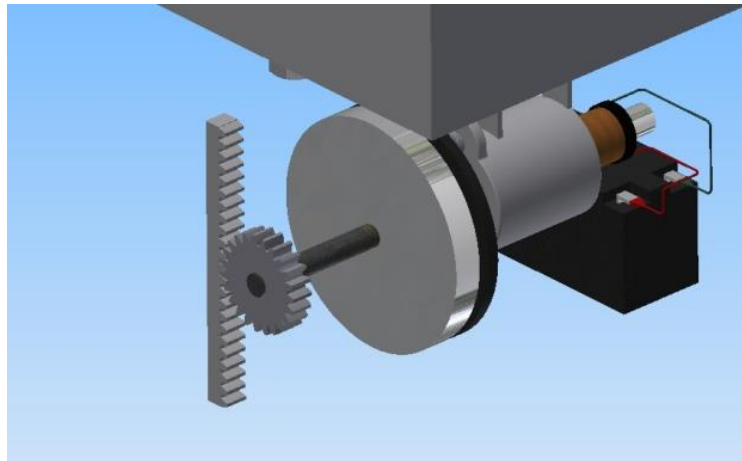
O torque (T_p) gerado poderá se descrito pela equação a seguir:

$$T_p = W^t \times d_{pin} \times \frac{1}{2} \quad (15)$$

$$\text{Teremos então que: } T_p = 11.870 \times 0,15 \times \frac{1}{2} = 890,2 \text{ N.m}$$

A figura a seguir ilustra o pinhão do sistema de freio acoplado à cremalheira na parte inferior do elevador. A cremalheira foi mostrada nesta imagem de maneira reduzida, assim como alguns componentes do sistema, os quais serão melhores detalhados e mostrados nos próximos tópicos.

Figura 15 Pinhão do sistema de Freio

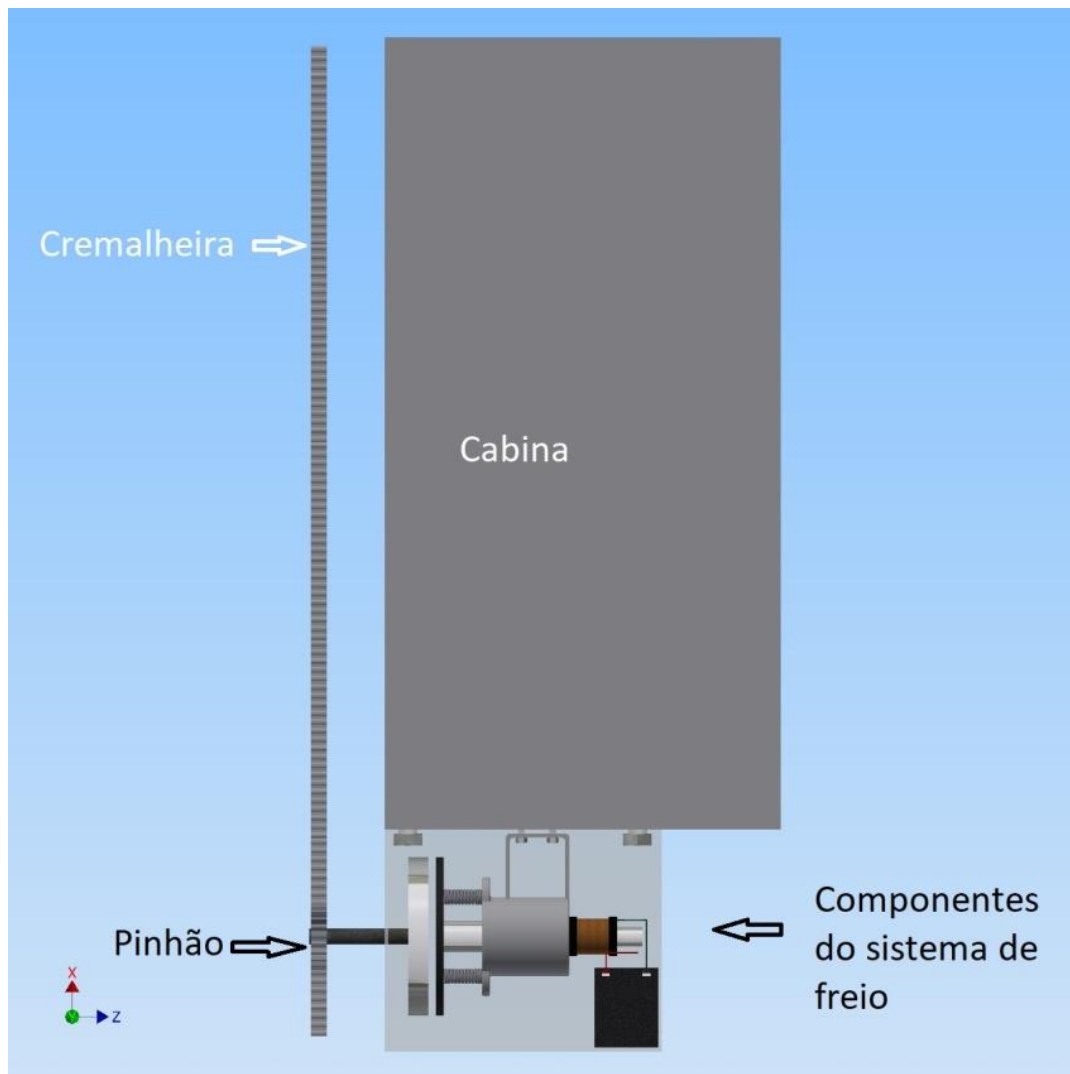


Fonte: Autor

5.4. Escolha do Tipo de Freio

Para esta finalidade, o tipo de freio escolhido foi o freio a disco, possuindo o tipo de acoplamento por contato axial, conforme visto no capítulo 2. Para este projeto, um disco de freio será utilizado com a seguinte função: um disco de freio oposto irá causar o atrito necessário para gerar um torque de frenagem. Este torque será então transmitido ao pinhão por meio de um eixo delgado, fazendo com que o pinhão desacelere o elevador por meio do seu movimento na cremalheira. A imagem a seguir descreve o modelo do sistema de freio idealizado com os seus componentes na parte de baixo, fixados a estrutura da cabina.

Figura 16 Projeto Idealizado



Fonte: Autor

A partir deste ponto, se faz necessário também a escolha de uma modelagem, e para tal situação foi considerada a modelagem por desgaste uniforme, a qual foi vista no segundo capítulo.

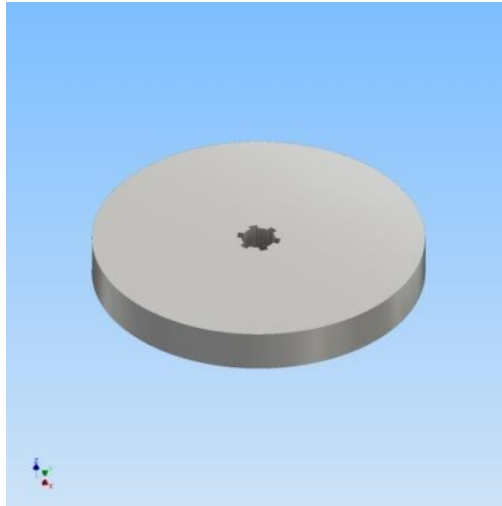
De acordo com o livro Shigley, a equação para a força normal (F_f) gerada por um par, de superfície de atrito é dada por:

$$F_f = \frac{\pi \times p_a \times d \times (D-d)}{2} \quad (16)$$

Onde temos, (p_a) como sendo a pressão máxima, valor tabelado (d) diâmetro mínimo do disco de freio e (D) como sendo o diâmetro máximo do disco.

Para o disco de freio, foi escolhido um disco maciço, simples de material ferro fundido cinzento com as seguintes dimensões, de acordo com a imagem ilustrativa a seguir:

Figura 17 Disco de freio



Fonte: Autor

- Diâmetro máximo (D): 300 mm
- Diâmetro mínimo (d): 75 mm
- Espessura (e): 20 mm

Para a escolha do material da guarnição (disco de atrito) do acoplamento por atrito, foram seguidas algumas escolhas, tais como:

- Baixo Custo
- Elevada Pressão Máxima (p_a)
- Coeficiente de atrito seco e molhado
- Temperatura de Trabalho.

De acordo com a tabela a seguir, foi possível selecionar o material da guarnição (disco de atrito) como sendo o asbesto moldado para a superfície de contato do ferro fundido cinzento do disco de freio selecionado.

Tabela 3 Dados dos Materiais

<i>Guarnição</i>	<i>Oposição</i>	<i>Coefficiente de atrito (μ)</i>	<i>Temperatura máxima ($^{\circ}\text{C}$)</i>	<i>Pressão máxima (kPa)</i>	<i>Custo</i>
Asbesto Moldado	Ferro Fundido Cinzento	0,2 – 0,5	260	1035	Muito Baixo

Fonte: Shigley

Aplicando a equação (16) com os dados encontrados na tabela, teremos a seguinte força normal de frenagem:

$$F_f = \frac{\pi \times (1.035 \times 10^3) \times 0,075 \times (0,3 - 0,075)}{2} = 27,44 \text{ kN}$$

5.4.1. Torque Gerado pelo Freio

Dispondo da força normal gerada pelo par de superfícies de atrito, é possível chegar ao torque gerado por cada superfície de atrito, de acordo com o Shigley, pela seguinte equação:

$$T_f = \frac{F_f \times \mu \times (D + d)}{4} \quad (17)$$

Logo, o torque gerado por cada superfície de atrito será:

$$T_f = \frac{27.440 \times 0,5 \times (0,3 + 0,075)}{4} = 1286,2 \text{ N.m}$$

5.4.2. Toque Gerado pela Rotação do Disco

Como existe o movimento de rotação da massa do disco, deve-se analisar também o efeito do torque gerado por este tipo de movimento, visto que o mesmo pode ou não, contribuir com alguma parcela significativa de toque para ser vencido pelo sistema de freio.

A primeira análise a ser feita é sobre a segunda lei de Newton para o torque devido à rotação conforme a seguir:

$$T_{rot} = I \times \alpha \quad (18)$$

Sendo que:

- T_{rot} : o torque devido à rotação
- I : momento de inércia do disco
- α : aceleração angular

Para encontrar o torque gerado pelo disco, será necessário primeiro calcular o seu momento de inércia e calcular sua aceleração angular.

Sabe-se que o momento de inércia de um disco delgado fino é dado por:

$$I = \frac{m \times r_{disc}^2}{2} \quad (19)$$

Onde:

- m : massa em kg do disco de ferro fundido cinzento
- r_{disc} : o raio em metros do disco de freio

O disco de freio selecionado possui um diâmetro máximo de 300 mm, logo seu raio será a metade deste diâmetro, e convertendo para metros teremos:

$$r_{disc} = 0,15 \text{ m}$$

Já a massa, em quilogramas, do disco será encontrada por meio do cálculo de seu volume e levando em conta a massa específica para o material ferro fundido cinzento. Para o material escolhido ferro fundido cinzento, sua massa específica é aproximadamente: 7400 kg/m^3 .

Logo, como densidade é dada por:

$$d = \frac{m}{v} \quad (20)$$

Sendo necessário então o cálculo do volume do disco em questão:

$$V_{disc} = A_{disc} \times e_{disc} \quad (21)$$

Onde:

- A_{disc} : é a área do disco de freio
- e_{disc} : é a espessura do disco
- V_{disc} : é o volume do disco

Então teremos o seguinte cálculo para o volume:

$$V_{disc} = (\pi \times (0,15^2)) \times 0,020 = 1,41 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Assim, a massa em quilogramas será dada por:

$$7.400 = \frac{m}{1,41 \times 10^{-3}}$$

Obtendo uma massa $m = 10,4 \text{ kg}$, será possível então partir para o cálculo do momento de inércia do disco de freio. A partir da equação (19), teremos os seguintes dados:

$$I = \frac{10,4 \times (0,15)^2}{2} = 0,117 \text{ kg.m}^2$$

Para dar continuidade nos fatores do cálculo do torque devido à rotação do disco de freio, ainda resta encontrar o valor da aceleração angular (α), assim a partir da aceleração tangencial calculada durante a análise cinemática deste projeto, será possível chegar a aceleração angular pela seguinte expressão cinemática:

$$\alpha = \frac{a}{r_{disc}} \quad (22)$$

$$\alpha = \frac{0,0833}{0,1} = 0,833 \text{ rad/s}^2$$

Deste modo, será então possível calcular o torque gerado pela rotação do disco de freio. Partindo da equação (18), teremos:

$$T_{rot} = 0,117 \times 0,833 = 0,097 \text{ N.m}$$

Assim, o torque a ser vencido pelo sistema de freio será o torque devido à carga nominal elevador somado ao torque devido à rotação do disco de freio conforme a equação a seguir:

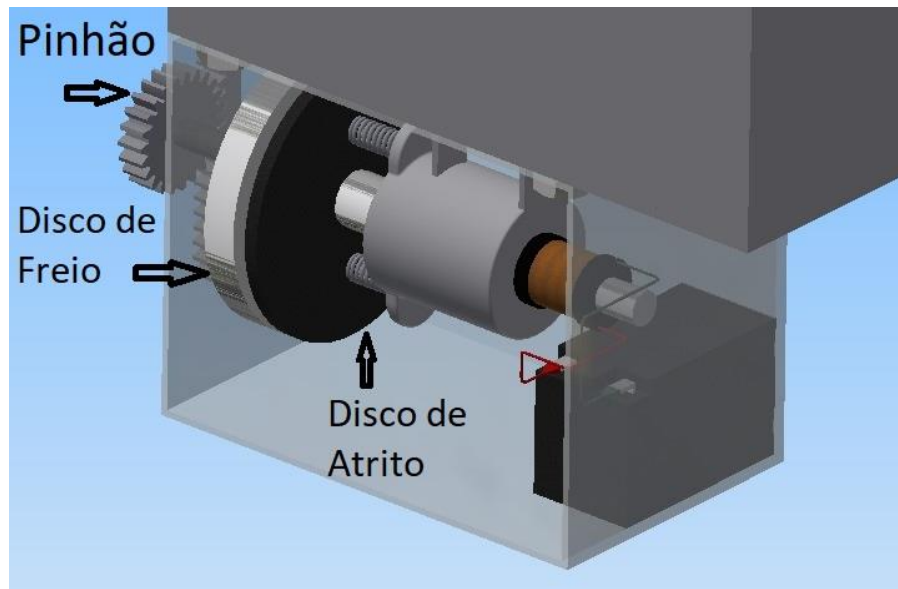
$$T_T = T_p + T_{rot} \quad (23)$$

Teremos a seguinte expressão: $T_T = 890,2 + 0,097 = 890,297 \text{ N.m}$

Partindo do valor obtido da equação acima, pode-se perceber que o torque devido à rotação do disco de freio torna-se desprezível quando somado ao torque devido à carga do elevador. Por consequência, o torque devido à rotação do eixo que conecta o disco de freio ao pinhão, assim como o torque devido à rotação do pinhão, são desprezíveis para o dimensionamento do torque total a ser vencido pelo sistema de freio.

A seguir, é mostrada a figura 18 com o acoplamento do pinhão, disco de freio, disco de atrito, assim como os outros mecanismos de acionamento do sistema, que serão explicados no próximo capítulo.

Figura 18 Elementos do Sistema de Freio



Fonte: Autor

5.5. Condição para a Frenagem

As seções anteriores dimensionaram os valores dos torques devido ao sistema de freio e o gerado pela carga, o qual deverá ser vencido pelo sistema de freio. Para que haja a frenagem, o torque gerado pelo sistema deverá ser mais intenso e em sentido contrário ao torque devido à carga do elevador.

$$\sum T_0 = 0 = T_p - T_f \quad (24)$$

Assim, para que o sistema possa parar, o torque gerado pelo freio deverá ser maior que o torque devido à carga:

$$0 = 890,2 - T_f$$

$$T_f \geq 890,2 \text{ N.m}$$

Como visto neste capítulo, o sistema de freio é capaz de gerar um torque maior que o da inequação acima. Deste modo, o dimensionamento encontra-se dentro dos conformes para que haja a frenagem.

5.6. Considerações Sobre a Energia

À medida que os elementos rotativos de uma máquina são levados a uma parada por meio de um freio, este deve absorver a energia cinética de rotação. Esta energia aparece no freio sob a forma de calor. Do mesmo modo, quando os membros de uma máquina inicialmente em repouso são levados à velocidade de operação, tem de ocorrer deslizamento na embreagem até que os membros impulsionados atinjam a mesma velocidade do impulsionador. A energia cinética é absorvida durante o deslizamento tanto em uma embreagem quanto em um freio aparecendo sob forma de calor (SHIGLEY, 2016).

Nas seções anteriores foi visto como a capacidade do torque do freio depende do coeficiente de atrito do material e da pressão normal. Entretanto, a característica de carga pode ser tal que, se este valor de torque for permitido, o freio poderá ser destruído pelo próprio calor gerado. A capacidade do freio é, portanto, limitada por dois fatores, as características do material e a capacidade de dissipar calor. Se o calor é gerado mais rapidamente do que é dissipado, tem-se um problema de aumento de temperatura, que será descrito na próxima seção.

Se a velocidade for constante, a energia cinética de um corpo em translação será dada por:

$$E_c = \frac{1}{2} \times m \times v^2 \quad (25)$$

Onde,

- E_c : energia cinética
- m : massa
- v : velocidade

Para a energia cinética de um corpo em rotação será:

$$E_c = \frac{1}{2} \times I \times \omega^2 \quad (26)$$

Onde,

- I : momento de inércia
- ω : velocidade angular

A velocidade angular será a mesma para o pinhão e para o disco de freio, visto que estão fixas a um eixo, com isto, tornando suas velocidades angulares iguais. Deste modo, para calcular a energia cinética do disco de freio, será preciso encontrar a velocidade angular do pinhão.

Sabe-se que a velocidade máxima de operação do elevador v_o é de 30 m/mim, ou seja, 0,5 m/s, e o diâmetro do pinhão d_{pin} de 150 mm, logo:

$$\omega = \frac{v_o}{r_{pin}} \quad (27)$$

Logo,

$$\omega = \frac{0,5}{0,075} = 6,667 \text{ rad/s}$$

Tomando a equação (26) para o cálculo da energia cinética desta desaceleração, então teremos:

$$E_c = \frac{1}{2} \times (0,117) \times 6,667^2 = 2,6 \text{ J}$$

5.7. Dissipação de Calor do Disco

Durante o acionamento do sistema de freio, o aumento da temperatura será expresso pela seguinte equação.

$$\Delta T = \frac{E_c}{C \times m} \quad (28)$$

Onde,

- ΔT : aumento da temperatura em °C
- E_c : energia absorvida em J
- C : calor específico, 500 J/(kg. °C) para aço ou ferro fundido
- m : massa do disco em kg.

Teremos o seguinte aumento de temperatura:

$$\Delta T = \frac{2,6}{500 \times 10,4} = 5 \times 10^{-4} \text{ °C}$$

Capítulo 6

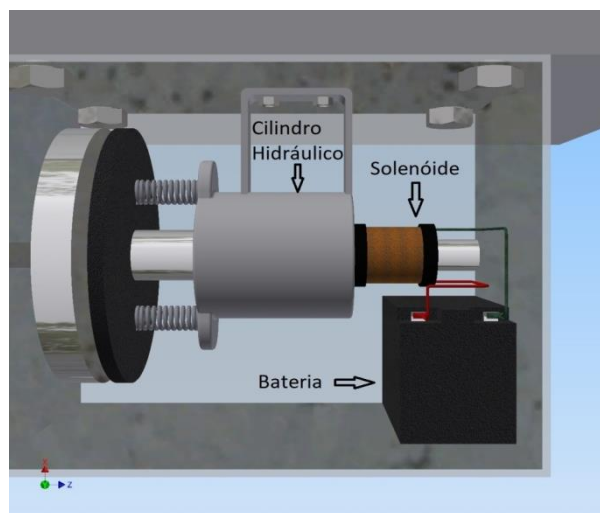
Acionamento do Sistema

6.1. Escolha do Mecanismo de Acionamento

Para acionar o freio do projeto, será necessário um subsistema elétrico dotado de uma bateria de 24 volts que acionará o solenóide (eletroímã) quando houver perda do sinal de energia elétrica na instalação. Isto será provocado por meio de um contactor, com saída normalmente fechada, interligado a fonte. Deste modo, o sistema de segurança entrará em ação quando ocorrer alguma eventualidade de falta de energia, conferindo a segurança do elevador.

Uma vez entrado em operação, o solenóide irá gerar uma força magnética que deslocará seu eixo de trabalho. A força gerada neste deslocamento será aproveitada para ser transmitida até o disco de atrito por meio da pressão hidráulica. A figura a seguir ilustra a bateria, o solenóide, cilindro hidráulico e o disco de atrito.

Figura 19 Elementos Acionadores



Fonte: Autor

6.2. Seleção do Solenóide

Com a intenção de utilizar a força gerada pelo solenóide para transmiti-la até o disco de atrito para gerar a frenagem do disco de freio, foi feita uma pesquisa sobre os solenóides do mercado. Após uma busca sobre estes equipamentos, foi selecionado um

solenóide da empresa Soletc, em específico o modelo 200 G, capaz de gerar uma força de 1000N de intensidade. Seu acionamento se dá por uma tensão de 24 V de corrente contínua, consumindo uma potência de 615 W. A seguir, é mostrada a imagem do modelo, assim como sua tabela com a descrição de sua força e potência consumida na operação.

Figura 20 Solenóide



Fonte: Catálogo Soletc

Os dados técnicos para este modelo e similares a este, serão mostrados na tabela a seguir:

Tabela 4 Dados do Solenóide

<i>Modelo</i>	<i>Curso Máximo (mm)</i>	<i>Força (N)</i>	<i>Tempo de Acionamento (ms)</i>	<i>Potência de Entrada (W)</i>
150	40	300	500	260
168	50	440	550	380
180	50	650	630	450
200	60	1000	700	615

Fonte: Catálogo Soletc

6.3. Transmissão da Força

Para que seja possível obter a força de frenagem do disco de freio como visto no capítulo anterior de 27,5kN, será necessário amplificar a força de 1000 N gerada pelo solenóide por meio de um circuito hidráulico. Segundo o Teorema de Pascal, será possível por meio de uma relação entre as áreas das superfícies do cilindro, obter uma

amplificação da força por conta da distribuição de pressão uniforme a todos os pontos do fluido.

Segundo (HALLIDAY, 2008) o princípio de Pascal pode ser enunciado da seguinte forma:

“Qualquer acréscimo de pressão exercido num ponto de um fluido (gás ou líquido) em equilíbrio se transmite integralmente a todos os pontos desse fluido e às paredes do recipiente que o contém.”

A imagem a seguir ilustra o mecanismo hidráulico responsável por amplificação de força.

Figura 21 Amplificação da Força



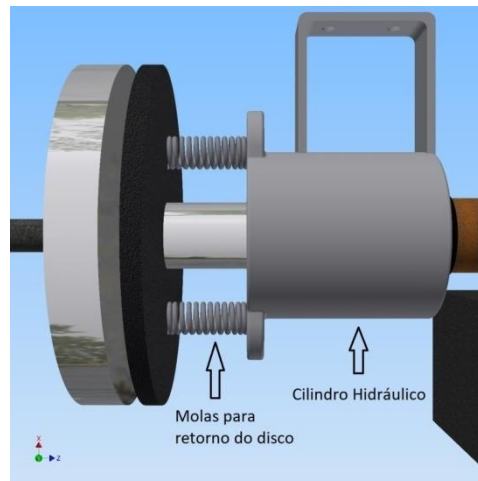
Fonte: Só Física

Onde S_1 denota a superfície de área A_1 e S_2 a superfície de área A_2 . Neste caso, o Teorema de Pascal pode ser expresso pela seguinte equação:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (29)$$

A imagem a seguir ilustra o cilindro hidráulico responsável por esta transmissão de força entre o solenóide e o disco de atrito.

Figura 22 Cilindro e Molas para retorno



Fonte: Autor

Ao término do o acionamento do solenóide, o retorno do disco de atrito será feito por molas, deste modo, liberando o disco de freio e encerrando a frenagem. A área da entrada do eixo do solenóide e área de saída do embolo com eixo do disco de atrito, deverão obedecer a uma relação para que aconteça o ganho de força necessário para o sistema.

Para o projeto em questão, existe uma relação entre as áreas (A_1) e (A_2) para que o ganho de força seja alcançado. Tomando $F_1 = 1000$ N como sendo a força gerada pelo solenóide e $F_2 = 27500$ N com sendo a força necessária de projeto para gerar o torque calculado no capítulo anterior. Deste modo teremos a seguinte expressão:

$$\frac{1000}{A_1} = \frac{27500}{A_2}$$

Logo, teremos: $\frac{A_2}{A_1} = \frac{27500}{1000}$

Gerando uma relação entre as áreas denotada por: $\frac{A_2}{A_1} \cong 27,5$

Tomando a área (A_1) como sendo o ponto de aplicação do eixo do solenóide e considerando a mesma com 10 mm de diâmetro (D_1), deste modo, será possível encontrar um diâmetro (D_2), que será o do embolo acoplado ao eixo do disco de atrito, que se enquadre na relação entre as áreas estabelecidas acima, logo:

$$\frac{1000}{\pi \times D_1^2 \times \frac{1}{4}} = \frac{27500}{\pi \times D_2^2 \times \frac{1}{4}}$$

Assim, simplificando a equação e substituindo o diâmetro (D_1), então:

$$\frac{1000}{10^2} = \frac{27500}{D_2^2}$$

Deste modo, o valor de (D_2) será:

$$D_2^2 = \frac{27500 \times 100}{1000} = 2750$$

Portanto, $D_2 = \sqrt{2750} = 52,44 \cong 53 \text{ mm}$

Em virtude dos cálculos apresentados, chega-se aos diâmetros (D_1)= 10 mm e (D_2) = 53 mm, obedecendo então a relação entre as áreas previas no início desta seção e promovendo a amplificação de força necessária ao acionamento do freio de segurança.

6.4. Componentes do Sistema Acionado Hidraulicamente

O acionamento hidráulico é o sistema mais difundido entre os projetos de freio, estes são por vezes, os mais eficazes quando se necessita de grande eficiência na frenagem de veículos ou projetos de porte médio.

A força de acionamento necessária para a frenagem é transmitida por um fluido de trabalho, o qual se torna responsável pela distribuição uniforme de pressão dentro do cilindro até que essa força ao disco de atrito que causará a frenagem do disco de freio. Nesta seção serão mostrados os principais componentes responsáveis por transportar esta força.

6.4.1. O Fluido

O fluido de freio é um componente fundamental do sistema hidráulico. Sua função é transmitir a força, através da pressão hidráulica, e o movimento dos pistões do cilindro. De acordo com (COSTA, 2002), o fluido deve apresentar algumas características, tais como ser quimicamente estável sob altas temperaturas, apresentar alto ponto de ebulição, não ser corrosivos às partes metálicas do sistema e não degradar as borrachas dos anéis de vedação. A viscosidade também é uma característica importante, pois baixa viscosidade pode causar vazamentos nas conexões, enquanto alta viscosidade aumenta a perda de carga, diminuindo a eficiência do sistema.

Os fluidos de freio atuais são classificados em quatro tipos, considerando o ponto de ebulição da mistura. Os tipos DOT 3, DOT 4 e DOT 5.1 são a base de glicol, enquanto o DOT 5 refere-se aos fluidos baseados em silicone, como mostra a Tabela a seguir.

Tabela 5 Dados do Fluido de Freio

<i>Tipo de Fluido</i>	<i>Temperatura de ebulição de bulbo seco (°C)</i>	<i>Temperatura de ebulição de bulbo úmido (°C)</i>
DOT 3	205	140
DOT 4	230	155
DOT 5	260	180
DOT 5.1	260	180

Fonte: Santos

O ponto de ebulição seco é definido quando o fluido de freio não tem contato com a atmosfera e/ou condições adversas, em outras palavras, no momento em que o fluido encontra-se dentro da sua embalagem lacrada. O ponto de ebulição úmido é definido quando, passado um período de uso em condições adversas, o fluido não apresenta mais variações em suas propriedades.

O tipo de fluido de freio deve ser selecionado com cautela, pois como os freios dissipam calor, o fluido é aquecido. Se o fluido entrar em ebulição ocorre formação de vapor d'água nas linhas. Pelo fato do vapor ser compressível, a formação deste leva a uma falha generalizada do sistema.

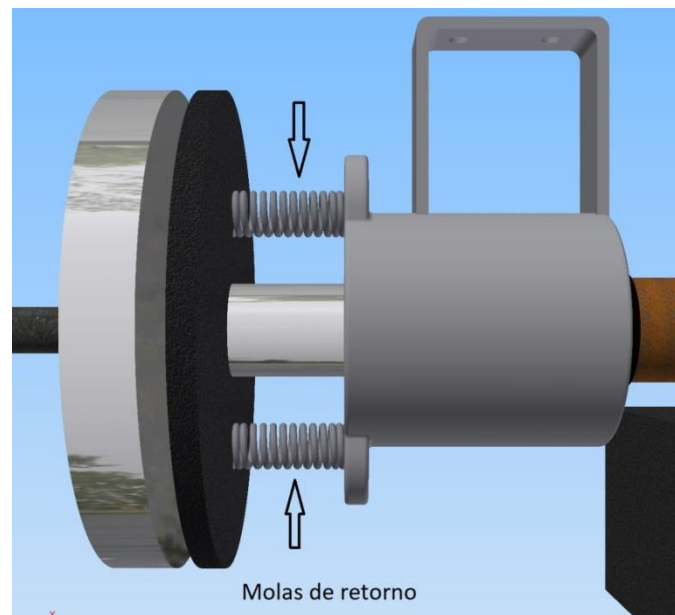
6.4.2. Molas

De acordo com (NORTON, 2013), molas helicoidais são projetadas para prover uma força de tração, compressão ou um torque, ou principalmente para guardar energia, e podem ser divididas nessas quatro categorias gerais. Dentro de cada categoria, muitas configurações de molas são possíveis. Molas podem ser feitas de fio redondo ou retangular dobrado em alguma forma adequada como de espira, ou de uma barra plana carregada como uma viga.

Neste projeto em específico, molas de tração serão utilizadas para o movimento de retorno do disco de atrito, previamente deslocado pelo sistema hidráulico através do acionamento do solenoide, e que serão dimensionadas em função da inércia de retorno do fluido e do sistema, na fase de construção e testes. Em situações de emergência, o

sistema entrará em funcionamento, entretanto, após a solicitação, será necessário o retorno às configurações padrões de trabalho. Deste modo, as molas serão as responsáveis por proporcionar o retorno do disco de atrito, liberando o pinhão ao seu grau de liberdade na rotação sobre a cremalheira. A figura a seguir mostra as molas acopladas ao disco de atrito.

Figura 23 Molas de Retorno do disco



Fonte: Autor

6.4.3. Cilindro de Freio

O cilindro de freio tem como função, segundo (PUNH, 1987), pressurizar e deslocar o fluido de freio para acionar os mecanismos necessários para a transmissão de força para o acionamento do sistema. Para este projeto em questão, ele receberá a força vinda do solenóide e a amplificará para a saída do eixo do disco de atrito para acionar o disco de freio motor da frenagem do sistema, conforme o Teorema de Pascal.

6.4.4. Levantamento dos custos do sistema

Devido aos valores elevados dos freios de acionamento centrífugo vendidos comercialmente por cerca de R\$ 5.000,00 (cinco mil reais), torna-se interessante a viabilidade do custo deste projeto, a fim de que se tenha um levantamento de seu custo, tornando-o atrativo ou não. Os custos devido à mão de obra para os processos de

fabricação do: pinhão, eixo, disco de freio de ferro fundido cinzento, disco de atrito e cilindro hidráulico deverão ser levantados posteriormente. A tabela a seguir apresenta alguns custos iniciais dos equipamentos deste sistema.

Tabela 6 Tabela de Custos

Componentes	Preço médio (R\$)
Bateria 24 V	250,00
Solenóide 1000 N	300,00
Fluido de Freio	50,00
Parafusos, porcas e arruelas	250,00
Matéria prima para as peças	-
Processos de fabricação das peças	-

Fonte: Autor

Deste modo, o levantamento dos custos referentes aos processos de fabricação e os custos devido à matéria prima dos discos, pinhão, eixo e cilindro de freio pode tornar o sistema de freios viável para ser analisado em laboratório. Após o levantamento destes dados, poderá ser feito um levantamento para comparar os custos do projeto com o valor de um freio de emergência comercial.

Capítulo 7

Conclusão

O sistema de freio desenvolvido neste projeto atende aos requisitos para a frenagem do elevador cremalheira. De acordo com os componentes dimensionados, funcionará seguindo alguns parâmetros, como deslocamento máximo até sua pausa total, assim como os freios de emergência por acionamento centrífugo vendidos comercialmente.

Este trabalho de conclusão de curso serviu como oportunidade de desenvolver um projeto, conforme uma linha de raciocínio seguindo como referencia os conhecimentos de engenharia adquiridos nos últimos anos durante o curso. O projeto passou por diversas etapas de conhecimentos teóricos para o alcance dos objetivos propostos.

Para trabalhos futuros é recomendado fazer análises de resistência mecânica, sobre fadiga e fluência dos elementos de maquina em questão, assim como a organização de sua montagem e levantamento dos dados de custo para a elaboração final do projeto.

A partir deste estudo, será então possível a criação de um protótipo para ser testado em laboratório, o qual passará por observações técnicas, podendo ser levantado um parecer sobre a sua viabilidade financeira e sua eficiência.

Referências

ATLAS SCHINDLER. Manual de Transporte Vertical em Edifícios. São Paulo: 2009.

BUDYNAS, R G. Elementos de máquinas de Shigley / Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. 10. ed. – Porto Alegre : AMGH, 2016.

COSTA, P.G., A Bíblia do Carro, versão digital, 2002.

DEPOSITPHOTOS. Disponível em : <<https://br.depositphotos.com/12822706/stock-photo-brake-disc-and-red-calliper.html>> Acesso Maio 2018

GSXBRASIL. Cremalheira. Disponível em:
<<https://www.gsxbrasil.com.br/elevadores>>. Acesso em: Maio 2018.

HALLIDAY, D., RESNICK, R., WALKER, J., Fundamentals of Physics, 8 ed. USA, Wiley, 2008.

JUNIOR, A. A. S. Freios e Embreagens por Atrito. Campinas- SP: 2012.

LEVER ENGENHARIAElevadores. Disponível em:
<<http://www.leverenhenharia.com.br/consultoria-transporte-vertical/elevadores.html>>. Acesso em: Abril 2018.

MAPADAOBRA. Elevador de Obra. Disponível em:<<http://www.mapadaobra.com.br/capacitacao/nbr-16200-garante-mais-seguranca-a-elevador-de-obra/>>. Acesso em: Maio 2018.

NORTON, Robert L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada / Robert L. Norton ; 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PUHN, F., Brake Handbook, 1 ed., New York, HpBooks, 1987.

TENCIPAR. Manual Técnico de Instalação de Elevador. Caxias Do Sul: 2010.

Anexo

