

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

APERFEIÇOAMENTO DO DISCO DE FRICÇÃO UTILIZADO EM UM SISTEMA DE FREIO DE
UMA TALHA ELÉTRICA

por

Simeão Ribeiro da Luz

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2014.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

APERFEIÇOAMENTO DO DISCO DE FRICÇÃO UTILIZADO EM UM SISTEMA DE FREIO DE
UMA TALHA ELÉTRICA

por

Simeão Ribeiro da Luz

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof^a. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Patric Daniel Neis

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho

Prof. Dr. Rodrigo Rossi

Porto Alegre, 04 de dezembro de 2014.

Dedico este trabalho de modo especial aos meus pais, João e Juracy, ao meu padrasto Pimentel, e à minha esposa Daiana, pelo apoio, compreensão e amor dedicado.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Universidade Federal do Rio Grande do Sul e todos os seus colaboradores pela oportunidade da formação acadêmica;

ao meu orientador, Prof. Dr. Patric Daniel Neis, pelos conhecimentos transmitidos e disponibilidade de tempo para ajudar sempre que necessário;

à Schwanke Indústria Metalúrgica Ltda., por disponibilizar de suas dependências, equipamentos e operadores necessários para a realização deste trabalho;

aos meus amigos e colegas de trabalho, pela colaboração e grande aprendizado profissional proporcionado;

aos meus amigos e colegas, pelo companheirismo e compreensão durante a minha graduação.

da Luz, S. R.; **Aperfeiçoamento do disco de fricção utilizado em um sistema de freio de uma talha elétrica**. 2014. 28 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

RESUMO

Devido à escassa literatura acadêmica sobre sistemas de freio utilizados em equipamentos de elevação de carga, este trabalho mostra quais são e como funcionam os principais tipos de freio utilizados para esse fim. A motivação para esse estudo surgiu pelo envolvimento direto nas atividades de uma empresa que fabrica equipamentos de elevação e transporte de cargas e, em um dos modelos do equipamento, o disco de fricção do sistema de freio da elevação (item de manutenção básica) tem apresentado um desgaste excessivo. Além do estudo dos sistemas de freio propõe-se substituir o material atritante do disco de fricção que tem apresentado problema, por um que suporte de maneira adequada às cargas impostas pelo sistema frenante do equipamento em questão, que é uma talha elétrica de capacidade de 12500 kgf. Para validação da substituição de material proposta, foram calculados os esforços que atuam sobre o disco de fricção nas condições em que ele trabalha, e então foram comparados com dados existentes de ensaios experimentais realizados com tribômetro em condições semelhantes, no Laboratório de Tribologia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (LATRIB-UFRGS). Ao realizar as devidas comparações constata-se que o material semi-metálico proposto suporta de maneira segura às solicitações, sendo indicado a sua utilização no sistema de freio analisado.

PALAVRAS-CHAVE: Sistemas de freio, material de fricção, talha elétrica, equipamento de elevação de carga.

da Luz, S. R.; **Improvement of the friction disk used on a brake system of an electric hoist**. 2014. 28 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

ABSTRACT

Due to the scarce academic literature about brake systems used in load lifting equipments, this work shows which are and how works the main types of brake used for this purpose. The motivation for this study arose because of the direct involvement in the activities of a company that manufactures equipments of lifting and carrying cargo and, in one of the models of the equipment, the friction disk of the lifting system (basic maintenance item) has shown excessive wear. Beyond the study of brake systems, it is proposed to replace the braking material of the friction disk that have presented problem for one that properly supports the loads imposed by the braking system of the equipment, which is an electric hoist of 12500 kgf of capacity. To validate the material replacement proposed, were calculated the efforts that act on the friction disk, under the conditions that it works, and then they were compared with existing data from experimental trials made with a tribometer under similar conditions by the Tribology Laboratory of the Federal University of Rio Grande do Sul (LATRIB-UFRGS). Whit the comparisons performed, it is verified that the proposed semi-metallic material supports, in a secure manner, to the requests, being indicated to use at the analyzed braking system.

KEYWORDS: Brake systems, friction material, electric hoist, load lifting equipments.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
2.1 Objetivo geral	1
2.1 Objetivos específicos.....	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3.1 Atrito.....	2
3.1.1 Pressão na interface de contato	2
3.1.2 Velocidade de deslizamento.....	3
3.1.3 Temperatura.....	3
3.2 Materiais de fricção	3
3.2.1 Classificação dos materiais de fricção quanto à composição	4
3.3 Tipos de freio.....	4
3.4 Movimentação de cargas.....	5
4. PONTES ROLANTES	5
4.1 Análise da Norma ABNT NBR 8400	5
4.2 Conjunto da viga caixão	6
4.3 Caminho de rolamento	6
4.4 Conjunto talha	7
4.5 Sistemas de freio utilizados em talhas elétricas.....	8
4.5.1 Freio eletromagnético de sapata	8
4.5.2 Freio eletromagnético a disco acionado por pastilhas	8
4.5.3 Freio eletromagnético a disco tipo “full disk”	9
5. DIMENSIONAMENTO DO FREIO A DISCO “FULL DISK”	10
5.1 Hipótese do desgaste uniforme	10
5.2 Hipótese da pressão uniforme.....	10
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	11
7. CONCLUSÕES	14
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
APÊNDICE I.....	16
APÊNDICE II.....	16
APÊNDICE III.....	17
ANEXO I	17

ANEXO II.....	18
ANEXO III.....	18
ANEXO IV.....	19
ANEXO V.....	20

1. INTRODUÇÃO

Muito comuns em indústrias, estaleiros, portos, usinas hidroelétricas e demais atividades que necessitam transporte de carga, pórticos e pontes rolantes se fazem presentes, e são de suma importância para cumprimentos de prazos, organização de produção, redução de custos operacionais entre outros fatores.

A talha elétrica, item responsável pelo mecanismo de elevação de uma ponte rolante, fabricada pela empresa Schwanke Ind. Metalúrgica, onde o presente trabalho está focado, utiliza como força motriz de seu sistema de elevação um motorreductor importado da Alemanha, desenvolvido especialmente para aplicação em sistemas de elevação de carga. A opção pela importação se deu em função de que a empresa fabricante do motorreductor é internacionalmente conhecida entre fabricantes de pontes rolantes e já está consolidada nesse ramo da indústria. Soma-se a isso o fato de que no mercado nacional não existe disponível um conjunto reductor + motofreio que seja de uso específico para máquinas de elevação de carga.

O freio é um item básico de manutenção em talhas elétricas, e em específico o disco de fricção, pois é a parte do sistema que mais sofre desgaste, uma vez que é no disco que está o material frenante (ou atritante). Existe vasta literatura acadêmica sobre materiais e sistemas de freio utilizados em veículos. O mesmo não se aplica a outras áreas de grande importância na indústria, como por exemplo, em sistemas de elevação de carga. Após procura por bibliografia específica (livros ou artigos), pouquíssimo material científico sobre o assunto de sistemas de freio para máquinas de elevação de carga foi encontrado. Grande parte do material disponível provém de catálogos de fabricantes, de modo que um dos principais intuítos desse trabalho é trazer para a área acadêmica um assunto até então pouco abordado.

Pelo fato de o disco de fricção da talha fabricada pela Schwanke ser parte integrante do motorreductor importado, seu custo de aquisição é elevado e tem um longo prazo de entrega. Com o intuito de minimizar os custos e reduzir o prazo de entrega, a empresa passou a fabricar o disco de fricção do sistema de frenagem (que será abordado mais profundamente no decorrer deste trabalho). Devido a um possível erro de projeto, o material atritante vem apresentando um desgaste excessivo (ver Apêndice I). Conforme dados do setor comercial da empresa montadora do sistema de elevação (Schwanke), sua substituição ocorre em um prazo médio de um terço do tempo médio de vida do componente original.

O sistema de frenagem é um dos itens de maior responsabilidade em uma talha, uma vez que a falha prematura, ou inesperada, de algum de seus componentes pode ocasionar, em uma situação extrema, a queda da carga, causando a danos materiais irreparáveis ao produto que está sendo manipulado, ou ainda danos pessoais aos usuários do equipamento. Tendo isso em vista, o presente trabalho pretende apresentar uma solução de projeto efetiva e segura para o sistema de freio da talha elétrica especificada.

Através do estudo do sistema de freio utilizado no equipamento, de dados dimensionais do disco de fricção em questão, e parâmetros como pressão e torque de frenagem, serão calculados os esforços resultantes no freio do motorreductor. De posse dessas informações, será indicado o material de fricção mais adequado para a aplicação no caso em estudo. Isso será feito tomando por base informações disponibilizadas pelo Laboratório de Tribologia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (Latrib-UFRGS), que já possui dados de ensaios de diversos materiais atritantes.

2. OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem o objetivo de realizar um estudo dos principais sistemas de frenagem utilizados atualmente em máquinas de elevação de carga, e a partir disso especificar o material atritante do disco de fricção do sistema de freio utilizado em uma talha de

capacidade de 12500 kgf, capaz de substituir o original (importado), mantendo a qualidade e a segurança operacional.

2.2 Objetivos específicos

1. Analisar o sistema de frenagem utilizado na talha em estudo;
2. Calcular os esforços resultantes no disco de fricção;
3. Propor um material atritante que atenda as solicitações calculadas.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Atrito

Ding, 2012, afirma que o modelo clássico de atrito diz que a força de atrito é proporcional à carga, oposta ao movimento, e independente da área de contato.

Franceschini, 2014, cita que em 1785 Coulomb propôs que os principais fatores que influenciam o atrito são a natureza dos materiais de contato, extensão da área de superfície, pressão normal (ou força), período de tempo que as superfícies permanecem em contato estacionário e condições ambientais, tais como temperatura, umidade e vácuo. Através da investigação desses cinco itens Coulomb condensou seus resultados na lei de atrito, conforme Equação 3.1:

$$F_{at} = \mu \cdot F_N \quad (3.1)$$

onde μ é uma constante de proporcionalidade, comumente denominada como coeficiente de atrito, que pode ser estático ou dinâmico. F_{at} é a força de atrito e F_N a força normal.

Segundo Ostermeyer, 2003, o coeficiente de atrito é o parâmetro mais importante a ser avaliado em um material de fricção, pois é o atrito que faz com que o movimento cesse. Para Blau, 2001, a seleção de um bom material frenante frequentemente significa selecionar um material com coeficiente de atrito que se mantenha essencialmente inalterado para uma ampla gama de condições operacionais, como temperatura, pressão de contato e velocidade.

3.1.1 Pressão na interface de contato

Tirovic e Day, 1991, afirmam que o desempenho de um sistema de freio é afetado pela distribuição da pressão na interface de contato, e que a compressibilidade do material de fricção é um dos fatores de maior influência na distribuição da pressão.

Ostermeyer, 2003, afirma que o coeficiente de atrito de um material diminui à medida que a magnitude da carga normal aplicada sobre ele aumenta. A Figura 3.1 mostra o efeito da variação da pressão de contato sobre o coeficiente de atrito de um material utilizado em freios de trem.

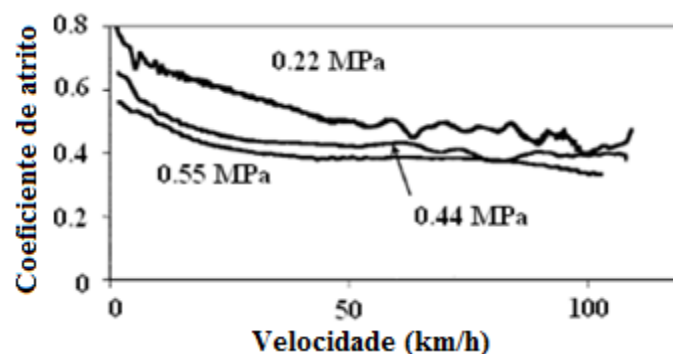


Figura 3.1 – Variação do coeficiente de atrito sob diferentes pressões de contato (Fonte: Desplanques et al., 2007)

3.1.2 Velocidade de deslizamento

Blau e McLaughlin, 2003, realizaram testes atritando um corpo de prova de 12,7 x 12,7 mm sobre um disco em uma máquina em escala reduzida, constatando que o coeficiente de atrito tende a diminuir a medida que se aumenta a velocidade, conforme indicado na Figura 3.2.

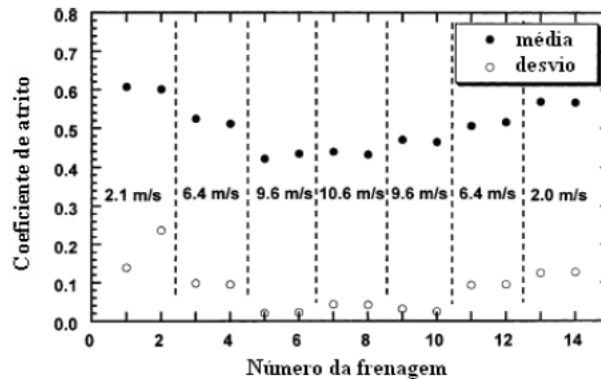


Figura 3.2 – Comportamento do coeficiente de atrito com variação da velocidade de escorregamento (Fonte: Blau e McLaughlin, 2003)

3.1.3 Temperatura

Ostermeyer, 2003, estima que durante uma frenagem em condições extremas alguns pontos da superfície do material atritante pode chegar a 1200°C. Collins, 2006, afirma que se a temperatura na interface de atrito exceder a temperatura de degradação térmica do ligante, as propriedades de materiais de revestimento podem ser alteradas, promovendo a transformação de um material atritante para um material lubrificante.

Segundo o autor, de maneira geral, o coeficiente de atrito tende a decrescer com o aumento da temperatura, uma condição conhecida como “*fade*”, reduzindo a capacidade frenante. Um exemplo dessa perda de capacidade de frear ocorre quando se dirige em descidas íngremes, onde os freios são acionados constantemente e por um período longo de frenagem para controlar a velocidade de descida.

3.2 Materiais de fricção

De acordo com Blau, 2001, o primeiro material de fricção que se tem conhecimento foi desenvolvido por Herbert Froot em 1897. Era utilizado em trens e veículos da época, e tinha em sua composição algodão impregnado com uma solução de betume. Em 1920 esse material foi substituído por um material moldado, que tinha como base o amianto crisotila.

Segundo Selle, 2014, o amianto foi utilizado em grande escala até a década de 1990 devido à sua ótima relação custo x benefício. O amianto teve sua utilização interrompida em diversos países pelos malefícios que causava através de sua inalação.

Eriksson e Jacobson, 2000, posteriormente citados por Neis, 2008, afirmam que geralmente os materiais de fricção são compostos por mais de vinte diferentes componentes e são, normalmente, fabricados por compactação a quente. Seus principais componentes são os seguintes:

- **Materiais estruturais:** conferem resistência mecânica, sendo geralmente utilizadas fibras metálicas, carbono, vidro, etc.
- **Modificadores de fricção:** utilizados para controlar a taxa de desgaste do material de fricção bem como estabilizar o coeficiente de atrito. Para garantir estabilidade de atrito, principalmente em temperaturas elevadas, são utilizados lubrificantes sólidos, como

grafite e sulfetos metálicos. Partículas abrasivas, tipicamente alumina ou mica, são utilizadas para elevar o coeficiente de atrito e contribuem para a remoção de óxidos de ferro que podem se formar na interface de contato.

- **Carga:** aumenta a vida útil do material de fricção, melhorando sua resistência e dissipação térmica, preenchendo espaços vazios. Ex.: sulfeto de bário, carbonato de cálcio e sílica.
- **Ligantes:** utilizados para aglutinar e unir os demais componentes, a fim de formar uma matriz termicamente estável (resinas fenólicas). De acordo com a necessidade podem ser acrescentados elastômeros antirruídos. Usualmente é acrescentado borracha para conferir melhores propriedades de amortecimento.

Alguns autores adicionam a essa lista os agentes de cura, que atuam sobre o ligante nas reações químicas durante o processo de fabricação, realizando a cura do material.

3.2.1 Classificação dos materiais de fricção quanto à composição

Uma classificação bastante utilizada e difundida comercialmente é citada por Birch, 1999:

Non-Asbesto Organic (NAO): Devido à redução do uso de asbestos nas últimas décadas foi desenvolvido o NAO, que não possui amianto (asbesto) em sua formulação. Ele é composto por resinas, materiais orgânicos e inorgânicos, grafite, mica, fibras metálicas (em baixa porcentagem) e aramida (substitui o asbesto).

Semi-metálicos (low-met): O termo semi-metálico foi empregado pelo fato de que esse material possui um percentual elevado de fibras metálicas (em especial compostos ferrosos), que segundo Eriksson e Jacobson, 2000, pode chegar a 50%. Quando comparado ao NAO ele é mais caro, porém é mais resistente a temperaturas elevadas e ao desgaste.

3.3 Tipos de freio

Collins, 2006, afirma que conceitualmente freios e embreagens são praticamente indistinguíveis. Funcionalmente, uma embreagem é um dispositivo para conectar de forma suave e gradual dois componentes rotativos distintos, com diferentes velocidades angulares em relação a uma linha de centro comum, trazendo os dois componentes para uma mesma velocidade angular após a embreagem ter sido acionada. Um freio supre função semelhante, exceto que um dos componentes é fixo à estrutura, de forma que após o completo acionamento do freio a velocidade angular do elemento girante é nula.

Schmid et al., 2014, classificam os diversos tipos de freio existentes como sendo os seguintes:

- Freio de tambor, com sapatas internas de expansão;
- Freio de tambor, com sapatas externas de contração;
- Freio de cinta;
- Freio a disco;
- Freio de disco cônico.

A Figura 3.3 mostra representativamente cada um dos modelos de freio citados acima.

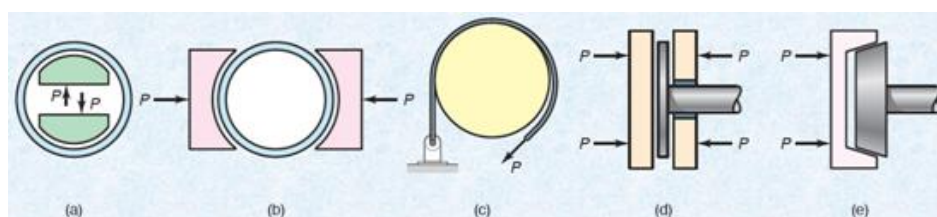


Figura 3.3 – Tipos de freio (Fonte: Schmid et al., 2014)

3.4. Movimentação de cargas

A citação a seguir mostra a importância de máquinas de elevação e transporte na indústria, e que apesar de datada da década de 70, ainda se aplica aos dias atuais.

“Todo processo de produção, em cada empresa, depende essencialmente de uma escolha racional dos tipos de máquinas de elevação e transporte, determinação correta de seus principais parâmetros e eficiente operação. Todo engenheiro deve, portanto, ter um completo conhecimento do projeto e das características operacionais deste equipamento, bem como dos métodos de seus projetos e aplicação prática” [Rudenko, 1976].

Para Passos, 2011, a técnica de movimentação de cargas compreende as operações de elevação, transporte e descarga de materiais, podendo ser efetuada manualmente ou com a utilização de sistemas mecânicos.

A empresa que utiliza equipamentos adequados de elevação e transporte em sua linha de produção tem benefícios como aumento na capacidade produtiva, redução de custo de mão de obra, redução de custo de materiais, aumento da capacidade de estoque e melhoria na circulação. Porém, como qualquer equipamento, ele também pode possuir algumas limitações e desvantagens, tais como a possível necessidade de um investimento inicial elevado, espaços e corredores apropriados para a operação e a eficiência da máquina, que está diretamente ligada à habilidade de cada operador.

Ainda segundo Passos, 2011, a utilização de equipamentos de elevação e transporte de cargas geram diversos riscos para os operadores e pessoas próximas do local de instalação do equipamento, sendo os principais a possibilidade de queda de carga, agarramento ou arrastamento de equipamentos, rompimento súbito de elementos de máquinas do equipamento e o tombamento de estruturas.

Rudenko, 1976, afirma que para a escolha adequada do equipamento a ser instalado é preciso ter conhecimento do projeto e das características operacionais do mecanismo, bem como se faz necessária a completa organização de produção na empresa, e aponta como principais fatores técnicos a serem avaliados para uma correta seleção de um sistema de elevação:

- Espécie e propriedades de cargas a serem manuseadas;
- Capacidade horária requerida por unidade;
- Direção e distância do percurso;
- Métodos de empilhar cargas nos pontos iniciais, intermediários e finais;
- Características do processo de produção relacionadas com a movimentação de cargas;
- Condições específicas do local.

4. PONTES ROLANTES

O tipo e o modelo de pontes rolantes variam de acordo com diversos fatores, como a capacidade de carga necessária, dimensões do pavilhão em que será instalada, tipo de utilização (em ambiente fechado ou externo), etc.

4.1 Análise da norma ABNT NBR 8400

A norma que rege o projeto de pontes rolantes e talhas elétricas é a NBR 8400:1984, que especifica parâmetros para dimensionamento e fabricação do equipamento. De acordo com a referida norma, os mecanismos e equipamentos de uma máquina de elevação e transporte são classificados em diferentes grupos conforme as condições de uso. Os fatores levados em conta para a escolha do grupo de trabalho são:

- Classe de funcionamento: caracteriza o tempo médio, estimado em números de horas de funcionamento diário do equipamento e a duração total teórica de utilização em um ano (considerando apenas os dias úteis). O equipamento só é considerado em funcionamento quando está em movimento.

- Estado de solicitação: caracteriza em que proporção um mecanismo, ou um elemento de mecanismo, é submetido à sua solicitação máxima ou somente às solicitações reduzidas.

A partir das classes de funcionamento e dos estados de solicitação, classificam-se os mecanismos de acordo com um grupo de trabalho.

As classificações desses três itens regem grande parte do projeto de equipamentos para levantamento e movimentação de cargas, pois com base neles são determinados coeficientes que determinam, por exemplo, o diâmetro do cabo de aço a ser utilizado, diâmetro das polias, potência de motores elétricos, etc. Tabelas para determinação de classe de funcionamento, estado de solicitação e grupo de trabalho podem ser vistas no Anexo I.

A talha elétrica cujo sistema de freio será estudado possui como especificações as seguintes características (veja Anexo I):

- Grupo do equipamento: 2m;
- Estado de solicitação: 2
- Classe de funcionamento: V2
- Intermitência (%): 40%
- Classe de partida: 240 conexões/hora (número de partidas que o equipamento pode dar por hora)
- Tensão de alimentação: 380V trifásico, 60Hz;
- Carga útil: 12,5 toneladas
- Comando por botoeira independente da talha;
- Altura de elevação: 9.000 mm
- Velocidade de elevação: 0,8/4,8 m/min.
- Velocidade de translação: 5,0/20,0 m/min.

Para o projeto de fabricação e instalação do conjunto completo de uma ponte rolante, a mesma é dividida em alguns subconjuntos, conforme descritos a seguir.

4.2 Conjunto da viga caixão

Compreende a(s) viga(s) principal(ais), por onde se desloca o conjunto de içamento (talha), e as cabeceiras, locais onde estão as rodas que movem e suportam o equipamento. O conjunto da viga caixão realiza o deslocamento longitudinal do equipamento em relação ao seu caminho de rolamento, podendo ser univiga (Figura 4.1-a) ou duplaviga (Figura 4.1-b).

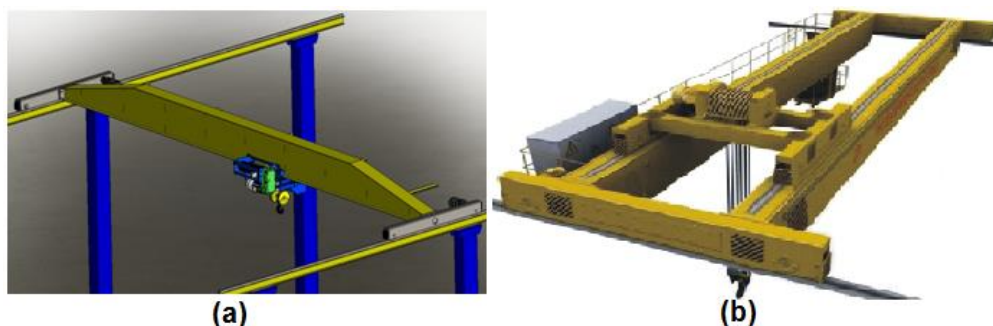


Figura 4.1 – Pontes rolantes: (a) univiga e (b) duplaviga (Fonte: SGO Equipamentos – 2014)

4.3 Caminho de rolamento

Estrutura por onde se desloca o conjunto da viga caixão. É composto por trilhos (normalmente do tipo “TR” ou de perfil quadrado) apoiados em vigas do tipo “W”, que por sua

vez são, geralmente, apoiadas sobre colunas metálicas ou de concreto. O Apêndice III mostra uma ponte rolante univiga com caminho de rolamento apoiado sobre colunas metálicas.

4.4 Conjunto Talha

É o conjunto responsável por efetivamente exercer a função de elevação do equipamento. Ela pode ser manual (de corrente) ou elétrica (de corrente ou cabo de aço). A seguir, a Figura 4.2 apresenta os dois exemplos de talha.

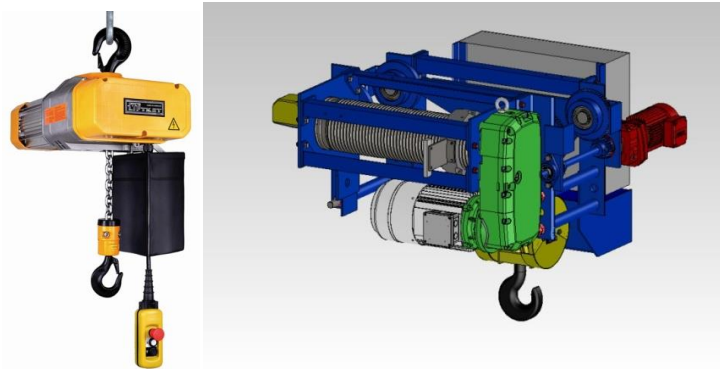


Figura 4.2 – Tipos de talhas: (a) talha elétrica de corrente (Fonte: liftket.de, 2014) e (b) talha elétrica de cabo de aço (Fonte: Schwanke, 2014)

Na Figura 4.3 estão representados os principais itens que compõem o mecanismo de elevação da talha cujo sistema de freio será objeto de estudo nesse trabalho. São eles:

- 1 – Tambor enrolador, responsável por enrolar o cabo de aço;
- 2 – Cabo de aço;
- 3 – Guia do cabo de aço, responsável por manter o cabo de aço pressionado contra o tambor, de modo a evitar que o mesmo fique apoiado sobre a ranhura do tambor, danificando o cabo de aço;
- 4 – Redutor de elevação, que determina a velocidade de elevação da talha em função da rotação nominal do motor, diâmetro nominal do tambor enrolador e diâmetro do cabo de aço,
- 5 – Motor de elevação;
- 6 – Sistema de freio;
- 7 – Sistema de fim de curso alto e baixo de elevação, utilizado para cessar automaticamente o movimento de subida ou descida de acordo com limites pré-estabelecidos em função do número de voltas de cabo enrolado no tambor.

Os itens 4, 5 e 6 formam juntos o conjunto “motorreductor de elevação” (item importado, conforme foi citado anteriormente), e os itens 5 e 6 formam o conjunto denominado motofreio.

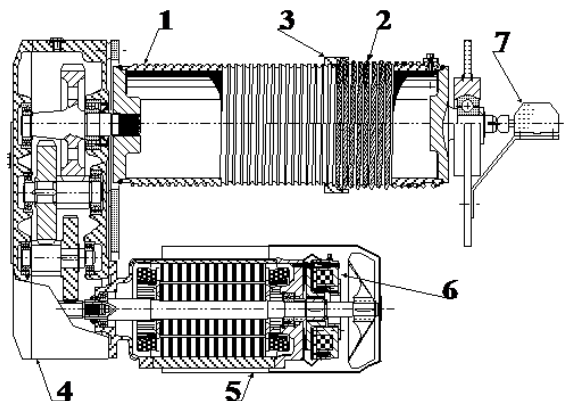


Figura 4.3 – Vista de corte de uma talha elétrica (Fonte: Manual de talha elétrica Schwanke, 2004)

4.5 Sistemas de freio utilizados em talhas elétricas

Sistemas de freio utilizados em talhas elétricas devem, por ter uma utilização de alta responsabilidade, operar no modo de frenagem denominado “normalmente fechado”. Nesta configuração o freio fica constantemente acionado, impedindo a movimentação da carga até que seja acionado o movimento. Apenas para comparação, o sistema de freio de um automóvel fica normalmente aberto, sendo necessário acioná-lo para frear.

4.5.1 Freio eletromagnético de sapata

O elemento girante desse sistema (Figura 4.4), que nesse caso é uma polia, é conectado diretamente ao eixo de saída do motor através de uma chaveta ou por meio de acoplamento. Quando a bobina está desenergizada, as sapatas são pressionadas contra a polia através da ação de uma mola de compressão. Para agregar segurança, esse tipo de freio pode ser fabricado com sensores de indicador de desgaste do elemento de fricção, sensor de temperatura, bem como com dispositivos de compensação de desgaste das pastilhas (utilizado para manter o elemento de fricção sempre com a folga de ajuste que foi regulada de fábrica, dispensando a necessidade de intervenção do operador para ajustes manuais do freio). Utiliza-se também um sistema de liberação manual da carga do freio para casos em que o equipamento trave por falta de energia elétrica ou falha do sistema.

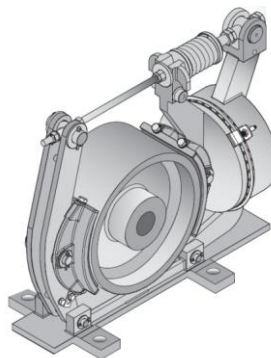


Figura 4.4 - Freio eletromagnético de sapata (Fonte: Sistemas de frenagem TecTor, 2014)

4.5.2 Freio eletromagnético a disco acionado por pastilhas

O freio eletromagnético a disco é um sistema de frenagem semelhante ao utilizado no sistema de freio a disco em veículos, cujas pastilhas possuem o material frenante, com a diferença de que seu acionamento é eletromagnético. Em relação aos itens de segurança e acessórios ele é basicamente igual ao de sapata. A parte girante desse sistema é um disco, que pode ser maciço ou ventilado, sendo este último indicado em casos que seja necessária uma maior dissipação de calor. O disco é fixado diretamente ao eixo de saída do motor através de uma chaveta ou por meio de acoplamento. A Figura 4.5 apresenta um sistema de freio eletromagnético a disco.



Figura 4.5 – Freio eletromagnético a disco (Fonte: Catálogo de freios EMH, 2013)

4.5.3 Freio eletromagnético a disco “full disk”

Esse sistema de freio é utilizado em diversos modelos de talhas elétricas Schwanke, inclusive na de capacidade de 12500 kgf, cujo disco de fricção é o componente que neste trabalho pretende-se aperfeiçoar.

O sistema de freio eletromagnético a disco “full disk” (disco cheio ou prato) é acoplado diretamente à estrutura do motor elétrico. A bobina de freio é fixada na tampa do motor através de parafusos. O platô é pressionado contra o disco de fricção através de molas de compressão quando a bobina está desenergizada. O disco de fricção é acoplado ao eixo rotor do motor. Esse acoplamento pode ser através de uma chaveta ou de um engrenamento estriado. Diferentemente do modelo citado no item 4.5.2 não existem pastilhas de freio, e o material de fricção faz parte do elemento girante, semelhante a um sistema de embreagem. O disco de fricção fica entre a tampa do motor e o platô, e possui duas interfaces de atrito.

Esse sistema de freio em conjunto com o motor elétrico é denominado motofreio, e como nos demais sistemas, opera no modo normalmente fechado. A Figura 4.6 mostra o motofreio do sistema de elevação em estudo.

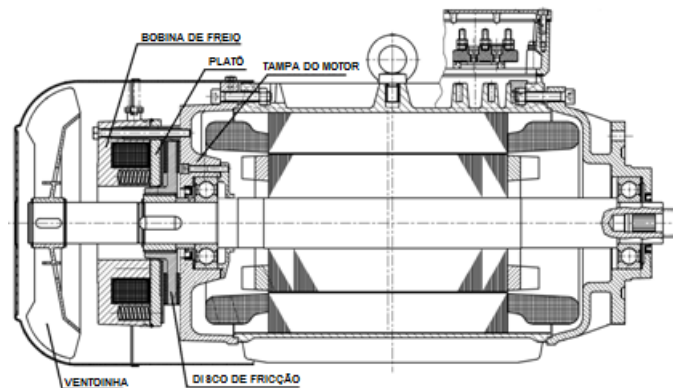


Figura 4.6 – Vista de corte do motofreio (Fonte: Schwanke, 2014)

Segundo Collins, 2006, os freios de disco do tipo prato (“full disk”) podem ter um ou mais discos de fricção, dependendo do tipo de aplicação. A Figura 4.7 mostra um sistema de disco simples (a), e um de disco múltiplo (b).

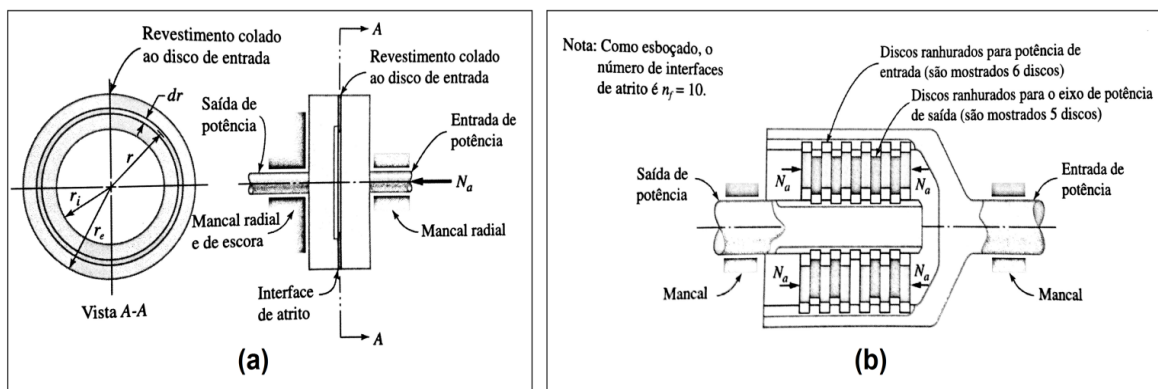


Figura 4.6 – Desenho esquemático do disco de fricção tipo prato: (a) discos simples e (b) discos múltiplos (Fonte: Collins, 2006)

Dentre os sistemas de freio supracitados, os dois primeiros (o eletromagnético de sapata e o eletromagnético freio a disco acionado por pastilhas) possuem custo mais elevado quando comparados a motofreios. Essa diferença de preços se dá em função das

características construtivas de cada sistema. Além disso, quando se compra um motofreio ele vem de fábrica com o sistema de freio tipo “full disk” já instalado. Sistemas de freio de sapata ou de disco por acionamento de pastilhas necessitam ser comprados à parte.

Uma vantagem igualmente importante é que motofreios requerem menor espaço de instalação. Freios eletromagnéticos de sapata ou de disco acionado por pastilhas exigem maior espaço, por isso normalmente são utilizados em talhas instaladas em pontes rolantes duplaviga. Em grande parte, quando os esses sistemas de frenagem são utilizados, eles atuam em paralelo, como segurança redundante da frenagem, sendo o primeiro do tipo motofreio e o segundo (chamado de freio secundário) um freio eletromagnético de sapata ou a disco. No momento em que o operador interrompe o movimento (de subida ou descida) primeiramente a bobina do motofreio é desenergizada, iniciando o processo de frenagem, e somente após um tempo previamente estabelecido a bobina do freio secundário (sapata ou disco) é desenergizada, completando a parada do movimento.

O Apêndice III mostra uma talha elétrica, para ponte rolante duplaviga, com motofreio como freio principal e freio de sapata como freio secundário (ou auxiliar).

5. DIMENSIONAMENTO DO FREIO A DISCO “FULL DISK”

Collins, 2006, afirma que o projetista do sistema de freio deve levar em conta a capacidade de torque de frenagem, forças de acionamento e limitações impostas pela pressão, temperatura e desgaste. Para tal, ele divide o dimensionamento desse sistema de freio em duas hipóteses: desgaste uniforme e pressão uniforme. Essas hipóteses são igualmente consideradas por Norton, 2004, e citadas por Euzébio, 2010.

5.1 Hipótese de desgaste uniforme

Segundo a teoria de desgaste uniforme, se o disco de fricção tende a ser rígido, o maior desgaste ocorrerá na região circunferencial externa devido a maior velocidade tangencial nesta região. Após certo desgaste inicial a distribuição de pressão será alterada, de modo que o desgaste será aproximadamente uniforme [Collins, 2006; Norton, 2004].

A literatura [Collins, 2006; Norton, 2004; Shigley e Mishke, 1990] propõe que para determinar o torque de frenagem, considerando o desgaste uniforme, deve-se utilizar a Equação 5.1.

$$T_{fdu} = n_f \mu \pi p r_i (r_e^2 - r_i^2) \quad (5.1)$$

onde T_{fdu} é o torque de frenagem pela hipótese de desgaste uniforme, n_f é o número de interfaces de atrito, μ é o coeficiente de atrito, p é a pressão, r_i é o raio interno e r_e o raio externo.

5.2 Hipótese de pressão uniforme

Collins, 2006, afirma que segundo a teoria da pressão uniforme, se o disco tende a ser flexível e são mantidos em contato extenso, existe, nominalmente, pressão uniforme entre as interfaces do disco.

Pela hipótese de pressão uniforme, para determinação do torque de frenagem aplica-se a relação apresentada na Equação 5.2 [Collins, 2006; Norton, 2004; Shigley e Mishke, 1990].

$$T_{fpu} = n_f \mu 2\pi p \left(\frac{r_e^3 - r_i^3}{3} \right) \quad (5.2)$$

onde T_{fpu} é o torque de frenagem pela hipótese de pressão uniforme.

A literatura, [Euzébio, 2010; Norton, 2004], afirma que essa hipótese é válida quando o material frenante é novo, mas com o uso seu comportamento tenderá à condição de desgaste

uniforme. Para fins de projeto a suposição de desgaste uniforme é mais conservativa, pois uma mesma pressão produz uma capacidade de torque frenante menor quando comparada com a suposição de pressão uniforme [Collins, 2006; Norton, 2004]. Portanto, neste trabalho será utilizada a Equação 5.1 (desgaste uniforme) para o dimensionamento do disco de fricção do equipamento de elevação.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O fabricante do motorreductor (importado) utilizado na talha em estudo garante, através da rigidez das molas de compressão, um torque de frenagem de no mínimo 100 Nm, conforme Anexo II. Portanto, este é o torque utilizado para efeitos de dimensionamento do material frenante do disco de fricção proposto (representado na Figura 6.1).

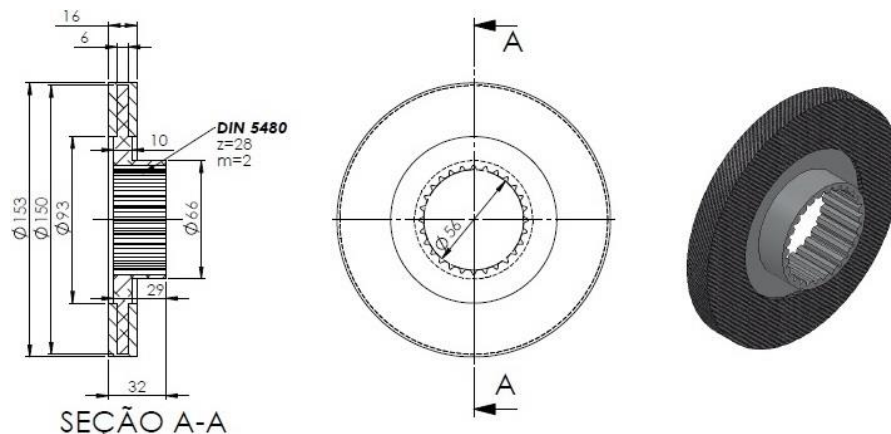


Figura 6.1 – Disco de fricção para talha de 12500 kgf

Tabelas propostas por Shigley e Mishke, 1990, e Collins, 2006, mostram que o menor coeficiente de atrito utilizado para freios (contato seco) é de 0,15, e o maior 0,63. Utilizando a Equação 5.1, foi gerada uma relação entre a pressão de contato e o coeficiente de atrito. Essa relação é mostrada na Figura 6.2, onde os pontos sobre a linha representam um torque frenante de 100 Nm. Para os demais parâmetros da equação utilizou-se as dimensões do disco de fricção (Figura 6.1) e os extremos de coeficiente de atrito desta curva, que vão de 0,125 a 1,2. Essa curva foi calculada com a intenção de especificar a compressão máxima do sistema de freio estudado.

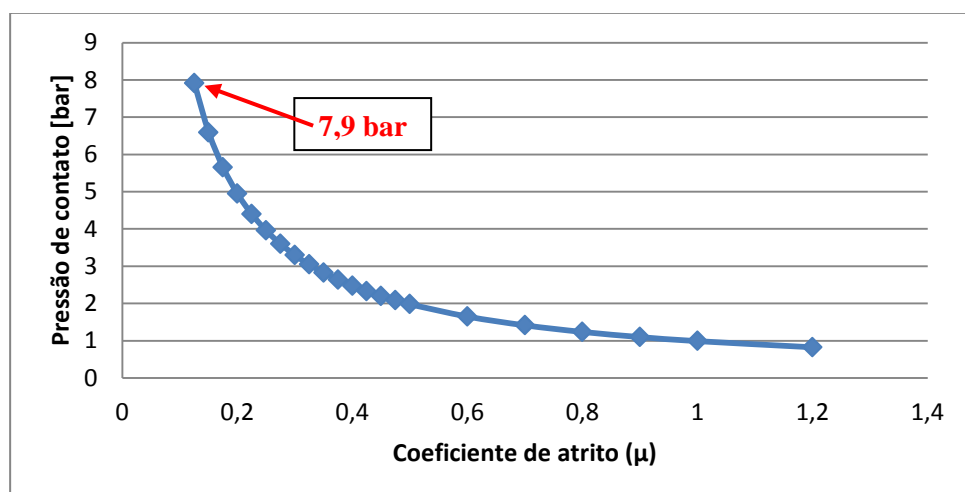


Figura 6.2 – Relação pressão de contato versus coeficiente de atrito

Analisando o gráfico mostrado na Figura 6.2, gerado a partir da hipótese de desgaste uniforme (Equação 5.1), percebe-se que para manter o torque de frenagem mínimo garantido pelo fabricante (100 Nm), à medida que se aumenta o coeficiente de atrito a pressão de contato necessária para gerar o mesmo torque de frenagem (100 Nm) diminui. No ponto de menor coeficiente de atrito do gráfico ($\mu=0,125$), tem-se uma pressão de contato que é máxima e vale 7,90 bar. Esse valor de pressão é, portanto, a pressão mínima que o material frenante do disco de fricção a ser especificado deve suportar.

Para se determinar a velocidade de deslizamento do disco de fricção, é preciso conhecer a rotação do motor no instante em que o freio é acionado. O motor elétrico (cujo sistema de freio possui o disco de fricção mostrado na Figura 6.1) utilizado como força motriz do mecanismo de elevação em questão é construído com duas velocidades nominais, pois possui duplo bobinado no enrolamento de seu estator (2/12 polos). Quando o movimento é acionado (subida ou descida) quem atua é o bobinado de 12 polos (600 rpm), e ao mesmo tempo é acionado um temporizador. Após 5 segundos (rampa de aceleração) é alimentado o bobinado de 2 polos, e o motor faz a comutação de velocidade, passando a girar a 3600 rpm. No movimento de parada o caminho é inverso. O motor está a 3600 rpm, e no momento em que o operador solta o botão de acionamento ele corta a alimentação do bobinado da velocidade alta e ao mesmo tempo alimenta o bobinado da baixa velocidade. Um temporizador conta 3 segundos desde o momento que o botão é desacionado (rampa de parada) e corta a alimentação geral o motor, que aciona o freio. O esquema de ligação elétrica dos circuitos de comando e de potência pode ser visto nos Anexos IV e V

A velocidade de deslizamento (ou escorregamento) pode ser obtida a partir das dimensões do disco de fricção (Figura 6.1) e da Equação 6.1 descrita a seguir.

$$V_{esc} = f\pi D \quad (6.1)$$

onde V_{esc} é a velocidade de escorregamento [m/s], f é frequência rotativa do motor [RPS] e D é o diâmetro [m].

Para fins de dimensionamento foi utilizado o diâmetro externo do disco de fricção, para que se obtenha a velocidade de escorregamento mais alta do sistema. No momento que o freio é acionado, o mesmo está com frequência rotativa de 10 rotações por segundo, gerando uma velocidade de escorregamento de 4,712 m/s.

Para a escolha do material de fricção foi consultado um banco de dados de testes experimentais de frenagem com diferentes materiais de fricção, os quais foram executados pelo LATRIB-UFRGS. Foram propostos então dois possíveis materiais para substituir aquele que vem apresentando desgaste excessivo. A validação, ou não, se dará através da análise das características tribológicas (pressão, velocidade e temperatura) de cada material e da adequação das mesmas às solicitações especificadas. Os materiais sugeridos são provenientes de um dos maiores fabricantes nacionais de materiais de fricção para freios, e são um semi-metálico (SM) e um “*non asbesto organic*” (NAO).

Os materiais já haviam sido ensaiados pelo laboratório sob diversas combinações de pressão, temperatura e velocidade, onde foi obtido o coeficiente de atrito para cada situação, por isso dispensou-se a necessidade de novos ensaios. Foram realizadas 340 frenagens para cada material, que são corpos de prova de 18 mm de diâmetro. O valor de μ variou conforme foram modificadas com as condições operacionais, como pode ser visto nas Figuras 6.3 e 6.4. Cada ponto dos gráficos representa o coeficiente de atrito médio de 10 medições sob as mesmas condições operacionais.



Figura 6.3 – Coeficiente de atrito x etapas de frenagens do material NAO (Fonte: LATRIB-UFRGS)

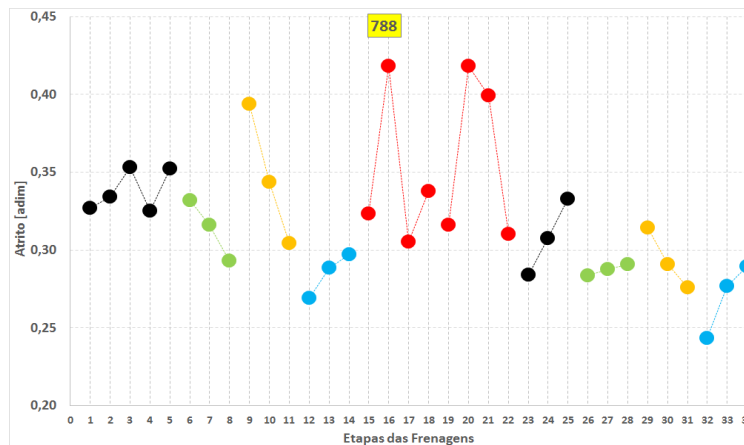


Figura 6.4 – Coeficiente de atrito x etapas de frenagens do material semi-metálico (Fonte: LATRIB-UFRGS)

As etapas de frenagem 6, 7, 8, 26, 27 e 28 possuem velocidades de deslizamento muito próximas da velocidade que está submetido o disco de fricção em estudo. Nessas etapas, considerando-se as forças normais exercidas e o diâmetro do corpo de prova, verifica-se que foram aplicadas pressões de contato de 14,73 bar a 39,29 bar. No valor de maior pressão, ela chega a ser 4,97 vezes maior que o mínimo que o material deve resistir (7,9 bar). Os dois materiais propostos não apresentaram falhas nem desgaste excessivo. Os parâmetros para cada condição de frenagem podem ser vistos no Anexo III.

Nas etapas de frenagem 6, 7, 8, 26, 27 e 28, o coeficiente de atrito do material NAO variou entre 0,26 (etapa 28) e 0,34 (etapa 6), enquanto o semi-metálico variou entre 0,28 (etapa 26) e 0,33 (etapa 6), mostrando um comportamento relativamente similar.

Os corpos de prova chegaram a ser submetidos, sem falhas, a pressões de 47,15 bar e velocidades de deslizamento de até 12 m/s, condições muito mais severas àquelas que o disco de fricção que se pretende aperfeiçoar será submetido.

Tanto o semi-metálico quanto o NAO se mostram adequados para aplicação no disco de fricção em estudo. Porém, como o principal problema no material atualmente utilizado é o desgaste excessivo, opta-se pelo semi-metálico, pois a literatura [Birch, 1999] mostra que, em geral, este material é mais resistente ao desgaste quando comparado ao NAO. Essa maior resistência ao desgaste também foi confirmada pelos ensaios realizados pela equipe do LATRIB. A variação da massa (medida de desgaste) durante os ensaios do SM foi 15% menor.

7. CONCLUSÕES

O sistema de freio eletromagnético a disco do tipo “full disk”, que é utilizado na talha estudada, é o mais compacto entre os modelos apresentados nesse trabalho. Em conjunto com o motor elétrico de dupla velocidade, e em função dos esquemas de ligação de potência e comando, ele tem um funcionamento favorável à segurança, pois a rotação do motor é reduzida de 3600 rpm para 600 rpm antes do acionamento efetivo do freio, reduzindo seu desgaste.

Os resultados deste trabalho mostraram que o material de fricção a ser aplicado no disco de fricção deve resistir a uma pressão de 7,9 bar, bem como a uma velocidade de escorregamento de aproximadamente 4,7 m/s. Os dois materiais sugeridos (NAO e semi-metálico) atendem adequadamente às solicitações de projeto para utilização no motofreio de elevação da talha Schwanke de capacidade 12500 kgf. Porém, como o principal problema que o disco de fricção apresenta é desgaste excessivo, é mais interessante o uso do SM, por ser menos suscetível ao desgaste.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. “**NBR 8400: Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas**”, Rio de Janeiro, 1984.

BLAU, P. J.; “**Compositions, functions, and testing of friction brake materials and their additives**”, Oak Ridge National Laboratory, Metals and Ceramic Division. ORNL/TM-2001/64. Tennessee, USA, 2001.

BIRCH, T. W.; “**Automotive Braking Systems**”, 3rd Edition, Delmar Publishers, USA, 1999.

COLLINS, J. A.; “**Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas – Uma Perspectiva de Prevenção da Falha**”, LTC, Rio de Janeiro, 2006.

DING, W.; “**Self-Excited Vibration – Theory, paradigms and research methods**”, Tsinghua University Press, Beijing and Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012.

DESPLANKES, Y.; ROUSSETE, O.; DEGALLAIX, G.; COPIN, R.; BERTHIER, Y.; “**Analysis of tribological behavior of pad disk contact in railway braking. Part 1. Laboratory test development, compromises between actual and simulated tribological triplets**”, Wear Vol. 262, 2007.

ERIKSSON, M., JACOBSON, S.; “**Tribological Surfaces of Organic Brake Pads**”, Tribology International, p. 817-827, Elsevier, USA, 2000.

EURODRIVE, SEW; “**Seleção de Acionamentos – Métodos de Cálculo e Exemplos**”, SEW EURODRIVE, Volume 1, 2007.

EUZÉBIO, L. S.; “**Determinação do Raio Efetivo em Pastilhas Circulares de Freio a Disco em tribômetro**”, Monografia de Trabalho de Conclusão, 29 páginas. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

FRANCESCHINI, J.; “**Avaliação do fenômeno de *stick-slip* em materiais de fricção com utilização de um tribômetro**”, Dissertação de Mestrado, 90 páginas. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2014.

NEIS, P. D.; “**Projeto e construção de um tribômetro para estudos relacionados a materiais de atrito veiculares**”, Dissertação de Mestrado, 95 páginas. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2008.

NIEMANN, G.; “**Elementos de Máquinas**”, Edgard Blücher, Volume III, 6^a reimpressão, 1996.

NORTON, R. L.; “**Projeto de Máquinas – Uma Abordagem Integrada**”, Bookman, 2^a Edição, 2004.

OSTERMEYER, G. P.; “**Friction and Wear of Breaking Systems**”, Forschung im Ingenieurwesen, Volume 66, 2001.

OSTERMEYER, G. P.; “**On the Dynamics of the Friction Coefficient**”, Wear Vol. 254, 2003.

PASSOS, L. C.; “**Pontes Rolantes, Guindastes Giratórios e Acessórios de Movimentação de cargas**”, Make Engenharia, acessoria e desenvolvimento, 2011.

RUDENKO, N.; “**Máquinas de Elevação e Transporte**”, Livros Técnicos e científicos Editora, Rio de Janeiro, 1976.

SCHWANKE; “**Manual de talha elétrica Schwanke**”, Schwanke Indústria Metalúrgica, 2004.

SHIGLEY, J. E.; MISHKE, C. R.; “**Power Transmission Elements – A Mechanical Designers Workbook**”, McGraw-Hill, 1990.

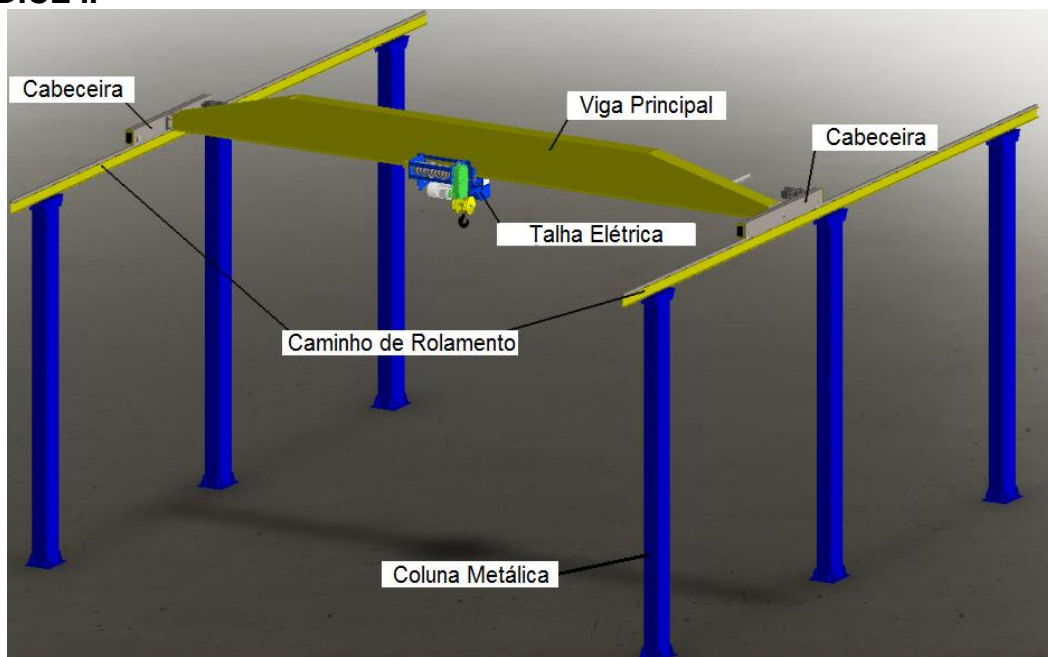
SCHMID, S. R.; HAMROCK, B. J.; JACOBSON, B. O.; “**Fundamentals of Machine Elements**”, CRC Press, 3rd Edition, 2014 .

TIROVIC, M.; DAY, A. J.; “**Disk Brake Interface Pressure Distributions**”, Journal of Automobile Engineering, 1991.

TECTOR; “**Sistemas de Frenagem TecTor**”, TecTor Freios Industriais , 2014.

APÊNDICE I

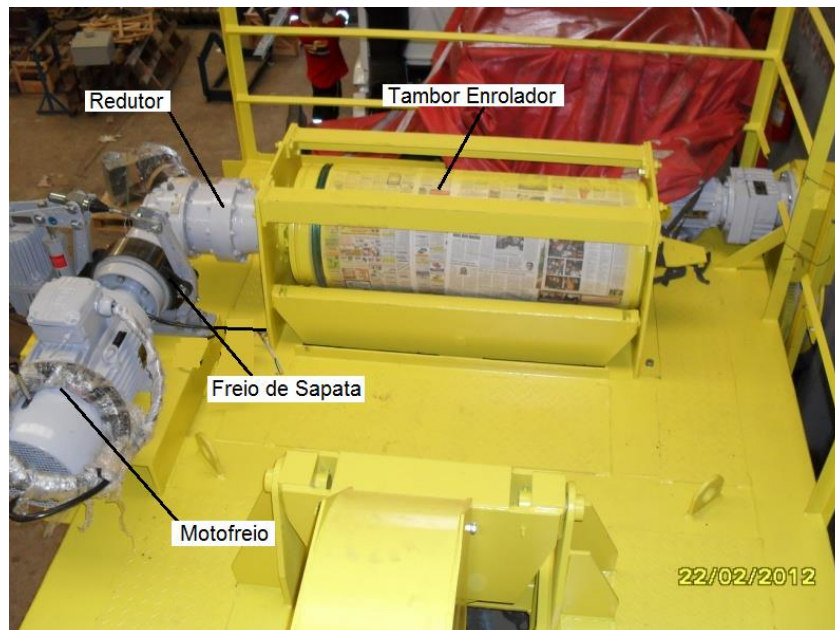
Disco de fricção desgastado com aproximadamente 30 dias de uso

APÊNDICE II

Conjunto completo de ponte rolante univiga apoiado sobre colunas metálicas

APÊNDICE III

Talha elétrica motofreio como freio principal e freio de sapata como freio secundário (ou auxiliar).



ANEXO I

Tabelas para definição de classe de funcionamento, estado de solicitação e grupo de trabalho conforme NBR8400.

Classe de funcionamento	Tempo médio de funcionamento diário estimado (h)	Duração total teórica da utilização (h)
V0,25	$t_m \leq 0,5$	≤ 800
V0,5	$0,5 < t_m \leq 1$	1600
V1	$1 < t_m \leq 2$	3200
V2	$2 < t_m \leq 4$	6300
V3	$4 < t_m \leq 8$	12500
V4	$8 < t_m \leq 16$	25000
V5	$t_m > 16$	50000

Estados de solicitação	Definição	Fração da solicitação máxima
1	Mecanismos ou elementos de mecanismos sujeitos a solicitações reduzidas e raras vezes a solicitações máximas	$P = 0$
2	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos, durante tempos sensivelmente iguais, a solicitações reduzidas, médias e máximas	$P = 1/3$
3	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos na maioria das vezes a solicitações próximas à solicitação máxima	$P = 2/3$

Estados de solicitação	Classes de funcionamento						
	V0,25	V0,5	V1	V2	V3	V4	V5
1	1Bm	1Bm	1Bm	1Am	2m	3m	4m
2	1Bm	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
3	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	5m

ANEXO II

Dados do fabricante do motorreductor de elevação utilizado na talha elétrica Schwanke de capacidade 12500 kgf.

Technical Data Hoist Drive GH 12500										
→ Drum diameter 266 mm				→ Falls 4/1						
Pos.	Load [t]	ISO	FEM	v [m/min]	P [kW]	f [Hz]	Ratio [-]	Torque [Nm]	Type	Motor related dimensions [mm]
1	10	M5	2m	0.66/4.0 (0.8/4.8)	1.2/7.6 (1.44/9.1)	50 (60)	152.9	70	ZFB100/GH12500/4D132Mc4x-12/2	AC: 270
	8	M6	3m							LBS: 549
	6.3	M7	4m							ADS: 190
	5	M7	4m							HBS: 84
2	10	M5	2m	0.8/5.0 (1.0/6.0)	1.5/9.5 (1.8/11.4)	50 (60)	118.5	100	ZFB100/GH12500/4D132Md4x-12/2	AC: 270
	8	M6	3m							LBS: 579
	6.3	M7	4m							ADS: 190
	5	M7	4m							HBS: 84
3	8	M5	2m	1.0/6.3 (1.2/7.6)	1.5/9.5 (1.8/11.4)	50 (60)	93.9	100	ZFB100/GH12500/4D132Md4x-12/2	AC: 270
	6.3	M6	3m							LBS: 579
	5	M7	4m							ADS: 190
	4	M7	4m							HBS: 84
4	6.3	M5	2m	1.3/8.0 (1.6/9.6)	1.5/9.5 (1.8/11.4)	50 (60)	73.6	100	ZFB100/GH12500/4D132Md4x-12/2	AC: 270
	5	M6	3m							LBS: 579
	4	M7	4m							ADS: 190
	3.2	M7	4m							HBS: 84
5	12.5	M5	2m	0.66/4.0 (0.8/4.8)	1.5/9.5 (1.8/11.4)	50 (60)	152.9	100	ZFB100/GH12500/4D132Md4x-12/2	AC: 270
	10	M6	3m							LBS: 579
	8	M7	4m							ADS: 190
	6.3	M7	4m							HBS: 84
6	12.5	M4	1Am	0.8/5.0 (1.0/6.0)	2.0/12.5 (2.4/15.0)	50 (60)	118.5	100	ZFB100/GH12500/4D132L4x-12/2	AC: 270
	10	M5	2m							LBS: 619
	8	M6	3m							ADS: 190
	6.3	M7	4m							HBS: 84
7	10	M4	1Am	1.0/6.3 (1.2/7.6)	2.0/12.5 (2.4/15.0)	50 (60)	93.9	100	ZFB100/GH12500/4D132L4x-12/2	AC: 270
	8	M5	2m							LBS: 619
	6.3	M6	3m							ADS: 190
	5	M7	4m							HBS: 84
8	8	M4	1Am	1.3/8.0 (1.6/9.6)	2.0/12.5 (2.4/15.0)	50 (60)	73.6	100	ZFB100/GH12500/4D132L4x-12/2	AC: 270
	6.3	M5	2m							LBS: 619
	5	M6	3m							ADS: 190
	4	M7	4m							HBS: 84

ABM Greiffenberger Antriebstechnik GmbH • Friedenfelser Str. 24 • D - 95615 Marktredwitz
Phone: (+49) 09231/67-0 • Fax: (+49) 09231/67-145 • e-mail: htf@abm-antriebe.de

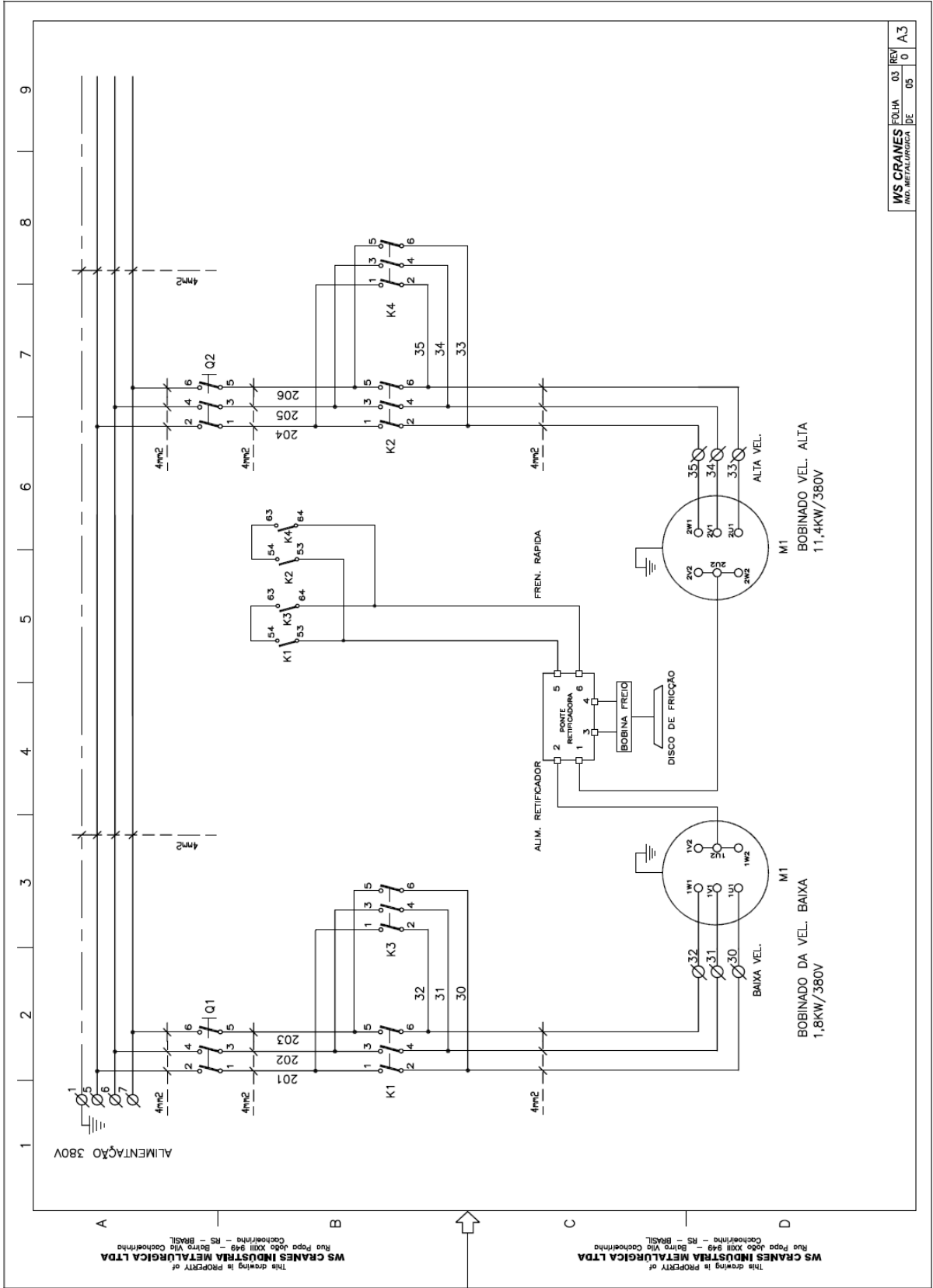
GH12500/March2009

ANEXO III

Parâmetros dos ensaios de frenagem dos materiais NAO e SM (Fonte: Adaptado de LATRIB-UFRGS, 2014)

ID	N° Frenagens	N° Total de frenagens	Velocidade de Escorregamento [m/s]	Força Normal [N]	Temperatura inicial [°C]	Duração da frenagem [s]
1	10	10	7,68 a 0	1200	100	10
2	10	20				
3	10	30				
4	10	40				
5	10	50				
6	10	60	4,0 a 0,5	375	60	5
7	10	70				
8	10	80				
9	10	90	8,0 a 4,0	375	60	5
10	10	100				
11	10	110				
12	10	120	12,0 a 8,0	375	60	5
13	10	130				
14	10	140				
15	10	150	8,0 a 0	375	100	5
16	10	160				
17	10	170				
18	10	180				
19	10	190				
20	10	200				
21	10	210				
22	10	220				
23	10	230	7,68 a 0	1200	100	10
24	10	240				
25	10	250				
26	10	260	4,0 a 0,5	375	60	5
27	10	270				
28	10	280				
29	10	290	8,0 a 4,0	375	60	5
30	10	300				
31	10	310				
32	10	320	12,0 a 8,0	375	60	5
33	10	330				
34	10	340				

ANEXO IV

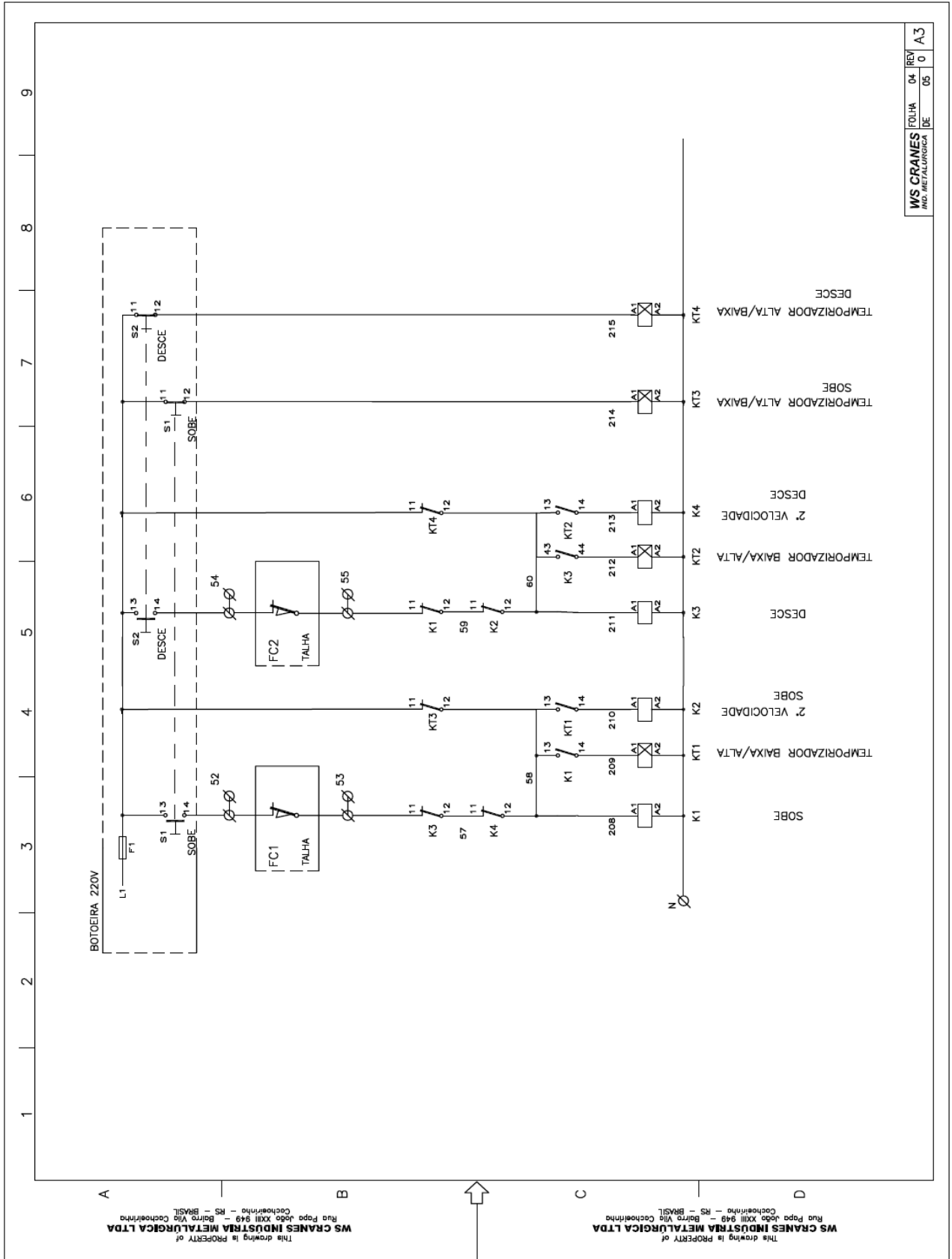


This drawing is PROPERTY of
WS CRANES INDÚSTRIA METALÚRGICA LTDA
 Rua Popo João XXIII 949 - Bairro Vila Cochoerinha
 Cachoeirinha - RS - BRASIL

This drawing is PROPERTY of
WS CRANES INDÚSTRIA METALÚRGICA LTDA
 Rua Popo João XXIII 949 - Bairro Vila Cochoerinha
 Cachoeirinha - RS - BRASIL

WS CRANES	INDÚSTRIA	03	REV	0	A3
INDÚSTRIA METALÚRGICA	DE	05			

ANEXO V



WS CRANES	FOLHA	04	REV	0
IND. METALURGICA	DE	06		A.3