

SÃO PAULO, 2000

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica

METODOLOGIA DO PROJETO BÁSICO DE
EQUIPAMENTO DE MANUSEIO E TRANSPORTE
DE CARGAS - PONTE ROLANTE - APLICAÇÃO
NÃO-SIDERÚRGICA

ARTHUR TAMASASKAS

SÃO PAULO, 2000

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica

METODOLOGIA DO PROJETO BÁSICO DE
EQUIPAMENTO DE MANUSEIO E TRANSPORTE
DE CARGAS - PONTE ROLANTE - APLICAÇÃO
NÃO-SIDERÚRGICA

ARTHUR TAMASASKAS

Agradecimentos

Ao orientador prof. Dr. Paulo Carlos Kaminski pela sempre presente e eficaz orientação;

Ao prof. Dr. Gilberto Marta de Souza pela motivação e apoio;

Aos meus colegas engenheiros e professores que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho;

À minha esposa Mônica e aos meus filhos Igor, Nicholas e Iuri; por tudo.

Metodologia do projeto básico de equipamento de manuseio e transporte de cargas - Ponte Rolante - aplicação não siderúrgica

Resumo

Neste trabalho apresentam-se o desenvolvimento da seqüência, modelos e procedimentos que possibilitam o projeto básico de um equipamento de manuseio e transporte de cargas - Ponte Rolante - aplicação não-siderúrgica.

Aborda-se mais especificamente o modelo para determinação dos componentes principais, bem como uma sugestão para verificação mecânica e estrutural destes componentes.

A partir deste modelo, desenvolveu-se uma seqüência objetiva do ponto de vista de engenharia para a configuração do equipamento.

No Apêndice B é apresentado o desenvolvimento do projeto básico de um dos subconjuntos de uma Ponte Rolante.

**Methodology for material handling equipment - Electric
Overhead Traveling Crane - industrial type - basic
design**

Abstract

In this work is being presented the development and procedures that enable the basic design of an Electric Overhead Traveling Crane. In particular are showed models for main parts specification and suggestions for performing mechanical and structural analysis. Based on this model, an objective formulation of the project engineering point of view is used for choosing the configuration of basic design. In appendix B is showed the development of a subassembly for an Electric Overhead Traveling Crane.

METODOLOGIA DO PROJETO BÁSICO DE EQUIPAMENTO DE
MANUSEIO E TRANSPORTE DE CARGAS - PONTE ROLANTE -
APLICAÇÃO NÃO-SIDERÚRGICA

Arthur Tamassuskas
Orientador: Paulo Carlos Kaminski

Errata

9. Discussão dos Resultados e Conclusão

9.1. Comentários Gerais

página 73

A acrescentar:

Fica neste trabalho a sugestão para que sejam desenvolvidas metodologias similares para os diversos equipamentos de transporte de cargas, bem como para os componentes mecânicos, estruturais e elétricos, utilizando-se requisitos técnicos de entrada (Ei) e saída (Si).

Citamos como exemplos:

- Vigas principais com trilhos do carro fixados sobre as almas;
- Mecanismos acionados por motores hidráulicos;
- Sistemas AC/DC/AC para controle de rotação dos motores elétricos;
- Sistemas de comando para o equipamento por radiocontrol;
- etc.

Índice Geral

Pág.

Item

1	1.1 Objetivos.....
2	1.2 Configuração do Equipamento Objeto da Metodologia.....
3	1.3 Desenvolvimento Proposto.....
	2 - FUNÇÃO E CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE DE CARGAS
5	2.1 Comentários Gerais.....
8	2.2 Classificação dos Mecanismos e Estruturas.....
8	2.3 Informações Técnicas Necessárias para a Configuração do Equipamento.....
10	2.4 Fluxograma Geral do Projeto.....
11	2.5 Análise das Normas Citadas para o Projeto
	3 - MOVIMENTO VERTICAL DA CARGA
12	3.1 Requisitos Necessários.....
18	3.2 Comentários Gerais.....
19	3.3 Mecanismo de Elevação.....
	4 - MOVIMENTO DE TRANSLAÇÃO DO CARRO (DIREÇÃO)
30	4.1 Comentários Gerais.....
33	4.2 Mecanismo de Translação do Carro (Direção).....
	5 - ESTRUTURA DO CARRO
43	5.1 Configuração da Estrutura do Carro.....
47	5.2 Determinação do Centro de Forças do Carro.....
50	5.3 Análise dos Resultados.....

89	A.8 Sistema de Controle com Velocidade Única.....
86	A.7 Sistema de Controle com Infinitos Pontos de velocidade.....
84	A.6 Sistema de Controle por Contratorque.....
83	Foucault
	A.5 Sistema de Controle com Resistor no Secundário e Freio de
82	A.4 Sistema de Controle de Dupla Velocidade.....
80	A.3 Sistema de Controle com Resistor no Secundário.....
78	A.2 Sistema de Controle com Frenagem Dinâmica - Com Injeção de CC.
77	A.1 Freio de Corrente de Foucault
	ALTERNADA
	MOTORES ELÉTRICOS ALIMENTADOS EM CORRENTE
	A - SISTEMAS MAIS USUAI DE CONTROLE DE ROTAÇÃO DE
	11 - APÊNDICES
74	10 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....
72	9.1 Comentários Gerais.....
	9 - DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÃO
71	8.1 Comentários Gerais.....
	8 - SISTEMAS DE COMANDO DA PONTE ROLANTE
65	Rolante.....
	7.3 Sugestão para Determinação do Diâmetro das Rodas da Ponte
64	7.2 Determinação dos Motores de Translação da Ponte.....
63	7.1 Configurações Usuais.....
	7 - MOVIMENTO DE TRANSLAÇÃO DA PONTE ROLANTE
57	6.3 Cálculo das Tensões na Secção Crítica.....
55	com Secção Constante e sem Singularidades de uma Ponte Rolante.....
	6.2 Localização da Secção Crítica das Vigas Principais, Devido a Flexão
53	6.1 Determinação Preliminar das Vigas Principais.....
	6 - ESTRUTURA DA PONTE

B - EXEMPLIFICAÇÃO DA METODOLOGIA, PARA UM CASO
ESPECÍFICO, DE UM MECANISMO DE LEVANTAMENTO DE
CARGAS DE UMA PONTE ROLANTE, APLICAÇÃO NÃO-
SIDERÚRGICA.

B.1 Dados Técnicos de Entrada Necessários Para a Configuração Básica da Ponte Rolante.....	91
B.2 Mecanismo do Sistema de Levantamento.....	95

Listas de Figuras

Pág.			- Equipamento de Manuseio e Transporte de Cargas - Ponte Rolante Convencional - Aplicação não Siderúrgica
2			Figura 1
10			Figura 2a - Fluxograma Geral do Projeto
11			Figura 2b - Normas X Componentes
13			Figura 3 - Requisito para a Especificação Técnica do Mecanismo do Sistema de Levantamento
19			Figura 4 - Conjunto do Bloco do Gancho
20			Figura 5a - Sistema de Cabearamento Exponencial
20			Figura 5b - Sistema de Cabearamento Simples
20			Figura 5c - Sistema de Cabearamento Gêmeo
21			Figura 6a - Sistema Gêmeo de Cabearamento - 4 cabos
22			Figura 6b - Sistema Gêmeo de Cabearamento - 8 cabos
22			Figura 6c - Sistema Gêmeo de Cabearamento - 16 cabos
24			Figura 7 - Desenho Esquemático do Tambor
26			Figura 8 - Desenho Esquemático do Mecanismo de Levantamento
29			Figura 9 - Desenho Esquemático da Conexão Tambor X Redutor
30			Figura 10 - Requisito para Especificação Técnica do Mecanismo do Sistema de Translação do Carro
33			Figura 11 - Sistema de Translação tipo A-1 - Carro
37			Figura 12 - Gráfico Potência X Tempo
39			Figura 13 - Carga Relativa / Fator f_m
40			Figura 14 - Diâmetro da Roda / Resistência Específica ao Deslocamento
43			Figura 15 - Carro da Ponte Rolante
44			Figura 16 - Posicionamento do Redutor de Levantamento na Viga 1 do Carro
44			Figura 17 - Localização da Viga 2 do carro
45			Figura 18 - Travessa de Interligação Viga 1 e Viga 2

46	Figura 19	- Indicação da Linha de Centro dos Mancais das Rodas do Carro
46	Figura 20	- Configuração da Estrutura com as Bases de Assentamento dos Componentes
47	Figura 21	- Esquematisação para Determinação das Reações por Roda do Carro
47	Figura 22	- Esquematisação para Reações
48	Figura 23a	- Esquematisação de Carregamento
49	Figura 23b	- Indicação do Carregamento nos Respeitos Nós
50	Figura 24	- Requisito para Análise Estrutural do Carro
55	Figura 25	- Localização da Secção Crítica de Viga da Ponte Rolante
55	Figura 26	- Esquematisação de Cargas no Carro
59	Figura 27	- Gráfico de Tensão X Deformação
60	Figura 28	- Requisito para Análise Estrutural da Ponte
63	Figura 29	- Sistema de Translação tipo A-1
63	Figura 30	- Sistema de Translação tipo A-2
63	Figura 31	- Sistema de Translação tipo A-3
63	Figura 32	- Sistema de Translação tipo A-4
64	Figura 33	- Sistema de Translação tipo A-5
64	Figura 34	- Sistema de Translação tipo A-6
64	Figura 35	- Disposição dos Componentes para Translação A-4
65	Figura 36	- Desenho Esquemático da Ponte Rolante
66	Figura 37	- Desenho Esquemático em Planta da Ponte Rolante
66	Figura 38	- Desenho Esquemático para Indicação da Resultante
67	Figura 39	- Desenho Esquemático para o Peso da Ponte Exceto Carro
67	Figura 40	- Desenho Esquemático para Cabine
68	Figura 41	- Desenho Esquemático Indicando o Carro sem Carga
69	Figura 42	- Requisito para Especificação do Mecanismo do Sistema de Translação da Ponte
79	Figura 43	- Curva de Torque X Rotação - Injeção de C.C.

81	Figura 44	- Curva de Torque X Rotação - Resistor no Secundário
82	Figura 45	- Curva de Torque X Rotação - Dupla Velocidade
84	Figura 46	- Curva de Torque X Rotação - Resistor no Secundário e Freio de Foucault
85	Figura 47	- Curva de Torque X Rotação - Contratorque
87	Figura 48	- Curva de Torque X Rotação - "Infinitos Pontos de Velocidade"
88	Figura 49	- Diagrama de Blocos - Movimentos Verticais
89	Figura 50	- Diagrama de Blocos - Movimentos Horizontais
90	Figura 51	- Curva de Torque X Rotação - Velocidade Única

Notação

Notação	Unidade	Descrição
a_1	[mm]	Distância entre o início das primeiras ranhuras ao centro do tambor
a_2	[mm]	Distância entre o clip de fixação do cabo de aço e o flange externo do tambor
a_3	[mm]	Distância do centro de forças do peso próprio do sistema de translação da ponte ao ponto de apoio
a_4	[mm]	Distância da linha de centro da ação da reação no carro (determinada entre F_{ic} e S_L - carga de serviço) à roda mais próxima do carro.
a_c	[mm]	Passo do cabo de aço
a_p	[m/s ²]	Aceleração da ponte
a_r	[mm]	Distância entre rodas do carro
a_v	[mm]	Vão do carro
b	[mm]	Largura útil do boleto de um trilho
b_1	[mm]	Distância entre a linha de centro da carga e a roda mais próxima, ou máxima aproximação do gancho em relação às laterais
b_2	[mm]	Distância entre a linha de centro do gancho ao ponto de apoio ou aproximação do gancho, lado oposto
b_3	[mm]	Distância do centro de forças do peso próprio da cabine ao ponto de apoio

Notação	Unidade	Descrição
c_1	[Adim]	Coefficiente aplicado à pressão limite em uma roda, sendo função da rotação da mesma
c_2	[Adim]	Coefficiente aplicado à pressão limite em uma roda, sendo função do grupo a que pertence o mecanismo
C_c	[N.m]	Conjugado do motor considerando a ponte operando com carga útil
C_r	[Adim]	Conjugado relativo
C_v	[N.m]	Conjugado do motor considerando a ponte operando sem carga útil
d_c	[mm]	Diâmetro externo do cabo de aço
d_{cp}	[mm]	Diâmetro externo do cabo de aço padronizado
D_{ep}	[mm]	Diâmetro de enrolamento das polias móveis e fixas
D_{epc}	[mm]	Diâmetro de enrolamento da polia equalizadora
D_{et}	[mm]	Diâmetro de enrolamento do tambor
D_r	[mm]	Diâmetro da roda
D_{rc}	[mm]	Diâmetro da roda do carro
D_{rp}	[mm]	Diâmetro da roda da ponte
F_p	[N]	Peso próprio total do sistema de levantamento
F''	[N]	Peso próprio estimado da estrutura do carro
F'''	[N]	Peso próprio estimado do sistema de translação do carro
F_3	[N]	Peso próprio devido à cabine de comando
f_{ac}	[mm]	Flecha total nas vigas principais
f_c	[mm]	Flecha devido ao carro e carga
f_{c1}	[mm]	Flecha devido ao carro e carga, considerando-se a viga selecionada
f_{c2}	[mm]	Flecha devido ao próprio peso da viga, considerando-se a viga selecionada

Notação	Unidade	Descrição
F_{c3}	[mm]	Flecha devido à cabine de comando, considerando-se a viga selecionada
$F_{cmáx}$	[N]	Carga máxima estimada na roda do carro
$F_{cmín}$	[N]	Carga mínima estimada na roda do carro
f_{ct}	[mm]	Flecha total na viga principal, estimativa
F_p	[N]	Peso próprio total da ponte exceto carro e carga
F_{pc}	[N]	Peso próprio total a ser trasladado da ponte, incluindo o carro
$F_{pmáx}$	[N]	Carga máxima estimada na roda da ponte
F_{pmin}	[N]	Carga mínima estimada na roda da ponte
f_r	[Hz]	Frequência - 60 Hz
F_{rc}	[daN]	Carga média nas rodas do carro
F_{rc}	[daN]	Carga média estimada na roda do carro
F_{rp}	[daN]	Carga média estimada na roda da ponte
F_t	[N]	Peso próprio do sistema de translação (1 conjunto)
F_{tc}	[N]	Peso próprio estimado total do carro, exceto carga útil
F_{tcl}	[N]	Peso próprio do carro exceto acessórios e carga útil
F_{tcc}	[N]	Peso próprio total estimado do carro mais carga útil
g_1	[m/s ²]	Aceleração da gravidade
H_1	[Adim]	Coefficiente que incide sobre o diâmetro de enrolamento dos cabos sobre polias e tambores e é função do grupo a que pertence o mecanismo
H_2	[Adim]	Coefficiente que incide sobre o diâmetro do enrolamento dos cabos sobre polias e tambores e é função do sistema de cabecamento
h_1	[mm]	Altura de elevação ou curso útil do bloco do gancho
I(%)	[Adim]	Intermitência para os motores ou fator de marcha

Notação	Unidade	Descrição
I_x	[mm ⁴]	Momento de inércia para a viga da ponte devido ao carro e carga
I_x^1	[mm ⁴]	Momento de inércia das vigas laterais do carro (x)
I_y^1	[mm ⁴]	Momento de inércia da travessa do carro (y)
I_x^s	[mm ⁴]	Momento de inércia estimado para seleção da viga da ponte (x)
I_x^t	[mm ⁴]	Momento de inércia da travessa do carro (x)
I_x^v	[mm ⁴]	Momento de inércia da viga selecionada (x)
I_y^t	[mm ⁴]	Momento de inércia das vigas laterais do carro (y)
K_I	[Adim]	Coefficiente de segurança no caso I de solicitação
K_m	[Adim]	Quociente obtido dividindo-se o conjugado máximo pelo conjugado nominal do motor
l_p	[mm]	Vão da ponte rolante
l_t	[mm]	Comprimento do tambor
M_c	[N.m]	Torque proveniente da carga no eixo onde é aplicado o freio
M^{cc}	[N.m]	Torque do motor
M_F^3	[N.m]	Momento devido à cabine de comando
M^{tc}	[N.m]	Mínimo torque de frenagem
M_F^1	[N.m]	Momento devido ao peso próprio do sistema de translação da ponte
M_F^{tc1}	[N.m]	Momento devido ao peso próprio do carro exceto acessórios e carga útil
M_{G_1}	[N.m]	Momento devido à carga distribuída
M_{G_2}	[N.m]	Momento devido às cargas concentradas
M_{G_T}	[N.m]	Momento total devido aos pesos próprios e cargas distribuídas
M_H	[N.m]	Momento horizontal
M_L	[N.m]	Momento devido a carga de serviço

Notação	Unidade	Descrição
M_{fl}	[N.m]	Mínimo torque de frenagem para 1 freio aplicado no sistema de levantamento, considerando um sistema de controle de rotação do motor "não mecânico"
M_x	[Adim]	Coefficiente de majoração aplicável no cálculo das estruturas
n_c	[Adim]	Número total de cabos de sustentação da carga
n_e	[Adim]	Número de pares de engrenagens
n_l	[rad/s]	Rotação do eixo do motor
n_d	[Adim]	Número de polias em rotação a contar da compensadora, para um sistema gêmeo de cabeamento
n_{pm}	[Adim]	Número de polos do motor elétrico
n_{rc}	[Adim]	Número de rodas do carro
n_{rt}	[Adim]	Número total de ranhuras no tambor
n_{ru}	[Adim]	Número de ranhuras úteis
n_t	[rad/s]	Rotação do eixo do tambor
P	[KW]	Potência
P_l	[KW]	Potência necessária de um motor elétrico para o movimento de levantamento
P_a	[KW]	Potência de aceleração
P_f	[KW]	Potência de frenagem
P_{lim}	[daN/mm ²]	Pressão limite sobre uma roda
P_{mt}	[KW]	Potência térmica equivalente
P_r	[KW]	Potência de regime
P_s	[KW]	Potência de seleção
P_{st}	[KW]	Potência de seleção pelo critério da potência térmica equivalente
P_{vt}	[KW]	Potência necessária do ponto de vista térmico

Notação	Unidade	Descrição
Q	[Adim]	Coefficiente para determinação do diâmetro dos cabos de aço
q_v	[N/mm]	Carga distribuída na viga
r	[Adim]	Fator de carga relativo
r_m	[Adim]	quociente entre a potência de catálogo do motor e a potência de regime a plena carga
R_1	[N]	Força resultante entre F_{tc1} e S_L
R_{II}	[Adim]	Relação de transmissão do redutor de levantamento
S_L	[N]	Solicitação devida à carga de serviço
t	[s]	Tempo
T	[s]	Tempo total do ciclo
T_c	[daN]	Esforço máximo de tração dos cabos de aço
t_a	[s]	Tempo de aceleração
t_e	[s]	Tempo do motor energizado
t_f	[s]	Tempo de frenagem
t_r	[s]	Tempo de regime
v	[m/s]	velocidade de translação
v_L	[m/s]	Velocidade de elevação de carga
v_{tc}	[m/s]	Velocidade de translação do carro
v_{tp}	[m/s]	Velocidade de translação da ponte
W	[KN]	Força peso total a ser trasladada
W_t	[Kg]	Massa total trasladada
W_t	[N/KN]	Resistência específica ao deslocamento
W_u	[N]	Carga utilizada
$W_{x/y}$	[mm ³]	Módulo de resistência

Notação	Unidade	Descrição
x	[mm]	Distância da linha de centro do trilho da ponte até a seção da viga onde corre o momento máximo
ϵ	[Adim]	Deformação (%)
β	[Adim]	Coefficiente que leva em consideração a inércia das massas girantes reduzidas ao eixo do motor
ϕ	[Adim]	Coefficiente dinâmico a ser aplicado à solicitação devida à velocidade de levantamento
η_1	[Adim]	Rendimento mecânico do sistema de redução entre o motor e o tambor
η_2	[Adim]	Rendimento mecânico do mancal de apoio do tambor
σ_{a1}	[MPa]	Tensão admissível a tração ou compressão no caso I de solicitação
η_c	[Adim]	Rendimento mecânico do sistema de cabearamento
σ_e	[MPa]	Tensão limite de escoamento
σ_I	[MPa]	Tensão atuante no caso I de solicitação
$\sigma_{m\acute{a}x}$	[MPa]	Tensão máxima
η_{mect}	[Adim]	Rendimento mecânico do sistema de translação
ϵ_o	[Adim]	Coefficiente função do tipo de equipamento
η_p	[Adim]	Rendimento mecânico do mancal da polia

1. Introdução

1.1 Objetivos

Historicamente, a abordagem sobre as Máquinas de Elevação e Transporte de Cargas (MTs) tem início em modelos já configurados. Como chegar a estes modelos? A literatura tradicional sobre o assunto é ainda bastante utilizada como os trabalhos de H. Ernst [04] e Rudenko [05]. Estes textos buscam nortear o desenvolvimento do projeto e para o engenheiro que inicia o estudo, existe uma lacuna entre o existente, que será verificado, e a forma que o equipamento irá possuir, partindo-se dos objetivos a serem atendidos, na visão macro.

As normas que regulamentam as MTs não tecem comentários sobre os modelos matemáticos nem sobre o desenvolvimento da configuração. Do ponto de vista prático da Engenharia de Projetos, seria conveniente, a partir de uma sequência, a definição da configuração possível das MTs, para então, a utilização dos modelos matemáticos e recomendações normalizadas.

Para tanto, é necessário construir a sequência macro, desde os objetivos que as MTs devem atender no processo até a sua configuração básica e respectivas implicações no sistema. Este é o objetivo central deste trabalho.

1.2 Configuração do Equipamento do Objeto da Metodologia

A Figura 1 representa esquematicamente uma ponte rolante convencional não-siderúrgica. A sequência proposta é similar a esta configuração.

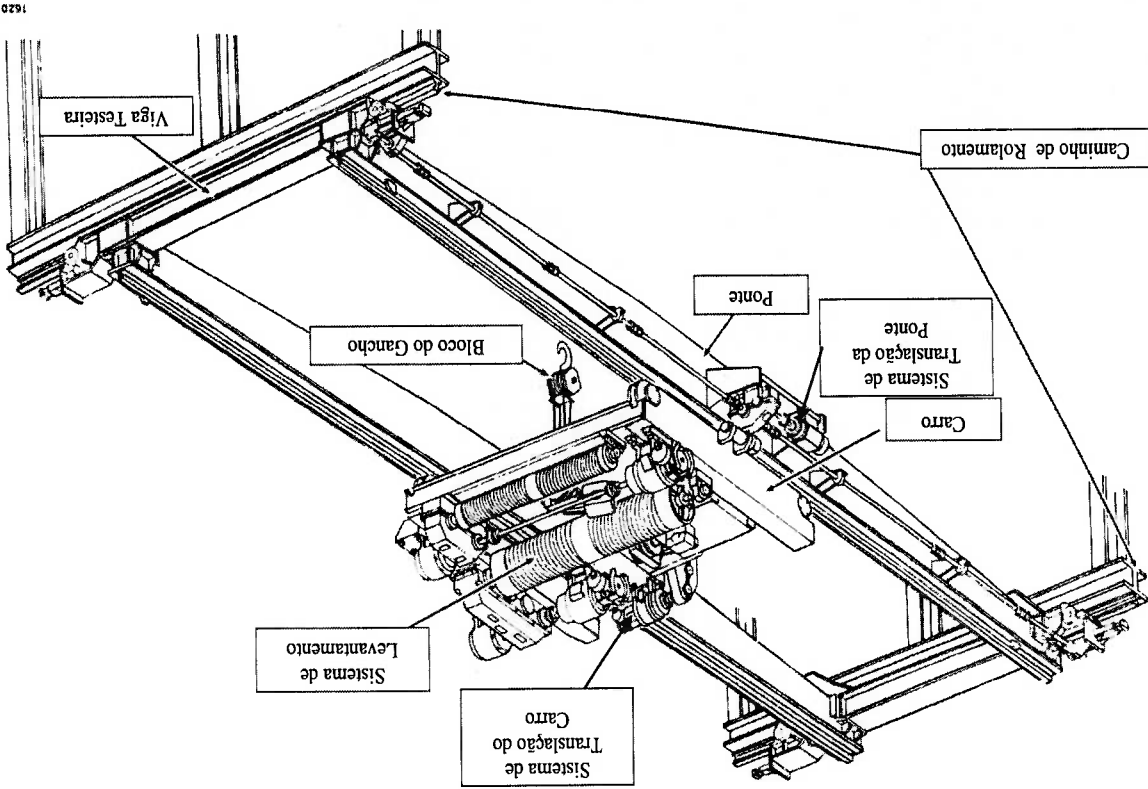


Figura 1. Equipamento de manuseio e transporte de cargas - Ponte rolante convencional - Aplicação não-siderúrgica [13]

Como se pode observar na figura 1, o movimento de subida e descida da carga é executado pelo sistema de levantamento, o movimento horizontal perpendicular às laterais do prédio é executado pelo sistema de translação do carro e o movimento longitudinal é executado pelo sistema de translação da ponte.

1.3 Desenvolvimento Proposto

Pretende-se neste trabalho desenvolver procedimentos básicos que possibilitem determinar a sequência, bem como a análise, de partes mecânicas e estruturais principais de uma máquina de elevação e transporte de cargas (MET) - Ponte Rolante não-sidêrgica.

As normas que regem os projetos de equipamentos de manuseio de cargas nas sidêrgias impõe critérios técnicos mínimos a serem observados pelos projetistas, como por exemplo, espessura mínima para as chapas estruturais, diâmetro mínimo do cabo de aço, etc...

Trata-se mais especificamente da sequência para a determinação da configuração geral, para um equipamento não sidêrgico.

As normas que orientam os projetos das METs procuram padronizar coeficientes e esforços, aplicados a modelos, que, em condições normais de operação e manutenção, atendem aos requisitos de segurança e durabilidade, porém, não tecem comentários sobre "como o equipamento foi configurado".

Portanto, a ideia é procurar uma sequência, desde os objetivos a que se propõe o equipamento à sua configuração básica e, também a análise por meio das ferramentas de engenharia e recomendações de Normas.

A partir da construção de modelos, pretende-se desenvolver procedimentos objetivos, que permitam a configuração básica adequada do equipamento.

No capítulo 2 serão feitas análises sobre a função e classificação das METs, tecendo-se comentários sobre os requisitos mínimos para configuração básica do equipamento.

No capítulo 3, comentários e análises serão feitos sobre um sistema de elevação de cargas.

No capítulo 4, será feita uma proposição para o sistema de translação do carro.

No capítulo 5, teremos uma proposição para análise estrutural do carro.

No capítulo 6, abordaremos a estrutura do equipamento, ou seja, as vigas. Trata-se de uma proposta para início da configuração.

No capítulo 7, serão abordados tópicos para configuração do sistema de translação do equipamento - longitudinal, bem como os mais usuais sistemas de translações.

No capítulo 8, serão analisadas as possíveis maneiras de comando do equipamento MET.

No capítulo 9, serão feitas as discussões da sequência proposta e ainda e sugestões para futuros trabalhos.

No apêndice A, serão feitos comentários gerais sobre os mais usuais sistemas de controle de rotação de motores elétricos alimentados em corrente alternada, aplicados no levantamento, giro e translações.

No apêndice B, será exemplificado o desenvolvimento da metodologia proposta, para um caso específico, de um mecanismo de levantamento de cargas de um Ponte Rolante não-sidêrúrgica.

2. Função e Classificação das Máquinas de Elevação e Transporte de Cargas

2.1 Comentários Gerais

As atividades inerentes a um processo produtivo estão vinculadas a um transporte de cargas, seja de forma contínua ou descontínua.

Quando se busca uma redução de custos, um dos fatores importantes é o encurtamento das distâncias percorridas tanto pela matéria-prima quanto pelo produto final processado.

O **layout** [07] de um processo estará vinculado à quantidade produzida. Portanto, quando se inicia um estudo de implantação ou uma modificação no **layout**, deve-se levar em consideração os dispositivos e equipamentos de manuseio e transporte de cargas, tanto contínuos quanto descontínuos [31] [32].

Uma proposta de classificação dos equipamentos de manuseio de carga pode ser:

(I) Equipamentos de manuseio contínuo:

- transportadores de "correia";

- transportadores de "caneca";

- transportadores que utilizam "fusos";

- etc.

Estes equipamentos caracterizam-se por transporte de materiais a granel.

(II) Equipamentos de manuseio descontínuo:

- sistemas **standard** de levantamento (talhas);

- monovias;

- equipamento com levantamento de carga e giro;

- pontes rolantes monovias;

Dai surgem soluções razoáveis, tais como: pânticos em ambientes cobertos, empilhadeiras, etc. Tais equipamentos resolvem o problema de manuseio, porém encarecem o custo de transporte e, principalmente, provocam a necessidade de uma área maior para o processo. Têm a desvantagem, ainda, de contribuir para elevar os níveis de acidentes internos.

Para uma ótima disposição de máquinas no processo e circulação de pessoas, devemos sempre que possível posicionar os equipamentos de manuseio de cargas em um plano acima do plano de circulação de materiais e pessoas. Entretanto, em processos existentes, isto pode ser impraticável.

Há uma gama muito grande de tipos de equipamentos de manuseio de cargas - ponte-rolante. E, também uma vez definido o tipo, poderemos subdividi-los em (i) de aplicação siderúrgica, (ii) de aplicação "não-siderúrgica" e (iii) os equipamentos denominados **standards**.

Existem também os equipamentos mistos:
 - Descarregadores e carregadores de material a granel na área portuária ou siderúrgica.

Nestes equipamentos, a carga é içada por meio de um dispositivo, como por exemplo: bloco do gancho, eletroímã, caçamba, tenaz, barra de carga, etc.

- etc.
- guindastes;
- semi-pânticos rolantes;
- pânticos rolantes;
- pontes rolantes com dupla viga (carro apoiado);

Devemos lembrar sempre que o equipamento fará parte de um sistema [16], isto é, se ele for apoiar em alguma estrutura, que é a estrutura do prédio, esta também fará parte do custo inicial de investimento. O custo inicial de investimento dá-se na implantação e os custos decorrentes da transformação da matéria-prima são variáveis.

São vários equipamentos de manuseio possíveis de serem projetados. A configuração macro do equipamento estará diretamente vinculada ao movimento no espaço da matéria-prima que está sendo transformada.

Pelo menos um dos movimentos é comum à quase grande maioria dos equipamentos. É o movimento vertical. A este movimento poderá estar associados movimentos de translação e rotação.

A cada movimento estará implícito um mecanismo. Ou seja, como exemplo:

- movimento vertical: mecanismo de levantamento;
- movimento de translação perpendicular às laterais do prédio: mecanismo de translação do carro (direção);
- movimento de translação ao longo do prédio: mecanismo de translação longitudinal;
- movimento de rotação da carga: mecanismo de giro;
- movimento de levantamento da lança (guindaste, por exemplo): mecanismo de levantamento da lança.

Como podemos observar, a cada movimento da carga estará associado um mecanismo independente, que poderá ser motorizado ou não, dependendo do esforço envolvido ou tempo necessário para a execução do movimento propriamente dito.

No desenvolvimento do projeto, observamos que em alguns aspectos ou particularidades a NBR 8400 [01] não faz menção a diretrizes ou mesmo sugestões de parâmetros a serem aplicados. Nestas omissões, adotaremos o recomendado em normas internacionais.

Ocorrendo conflito, prevalecerá o estipulado pela NBR 8400 [01].

2.2 Classificação dos Mecanismos e Estruturas

É um dos aspectos mais importantes para o início do estudo que culminará com a definição do equipamento.

Tratando-se de equipamentos de custo elevado, onde necessariamente ocorrerá amortização do investimento no tempo, requer-se um estudo aprofundado para não tornar-se obsoleto em curto prazo e nem ser projetado muito acima das expectativas de uso.

É uma das etapas que julgamos complexa, pois estão envolvidos fatores internos e externos à empresa.

Há a necessidade de prever como o equipamento irá operar, isto é, a percentagem de carga usual de operação em relação à carga máxima, bem como a frequência de utilização.

Ou seja, desta forma poderemos classificar os mecanismos, bem como as estruturas, conforme a norma brasileira ABNT NBR-8400 [01].

2.3 Informações Técnicas necessárias para a Configuração Básica do Equipamento

São necessários os seguintes dados técnicos para o desenvolvimento proposto:

1. objetivo do equipamento;
2. classificação dos mecanismos e estruturas conforme a norma NBR-8400 [01];
3. tensão de alimentação;
4. ambiente de trabalho;
5. sistemas de controle de rotação dos motores elétricos;

6. carga útil;
7. tipo de comando (cabine, botoeira, etc.);
8. dispositivo de fixação da carga;
9. vão (entre centro de trilhos)
- 10.altura de elevação;
- 11.velocidades;
- 12.comprimento do caminho do rolamento;
- 13.disponibilidade física e dimensional do local de operação do equipamento;
- 14.intermitência (%) e classe de partida para os motores elétricos, conforme NBR 8400 [01].

2.4 Fluxograma Geral do Projeto

Apresentamos, conforme Figura 2a, o Fluxograma Geral do Projeto, objeto deste trabalho:

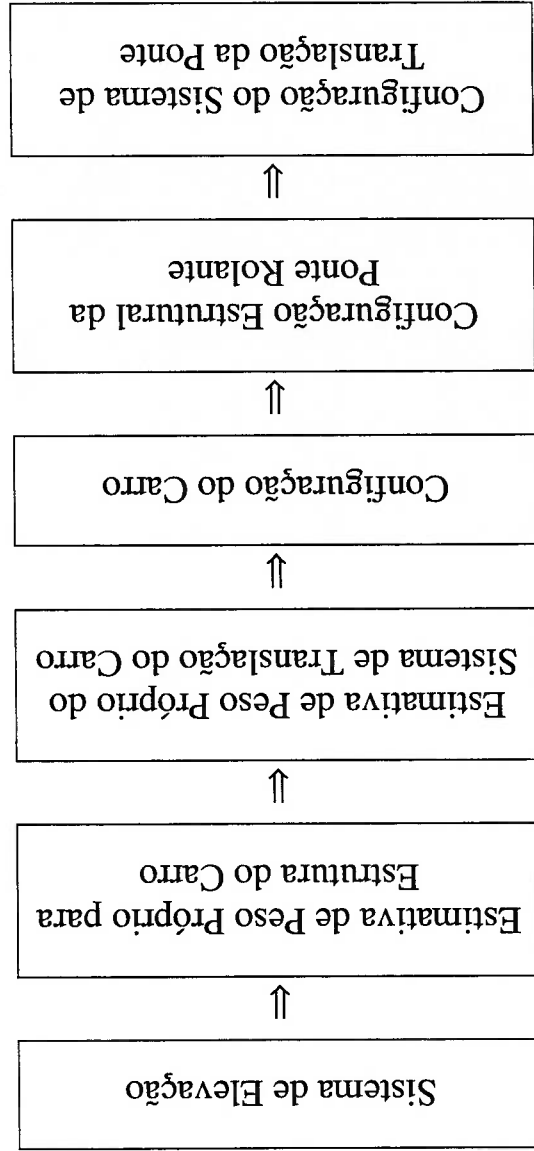


Figura 2a. Fluxograma Geral do Projeto

2.5 Análise das normas citadas no desenvolvimento do projeto básico

Na tabela, conforme figura 2b, apresentamos genericamente, como os componentes mecânicos, estruturais e elétricos, serão abordados:

Mecanismos	NBR 8400	[01]		
Estruturas		X		
Detalhes Construídos para Estruturas		X	X	
Motores Elétricos				X
Componentes Elétricos (Exceto Motores)			X	

Figura 2b. Norma X Componentes.

Comentários:

A Norma NBR 8400 [01] fixa diretrizes básicas para os mecanismos e estruturas. Entretanto é omissa em alguns detalhes construídos estruturais, como por exemplo, as proporções dimensionais e a flecha admissível .

Neste caso o recomendado pela CMAA 70/83 [02] será observado.

Também não fixa diretrizes para os componentes elétricos. Estas diretrizes serão extraídas das normas CMAA 70/83 [02], NEC - National Electrical Code, IEC - International Electrical Code e NEMA - National Electrical Manufacturers Association.

3. Movimento Vertical da Carga.

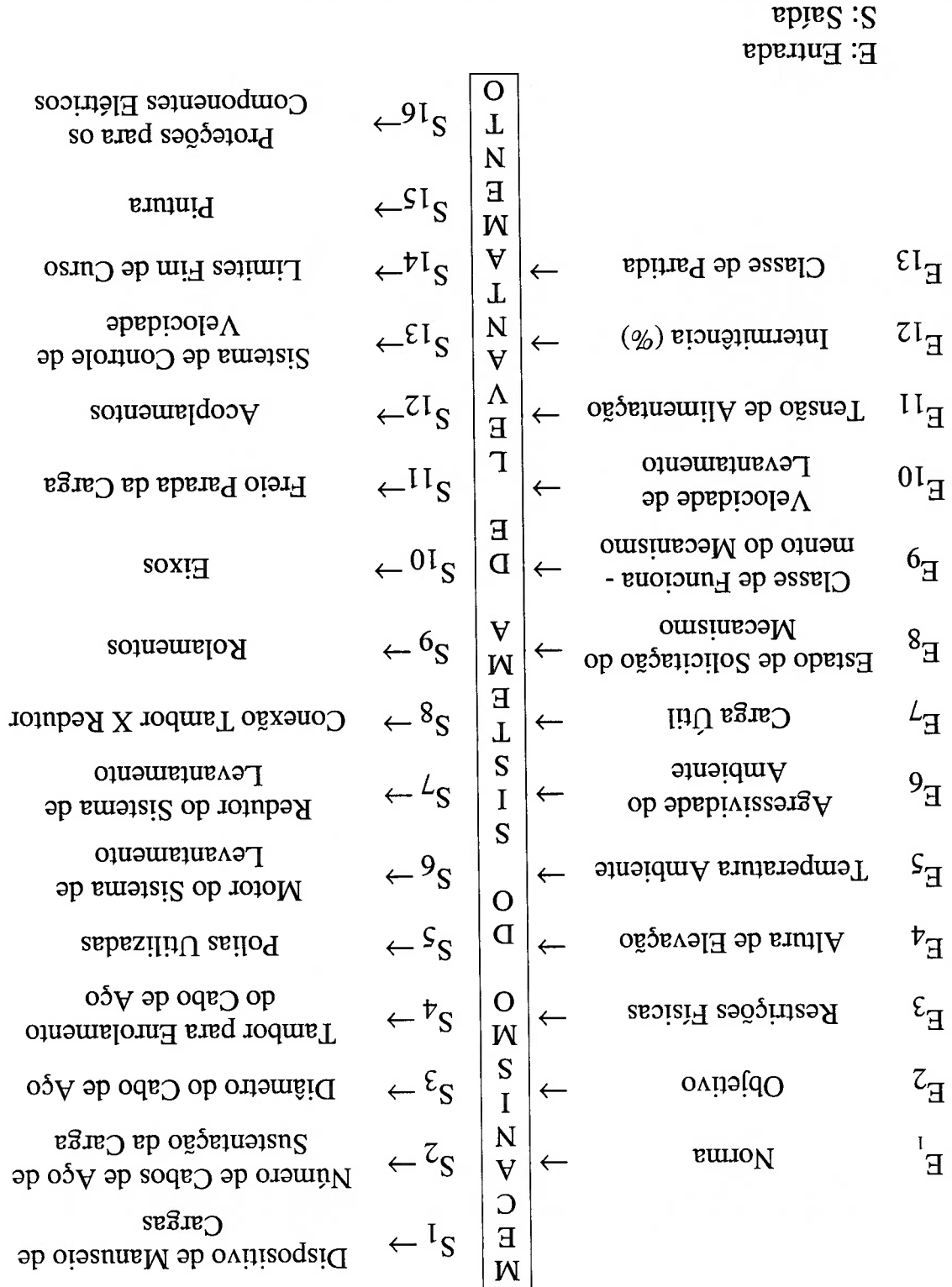
3.1. Requisitos Necessários

O presente desenvolvimento irá ater-se a uma ponte rolante convencional não-sidêrúrgica, ou seja, com os três movimentos básicos da carga: um vertical e dois horizontais.

Não serão abordados equipamentos **standards** comumente chamados de talhas, cujos mecanismos são compactos e seus projetos são patenteados. Estes equipamentos **standards** são empregados em solicitações não muito intensas, apesar de em alguns casos possuírem grande capacidade de carga.

Conforme a figura 3, apresentamos os requisitos para a especificação técnica do mecanismo do sistema de levantamento.

Figura 3. Requisitos para a especificação técnica do mecanismo do sistema de levantamento



Comentários:

Entradas - E_i

E₁ - Norma:

A norma que rege o projeto é a NBR 8400 [1];
Serão utilizadas recomendações de Normas Internacionais onde a NBR 8400 for omissa;
Em caso de conflitos, prevalecerá o recomendado pela NBR 8400 [1].

E₂ - Objetivo:

É o objetivo a que se destina o equipamento de manuseio e transporte de cargas, no trabalho apresentado é uma ponte rolante que opera com a utilização de um dispositivo de levantamento de carga, denominado bloco do gancho, também conhecido tecnicamente como moitão ou caixa de gancho.

E₃ - Restrições Físicas:

São limitações físicas, impostas pelo local onde irá operar o equipamento, estas limitações podem ser determinantes para a sua configuração.

E₄ - Altura de Elevação:

É o curso útil do bloco do gancho.

E₅ - Temperatura Ambiente:

A temperatura ambiente tem influência direta na especificação da proteção das estruturas e componentes mecânicos, bem como na especificação dos componentes elétricos;
Em algumas situações influenciam no conforto do operador do equipamento.

E₆ - Agressividade do Ambiente:
Equipamentos que operam, como por exemplo, em ambientes corrosivos, possuem proteções especiais para os componentes mecânicos, estruturais e elétricos.

E₇ - Carga Útil:
Carga que é sustentada pelo gancho ou outro elemento de levantamento (eletroímã, caçamba, etc...).

E₈ - Estado de Solicitação do Mecanismo de Levantamento:
É obtido analisando-se a solicitação do mecanismo de levantamento em relação as solicitações máximas.

E₉ - Classe de Funcionamento do Mecanismo de Levantamento:
A classe de funcionamento do mecanismo de levantamento é obtida analisando-se o tempo médio de funcionamento diário estimado, bem como a duração total teórica da utilização em horas.

E₁₀ - Velocidade de Levantamento:
É função das necessidades do processo, distâncias e tempos necessários; A velocidade de levantamento é utilizada para determinação do coeficiente dinâmico ϕ .

E₁₁ - Tensão de Alimentação:
É função das fontes de energia do processo.

E₁₂ - Intermitência (%):
Tempo do motor energizado sobre o tempo total do ciclo considerado.

E₁₃ - Classe de Partida:
É o número de manobras previstos no ciclo para os motores elétricos.

Saídas - S:

S₁ - Dispositivos de Manuseio de Carga:
Esta diretamente vinculado à maneira como a carga será fixada ao equipamento, como por exemplo:
materiais a granel; cagamba;
bobinas; tenaz;
pertis; barra de carga.

S₂ - Número de Cabos de Aço de Sustentação:
É função do valor da carga de serviço, isto é, carga útil mais peso próprio dos acessórios ou dispositivos de fixação.

S₃ - Diâmetro do cabo de aço:
É função da força de tração exercida no cabo de aço e do coeficiente "Q" recomendado pela NBR 8400 [01].

S₄ - Diâmetro do Tambor:
É função do diâmetro padronizado do cabo de aço e recomendações da NBR 8400 [01].

S₅ - Polias:
Os diâmetros mínimos das polias deverão estar de acordo com o recomendado pela NBR 8400[01].

S₆ - Motor do Sistema de Levantamento:
De acordo com a NBR 11723 [11].

S₇ - Redutor de Levantamento:
Poderá ser utilizado um redutor "standard" disponível, desde que selecionado criteriosamente.

S₈ - Conexão Tambor x Redutor:
Conexão por meio de um acoplamento especial.

S₉ - Rolamentos:
Deverão atender um número mínimo de horas previsto, conforme NBR 8400 [01].

S₁₀ - Eixos:
As tensões atuantes deverão ser inferiores às tensões admissíveis, conforme NBR 8400 [01];
Também deverá ser feita análise do ângulo limite de torção.

S₁₁ - Freio de Parada da Carga:
Normalmente utilizados freios de sapatas, com torque suficiente para frenagem da carga.

S₁₂ - Acoplamento:
Normalmente flexíveis ou semi-flexíveis.

S₁₃ - Sistema de Controle de Velocidade:
O sistema deve ser adequado ao tipo de serviço do equipamento.

S₁₄ - Limites Fim de Curso:
São necessários para que sejam evitados acidentes com o manuseio da carga.

S₁₅ - Pintura:
Película protetora dada aos componentes mecânicos, estruturais e elétricos;
Deve estar de acordo com o ambiente que opera o equipamento.

S₁₆ - Proteção para os Componentes Elétricos:
Também é função do ambiente onde opera o equipamento.

3.2 Comentários Gerais

O movimento vertical da carga poderá dar-se por um mecanismo de levantamento mecânico, hidráulico ou pneumático de acionamento automático ou manual.

A maioria dos equipamentos de manuseio descontínuo de cargas utiliza cabos de aço no sistema de elevação de cargas. Em algumas aplicações, são utilizadas correntes.

Porém, devido a fatores de segurança, a partir de um certo momento, as correntes foram substituídas por cabos de aço, que, quando em estado avançado de fadiga, permitem ao operador a sua visualização, através do rompimento dos fios externos, o que não ocorre com os elos das correntes. Estes geralmente rompem-se instantaneamente. Porém, convém salientar que, para aplicações cuja intensidade de solicitação não é elevada, essa concepção voltou a ser empregada. Isto se deve ao custo mais baixo do equipamento e também a um peso próprio total menor, devido à compactação de seus componentes.

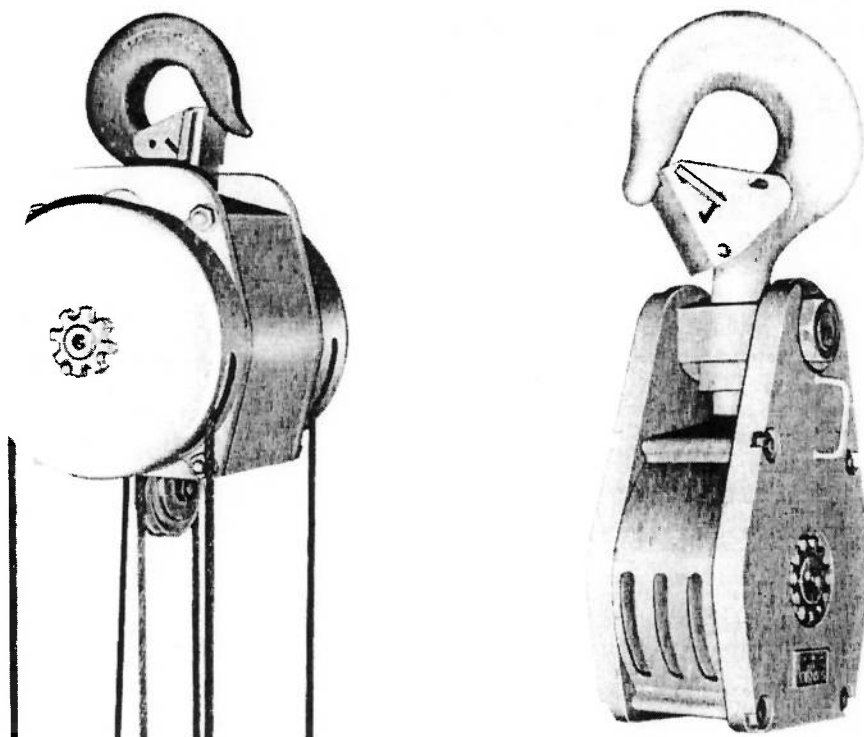
A manutenção destes casos é criteriosa, substituindo-se as correntes após um grau de distanciamento entre os elos, obtido através de um padrão, ou sua substituição após um número de ciclos pré-estabelecido.

A carga será fixada ao gancho por meio de elos de sustentação. Existem limitações dimensionais para forjamento de ganchos. Portanto, para a seleção do gancho, além da capacidade de carga, necessitamos de uma classificação conforme o serviço. Após a seleção, é necessária a verificação das seções críticas, com relação às tensões atuantes.

A partir da configuração física obtida e consequente verificação da travessa do gancho, iremos definir as polias.

Porém, como elas são definidas em função do diâmetro do cabo de aço, este deverá ser definido inicialmente [01].

Figura 4. Conjunto do Bloco do Gancho



Iniciaremos o desenvolvimento pressupondo-se que o dispositivo de fixação da carga é um gancho anzol, conforme figura 4.

3.3 Mecanismo de Elevação

A NBR-8400 [01] recomenda que o diâmetro mínimo do cabo de aço seja dado pela expressão:

$$d_c = Q(T_c)^{1/4} \text{ [mm]}$$

Onde:

d_c é o diâmetro externo do cabo de aço, em mm;

Q é o coeficiente para determinação do cabo de aço [01] - pag. 59, tabela 27;

T_c é o esforço máximo de tração dos cabos de aço, em daN.

Para a força de tração no cabo de aço (T_c) necessitamos configurar o sistema de cabamento. São encontradas algumas variações, como:

- sistema de cabamento exponencial, conforme figura 5a;
- sistema de cabamento simples, conforme figura 5b;
- sistema de cabamento gêmeo, conforme figura 5c.

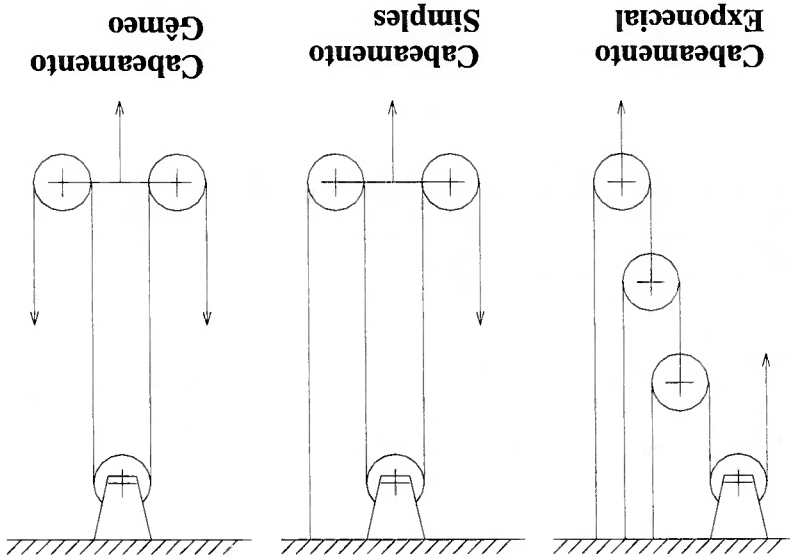
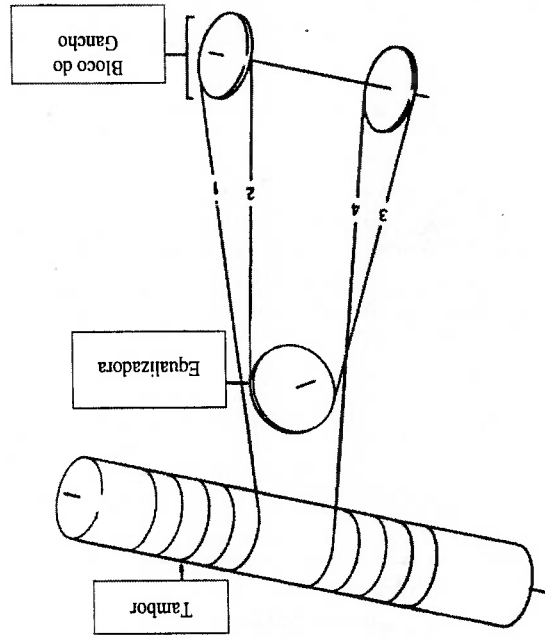


Figura 5a.

Figura 5b.

Figura 5c.

Figura 6a. Sistema de cabearmento gêmeo 4 cabos [13]



- etc.
 - 16 cabos, conforme Figura 6c;
 - 12 cabos;
 - 8 cabos, conforme Figura 6b;
 - 6 cabos;
 - 4 cabos, conforme Figura 6a;
- Existem vários sistemas gêmeos de cabearmento, tais como:
- é, o bloco do gancho que permanece paralelo ao plano horizontal.
 - o comprimento do cabo de aço é único;
 - a força de tração no cabo de aço é constante;
- Desenvolveremos o estudo baseando-se no sistema de cabearmento gêmeo, conforme Figura 5c. Este sistema caracteriza-se pela existência de uma polia de equalização, ou seja:

O sistema de cabeamento é um elemento redutor. Podemos denominar as polias da seguinte forma:

- internas ao conjunto do bloco de ganchos: polias móveis (possuem rotação e translação);
- fixas na estrutura onde estará o mecanismo de levantamento: polias fixas (possuem rotação);
- alocadas no bloco do gancho ou na estrutura: polias equalizadoras (possuem movimento oscilatório).

Pode-se observar, conforme Figura 6a que o sistema gêmeo de 4 cabos não possui polias fixas, somente polias móveis e a equalizadora.

Figura 6c. Sistema de cabeamento gêmeo 16 cabos [13]

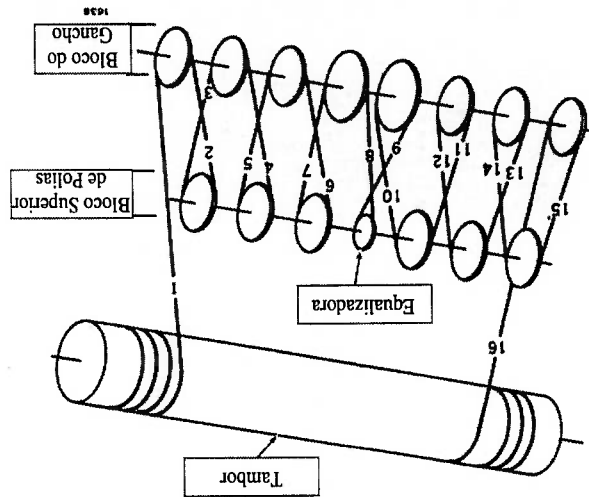
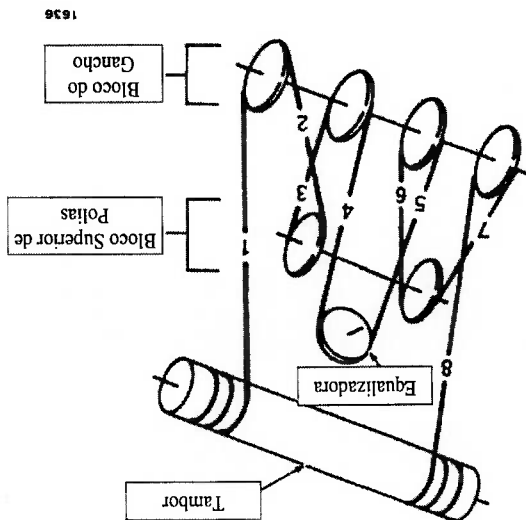


Figura 6b. Sistema de cabeamento gêmeo 8 cabos [13]



A partir deste sistema gêmeo de 4 cabos é que serão necessárias as polias fixas.

Para a determinação da força de tração, necessitamos efetuar a análise do sistema de cabamento utilizado, calculando o rendimento mecânico, que é dado pela expressão:

$$\eta_c = \eta_p^n$$

Conforme CMAA#70, Ver. 83 [02], Pg. 62, Tabela 5.2.9.1.1.1-2.

onde:

η_c é o rendimento mecânico do sistema de cabamento

η_p é o rendimento mecânico do mancal da polia, podemos considerar

$\eta_p = 0,99$ para os mancais de rolamento

n é o número de polias em rotação a contar da equalizadora, para um

sistema gêmeo de cabamento

Portanto, a força de tração no cabo de aço pode ser determinada pela

expressão:

$$T_c = \frac{S_L \cdot 10^{-1} [\text{daN}]}{n^c \cdot \eta_c}$$

onde:

T_c é o esforço máximo de tração dos cabos de aço, em daN

n^c é o número total de cabos de sustentação de carga

S_L é a carga de serviço (carga útil mais peso próprio dos acessórios)

Para a determinação dos diâmetros das polias e do tambor, temos:

$$D^{et} \geq d_{cp} \cdot H_1 \cdot H_2 [\text{mm}]$$

$$D^{epc} \geq d_{cp} \cdot H_1 \cdot H_2 [\text{mm}]$$

$$D^{ep} \geq d_{cp} \cdot H_1 \cdot H_2 [\text{mm}]$$

onde:

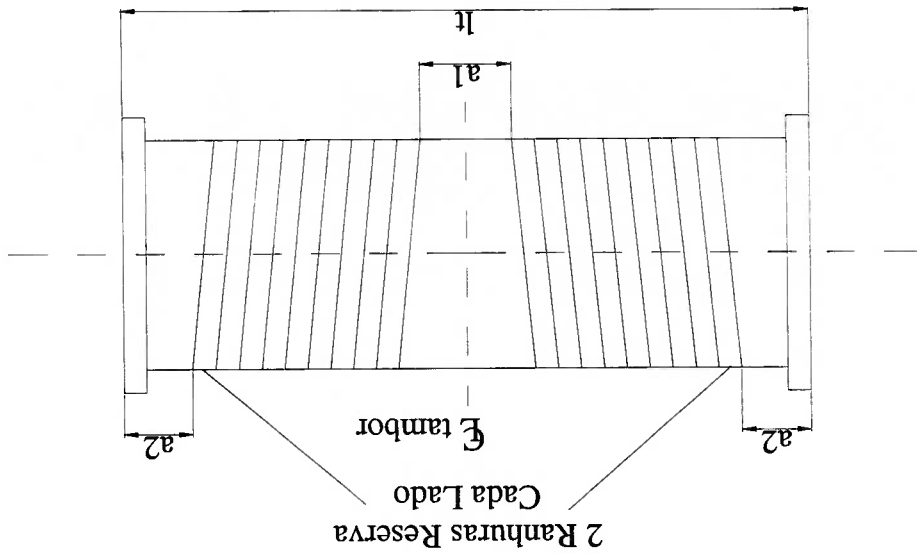
d_{cp} é o diâmetro externo do cabo de aço padronizado, em mm

$$l_1 = n \cdot a_c + a_1 + 2a_2 \quad [\text{mm}]$$

ser calculado como segue:

Preliminarmente, o comprimento do tambor, conforme figura 7, pode

Figura 7. Desenho esquemático do tambor



plataforma.

O comprimento do tambor leva em consideração a altura de elevação mais duas ranhuras de reserva de cada lado quando o bloco do gancho estiver na posição extrema inferior, ou seja, na menor cota, geralmente o piso da

camada o cabo de aço.

O tambor, geralmente executado em chapas calandradas, com usinagem de ranhuras à esquerda e à direita, para acomodar em uma única

função do sistema de cabeamento [01] pg. 60, tabela 29

cabos sobre o tambor, polia compensadora, polias móveis e fixas, e H_2 é um coeficiente que incide sobre o diâmetro de enrolamento dos

cabos sobre o tambor, polia equalizadora, polias móveis e fixas, e H_1 é um coeficiente que incide sobre o diâmetro de enrolamento dos

D_{ep} é o diâmetro das polias móveis e fixas, em mm

D_{epc} é o diâmetro da polia equalizadora, em mm

D_{et} é o diâmetro do tambor, em mm

Este valor também deverá ser verificado quando feito o detalhamento do clip de fixação do cabo e análise da espessura do flange do tambor. Caso haja necessidade de endurecimento da camada ranhurada, recomenda-se a utilização de um aço com médio teor de carbono, com tratamento térmico de têmpera rotativa localizada. Caso contrário, é usual a utilização de um aço de baixo teor de carbono com propriedade mecânicas controladas.

$$a_2 = 150 \text{ mm.}$$

Este valor deverá ser verificado após a configuração final do equipamento, analisando-se o ângulo de entrada do cabo no ranhuramento, conforme NBR-8400 [01].

$$a_1 = 100 \text{ mm.}$$

adotar:

Neste estágio, preliminarmente, independente da carga útil, pode-se

h_1 é a altura de elevação ou curso útil do bloco do gancho, em mm

onde:

$$n^{ru} = \frac{\pi \cdot D^{et}}{n_c \cdot h_1}$$

n^{ru} é o número de ranhuras úteis

onde:

$$n^{rt} = n^{ru} + 4$$

externo do tambor, em mm

a_2 é a distância entre o clip de fixação do cabo de aço e o flange

a_1 é a distância entre o início do ranhuramento do tambor, em mm

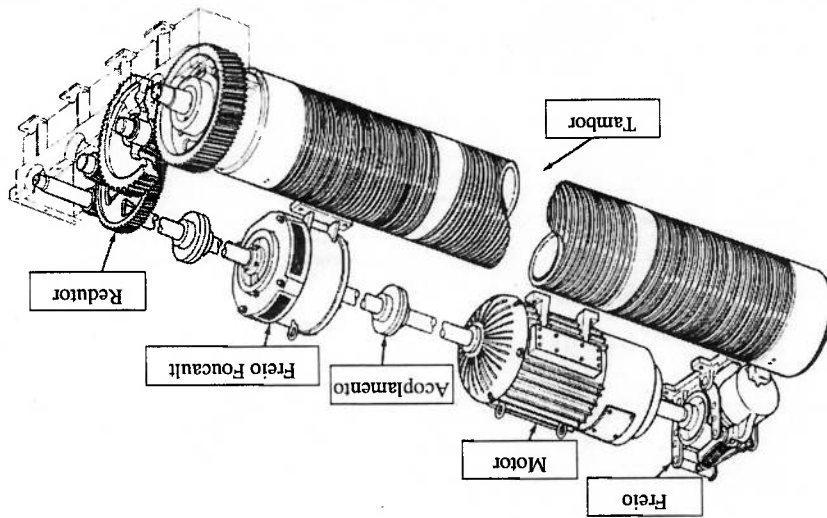
a_c é o passo do cabo de aço, em mm

n^{rt} é o número total de ranhuras do tambor

l_t é o comprimento do tambor, em mm

onde:

Figura 8. Desenho esquemático do mecanismo de levantamento [13]



Segue-se a elaboração de uma disposição dos componentes básicos, supondo-se acionamento por motor elétrico, vide figura 8.

S_L é a carga de serviço, em N.

V_L é a velocidade de elevação da carga, em m/s

$\eta_2 = 0,99$ (admitido para mancais de rolamento)

η_2 é o rendimento mecânico do mancal de apoio do tambor

n_e é o número de pares de engrenagens

onde:

$$\eta_1 = 0,97^{n_e}$$

Podemos admitir para engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais:

tambor

η_1 é o rendimento mecânico do sistema de redução entre o motor e o

levantamento, em KW

P_1 é a potência necessária de um motor elétrico para o movimento de

onde:

$$P_1 = \frac{S_L \cdot V_L}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot 1000} \text{ [KW]}$$

seguinte expressão:

Nesta etapa, já existe uma configuração básica do sistema de cabearamento. Sugerimos na sequência a determinação da potência mecânica necessária para a execução do movimento, que é calculada conforme a

O redutor do sistema de levantamento poderá ser **standard**, obtido no mercado, desde que selecionado criteriosamente, analisando-se os fatores de serviço e aplicação recomendados pelos fabricantes, bem como verificação da potência térmica equivalente.

Com relação ao sistema de controle de rotação do motor, temos as opções abordadas no Apêndice A.

Deve-se levar em conta também como o mecanismo do freio e seus componentes elétricos serão solicitados.

(Geralmente aplicado na ponta do eixo secundário do motor. Recomendações da CMAA # 70 [02] Rev. 1983 Pg. 43 - item 4.9.1.2.1. ou recomendações do fabricante do freio de acordo com a aplicação), em N.m.

M_c é o torque proveniente da carga no eixo onde é aplicado o freio. Motor não-mecânico, em N.m
de levantamento, considerando um sistema de controle de rotação do M_H é o mínimo torque de frenagem para um freio aplicado no sistema onde:

$$M_H > M_c \cdot 1,25 \text{ [N.m]}$$

Na seqüência, define-se o freio de parada da carga, calculando-se o torque de frenagem.

Para a seleção do motor, além da potência mecânica necessária, deveremos também especificar a classe de partida, bem como a intermitência (%), ou seja, o fator de marcha (%ED). Estes dados estão correlacionados com a área de atuação do equipamento, ou seja, a classificação do mecanismo.

Como podemos observar na disposição do sistema de levantamento, o sistema de controle de rotação e o freio de parada também pertencem a este sistema.

Devemos analisar o sistema e não somente o componente [16].
vista as implicações da definição do número de pólos do motor [11] [12].
motriz, ou seja, o motor. Uma análise aprofundada deve ser feita tendo em A potência mecânica calculada implicará na seleção da máquina único mancal, tendo-se uma conexão especial com o redutor.
explicadas no Apêndice A deste trabalho, e que o tambor é apoiado em um executado com o auxílio de um freio de **Foucault**, cujas características são Nota-se nesta sugestão que o sistema de controle de rotação é

Esta conexão consta de um flange soldado em um cubo que é chavetado no eixo de saída do redutor. Neste flange são soldados três ou seis pinos defasados de 120° ou 60° respectivamente. Estes pinos, cujas

Na sequência, deveremos idealizar a conexão especial tambor X

D_{et} é o diâmetro do tambor, em mm
 v_L é a velocidade de levantamento, em m/s

onde:

$$n_t = \frac{3141 \cdot n_c \cdot v_L}{\pi \cdot D_{et}} \text{ [rad/s]}$$

sendo:

Podemos determinar n_t para o sistema de cabeamento gêmeo, como Admitindo-se 5% de escorregamento para o motor.

n_p é o número de polos do motor elétrico

f_r é a frequência - 60Hz

onde:

$$n_t = \frac{n_p}{12,565 \cdot f_r} \cdot 0,95, \text{ em rad/s.}$$

Podemos determinar n_t como sendo:

n_t é a rotação do eixo do tambor, em rad/s

n_1 é a rotação do eixo do motor, em rad/s

R_{II} é a relação de transmissão do redutor de levantamento

onde:

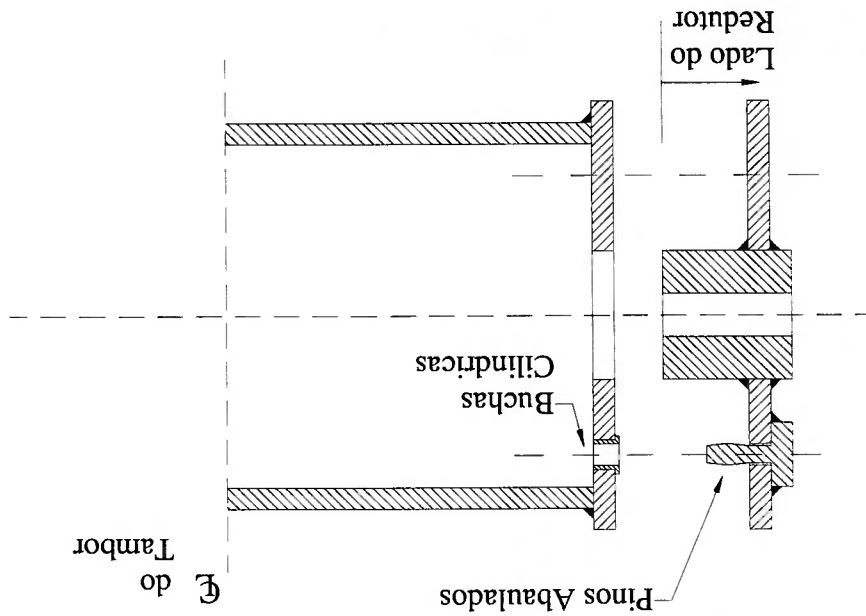
$$R_{II} = \frac{n_1}{n_t}$$

determinada pela expressão:

A relação de transmissão necessária para o redutor pode ser

Adotando-se o freio de Foucault como controle de rotação do motor de levantamento, o mecanismo do sistema de levantamento, além dos acoplamentos, eixos necessários e pedestal do tambor, está definido.

Figura 9. Desenho esquemático da conexão Tambor X Redutor



extremidades são abauladas, serão conectadas ao flange do tambor em buchas cilíndricas, conforme Figura 9. Quando ocorre a conexão tambor X redutor, esta região permitirá que o movimento de rotação seja possível, transmitindo o torque necessário para a elevação da carga, porém, rotulada, não provocando danos aos mancais da caixa de redução nem ao mancal de apoio do tambor.

4. Movimento de Translação do Carro

4.1 Comentários Gerais

Conforme Figura 10, apresentamos os requisitos para especificação técnica do mecanismo de translação do carro.

Entrada	Requisito	Saída
E ₁	Norma	S ₁ → Motor do Sistema de Translação do Carro
E ₂	Objetivo	S ₂ → Redutor do Sistema de Translação do Carro
E ₃	Restrições Físicas	S ₃ → Freio de Parada do Carro
E ₄	Temperatura Ambiente	S ₄ → Rodas Livres
E ₅	Agressividade do Ambiente	S ₅ → Rodas de Tração
E ₆	Carga Útil	S ₆ → Rolamentos
E ₇	Estado de Solicitação do Mecanismo	S ₇ → Eixos
E ₈	Classe de Funcionamento do Mecanismo	S ₈ → Acoplamentos
E ₉	Velocidade de Translação do carro	S ₉ → Sistema de Controle de Velocidade
E ₁₀	Tensão de Alimentação	S ₁₀ → Limites Fim de Curso
E ₁₁	Intermitência (%)	S ₁₁ → Pintura
E ₁₂	Classe de Partida	S ₁₂ → Proteções para os Equipamentos Elétricos
E ₁₃	Tipo do Sistema de Translação	
E ₁₄	Estimativa do Peso Próprio do Carro	

Figura 10. Requisitos para a especificação técnica do mecanismo do sistema de translação do carro

Comentários:

Entradas E_i:

E₁, E₂, E₃, E₄, E₅, E₆, E₁₀, E₁₁ e E₁₂, já comentados no capítulo 3, item 3.1 deste trabalho.

E₇ - Estado de Solicitação do Mecanismo de Translação do

Carro:

É obtido analisando-se a solicitação do mecanismo de translação do carro em relação as solicitações máximas.

E₈ - Classe de Funcionamento do Mecanismo de Translação do

Carro:

A classe de funcionamento do mecanismo de translação do carro é obtida analisando-se o tempo médio de funcionamento diário estimado, bem como a duração total teórica da utilização em horas.

E₉ - Velocidade de Translação do Carro:

É função das necessidades do processo, distâncias e tempos necessários.

E₁₃ - Tipo do Sistema de Translação:

Geralmente para a translação do carro é adotado o tipo A-1 [02].

E₁₄ - Estimativa do Peso Próprio do Carro:

Para a definição dos componentes do sistema de translação do carro, ha necessidade nesta fase do projeto de uma estimativa do peso próprio total do carro.

Saídas - S_i:

S₆, S₇, S₈, S₉, S₁₀, S₁₁ e S₁₂, já comentados no capítulo 3, do item 3.1 deste trabalho.

S₁ - Motor do Sistema de Translação do Carro:

De acordo com a NBR 11723 [11].

S₂ - Redutor do Sistema de Translação do Carro:

Poderá ser utilizado um redutor Standard disponível, desde que selecionado criteriosamente.

S₃ - Freio de Parada do Carro:

Normalmente utilizados Freios de Sapatas, com torque suficiente para a frenagem do carro.

S₄ - Rodas Livres e

S₅ - Rodas de Tração:

Os diâmetros das rodas livres e de tração devem ser compatíveis com a bitola do trilho de translação do carro, atendendo ao recomendado pela NBR 8400 [01].

1. bloco do gancho;
 2. cabo de aço;
 3. polia compensadora;
 4. polias fixas na estrutura (se aplicáveis)
 5. tambor;
 6. redutor de levantamento;
 7. motor de levantamento;

de:

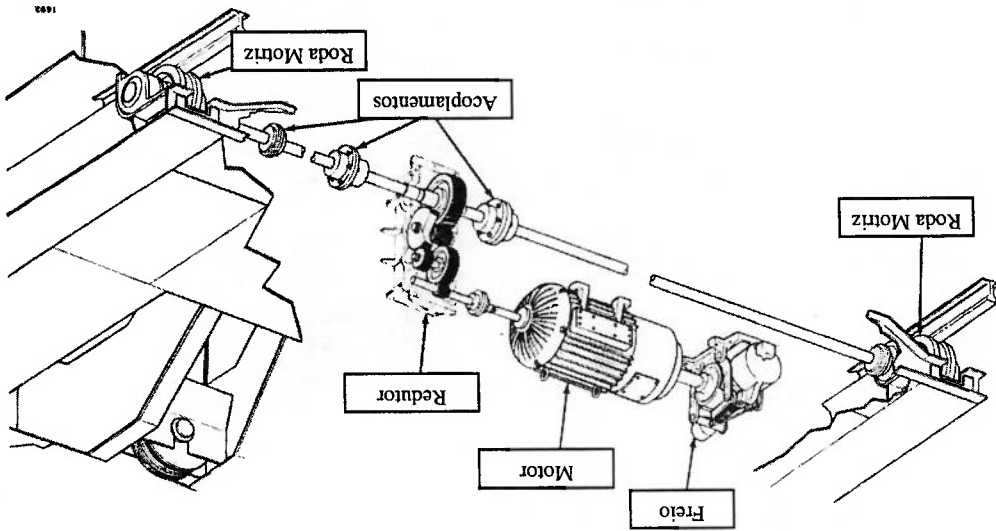
F' - Peso próprio total do sistema de levantamento, em N, composto em equipamentos com configurações similares, podemos assumir:

Algumas estimativas serão necessárias nesta fase, porém, baseando-se mecânica para o movimento.

Para o início deste estudo, é necessária a definição da potência

4.2 Mecanismo de Translação do Carro (Direção)

Figura 11. Sistema de translação tipo A-1 - Carro [13]



Existem várias configurações para os sistemas de translação do carro. O presente trabalho será desenvolvido sobre o tipo A-1 [02], isto é, motor X redutor X freio, conectados através de eixo às rodas motrizes, conforme Figura 11.

8. acoplamentos flexíveis e semi-flexíveis, se aplicáveis;

9. eixos (se aplicáveis);

10. pedestal para apoio do mancal do tambor;

11. freio de parada da carga;

12. sistema de controle de rotação (se existir o freio de Foucault);

13. conexão especial tambor X redutor;

14. chaves limites fim do curso de levantamento;

15. fiação, dutos e caixas de passagem;

16. painéis elétricos (se posicionados no carro) e;

17. dispositivos auxiliares de fixação de carga.

• F'' - peso próprio estrutural estimado para a estrutura do carro, em N

$$F'' = 1,33 \cdot W_U^{0,26} \cdot h_1^{-0,14} \cdot a_r^{1,14} \cdot a_v^{0,75} \cdot 10^{-3} \text{ [N]}$$

onde:

W_U é a carga útil de levantamento, em N

h_1 é a altura de elevação, em mm

a_r é a distância entre rodas do carro, em mm

a_v é o vão do carro, em mm

Nota: A expressão para determinação do valor estimado do peso estrutural do carro foi fornecida pela Sumitomo Heavy Industries Ltd., Niihama, Japan, em 1978.

• F''' - peso próprio estimado do sistema de translação do carro, em N, que será composto de:

1. motor de translação;

2. redutor de translação;

3. rodas livres;

4. eixos das rodas livres;

5. rodas de tração;

onde: F_{rc} é a carga média na roda do carro, em daN

$$\frac{F_{rc}}{b \cdot D_{rc}} \leq P_{lim} \cdot c_1 \cdot c_2 \quad [\text{daN/mm}^2]$$

No caso da ponte operar em condições normais, sem estar submetida a excepcionalidades, a NBR 8400 [01] recomenda que:

- o grupo que está classificado o mecanismo.
- sua rotação;
- o tipo de trilho que ela rola;
- o material que a constitui;
- a carga suportada pela roda;

consideração:

Na especificação correta do diâmetro das rodas, deve ser levado em diâmetro utilizado e a bitola do trilho.

Segundo a NBR 8400 [01], deve existir uma compatibilização entre o Deve-se também fazer um estudo preliminar do diâmetro das rodas.

$$F_{rc} = F' + F'' + F''' \quad [\text{N}]$$

Portanto, o peso próprio estimado total do carro a ser trasladado é:

$$F''' = 0,08 (F' + F'') \quad [\text{N}]$$

podemos propor a seguinte adoção:

Nesta fase, baseando-se em equipamentos com a mesma configuração,

6. eixos das rodas de tração;
7. mancais e caixa de mancais das rodas livres;
8. mancais e caixa de mancais das rodas de tração;
9. freio de parada do sistema de tração;
10. acoplamentos flexíveis;
11. acoplamentos semi-flexíveis e,
12. eixos de transmissão.

As rodas normalmente são forjadas e a dureza de pista deve ser de aproximadamente 321 HB. Esta dureza pode ser obtida através de têmpera rotativa em banho de sal fundente. Ou seja, a pista tem dureza elevada para permitir um adequado número de ciclos, conforme classe de serviço, e o núcleo possibilita a absorção de impactos geralmente provocados pelas juntas dos trilhos, evitando-se assim a fragilização das rodas.

F^{rc} é a carga média estimada nas rodas do carro, em daN.

$$F^{rc} = \left[2 \cdot \frac{F^{cmax} + F^{cmin}}{3} \right] \cdot 10^{-1} \quad [\text{daN}] \quad (\text{NBR 8400 [01]})$$

e,

onde: F^{cmin} é a carga mínima estimada na roda do carro, em N

$$F^{cmin} = \frac{F^{rc}}{n^{rc}} \quad [\text{N}]$$

F^{cmax} é a carga máxima estimada na roda do carro, em N

onde: n^{rc} é o número de rodas do carro

$$F^{cmax} = \frac{F^{rc}}{n^{rc}} + W_u \quad [\text{N}]$$

segue:

Uma estimativa para a carga média na roda (F^{rc}) pode ser obtida como mecanismo de translação - NBR 8400 [01] - página 65 - tabela 33

c_2 é um coeficiente que depende do grupo de classificação do

velocidade de translação - NBR 8400 [01] - página 65 - tabelas 31 e 32

c_1 é um coeficiente que depende da rotação da roda ou do diâmetro e

tabela 30)

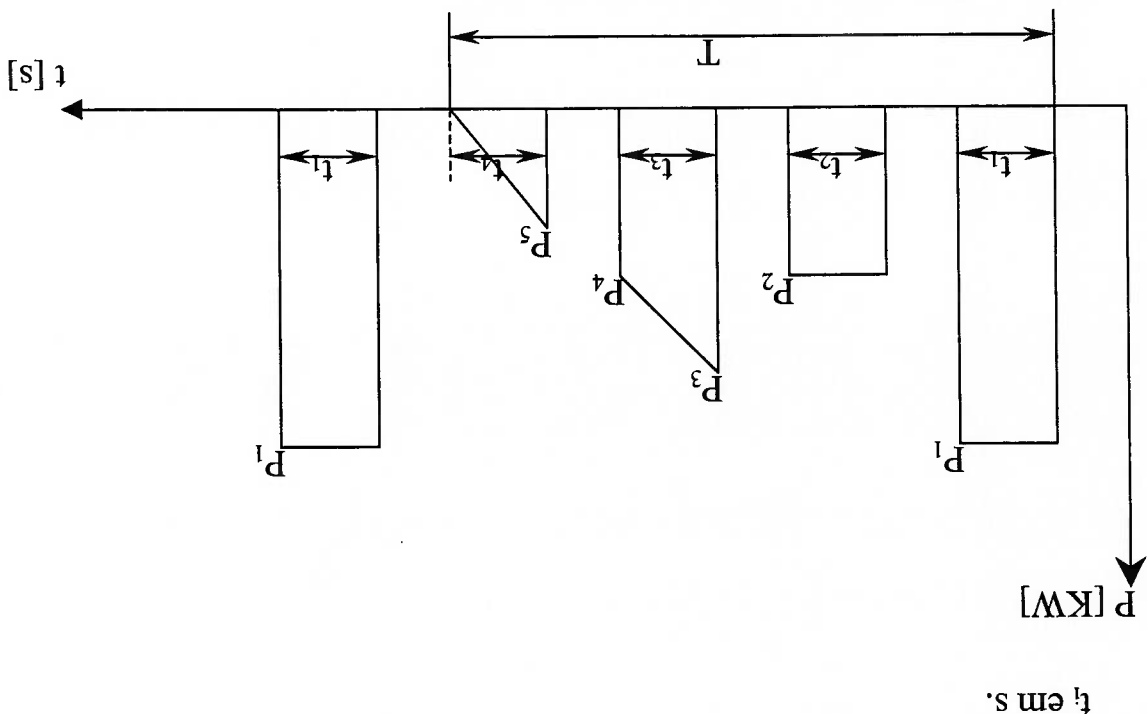
roda, em daN/mm² (valores conforme a NBR 8400 [01], página 64,

P^{lim} é a pressão limite em função da tensão máxima do material da

D^{rc} é o diâmetro da roda do carro, em mm

b é a largura útil do boleto do trilho, em mm

Figura 12. Gráfico Potência X Tempo



P_i em KW.

t_i em s.

trabalho, conforme figura 12.

P_i e t_i são potências e tempos conhecidos, determinados pelo ciclo de

em KW

P^{st} é a potência de seleção pelo critério de potência térmica equivalente

onde:

$$P^{st} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot t_1 + P_2^2 \cdot t_2 + \frac{1}{3} \cdot (P_3^2 + P_4^2 + P_5^2) \cdot t_3 + \frac{1}{3} \cdot P_2^2 \cdot t_4}{T}} \quad [KW]$$

a) pela potência térmica equivalente

abaixo:

Se o transporte de cargas pelo equipamento é conhecido, isto é, ocorre um ciclo de trabalho definido, poderemos selecionar os motores, conforme

as pontes rolantes operam em regime intermitente.

A seleção dos motores na translação deve levar em consideração que

Esta seleção baseia-se no fato de que o motor pode fornecer a potência P_{st} do ponto de vista térmico para o ciclo examinado.

b) seleção baseando-se em fatores de serviço

Como na grande maioria das pontes rolantes não se consegue estabelecer a potência em função do tempo, conforme indicado na tabela (Figura 12), pode-se calcular a potência de regime, e multiplicá-la por um fator de serviço que leva em consideração a intermitência, a carga relativa e a aceleração.

A intermitência (%) ou fator de marcha (%) pode ser calculado pela expressão:

$$I (\%) = \frac{T}{t_e} \cdot 100$$

onde

$I(\%)$ é a intermitência em percentagem ou fator de marcha

t_e é o tempo que o motor fica energizado no ciclo considerado, em s.

T é o tempo total do ciclo considerado, em s.

A norma NBR 11723 [11] indica as potências para os motores elétricos para os valores de intermitência de 25%, 40%, 60% e 100%.

A carga relativa leva em consideração o equipamento operando em vazio e com carga máxima, e pode ser determinada pela expressão:

$$C_r = \frac{C_v + C_c}{2 C_c} \quad [\text{Adim}]$$

onde:

C_r é o conjugado relativo.

C_v é o conjugado do motor para a ponte operando sem a carga útil, em

N.m.

C_c é o conjugado do motor para a ponte operando com a carga útil, em

N.m.

Pode-se utilizar aproximadamente os seguintes valores para C_r :

Carro de ponte rolante operando com bloco de gancho - $C_r \cong 0,65$ a $0,75$

W' é a massa total a ser trasladada, em Kg

P_a é a potência de aceleração, em KW

onde:

$$t_a \cdot \eta_{mect} \cdot 1000$$

$$P_a = \frac{W' \cdot v \cdot \beta}{[KW]}$$

Podemos calcular a potência de aceleração pela seguinte expressão:

ultrapassasse os valores de temperatura limites

2- se, devido as repetidas partidas, o sobreaquecimento do motor não

um tempo determinado

1- se o conjugado do motor é suficiente para acelerar as massas em

Devido a estes fatos, deve-se verificar:

aquecimento no motor.

teremos intensidades de correntes superiores às nominais, provocando um

em rotação e translação e, se for utilizada potência do motor para frenagem,

Durante a partida o motor fornece potência para aceleração das massas

c) seleção levando-se em consideração a aceleração e o aquecimento

plena carga.

que o conjugado de partida seja no mínimo o dobro do conjugado de regime a

selecionado por uma potência inferior à potência de regime, deve-se observar

Nota: conforme Ernst [04], página 226, tabela 68, se o motor for

a potência de regime a plena carga.

r_m é o quociente entre a potência de catálogo, conforme intermitência e

onde:

Figura 13. Carga Relativa / r_m

Carga Relativa (C _r)	$r_m = \frac{P_r}{P_{cat}}$					
	0,55	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
	0,74	0,74	0,76	0,83	0,91	1,00

Nota: conforme Ernst [04], página 226, e em função da carga relativa, pode-se selecionar um motor conforme a tabela (Figura 13), seguinte:

Ponte rolante operando com bloco de gancho - C_r ≅ 0,75 a 0,90

onde:

$$P_s = \frac{K_m}{P_a + P_r} \quad [\text{KW}]$$

E, podemos selecionar o motor pela potência calculada pela expressão:
 Nota: A resistência específica ao deslocamento refere-se a uma roda

horizontal por força peso total transladada.
 W_t é a resistência específica ao deslocamento em força resistente

D_r é o diâmetro da roda utilizado, em mm.

onde:

Figura 14. Diâmetro da roda / resistência específica ao deslocamento

W_t	10,5	9,5	8,5	8,0	7,5	7,0	7,0	6,5	6,5	6,0	6,0	
D_r	200	250	320	400	500	630	710	800	900	1000	1120	1250
	[mm]											[N/KN]

tabela (Figura 14), conforme Ernst[04], página 147, tabela 41:

W_t é a resistência específica ao deslocamento, que pode ser obtida da

W é a força peso total a ser transladada, em KN

P_r é a potência de regime, em KW

onde

$$P_r = \frac{W \cdot W_t \cdot v}{\eta_{mect} \cdot 1000} \quad [\text{KW}]$$

pode ser calculada pela expressão:

Também deve-se levar em consideração a potência de regime, que

rotação e pode ser estimado entre 1,1 a 1,2

β é um coeficiente que leva em consideração a inércia das massas em

η_{mect} é o rendimento mecânico do sistema de translação

t_a é o tempo de aceleração, em s.

v é a velocidade de translação, em m/s

Todas as considerações sobre as alternativas para selecionar e verificar os motores de translações foram extraídas do Ernst [04], capítulo XI (A).

r_m é o fator de carga relativa, conforme tabela (Figura 13)

P_{vt} é a potência necessária do ponto de vista térmico, em KW.

onde

$$P_{vt} = P_{mt} \cdot r_m$$

Isto nos possibilita calcular uma potência necessária do ponto de vista térmico, considerando-se uma redução pelo fator r devido a carga relativa.

$$\text{Nota: se } t_f = t_a, \text{ temos } P_f = (P_a - P_r) \cdot \eta_{mect}^2$$

t_f é o tempo de frenagem, em s.

t_r é o tempo de regime no deslocamento considerado, em s.

t_a é o tempo de aceleração, em s.

t é o tempo total do movimento, em s.

P_f é a potência para a frenagem elétrica, em KW.

P_r é a potência de regime, em KW.

P_a é a potência de aceleração, em KW.

regime e frenagem, em KW.

P_{mt} é a potência térmica equivalente para as condições de aceleração,

onde

$$P_{mt} = \sqrt{\frac{(P_a + P_r)^2 \cdot t_a + P_r^2 \cdot t_r + P_r^2 \cdot t_f}{t}} \quad [\text{KW}]$$

Deve-se verificar, sempre que possível, a condição de aquecimento do motor, calculando-se a potência térmica equivalente, pela seguinte expressão:

do motor e o conjugado nominal, variando entre 1,7 a 2,0

K_m é um coeficiente que leva em consideração o conjugado máximo

regime, em KW.

P_s é a potência de seleção do motor pelo critério de aceleração e

Não foram levados em consideração os efeitos do vento atuante na estrutura, pressupondo-se ambiente interno.

Convém comentar, também, que a norma NBR 11723 indica as potências para os motores, também levando-se em consideração a classe de partida, ou seja, o número de manobras por hora além da intermitência (%) já citada anteriormente.

Para valores de referência, uma vez conhecida a área de atuação do equipamento, poderemos utilizar a tabela 37 da NBR 8400 [01], onde estão indicadas a intermitência (%) e a classe de partida para diversas aplicações.

Dos sistemas de controle possíveis de serem utilizados nas translações, o mais usual é o **reversing plugging** ou reversão, cuja explicação encontra-se no Apêndice A.

O freio de parada deve ser selecionado levando-se em consideração o torque de frenagem, que pode ser calculado como segue:

$$M_{fc} > 0,5 M_{cc} \quad [N.m]$$

onde:

M_{fc} é o mínimo torque de frenagem, em N.m.

M_{cc} é o torque do motor, em N.m.

Recomendações da CMAA # 70 [02] Revisão 1983, pg.44 - item 4.9.3.5, ou recomendações do fabricante do freio de acordo com a aplicação

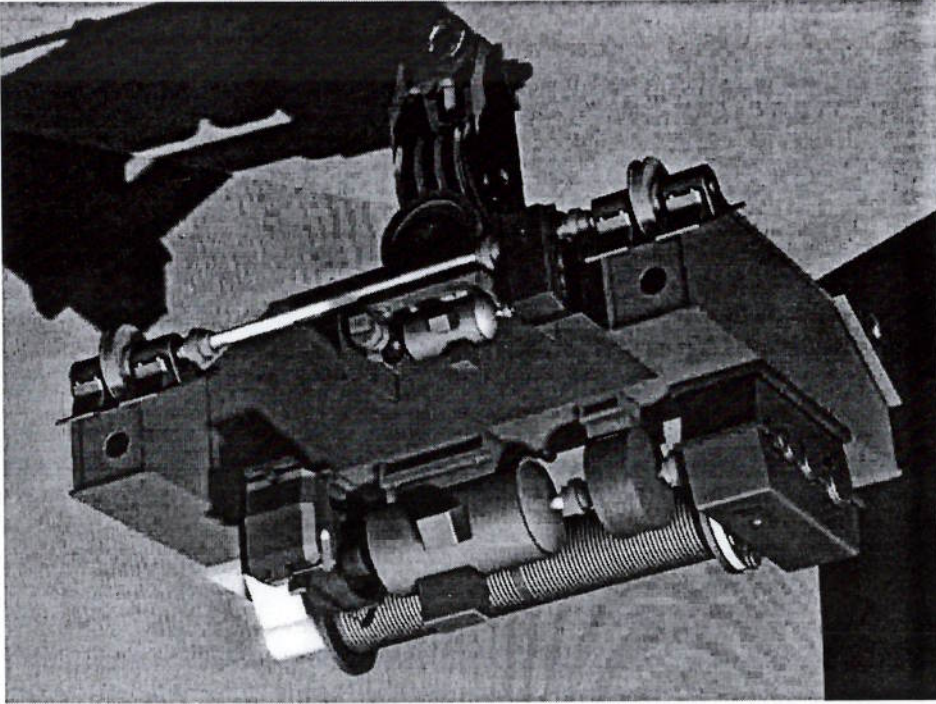
O redutor de translações pode ser um redutor **standard** de mercado e a sua disposição no **layout** deverá ser vertical, para que haja uma compactação adequada dos componentes.

Porém, deverá possuir um sistema de lubrificação através de óleo para lubrificação das engrenagens, que ficarão descobertas. A bomba de óleo deverá poder trabalhar nos dois sentidos de rotação do eixo de acionamento.

São definidos acoplamentos e eixos necessários, bem como os mancais de rodas, de preferência mancais externos para facilitar a manutenção, pois o equipamento irá trabalhar em um plano superior ao plano do processo.

Com esse estudo preliminar, poderemos definir basicamente o vão do carro e o entre-rodas, já prevendo-se uma distribuição adequada do carregamento. Já é possível, devido a definição dos componentes dos mecanismos de levantamento e translação, uma adoção dos tipos de perfis e vigas que serão

Figura 15. Carro da ponte rolante



Definido-se a disposição dos componentes do sistema de levantamento, teremos uma idéia básica sobre a configuração da estrutura do carro, conforme Figura 15. Buscamos a localização do carregamento, na medida do possível, sobre a linha neutra dos perfis estruturais, tentando-se evitar esforços de torção.

5.1 Configuração da Estrutura do Carro

5. Estrutura do Carro

utilizados para posterior verificação das tensões atuantes. As tensões máximas devem ser inferiores às tensões admissíveis e as flechas devem ser inferiores aos deslocamentos limites.

Tem-se, nestes estágios, o posicionamento das rodas livres e das rodas de tração.

A configuração do carro pode ser obtida pela sequência:

a) layout do sistema de levantamento, Figura 16.

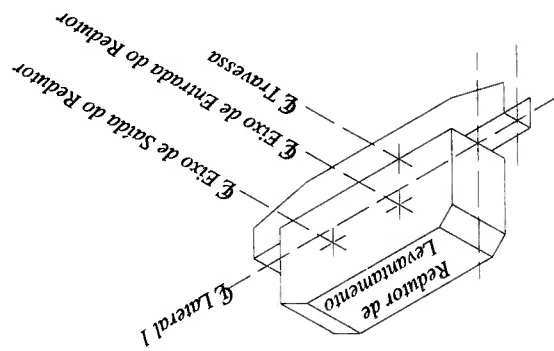


Figura 16. Posicionamento do redutor de levantamento na viga 1 do carro

b) determinação das linhas de centro 1 e 2, que definirão a posição das laterais do carro, Figura 17.

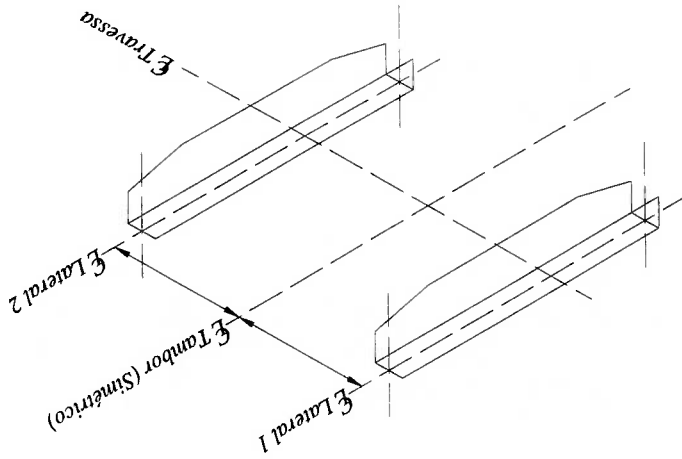
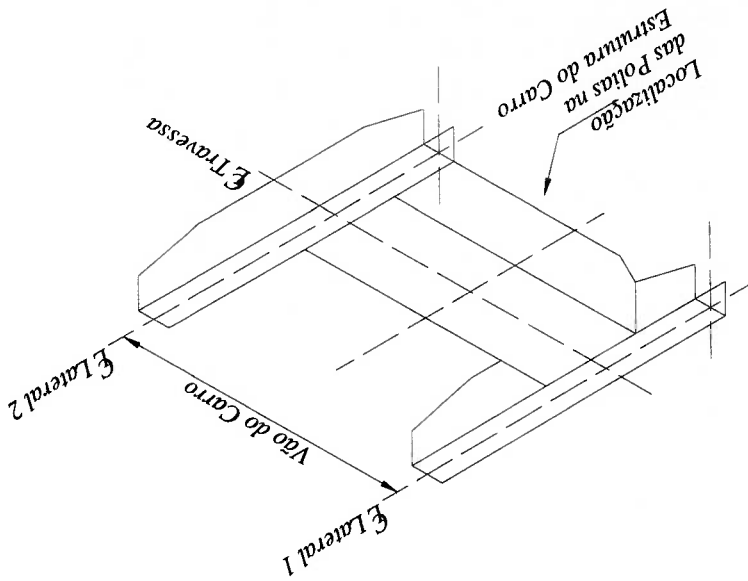


Figura 17. Localização da viga 2 do carro

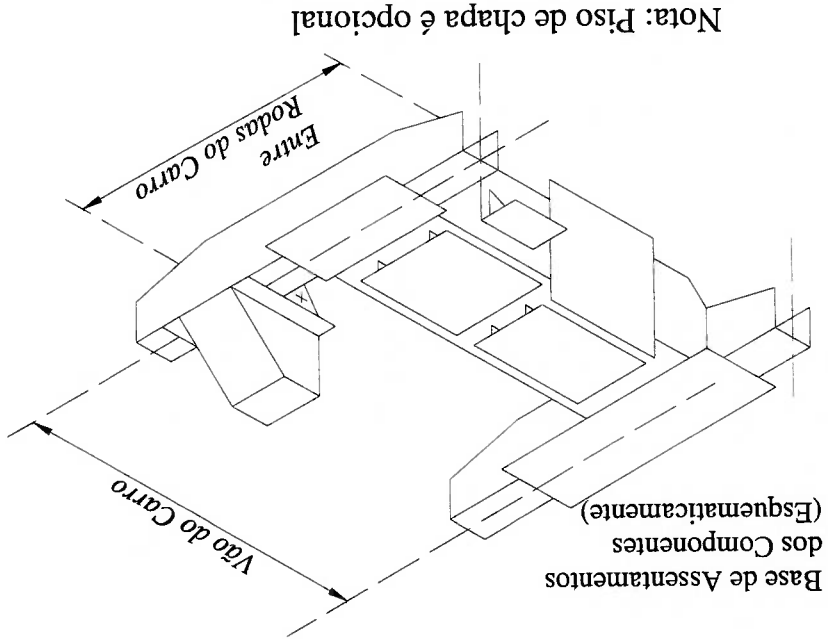
Não convém utilizar uma viga caixaão como travessa, pois a estrutura nesse caso ficará extremamente rígida, e, como consequência, não será garantido o contato rodas / trilhos, devido às dimensões reduzidas do carro. Nessa travessa, em uma das almas, é posicionado o redutor de transmissão do carro, alinhando-se a linha de centro do eixo das rodas de tração, que estão afixadas nas laterais, Figura 19.

Figura 18. Travessa de interligação viga 1 e viga 2



A linha de centro 1 será a linha neutra da viga lateral (1), onde será posicionado o redutor de levantamento. Partindo-se da suposição de um tambor simétrico, temos a linha de centro do tambor. Graficamente, podemos determinar a linha de centro 2, onde estará alocada a lateral (2). Com esta sequência, teremos a linha de centro da carga exatamente entre as vigas laterais do carro. O próximo passo é a definição da travessa que irá unir as duas laterais e onde comumente está alocada, na parte inferior, a polia compensadora ou o conjunto de polias (polias fixas e polia equalizadora). A sugestão é iniciar este estudo pela linha de centro de entrada do redutor de levantamento. Adota-se, para posterior verificação, uma travessa que une as duas vigas laterais sem a aba inferior, Figura 18.

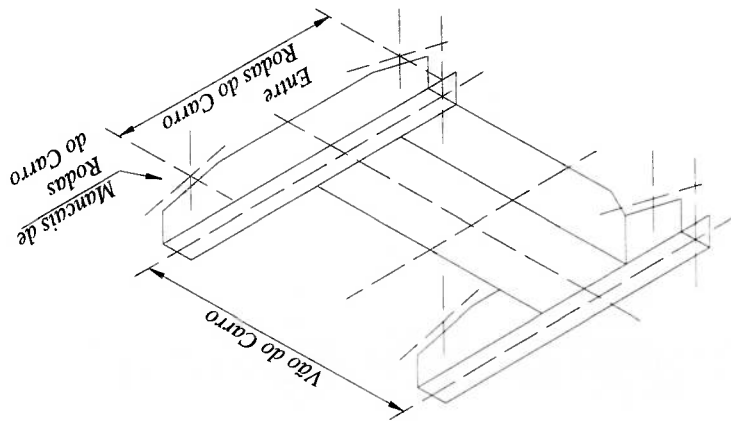
Figura 20. Configuração da estrutura com as bases de assentamento dos componentes



Portanto, temos como configuração usual, o indicado na Figura 20.

Como os componentes de acionamento, tanto do mecanismo de levantamento como do mecanismo de translação, são alinhados pelos eixos de entrada e saída dos respectivos redutores, normalmente são utilizadas bases de assentamento.

Figura 19. Indicação da linha de centro dos mancais das rodas do carro



5.2 Determinação do Centro de Forças do Carro

Devem ser calculadas as coordenadas do centro de força (CF) para condição de carro com carga máxima.

Calculo das Reações de Apoio

Considerando viga transversal imaginária que passa pelo CF, Fig. 21:

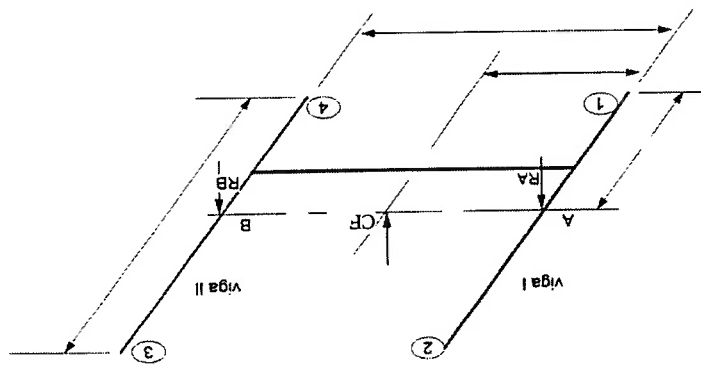


Figura 21. Esquemática para determinação das reações por roda do carro

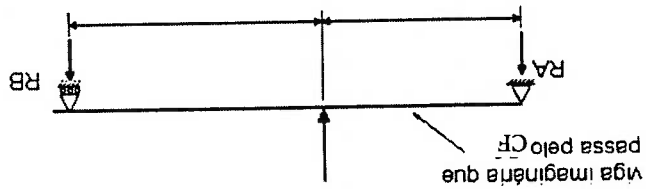


Figura 22. Esquemática para as reações por roda do carro

Determinamos:

R_A

R_B

VIGA I

R_1

R_2

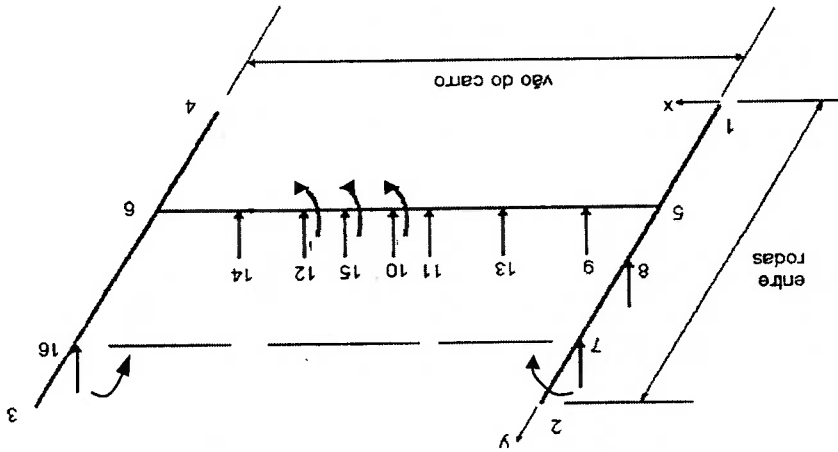
VIGA 2

R_3

R_4

Para configuração das seções das vigas que compõem a estrutura do carro podemos, preliminarmente, defini-las pela condição de módulo de resistência. Isto é possível supondo-se a tensão atuante igual à tensão admissível e obedecendo as proporcionalidades dimensionais dos perfis,

Figura 23a. Esquematisação do carregamento



Podemos elaborar a disposição do carregamento, conforme Figura 23a.

Viga Transversal (travessa)	mm ²	Área da seção transversal	mm ⁴	Momento de inércia (I_x)	mm ⁴	Momento de inércia (I_y)	mm	Altura	mm	Largura	mm	Momento de inércia à torção	mm ⁴	Módulo de resistência	mm ³
Viga Lateral	mm ²	Área da seção transversal	mm ⁴	Momento de inércia (I_x)	mm ⁴	Momento de inércia (I_y)	mm	Altura	mm	Largura	mm	Momento de inércia à torção	mm ⁴	Módulo de resistência	mm ³

caixa (por exemplo)

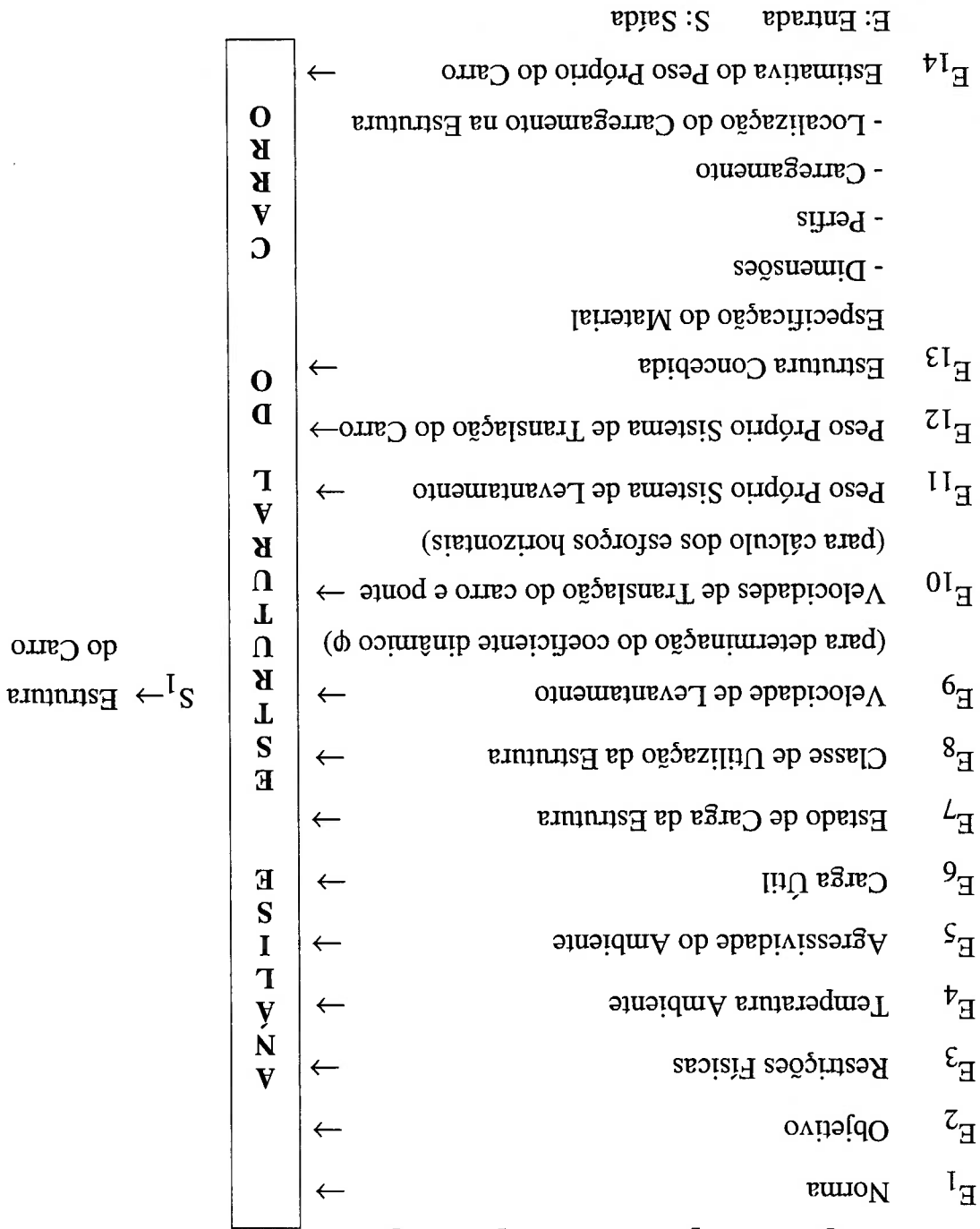
Portanto, para as vigas selecionadas, deveremos definir:
 conforme recomendado pela CMAA#70 Rev. 83, ou impondo-se a condigão de deslocamento limite.

Figura 23b. Indicação do carregamento nos respectivos nós

Nº	Descrição
1	Roda de Tração
2	Roda Livre
3	Roda Livre
4	Roda de Tração
5	União da Travessa com a Lateral 1
6	União da Travessa com a Lateral 2
7	Força de tração "T" + + 1/2 × Força Peso do Tambor + + 1/2 × Força Peso do Cabo de Aço + + Momento de Transporte para Linha Neutra da Lateral 1
8	Força Peso do Redutor de Levantamento
9	Força Peso do Freio de Foucault.
10	Força Peso do Redutor de Tração do Carro + + Momento de Transporte para Linha Neutra da Travessa
11	(Número de Cabos de Sustentação - 2) × Força de Tração "T".
12	Força Peso do Freio de Parada da Tração do Carro + + Momento de Transporte para Linha Neutra da Travessa
13	Força Peso do Motor de Levantamento
14	Força Peso do Freio de Parada do Sistema de Levantamento.
15	Força Peso do Motor de Tração do Carro + + Momento de Transporte para Linha Neutra da Travessa
16	Força de Tração "T" + 1/2 × Força do Tambor + + 1/2 × Força Peso do Cabo de Aço + + Momento de Transporte para a Linha Neutra da Lateral 2.

Podemos indicar o carregamento nos respectivos nós conforme figura 23b, abaixo:

Figura 24. Requisitos para análise estrutural do carro



A Figura 24 representa os requisitos para análise estrutural do carro.

É importante uma análise preliminar dos valores obtidos para as reações por rodas, conforme sugerido, comparando-os com os valores fornecidos pelo **software** utilizado.

5.3 Análise dos Resultados

Comentários:

Entradas - E_i:

E₁, E₂, E₃, E₄, E₅ e E₆, já comentados no capítulo 3, item 3.1, deste trabalho.

E₇ - Estado de Carga da Estrutura:

Analisando-se como o equipamento é submetido em relação à carga máxima obtém-se o estado de carga.

E₈ - Classe de Utilização da Estrutura:

A classe de utilização da estrutura é obtida analisando-se, a frequência de utilização do movimento de levantamento, bem como o número convencional de ciclos previstos.

E₉ - Velocidade de Levantamento:

A velocidade de levantamento é utilizada para determinação do coeficiente dinâmico ϕ .

E₁₀ - Velocidades de Translação do Carro e Ponte:

As velocidades de translação do equipamento são utilizadas para determinação dos esforços horizontais nas estruturas.

E₁₁ - Peso Próprio do Sistema de Levantamento:

É obtido após a definição dos componentes do mecanismo de levantamento.

E₁₂ - Peso Próprio do Sistema de Translação do Carro:

É obtido após a definição dos componentes do mecanismo de translação do carro.

E_{13} - Estrutura Concebida:
É a estrutura concebida com o carregamento proveniente do sistema de levantamento, sistema de translação do carro e disponibilização física destes componentes.

E_{14} - Estimativa do Peso Próprio do Carro:
O peso próprio final da estrutura do carro será obtido após a análise das tensões e flechas.

Saídas - S_i :

S_1 - Estrutura do Carro:
As tensões máximas calculadas na estrutura do carro devem ser inferiores as tensões admissíveis recomendadas pela norma NBR 8400 [01], bem como as flechas devem ser inferiores aos deslocamentos limites.

6. Estrutura da Ponte Rolante

6.1 Determinação Preliminar das Vigas Principais

Neste capítulo, abordaremos a estrutura principal do equipamento. Uma sugestão que fazemos para a sua configuração é a que se segue.

Admite-se uma ponte rolante com um carro apoiado em 2 vigas. As vigas, denominadas principais, devem satisfazer a condição de tensões atuantes menores ou iguais às tensões admissíveis, e também a flecha atuante deve ser menor que a flecha admissível.

Com relação às tensões admissíveis, a NBR 8400 [01] recomenda valores de coeficientes de segurança em relação resistência ao escoamento do material estrutural, dependendo do caso de sollicitação que esta sendo analisado.

Como a NBR 8400 [01] não faz citação de valores limites para flecha nas vigas principais, sugerimos a utilização do valor recomendado pela CMAA # 70 [02] - Revisão 1983 - página 33 - item 3.5.6.1, isto é: a flecha na viga não deve exceder o valor do vão (entre linha de centro de trilhos) dividido por 800.

$$f_{ac} \leq \frac{l_p}{800} \quad [\text{mm}]$$

onde:

l_p é o vão da ponte, em mm

f_{ac} é a flecha total nas vigas principais, em mm

Para uma idéia preliminar das vigas que poderão ser utilizadas, sugerimos a seguinte seqüência:

Podemos determinar, para um carro ideal, a reação máxima como

sendo:

$$F_{cmáx} = \frac{n_{rc}}{(W_u + F_{rc})} \quad [\text{N}]$$

Importar a condição de flecha máxima admissível, ou seja, flecha devida ao peso próprio total do carro e carga útil a ser levantada, igual a $l_p/800$.

$$f^{c2} = \frac{384 \cdot E \cdot I^{xv}}{5 \cdot q_v \cdot l_p^4} \quad [\text{mm}]$$

$$f^{c1} = \frac{48 \cdot E \cdot I^{xv}}{F^{cmax} (l_p - a_r) [3l_p^2 - (l_p - a_r)^2]} \quad [\text{mm}]$$

Calculando-se, temos:

f^{c3} é a flecha devida à cabine de comando, em mm.

f^{c2} é a flecha devida ao peso próprio da viga, em mm.

selecionada, em mm.

f^{c1} é a flecha devida ao carro e à carga, considerando-se a viga

f^{c1} é a flecha total estimativa na viga principal, em mm.

onde:

$$f^{c1} = f^{c1} + f^{c2} + f^{c3} \quad [\text{mm}] \quad (\text{aproximadamente})$$

total, como segue:

Com a seleção preliminar da viga, podemos então verificar a flecha

da viga selecionada. É uma tentativa.

O coeficiente 1,5 leva em consideração a flecha devida ao peso próprio

I^{xs} é o momento de inércia estimativo para seleção da viga da ponte

$$I^{xs} = 1,5 I^x$$

Para uma seleção preliminar da seção da viga principal, pode-se adotar:
Determinamos o momento de inércia necessário ao carro e à carga.

I^x é o momento de inércia para a viga da ponte, em mm^4 .

E é o módulo de elasticidade do aço, em MPa.

a_r é a distância entre rodas do carro, em mm.

l_p é o vão da ponte rolante, em mm.

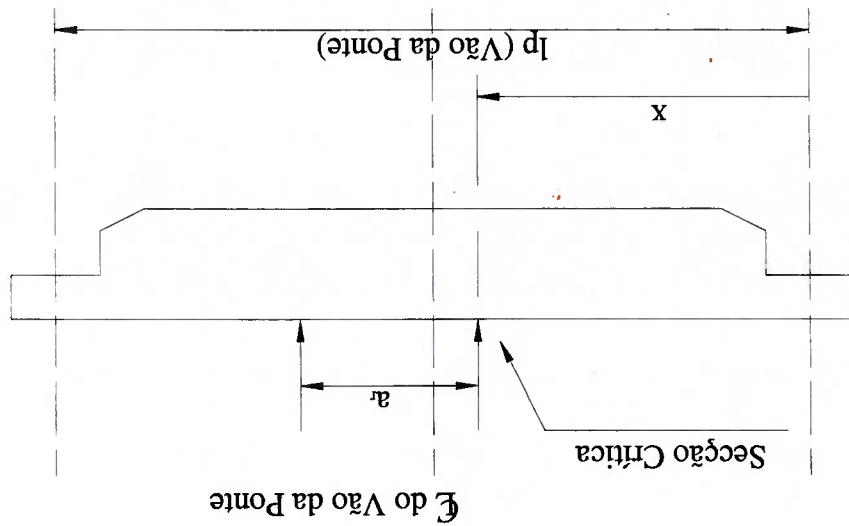
f^c é a flecha, devido ao peso próprio do carro e carga, em mm.

Onde:

$$f^c = \frac{48 \cdot E \cdot I^x}{F^{cmax} (l_p - a_r) [3l_p^2 - (l_p - a_r)^2]} \quad [\text{mm}]$$

E , sabendo-se que:

Figura 25. Localização da seção crítica de viga da ponte rolante devido a flexão, com seção constante e sem singularidade



O primeiro passo é determinar a localização da seção crítica das vigas principais da ponte rolante, em relação ao ponto de apoio.

6.2 Localização da Seção Crítica das Vigas Principais, Devido a Flexão, com Seção Constante e sem Singularidades de uma Ponte Rolante

Na sequência, podemos calcular as tensões atuantes devido a flexão na seção crítica da viga principal, com seção constante e sem singularidades.

ser menor que $l_p/800$.

I_{xv} é o momento de inércia da viga selecionada e a flecha total deverá

$$f_{c3} = \frac{F_3 \cdot l_p^3}{48 \cdot E \cdot I_{xv}} \quad [\text{mm}]$$

$$MF_t = F_t \cdot a_3 \text{ [N.mm]}$$

Para a translação da ponte, vamos supor que esta é do tipo A-4 [02], independente e sendo de a_3 a distância do centro de forças do peso próprio da translação da ponte ao ponto de apoio, sendo seu peso próprio F_t , temos:

onde:

$$MF_{tcl} = \frac{F_{tcl}}{2} \cdot \frac{l_p - x - a_t/2}{l_p} \cdot x \text{ [N.mm]}$$

Momento devido ao carro:

comando (MF_3), em N.mm.

O próximo passo é determinar o momento devido às cargas concentradas, que chamaremos de MG_2 . Este momento é a soma dos momentos devidos ao carro (MF_{tcl}), à translação da ponte (M_t) e à cabine de

$$MG_1 = \frac{q_v \cdot l_p^2}{8} \text{ [N.mm]} \text{ (por aproximação à seção crítica)}$$

devido ao peso próprio, daí temos:

Chamaremos de MG_1 o momento e " q_v " a carga distribuída, em N/mm,

Iniciaremos esta análise determinando o momento causado pelo peso próprio, que inclui a própria viga, diafragmas, reforços, trilho do carro, chapa de desgaste, fixações dos trilhos, passadiços, eixos de transmissão para translação da ponte, armários, bancos de resistência e demais acessórios.

As tensões na seção crítica podem ser determinadas pelos métodos e hipóteses utilizados em resistência dos materiais. A análise dessas tensões na seção crítica conduz à determinação do esforço crítico que é submetido o equipamento, considerando os pesos próprios, a carga que ele transporta e os efeitos desses esforços conjuntos na referida seção.

6.3 Cálculo das Tensões na Seção Crítica

Ou seja, quando uma das rodas do carro ultrapassar a distância $a/2$ da linha de centro do vão, teremos a seção crítica, considerando-se os carregamentos citados e sendo a viga com seção constante e, sem singularidades.

Para o cálculo do momento devido à cabine de comando, vamos supor que esta seja localizada no centro do vão. Seu peso próprio é F_3 :

$$MF_3 = \frac{F_3 \cdot l_p}{4} \quad [\text{N.m}] \quad (\text{por aproximação à seção crítica})$$

O momento total é a soma das parcelas calculadas, logo:

$$MG_2 = MF_{tc1} + MF_1 + MF_3 \quad [\text{N.m}]$$

O momento total devido ao peso próprio é a resultante do momento gerado pelas cargas concentradas e distribuídas:

$$MG_T = MG_1 + MG_2 \quad [\text{N.m}]$$

Para determinar o momento devido à carga de serviço, admitiremos que SL é a resultante da carga transportada somada ao peso do acessório:

$$ML = SL \cdot \frac{(l_p - x - b_1)}{2} \cdot x \quad [\text{N.m}]$$

A ponte rolante está sujeita também a momentos horizontais, determinados a seguir:

$$MH = \frac{g_1}{2p} (MG_T + ML) \quad [\text{N.m}]$$

onde:

a^p é a aceleração da ponte, em m/s^2 .

g_1 é a aceleração da gravidade, em m/s^2 .

A solicitação em estudo se enquadra no caso I [01] conforme a norma NBR 8400 [01], ou seja, "equipamento trabalhando em condições normais de operação - ambiente interno e sem vento". A partir dessa hipótese, podemos

$$\sigma_1 = M_x \cdot \left(\frac{\phi \cdot ML + MG_T}{MH} + \frac{W_x}{W_y} \right) \quad [\text{MPa}]$$

determinar as tensões atuantes na seção crítica já citada:

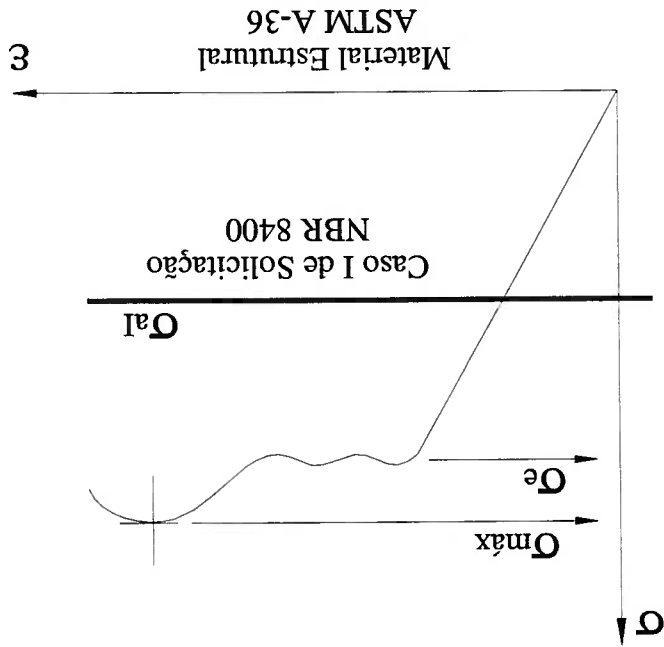
onde:

M_x é o fator de majoração que depende do grupo de classificação da estrutura e é função do estado de carga e da frequência de utilização [01],

Após a abordagem tradicional, como proposto, poderemos utilizar os recursos do método de elementos finitos para a análise da estrutura. Este procedimento visa uma otimização estrutural bem como eventualmente detectar uma singularidade às vezes não evidente no projeto básico.

A Figura 28 representa os requisitos para análise estrutural da ponte.

Figura 27. Gráfico de Tensão X Deformação



fica:

Para o caso I [01] de verificação, $K_1 = 1,5$, assim o gráfico das tensões

$$\sigma_a = \frac{\sigma_e}{K_1} \quad (\text{caso I}) \quad [\text{N/mm}^2]$$

A tensão admissível para estrutura, para este tipo de equipamento, é:

v_L é a velocidade de levantamento em m/s.

a norma NBR 8400 [01]), assim:

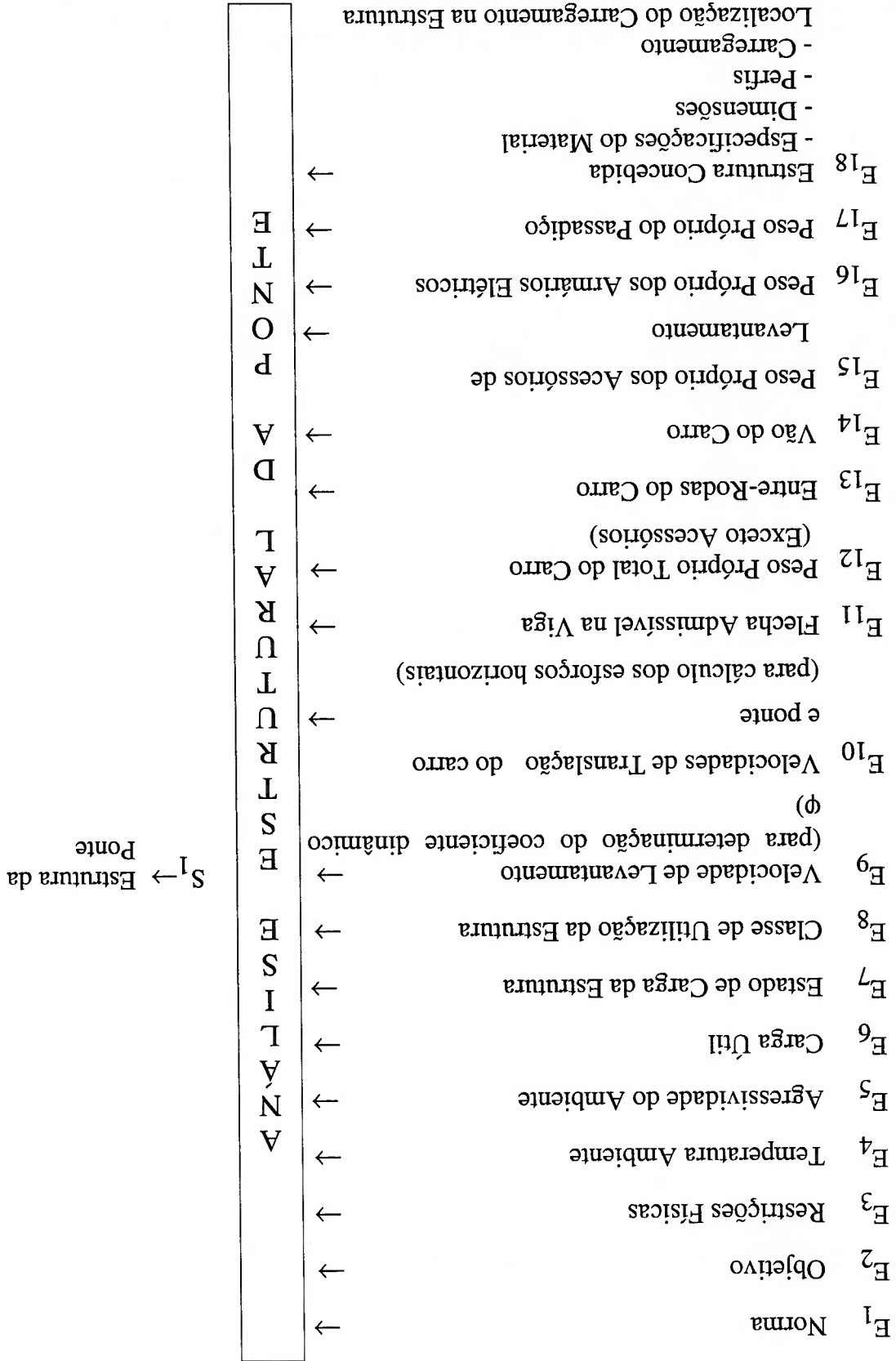
$\epsilon_0 = 0,6$ para pontes rolantes e o mínimo valor para ϕ é 1,15 (conforme

onde:

$$\phi = 1 + \epsilon_0 v_L \quad [\text{Adim}]$$

ϕ é o fator que depende da velocidade de levantamento e

Figura 28. Requisitos para análise estrutural da ponte



E: Entrada S: Saída

Comentários:
Entradas - E_i:

E₁, E₂, E₃, E₄, E₅, E₆, E₇, E₈, E₉ e E₁₀, já comentados no capítulo 3, no item 3.1 e, capítulo 5, item 5.3, deste trabalho.

E₁₁ - Flecha Admissível na Viga:

O Valor da flecha admissível na viga será o vão da ponte dividido por 800, conforme recomendações da CMAA 70/83 [02].

E₁₂ - Peso Próprio Total do Carro (Exceto Acessórios):

Após a análise estrutural do carro, obtêm-se o peso próprio total do carro; Deste valor são subtraídos os pesos próprios dos acessórios de fixação da carga; A soma dos pesos próprios dos acessórios mais a carga útil é chamada de carga de serviço.

E₁₃ - Entre Rodas do Carro e

E₁₄ - Vão do Carro:

Valores obtidos após a configuração física do carro.

E₁₅ - Peso Próprio dos Acessórios de Levantamento:

Os esforços provenientes da carga de serviço, isto é, a carga útil acrescida dos pesos próprios dos acessórios, serão amplificados pelo coeficiente dinâmico ϕ .

E₁₆ - Peso Próprio dos Armários Elétricos e

E₁₇ - Peso Próprio do Passadizo:

Podemos considerar os pesos próprios dos armários elétricos e passadizo como carga distribuída na viga analisada.

E₁₈ - Estrutura Concebida:

A concepção estrutural final será obtida após a análise das tensões e flecha.

Saídas - S₁:

S₁ - Estrutura da Ponte:

As tensões máximas calculadas na estrutura da ponte devem ser inferiores às tensões admissíveis recomendadas pela norma NBR 8400 [01], bem como as flechas devem ser inferiores aos deslocamentos limites.

7. Movimento de Translação da Ponte Rolante

7.1 Configurações Usuais

São modelos usuais:

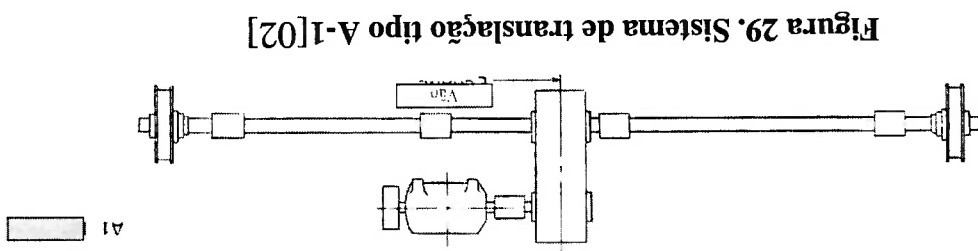


Figura 29. Sistema de translação tipo A-1[02]

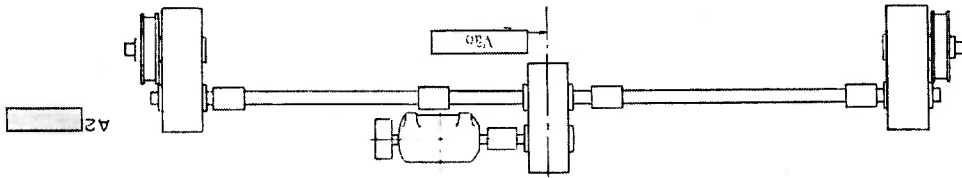


Figura 30. Sistema de translação tipo A-2 [02]

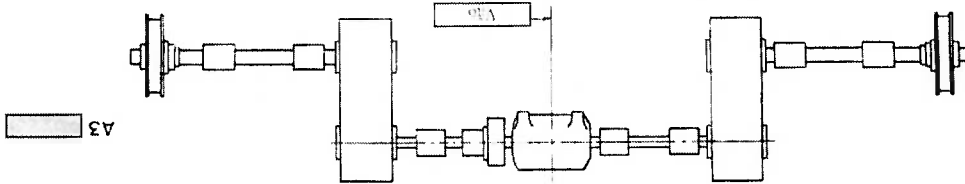


Figura 31. Sistema de translação tipo A-3 [02]

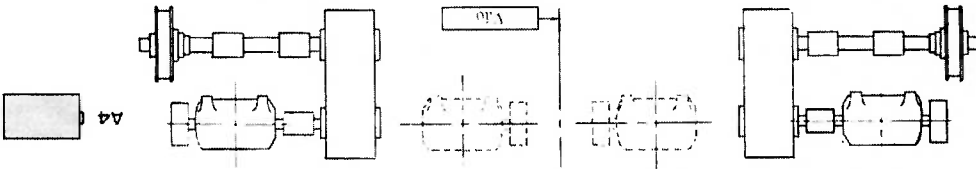
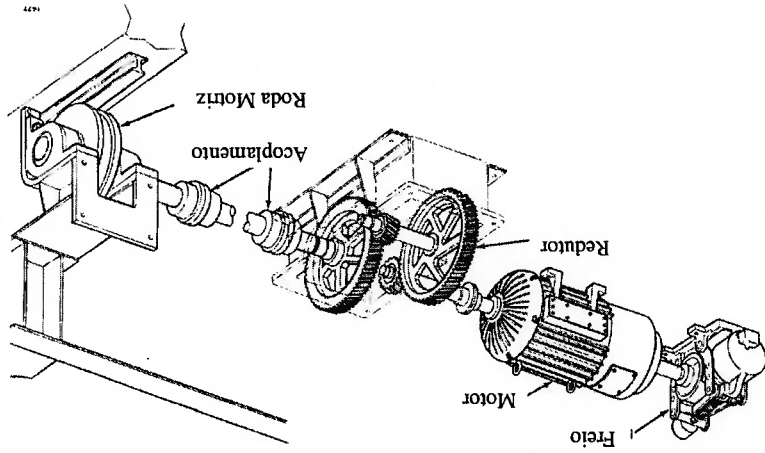


Figura 32. Sistema de translação tipo A-4 [02]

Os componentes do sistema de translação podem ser observados na

Figura 35.

Figura 35. Disposição dos componentes para translação A-4 [13]



Para o cálculo da potência mecânica necessária para o (s) motor (es) de translação da ponte, devemos observar o já comentado no item 4.2 deste trabalho.

7.2 Determinação dos Motores de Translação da Ponte

Figura 34. Sistema de translação tipo A-6 [02]

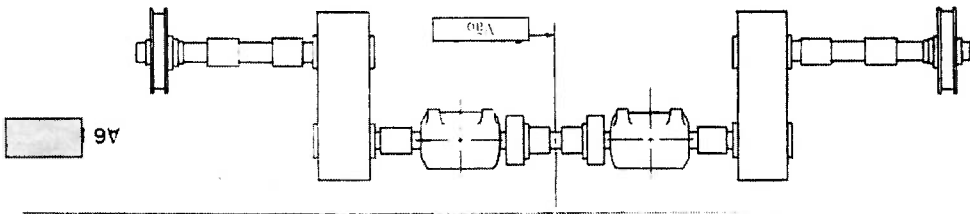
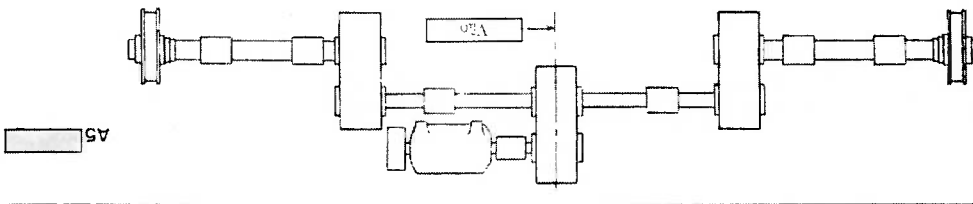
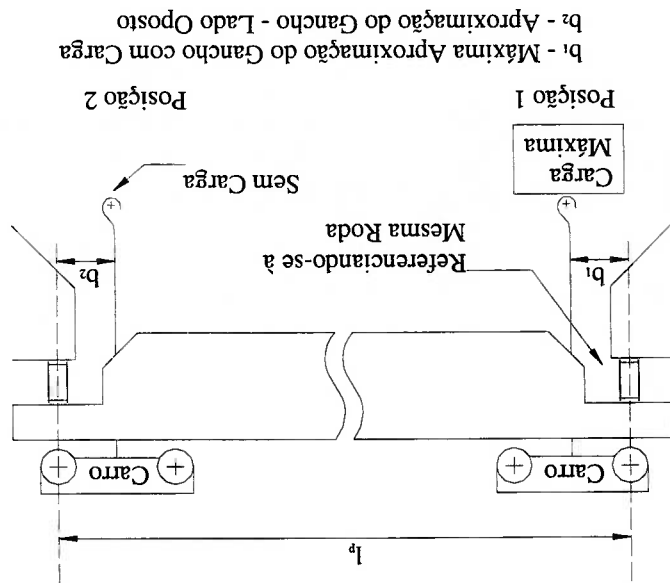


Figura 33. Sistema de translação tipo A-5 [02]



onde:
 b_1 é a máxima aproximação do gancho (com carga), em mm.
 b_2 é a aproximação do gancho ao lado oposto (sem carga), em mm.
 Fazer coincidir a linha de centro da roda do carro com a linha de centro do trilho da ponte.

Figura 36. Desenho esquemático da ponte rolante



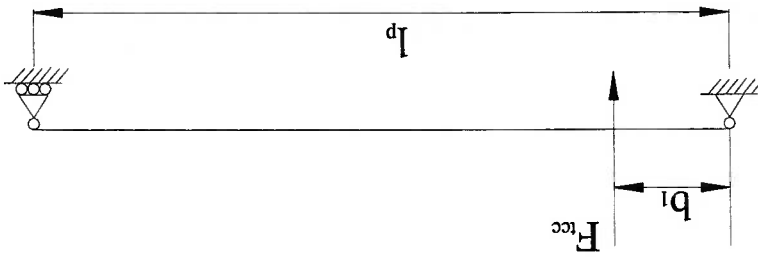
b_1 - Máxima Aproximação do Gancho com Carga
 b_2 - Aproximação do Gancho - Lado Oposto

Baseando-se na Figura 36, temos:

7.3 Sugestão para Determinação do Diâmetro das Rodas da Ponte Rolante

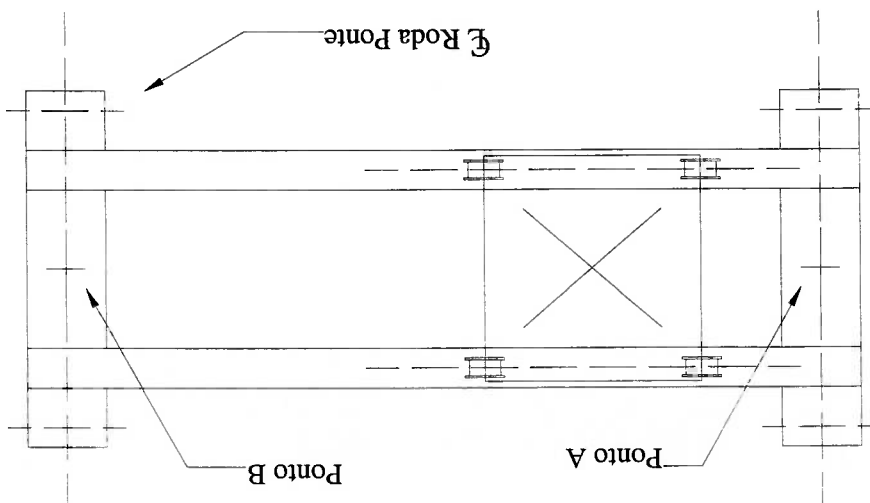
1. roda de translação da ponte
2. acoplamento flexível
3. acoplamento semiflexível
4. redutor de translação da ponte
5. motor de translação da ponte
6. freio de parada da ponte
7. eixos
8. mancais das rodas

Figura 38. Desenho esquemático para indicação da resultante F_{rc} e a carga útil mais peso próprio estimado do carro, em N.



A Figura 37 mostra o ponto A onde serão calculadas as reações.

Figura 37. Desenho esquemático em planta da ponte rolante



Reação mínima no ponto A:

$$F_{p\max}^{(A)} = \frac{F_{icc}(l_p - b_1)}{l_p} + \frac{F_p}{2} \quad [\text{N}] \quad (\text{carro ideal})$$

Reação máxima no ponto A:

Nota: lembrar que a cabine de comando está em uma das vigas.

Considerar cabine de comando (se aplicável).

b_3 é a distância do peso próprio da cabine ao ponto de apoio, em mm.

F_3 é o peso próprio da cabine de comando, em N.

Figura 40. Desenho esquemático para cabine

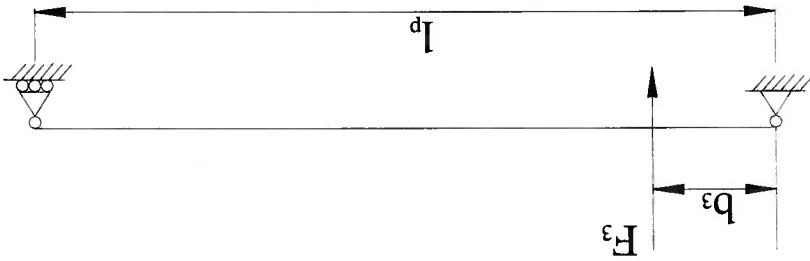
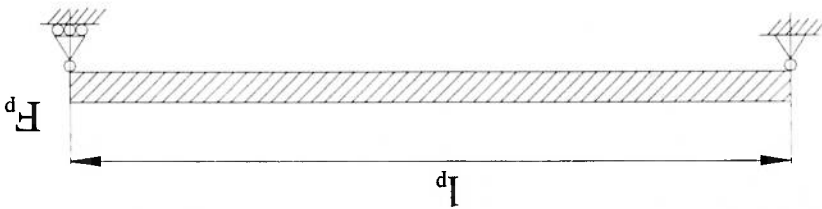


Figura 39. Desenho esquemático para o peso da ponte exceto carro
 F_p é ao peso próprio total da ponte exceto carro e carga, em N.



Nota: Sempre lembrando-se que $F_{p\max}$ e $F_{p\min}$ referem-se à mesma roda. A Figura 42 representa os requisitos para especificação técnica do mecanismo do sistema de translação da ponte.

$$F_{tp} = \left(\frac{2 \cdot F_{p\max} + F_{p\min}}{3} \right) \cdot 10^{-1} \text{ [daN]}$$

segue:

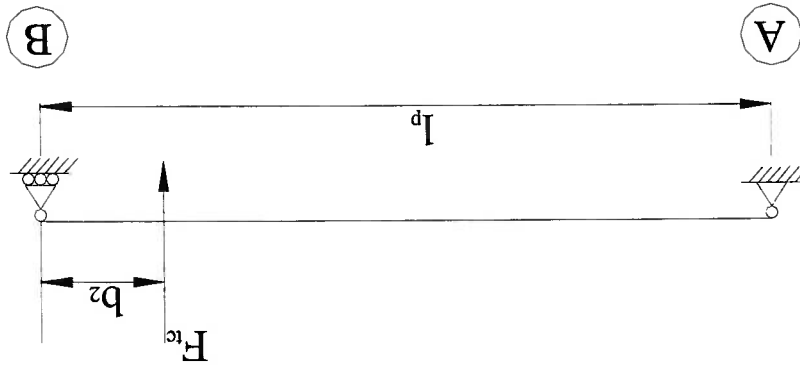
E a reação média na roda da ponte rolante, pode ser calculada como

$$F_{p\min}^{(roda)} = \frac{2I_p}{4} + \frac{F_{tc} \cdot b_2}{F_p} + \frac{F_3 \cdot (l_p - b_3)}{I_p} \text{ [N]}$$

$$F_{p\max}^{(roda)} = \frac{F_{tc} \cdot (l_p - b_1)}{4} + \frac{F_p}{F_3 \cdot (l_p - b_3)} \text{ [N]}$$

sob o passageiro, temos:

Para a ponte rolante com 4 rodas, considerando a cabine de comando Figura 41. Desenho esquemático indicando o carro sem carga

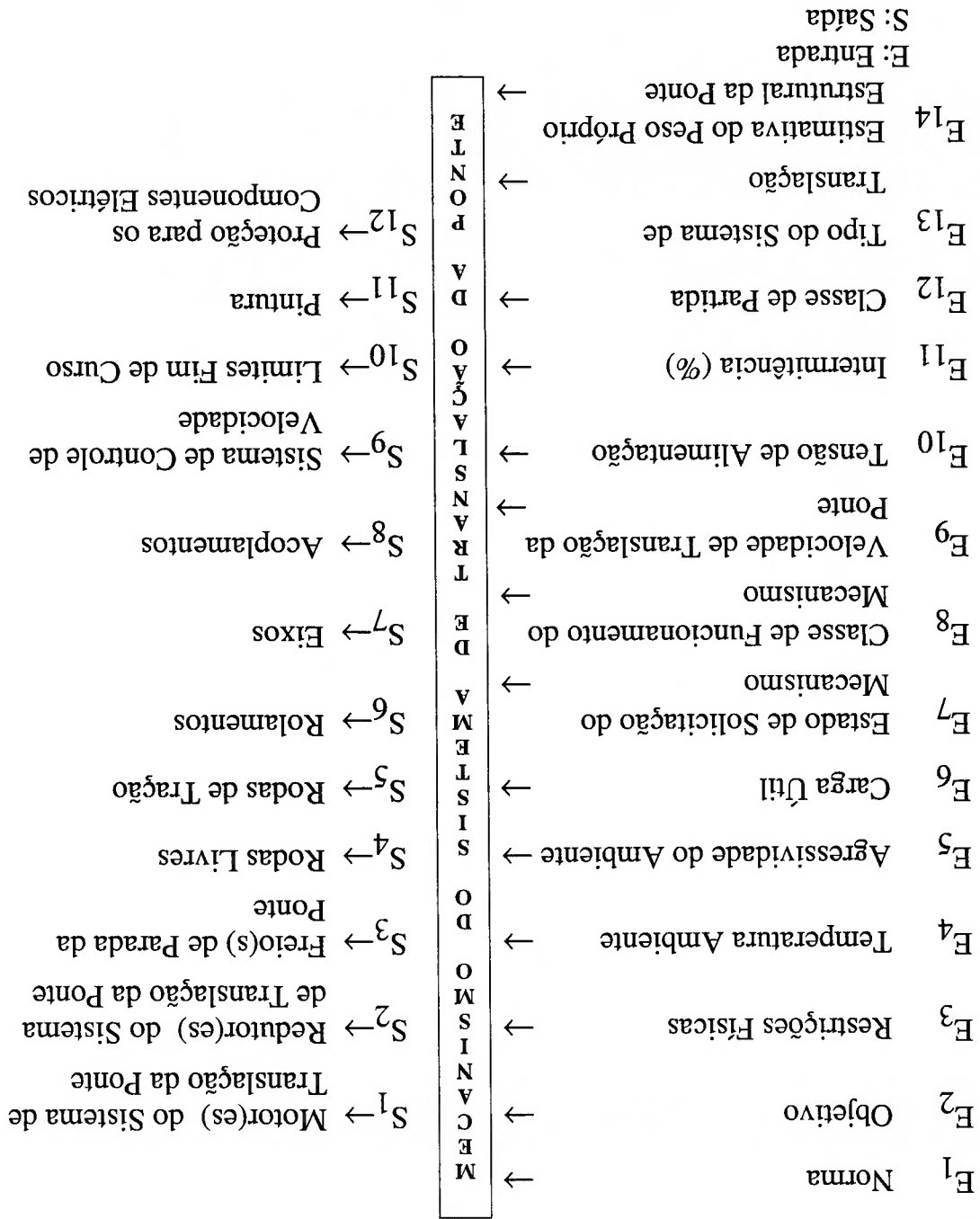


F_{tc} é o peso próprio do carro sem carga, em N.

onde:

$$F_{p\min}^{(A)} = \frac{F_{tc} \cdot b_2}{I_p} + \frac{F_p}{2} \text{ [N]} \text{ (carro ideal)}$$

Figura 42. Requisitos para especificação do mecanismo do sistema de translação da ponte



Comentarios:

Entradas - E_i e
Saidas - S_i:

Itens já comentados no capítulo 4, item 4.1, deste trabalho, porém referindo-se ao mecanismo de translação da ponte.
Ressalva feita à entrada E₁₃, onde os tipos usuais para a configuração da translação da ponte, estão indicados no capítulo 7, item 7.1 deste trabalho.

8. Sistemas de Comando da Ponte Rolante

8.1 Comentários Gerais

Os equipamentos de manuseio e transporte de cargas podem ser comandados de diversas formas: posto de comando, botoeira, cabine, etc. A tendência atual é rádiocontrole.

O posto de comando normalmente é fixo na estrutura do edifício, sua limitação é o curso longitudinal do equipamento.

Botoeiras são normalmente utilizadas em equipamentos com velocidades de translação do carro e da ponte não superiores a 40 m/min; podem ser acionadas do piso de operação.

Cabines, fixas no equipamento, podem ter as seguintes variações:

- sob o passadiço (na extremidade ou no centro);

- fixas no carro, porém não interferindo no espaço entre as vigas - esta configuração requer uma estrutura auxiliar e,

- com movimento independente de translação, geralmente sob uma das vigas, utilizada para vão acima de 25 metros;

Rádiocontrole, que já é largamente utilizado em países desenvolvidos, para toda e qualquer aplicação.

O tipo e localização do sistema de comando dependem de um estudo do manuseio da carga, custos envolvidos, volume de produção, periculosidade da área e, principalmente, análise de ergonomia.

9. Discussão dos Resultados e Conclusão

9.1 Comentários Gerais

Neste trabalho nos preocupamos com a sequência que possibilita a configuração do equipamento, para que assim possamos utilizar as ferramentas disponíveis de engenharia, buscando uma otimização do projeto. Construiu-se uma sequência, desde a análise do objetivo até a definição de componentes básicos principais. É o que chamamos de engenharia básica de um projeto.

Salientamos que adotamos critério similar no final da década de 70 e na década de 80 para a padronização de equipamentos de manuseio de carga, quando engenheiro de Equipamentos Villares S/A - EVSA. Citamos como exemplo, as instalações da FIAT em Betim (MG), a implantação da CIA Siderúrgica de Tubarão em Vitória (ES), as expansões siderúrgicas ocorridas neste período e expansões das montadoras de automóveis.

Não foram abordados alguns itens como:

- acoplamentos;
- eixos;
- rolamentos;
- vigas testeiras, que são vigas onde apoiam-se as vigas principais;
- clip de fixação do cabo de aço no tambor;
- passadiço;
- recomendações normalizadas dos comandos na cabine do operador;
- estudo ergonômico;
- estudo de visibilidade;
- canaletas e dutos de passagem para os cabos elétricos;
- sistema de energização (carro e ponte);
- fixações dos trilhos nas vigas e no caminho de rolamento;
- verificação de tensões atuantes no caso de excepcionalidade;

- ensaios dinâmico e estático;
- iluminação sob o equipamento;
- chaves limites fim de curso;
- diagramas unifilares e sistemas elétricos.

Não era o objetivo do trabalho o total detalhamento do projeto mas sim uma configuração "macro" para iniciar-se este detalhamento.

No apêndice B, apresentamos o desenvolvimento da metodologia proposta, para um caso específico, de um mecanismo de levantamento de cargas.

No desenvolvimento foi adotado o Sistema Internacional de Unidades (SI) e excluiu-se tópicos de detalhamento não objeto deste trabalho.

Esperamos ter contribuído com este trabalho, para que colegas engenheiros possam dar início ao estudo e assim culminar com o detalhamento e análise técnica do assunto em questão.

Lembramos que é apenas um dos inúmeros e possíveis equipamentos de manuseio e transporte de cargas.

Fica neste trabalho a sugestão.

10. Referências Bibliográficas

- [01] **NBR 8400**, *Cálculo de Equipamentos para Levantamento e Movimentação de Cargas*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1984.
- [02] **CMAA 70/83**, *Specification for Electric Overhead Traveling Cranes*, Association of Iron and Steel Engineers, Pittsburgh, 1983.
- [03] **AISE nº 6/69**, *Specification for Electric Overhead Traveling Cranes for Steel Mill Service*, Association of Iron and Steel Engineers, Pittsburgh, 1969.
- [04] Ernst, H. *Aparatos de Elevación y Transporte*, vol. I e II, Editorial Blume, Madrid, 1972.
- [05] Rudenko, N. *Material Handling Equipment*, Peace Publishers, Moscow, s.d.
- [06] Shigley, J. E.; Mischke, C. R. *Mechanical Engineering Design*, Fifth Edition, MacGraw - Hill, New York, 1989.
- [07] Olivério, J. L. *Produtos, Processos e Instalações Industriais*, Material Didático de Apoio da Disciplina Produtos, Processos e Instalações Industriais, Faculdade de Engenharia Industrial, São Bernardo Campo, 1967.
- [08] Kaminski, P.C. *Desenvolvendo Produtos, Planejamento Criatividade e Qualidade*, Livros Técnicos e Científicos Editora, São Paulo, 2000.
- [09] Marcovici, C.; Ligeron, J.C. *Utilisation des Techniques de Fiabilité en Mécanique*, Technique et Documentation, Paris, 1974.
- [10] Pages, A.; Gondran, M. *Fiabilité des Systèmes*, Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, Paris, 1980.
- [11] **NBR 11.723**, *Máquinas Elétricas Girantes - Motores Assíncronos Trifásicos de Anéis para Regime Intermitente*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1979.
- [12] **NBR 7094**, *Motores Elétricos de Indução - Especificação*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1996.

- [13] P&H. **Overhead Cranes**, Instruction Manual Bulletin C - 7 - 3, Harnischfeger, Milwaukee, 1968.
- [14] Telemecanique. *Aplicações de Conversores de Frequência em Variação de Velocidade de Motores Assíncronos*, Vol. 1, Telemecanique, São Paulo, 1973.
- [15] Crosby. *General Catalog*, The Crosby Group, Tulsa OK, 1994
- [16] Churchman, C. W. **Introdução à Teoria dos Sistemas**, 2ª Edição, Editora Vozes, São Paulo, 1972.
- [17] Takanohashi, S. *Características Geométricas das Vigas Caixa - Tabelas*, Material Didático de Apoio da Disciplina Máquinas de Elevação e Transporte de Cargas, Faculdade de Engenharia Industrial, São Bernardo do Campo, 1983.
- [18] SMAR. *Sistemas de Controle de Rotação para Motores Elétricos Alimentados em Corrente Alternada*, Boletim Técnico, Sertãozinho, 1985.
- [19] EVSA. *Sistemas de Controle de Rotação para Motores Elétricos Alimentados em Corrente Alternada*, Boletim Técnico, São Bernardo do Campo, 1987.
- [20] Verceze Neto, A. **Esforços Dinâmicos Decorrentes dos Acionamentos em Máquinas de Elevação e Transporte**, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 1992.
- [21] Távora, P. **Unidades de Medida**, Ivan Rossi Editora, São Bernardo do Campo, 1975.
- [22] NBR 9608, *Agos para Construção - Série Padronizada*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1986.
- [23] NBR 7007, *Agos para Perfis e Laminados - Uso Estrutural*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1981.
- [24] NBR 9763, *Agos para Perfis, Laminados, Chapas Grossas e Barras Usadas em Estruturas Fixas*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1986.

- [25] **NBR 8279**, *Requisitos de Classificação dos Aços*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1994.
- [26] **NM-ISO 4948-1**, *Classificação dos Aços Não-Ligados e Ligados*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1996.
- [27] **NBR 8441**, *Máquinas Elétricas Girantes - Motores de Indução de gaiola - Trifásicos Fechados*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1984.
- [28] Dobrovolski, V. *Elementos de Máquinas*, MIR, Moscow, 1980.
- [29] Pfeil, W.; Pfeil, M. *Estruturas de Aço - Dimensionamento Prático Segundo as Normas Brasileiras*, Livros Técnicos e Científicos Editora, São Paulo, 1983.
- [30] Dubbel, H. *Manual del Constructor de Máquinas*, Labor, Barcelona, 1977.
- [31] Moura, A. R. *Equipamentos de Movimentação de Carga e Armazenagem*, Vol. 4, IMAN, São Paulo, 1998.
- [32] Moura, A. R.; Banzato E. *Aplicações Práticas de Equipamentos de Movimentação e Armazenagem de Materiais*, Vol. 5, IMAN, São Paulo, 1998.
- [33] Tamassauskas, A. *Propostas para Análise do Coeficiente de Segurança na Seção Crítica das Vigas Principais de uma Ponte Rolante*, Revista Pesquisa & Tecnologia da Faculdade de Engenharia Industrial, n.º. 18, São Bernardo do Campo, 1999.
- [34] Tamassauskas, A. *Máquinas de Elevação e Transporte de Cargas*, Material Didático de Apoio da Disciplina Máquinas de Elevação e Transporte de Cargas, Faculdade de Engenharia Industrial, São Bernardo do Campo, 1994.

11. APÊNDICES

A. Sistemas mais usuais de Controle de Rotação de Motores Elétricos de Anéis Alimentados em Corrente Alternada

A.1 Freio de Corrente de Foucault

DESCRIÇÃO GERAL

O freio de Foucault, ou freio eletrodinâmico, consiste em um freio de descida elétrico, formado por um rotor simples e de um estator fixo, que provoca, eletrodinamicamente, o torque de frenagem.

A sua construção não prevê contatos deslizantes, escovas, anéis coletores ou comutadores, pois o rotor não tem ligações elétricas e, portanto, não proporciona desgaste mecânico.

Os enrolamentos do campo (estator) são fixos e recebem excitação em corrente contínua, criando-se um campo magnético estacionário, dentro do qual gira o rotor. De acordo com a intensidade da corrente, a carga será mais, ou menos freada. A corrente necessária para provocar a excitação máxima é muito pequena, mesmo para o torque máximo, sendo portanto, possível de ser controlada com controladores de pequenos porte.

O controle nos movimentos de levantamento com motores de corrente alternada e freio de Foucault, apresenta regulagens de velocidade na descida superior à conseguida nas pontes rolantes alimentadas em corrente contínua. O freio de Foucault proporciona características excelentes na relação velocidade/carga, e substitui com vantagens o freio mecânico de descida; seu funcionamento mais suave e preciso, proporciona anos de uso seguro, fácil e constante nas condições mais severas com cargas nominais sem contudo provocar choques ou desgastes.

Características Principais:

- Absorção de potência controlada
- Alto torque em baixa velocidade
- Nenhuma perda de eficiência devido a alterações de temperatura

Os contadores de reversão são intertravados mecânica e eletricamente, o que elimina qualquer possibilidade de ocorrer um curto-circuito devido ao fechamento simultâneo dos 2 contadores.

Com a conexão de resistência no secundário do motor, ocorre a circulação de correntes, os quais associados ao campo magnético do primário cria um torque frenante. Esse sistema é largamente utilizado para controlar velocidades na descida de cargas. É aplicado nos movimentos em que a carga residual, ganchos ou dispositivos de levantamento, representam mais de 50 % da carga nominal, pois caso contrário, o gancho pode não descer.

A injeção de corrente contínua no circuito estatórico de um motor de anéis de corrente alternada, associado à rotação do rotor desse motor, devido a uma força externa, provoca a geração de uma tensão alternada no secundário.

O sistema de controle de velocidade por frenagem dinâmica ou injeção de corrente contínua para motores de corrente alternada de indução, é totalmente magnético, e utiliza contadores para ligar o motor, inverter sua rotação e propiciar uma aceleração gradativa, comandados por uma chave mestra ou botão de comando.

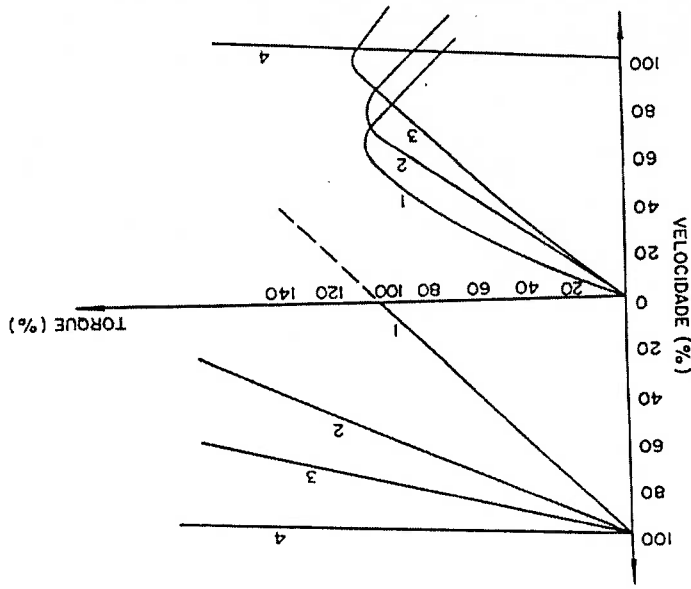
Injeção de C.C.

A.2 Sistema de Controle com Frenagem Dinâmica - com

- Tempo de resposta rápido
- Boa capacidade térmica
- Operação em larga faixa de velocidade
- Isento de desgastes e sem necessidade de ajustes
- Ausência de escovas, anéis coletores ou comutadores
- Mancais com rolamentos
- Boa ventilação
- Montagem por pés
- Baixo momento de inércia

A característica torque - velocidade do controle de velocidade por frenagem dinâmica, depende da corrente contínua de excitação de primário e da resistência do secundário do motor.

Figura 43. Curva de Torque X Rotação - Injeção de C.C. [19]



- Características Principais:
- Obtenção de baixas velocidades na descida de cargas
 - Facilidade de controle de velocidade, pelo ajuste da resistência rotórica
 - Não há desgaste mecânico para controle, visto que a frenagem é obtida pela força magnética
 - Em baixas velocidades o torque induzido é muito pequeno
 - Utilizado onde não é necessária uma regulação constante de velocidade
 - Pequeno momento de inércia, pois o motor é o próprio freio.

A.3 Sistema de Controle com Resistor no Secundário

O sistema de controle de velocidade, com resistor no secundário de um motor de anéis de corrente alternada, é largamente aplicado para o controle de velocidade dos movimentos de translações de carro e ponte, giro e agarramento.

Este sistema é totalmente magnético, e utiliza contadores para ligar o motor, inverter sua rotação e propiciar uma aceleração gradativa através da variação das resistências do circuito rotórico do motor.

Esta variação é obtida curto-circuitando ou ligando resistências por intermédio de contadores comandados por uma chave mestra ou botão de comando.

A chave mestra e o botão de comando possuem 3 ou 5 posições em cada sentido, correspondentes aos pontos de velocidade do movimento.

Os contadores de reversão são intertravados mecânica e eletricamente, o que elimina qualquer possibilidade de ocorrer um curto-circuito devido ao fechamento simultâneo dos 2 contadores.

Com a utilização de relés de tempo, obtêm-se um retardamento automático da atuação dos contadores de aceleração, com um intervalo de tempo entre o fechamento de dois contadores consecutivos, independente da rapidez das manobras da alavanca ou botão pelo operador.

Portanto, a redução do valor ôhmico das resistências rotóricas é gradativa, com intervalos de tempo suficientes para o motor atingir maior velocidade, antes de ser curto-circuitado o trecho seguinte da resistência.

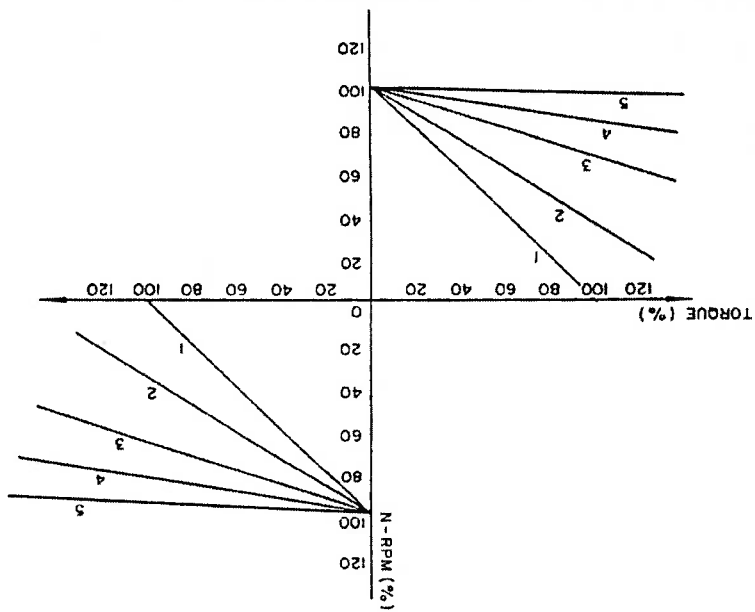
Uma redução rápida não gradativa das resistências no instante de partida do motor, ou durante a fase inicial de aceleração, causaria elevados picos de corrente prejudiciais tanto ao motor quanto para os mecanismos, devido ao impacto que acarretaria.

Este tipo de controle permite a adaptação do sistema de reversão controlada (plugging), que consiste de um relé de tensão conectado ao secundário do motor, o qual é acionado quando é realizada uma reversão brusca do movimento. Este sistema de reversão controlada evita justamente uma desaceleração brusca que pode comprometer o mecanismo, e pode ser usado para a frenagem do movimento.

Os resistores do secundário são curto-circuitados sucessivamente, comandados pela chave mestra ou botão de comando, com ação gradual dos relés de tempo que evitam a retirada de resistências bruscamente. A velocidade de regime do equipamento ocorre quando o torque do motor é igual ao torque de carga externa. É recomendável os seguintes números de **taps** da resistência (número de contadores no secundário), para esse sistema de controle:

- para serviço leve, 3 **taps** e
- para serviço pesado, 5 **taps**.

Figura 44. Curva de Torque X Rotação - Resistor no Secundário [19]



- Características Principais:
- Possibilidade de controlar uma larga faixa de potência dos motores
 - Circuito simples e de fácil manutenção
 - Possibilita bom controle de velocidade e posicionamento da carga
 - Aplicável para baixas velocidades

A.4 Sistema de Controle de Dupla Velocidade

O sistema de controle magnético de dupla velocidade consiste na aplicação de motores de gaiola de duplo enrolamento. São utilizados contadores para ligar o motor, inverter sua rotação e selecionar as velocidades, além de relés de tempo para possibilitar aceleração suave, comandados por botoeira ou chave mestra.

A baixa velocidade, aproximadamente 25% da velocidade nominal, é conseguida quando se utiliza o enrolamento de alta polaridade, e a alta velocidade, 100% da velocidade nominal, é obtida com enrolamento de baixa polaridade.

O movimento é iniciado sempre em baixa velocidade e, mesmo que o operador aione o segundo ponto de velocidade na partida, o motor partirá na baixa velocidade e, após uma temporização, comutará para a alta velocidade, possibilitando uma aceleração suave.

Nos movimentos de levantamento são aplicados motores com alto conjugado máximo e de partida, a fim de possibilitar fácil levantamento da carga. Na descida, o motor trabalha como freio regenerativo, impedindo o aumento excessivo de velocidade.

- Características Principais:
- Circuito simples, de fácil manutenção
 - Velocidade independente da carga
 - Duas velocidades distintas
 - Baixo custo

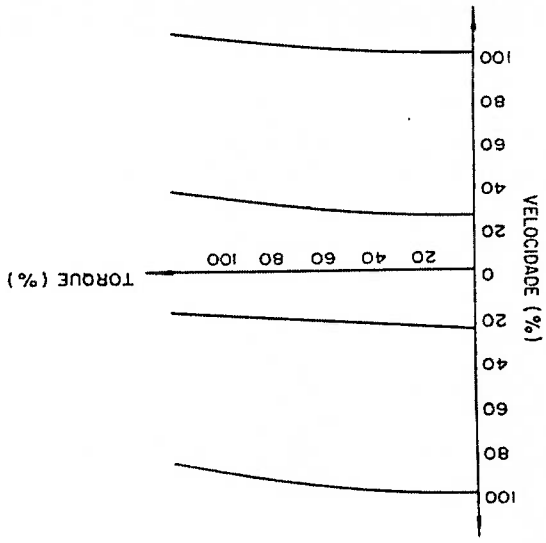


Figura 45. Curva de Torque X Rotação - Dupla Velocidade [19]

A.5 Sistema de Controle com Resistor no Secundário e Freio de Foucault

O sistema de controle de velocidade com resistor no secundário de um motor de anéis de corrente alternada, com freio dinâmico de correntes de Foucault, é totalmente magnético e utiliza contadores para ligar o motor, inverter sua rotação e propiciar uma aceleração gradativa. Este sistema é largamente aplicado nos movimentos de levantamento de cargas, e também nos movimentos de translação quando é exigido um posicionamento com boa precisão.

Este controle de velocidade oferece 5 pontos de velocidade em ambos os sentidos de direção, com boa regulação de velocidade, comandado por uma chave mestra ou botão de comando.

As características de velocidade-conjugado serão obtidas pela aplicação do Freio de Foucault convenientemente montado no eixo do motor. A excitação do estator do Freio de Foucault produz um campo magnético dentro do qual gira o rotor, e, de acordo com a intensidade da corrente de excitação e velocidade de rotação, cria-se um torque frenante proporcional.

O circuito de excitação do Freio de Foucault emite dois sinais diferentes de amplitude de corrente, os quais são operados pela chave mestra ou botão de comando, de modo a poder reduzir, aumentar ou retirar a ação de frenagem do Freio de Foucault.

Para o sistema com 5 pontos de velocidade, o Freio de Foucault é energizado nos dois primeiros pontos de subida e nos quatro primeiros pontos de descida, com variação da excitação para se obter características favoráveis de velocidade-conjugado; nos outros pontos, o controle de velocidade se fará através do secundário do motor.

Os contadores de reversão são intertravados mecânica e eletricamente, o que elimina qualquer possibilidade de ocorrer um curto-circuito devido ao fechamento simultâneo dos 2 contadores.

Em caso de avanço rápido da alavanca da chave mestra ou botão de comando, a aceleração é controlada automaticamente pelos relés de tempo, o que evita elevados impulsos de corrente de aceleração.

Características principais

- Possibilidade de obter velocidade intermediárias na descida

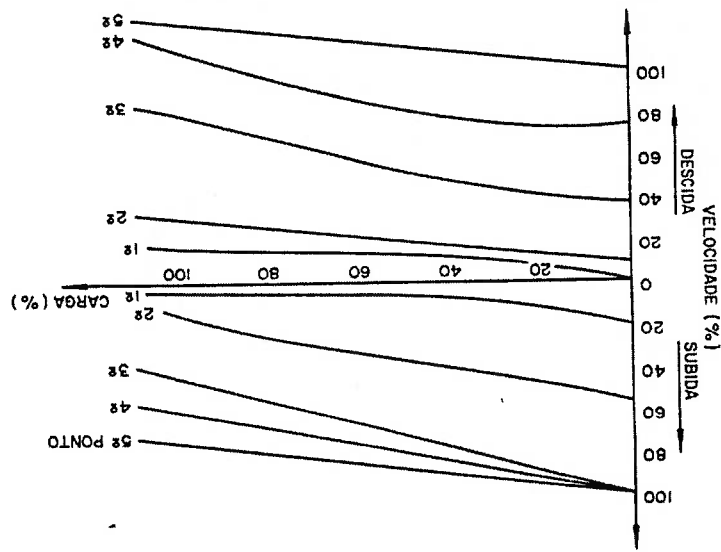
O sistema de controle de velocidade por contratorque para motores de corrente alternada de indução, é totalmente magnético e utiliza contadores para ligar o motor, inverter sua rotação e propiciar uma aceleração gradativa, comandados pela chave mestra ou botoeira.

Este sistema de controle é aplicado em motores de anéis em corrente alternada, nos movimentos de levantamento para aplicações especiais, em que existe uma carga fixa residual, como por exemplo caçambas e eletroimãs. A carga residual deve ser superior a 50 % da carga nominal.

Os contadores de reversão são intertravados mecânica e eletricamente, o que elimina qualquer possibilidade de ocorrer um curto-circuito devido ao fechamento simultâneo dos 2 contadores.

A.6 Sistema de Controle por Contratorque

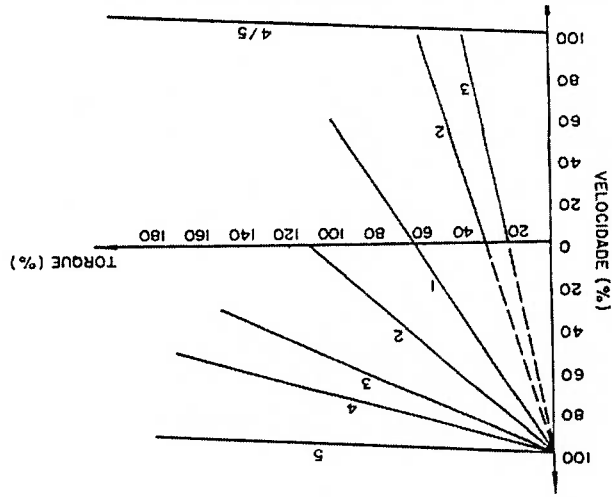
Fig. 46. Curva de Torque X Rotação - Resistor no Secundário e Freio de Foucault [19]



Foucault

- O freio de Foucault não apresenta desgaste mecânico, pois a frenagem é obtida pela ação de campos eletromagnéticos, portanto, sem contato nem ajustes
- Aplicável a uma ampla faixa de potência dos motores, até 250 KW
- Circuitos simples e de fácil manutenção
- Há proteção contra queda livre da carga, pela aplicação do Freio de Foucault

Figura 47. Curva de Torque X Rotação - Contratorque [19]



- Aplicável em uma larga faixa de potência de motores
 - Circuito simples e de fácil manutenção
 - Alivia gastos das lonas do freio e esforços no equipamento mecânico
 - Aplicado quando há necessidade de regulação constante de velocidade
 - Provido de proteção para sobrevelocidade, através de chave limite ou relé de tensão secundário
- Características principais:

No sentido de subida, a velocidade é controlada pela variação da resistência no rotor. Nos últimos pontos de velocidades de descida, quarto e quinto pontos, é aplicado o sistema de frenagem regenerativa, ou seja, o motor é ligado no sentido de descida, e como a carga e o motor tem mesmo sentido, o motor passa a girar operando como gerador e cedendo à rede a energia fornecida pela carga, com rotação ligeiramente superior à síncrona.

velocidade reduzida, função da resistência rotórica.

No sentido de descida, a velocidade, nos 3 primeiros pontos, é controlada ligando-se o motor para "subir": com inserção de resistências no secundário provoca-se a redução do conjugado, fornecido pelo motor. Como o torque de carga é apreciável, a carga arrastará o motor para descida, numa velocidade reduzida, função da resistência rotórica.

- Reatores saturáveis rotóricos para controle de torque do motor, extremamente confiáveis, com classe de isolamento F
- Circuitos de controle eletrônico adaptado para suportar choques, vibrações e condições adversas, perfeitamente intercambiável em todos os movimentos e adaptado a qualquer classe de partida
- Redução do aquecimento do motor e do desgaste dos freios: isto é possível devido ao controle preciso, que possibilita a redução do número de partidas do motor provocadas por toques rápidos e repetitivos (**inchings**), comumente utilizados nos outros tipos de controle, para aproximações
- Velocidade extremamente baixa do primeiro ponto, eliminando circuitos de flutuação e **inchings**
- Controle contínuo desde a mínima até a máxima velocidade
- A velocidade do movimento virtualmente independente da carga
- Características principais

tiristores.

O alto grau de confiabilidade é obtido pela aplicação de reatores saturáveis no circuito de força. Esses reatores controlam o torque e a velocidade do motor de acionamento e possuem uma capacidade térmica e de isolamento extremamente altas, vantajosas portanto, sobre a aplicação de tiristores.

A precisão de posicionamento é obtida pelo operador através de infinitos pontos de velocidade comandados por meio de chave mestra ou botoeira e um sistema de malha fechada com realimentação da velocidade real.

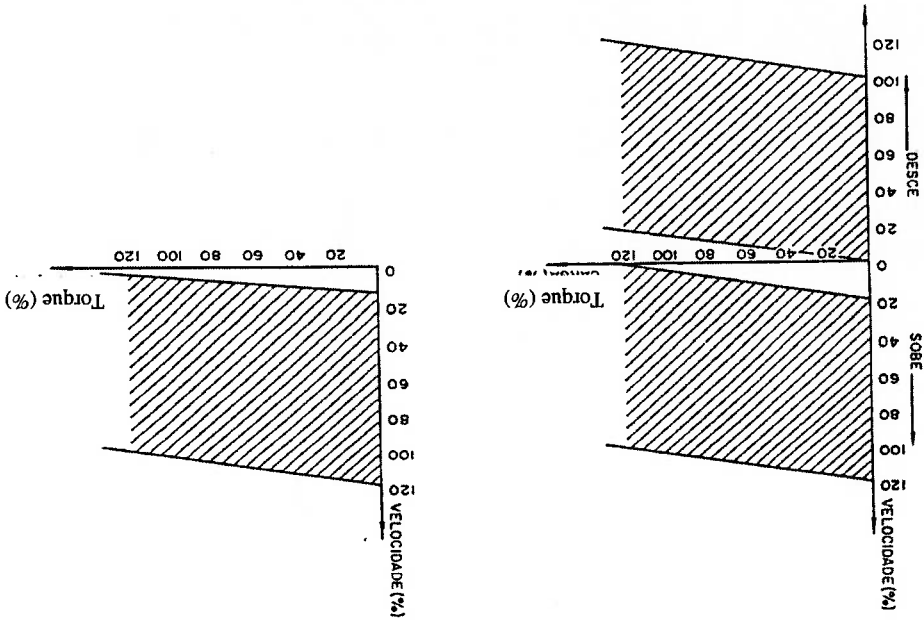
- alto grau de confiabilidade
- precisão de posicionamento

Uma das inovações de grande sucesso no sistema de controle de motores CA de anéis para movimentos verticais e horizontais de pontes rolantes é o Controle Estático com Infinitos Pontos de Velocidade, que apresenta duas grandes vantagens em relação aos outros tipos de controle:

A.7 Sistema de Controle com Infinitos Pontos de Velocidade

Este controle permite a obtenção de velocidades em todos os pontos da região sombreada.

Figura 48. Curva Torque X Rotação - Infinitos Pontos de Velocidade [19]



por pontos

- Exigências de manutenção drasticamente reduzidas no Sistema Elétrico como um todo comparado com o Sistema de Velocidade magnético
- Elemento de comando, chave mestra ou botoeira, que fornece infinitos pontos de sinais, o qual não utiliza reostato ou qualquer contato deslizante, devido a aplicação de um acoplamento
- Utilização do freio de Foucault nos movimentos de levantamento e mecanismos
- Sistema de Realimentação Estático, sem a aplicação de tacômetro, de boa precisão e sem exigências de manutenção e sistema de proteção contra reversão brusca, evitando a redução da vida útil dos

Figura 49. Diagrama de bloco - Movimentos verticais [19]

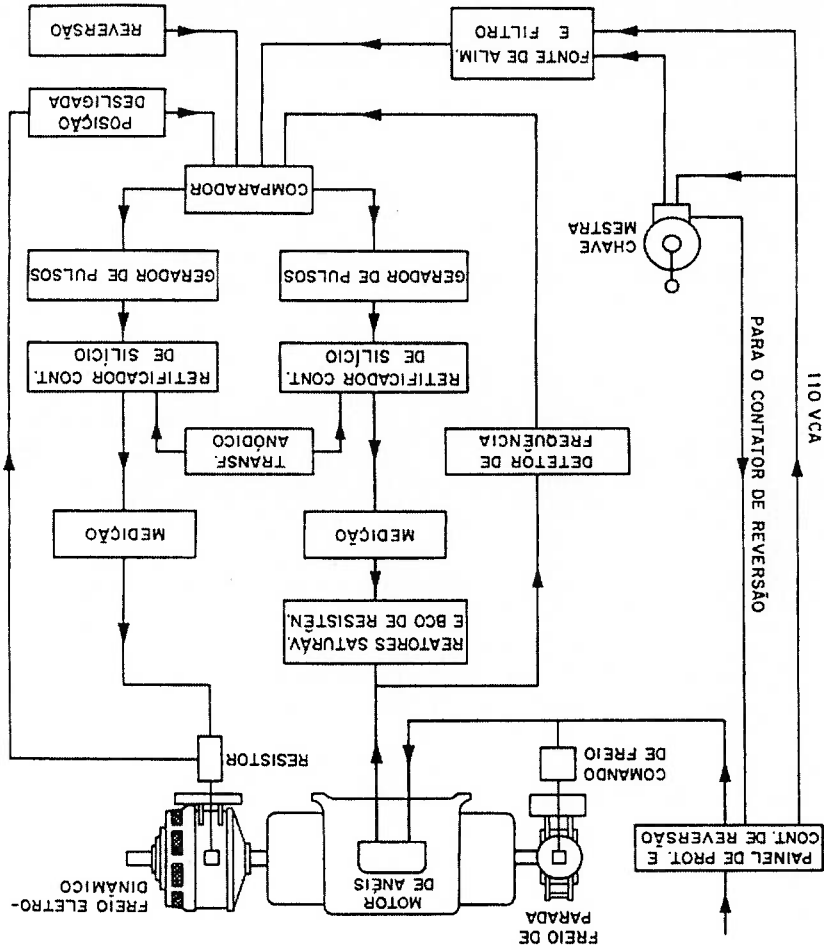
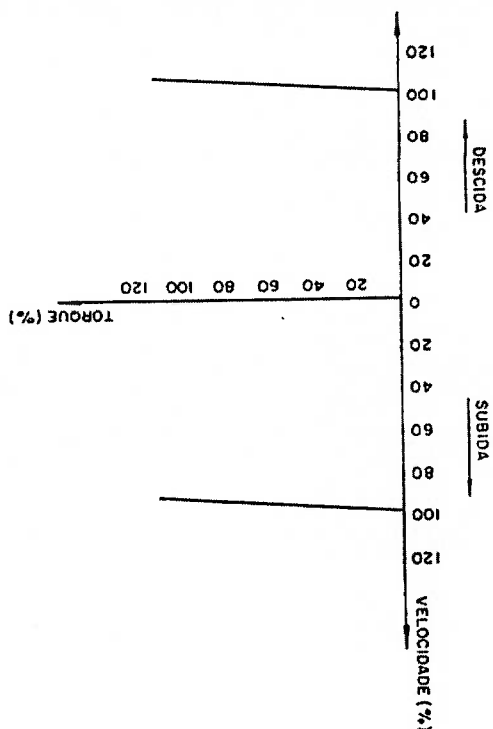


Diagrama de Bloco

Movimento	Tipo de Controle	Serviço Aplicável	Potência do Motor	Freio de Foucault
Vertical (levantamento)	I	Siderúrgico (AISE 3 e 4)	Até 1 x 320 CV Ou 2 x 320 CV	Aplicado
	II	Industrial e Siderúrgico (AISE 1 e 2)	Até 1 x 320 CV Ou 2 x 320 CV	Aplicado
Horizontal (translação/direção)	I	Siderúrgico (AISE 3 e 4)	Até 2 x 160 CV Ou 4 x 160 CV	Aplicado (opcionalmente)
	II	Siderúrgico (AISE 1 e 2)	Até 2 x 125 CV Ou 4 x 125 CV	Aplicado (opcionalmente)

Aplicação do Controle

Figura 51. Curva de Torque X Rotação - Velocidade única [19]



- Características principais
- Circuito simples, de fácil manutenção e confiável
 - Velocidade praticamente independente da carga
 - Baixo custo

O sistema para os movimentos de levantamento prevê a utilização de motores com alto conjugado de partida, a fim de possibilitar fácil levantamento da carga com segurança. Na descida da carga, o motor funciona como freio regenerativo, impedindo o aumento excessivo de velocidade. Opcionalmente, pode ser aplicada uma resistência no circuito estatórico do motor, a fim de se obter uma partida suave e baixa corrente de partida do motor. Este método de controle de velocidade, com resistores de partida, é normalmente aplicado nos movimentos de translação do carro e da ponte e, excepcionalmente, no levantamento.

Limita-se a aplicação desse tipo de controle para potências de motores de até 40 C.V.

**B. Exemplicação da Metodologia, Para um
Caso Específico, de um Mecanismo de
Levantamento de Cargas de uma Ponte
Rolante, Aplicação Não-Siderúrgica.**

**B1. Dados Técnicos de Entrada Necessários para a
Configuração Básica da Ponte Rolante.**

Admitindo-se:

B.1.1. Objetivo do Equipamento:

Ponte Rolante para transporte de materiais no depósito.

B.1.2. Classificação dos mecanismos e estruturas conforme a Norma

NBR 8400:

B.1.2.1. Mecanismos:

B.1.2.1.1. Levantamento:

- Classe de funcionamento: V1;

- Estado de solitação: 3;

- Grupo de mecanismo: 2M.

B.1.2.1.2. Translação do Carro:

- Classe de funcionamento: V1;

- Estado de solitação: 3;

- Grupo de mecanismo: 2M.

B.1.2.1.3. Translação da Ponte:

- Classe de funcionamento: V1;

- Estado de sollicitação: 3;
 - Grupo de mecanismo: 2M.
- B.1.2.2. Estruturas:**
- Classe de utilização: A;
 - Estado de carga: 3;
 - Grupo de classificação: 4.
- B.1.3. Tensão de alimentação:**
- 440V x 3fases x 60 Hz.
- B.1.4. Ambiente de trabalho :**
- Coberto, sem vento, temperatura máxima menor que 40°C e não agressivo;
- B.1.5. Sistemas de controle de rotação dos motores elétricos:**
- B.1.5.1. Mecanismo de levantamento:**
- Freio de Foucault.
- B.1.5.2. Mecanismo de translação do Carro:**
- Resistor no secundário.
- B.1.5.3. Mecanismo de translação da Ponte:**
- Resistor no secundário.
- B.1.6. Carga útil:**
- 30 Toneladas (300.000 N).

- B.1.7. Tipo de comando:**
- Cabina fixa no centro do vão da Ponte Rolante, sob o passadigo.
- B.1.8. Dispositivo de fixação da carga:**
- bloco de gancho (moitão).
- B.1.9. Vão da Ponte Rolante:**
- 20.000 mm.
- B.1.10. Altura de elevação:**
- 10.000 mm.
- B.1.11. Velocidades:**
- B.1.11.1. Mecanismo de levantamento:**
- 4,5m/min (0,075m/s).
- B.1.11.2. Mecanismo de translação do Carro:**
- 30m/min (0,5m/s).
- B.1.11.3. Mecanismo de translação da Ponte:**
- 90m/min (1,5m/s).
- B.1.12. Comprimento do caminho de rolamento da Ponte Rolante:**
- 100m.

B.1.13. Disponibilidade física e dimensional do local de operação do equipamento:

- Sem restrições físicas.

B.1.14. Intermitência (%) e classes de partida para os motores elétricos, conforme NBR 8400:

- B.1.14.1. Mecanismo de levantamento:**
- Intermitência: 40%;
 - Classe de partida: 150.

- B.1.14.2. Mecanismo de translação do Carro:**
- Intermitência: 40%;
 - Classe de partida: 150.

- B.1.14.3. Mecanismo de translação da Ponte:**
- Intermitência: 40%;
 - Classe de partida: 150.

NOTA: Será observado o caso I de solicitação, conforme norma NBR 8400, para o desenvolvimento proposto.

B.2. Mecanismo do Sistema de Levantamento.

B.2.1. Requisitos para especificação técnica do mecanismo do sistema de levantamento (E_i).

Requisito (S _i)	Descrição	Requisito (E _i)
S ₁ ←	Dispositivo de Manuseio de Cargas	E ₁ Norma
S ₂ ←	Definido: Bloco de Gancho	E ₁ NBR 8400
S ₂ ←	Número de Cabos de Aço de Sustentação da Carga	E ₂ Objetivo
S ₃ ←	Diâmetro do Cabo de Aço	E ₂ Transporte / Materiais
S ₄ ←	Tambor para Enrolamento do Cabo de Aço	E ₃ Restrições Físicas
S ₄ ←	Aço	E ₃ Sem Restrições
S ₅ ←	Polias Utilizadas	E ₄ Altura de Elevação
S ₅ ←		E ₄ 10.000mm
S ₆ ←	Motor do Sistema de Levantamento	E ₅ Temperatura Ambiente
S ₆ ←		E ₅ > 40°C
S ₇ ←	Redutor do Sistema de Levantamento	E ₆ Agressividade do Ambiente
S ₇ ←		E ₆ Não Agressivo
S ₈ ←	Conexão Tambor X Redutor	E ₇ Carga Útil
S ₈ ←		E ₇ 30 ton (300.000N)
S ₉ ←	Rolamentos	E ₈ Estado de Solicitação do Mecanismo
S ₉ ←		E ₈ 3
S ₁₀ ←	Eixos	E ₉ Classe de Funciona - mento do Mecanismo
S ₁₀ ←		E ₉ VI
S ₁₁ ←	Freio Parada da Carga	E ₁₀ Velocidade de Levantamento
S ₁₁ ←		E ₁₀ 4,5m/min (0,075m/s)
S ₁₂ ←	Acoplamentos	E ₁₁ Tensão de Alimentação
S ₁₂ ←		E ₁₁ 440V x 3Fases x 60 Hz
S ₁₃ ←	Sistema de Controle de Velocidade	E ₁₂ Intermittência (%)
S ₁₃ ←		E ₁₂ 40 (%)
S ₁₄ ←	Limites Fim de Curso	E ₁₃ Classe de Partida
S ₁₄ ←		E ₁₃ 150
S ₁₅ ←	Pintura	
S ₁₆ ←	Proteções para os Componentes Elétricos	

B.2.2. Definição dos componentes do mecanismo do sistema de levantamento (S_l).

B.2.2.1. Dispositivo de manuseio de carga:

Referência:

Bloco de gancho, conforme ERNST, H – vol. I, pg 68 – tabela 21.
Força Peso: ~ 6.300N.

B.2.2.2. Número de cabos de sustentação da carga.

Sistema de cabearmento gêmeo: 8 cabos (adotado).

B.2.2.3. Diâmetro de cabo de aço.

$$d_c = Q \cdot (T_c)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{mm}]$$

$$T_c = \frac{S_L \cdot \eta_c}{n_c} \cdot 10^{-1} \quad [\text{daN}]$$

$$T_c = \frac{8 \cdot 0,99^3}{(300000 + 6300)} \cdot 10^{-1} = 3946 \text{ daN}$$

NOTA: Desprezando-se o peso próprio do cabo de aço.

$$Q = 0,3$$

$$d_c = 0,3 \cdot (3946)^{\frac{1}{2}} = 18,85 \text{ mm}$$

Diâmetro do cabo de aço padronizado:

$$d_{cp} = 19,05 \text{ mm}$$

Verificação do coeficiente de segurança:

$$k_s = \frac{F_R}{T_c}$$

Onde:

F_R : é a carga de ruptura do cabo de aço padronizado, em daN;

k_s : é o coeficiente de segurança recomendado pela AISE nº 6/69 – pg MD-16 – item M.4.A:

$$k_s \geq 5,0$$

Cabo de aço:

$$d_{cp} = 19,05 \text{ mm};$$

Alma de fibra;

6 x 41 – (aplicados em pontes rolantes);

polido – IPS (conforme fabricante);

$$F_R = 21.600 \text{ daN};$$

Peso próprio/unidade de comprimento: $q_{ca} = 14,13 \text{ N/m}$;

$$k_s = \frac{21600}{3946} = 5,5 \quad \therefore \text{OK}$$

Estimativa do peso próprio do cabo de aço:

$$F_{pca} = q_{ca} \cdot h_1 \cdot n_c \cdot 10^{-3} \text{ [N]}$$

Onde:

$$h_1 = 10.000 \text{ mm} - \text{altura de elevação};$$

$$n_c = 8;$$

F_{pca} : é a força peso estimada do cabo de aço, em N.

$$F_{pca} = 14,13 \cdot 10000 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 1130 \text{ N}$$

Verificação do d_c (mínimo):

$$T_c = \frac{(300000 + 6300 + 1130) \cdot 10^{-1}}{8 \cdot 0,99^3} = 3961 \text{ daN}$$

$$d_c = 0,3 \cdot (3961)^{\frac{1}{2}} = 18,88 \text{ mm}$$

$$d_{cp} = 19,05 \text{ mm} \quad \therefore \text{OK}$$

B.2.2.4. Tambor para enrolamento do cabo de aço.

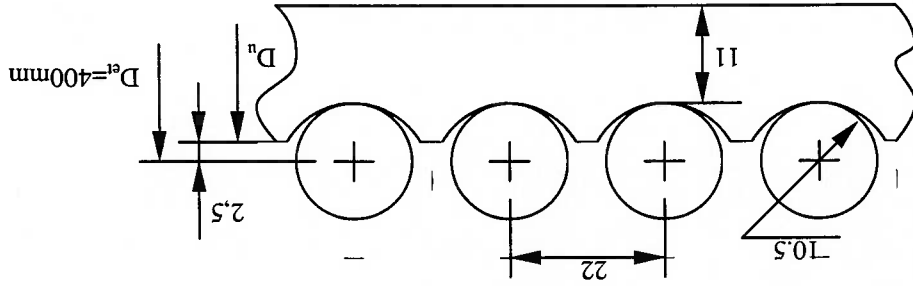
Verificação preliminar.

Diâmetro do tambor:

Verificação da espessura mínima do tambor:

D_u é o diâmetro do tambor usinado.

Onde:



ERNST, vol. I - pg 31 - tab. 14:

ERNST, vol. I - pg 29 - tab. 13 E;

Referência adotada para a verificação:

Verificação do tambor.

$$l_1 = 68.22 + 100 + 2.150 = 1896 \text{ mm}$$

$$a_2 = 150 \text{ mm (adotado)}$$

$$a_1 = 100 \text{ mm (adotado)}$$

$$a_c = 22 \text{ mm (passo do cabo de aço - adotado)}$$

$$n_\pi = 64 + 4 = 68$$

$$n_{nu} = \frac{8.10000}{\pi \cdot 400} = 63,7 \Rightarrow 64.$$

$$n_{nu} = \frac{\pi \cdot D_{et}}{n_c \cdot h_1}$$

$$n_\pi = n_{nu} + 4$$

$$l_1 = n_\pi \cdot a_c + a_1 + 2 \cdot a_2 \text{ [mm]}$$

Comprimento do tambor:

Diâmetro adotado (D_{et}): 400mm.

$$D_{et} \geq 19,05 \cdot 18.1 = 343 \text{ mm}$$

$$D_{et} \geq d_{cp} \cdot H_1 \cdot H_2 \text{ [mm]}$$

Tensão devido ao efeito da viga (σ_v):

$$\sigma_v = \frac{i \cdot T_c \cdot l_t}{\pi \cdot D_{et}^2 \cdot e_1} \cdot 10 \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Onde:

σ_v : é a tensão atuante devido ao efeito da viga, em N/mm^2 ;
 e_1 : é a espessura considerada (fundo da ranhura), em mm;

i : é o número de entrada de cabo no tambor

$$\sigma_v = \frac{2 \cdot 3961 \cdot 1896}{\pi \cdot (400)^2 \cdot 11} \cdot 10 = 27,18 \text{ N/mm}^2$$

Tensão de flexão local (σ_f):

$$\sigma_f = 0,96 \cdot T_c \cdot \sqrt[4]{\frac{D_{et}^2 \cdot h^6}{1}} \cdot 10 \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\sigma_f = 0,96 \cdot 3961 \cdot \sqrt[4]{\frac{400^2 \cdot 11^6}{1}} \cdot 10 = 52,11 \text{ N/mm}^2$$

Tensão de compressão, devido ao enrolamento do cabo (σ_{ce}):

$$\sigma_{ce} = \frac{0,5 \cdot T_c}{a_c \cdot e_1 + 0,112 \cdot a_c} \cdot 10 \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\sigma_{ce} = \frac{0,5 \cdot 3961}{22 \cdot 11 + 0,112 \cdot 22} \cdot 10 = 66,86 \text{ N/mm}^2$$

Tensão resultante (σ_{res}):

$$\sigma_{res} = \sqrt{(\sigma_v + \sigma_f)^2 + \sigma_{ce}^2} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\sigma_{res} = \sqrt{(27,18 + 52,11)^2 + 66,86^2} = 103,72 \text{ N/mm}^2$$

Material do tambor:

ABNT A36 (ASTM A36) – normalizado

$$\sigma_e = 240 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_f = 400 \text{ N/mm}^2$$

Admitindo-se o tambor, um componente mecânico:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{k_{m1} \cdot k_s} \quad [N/mm^2]$$

Onde:

σ_a : é a tensão admissível, em N/mm^2

k_{m1} : é o coeficiente que depende do grupo de classificação do mecanismo. Grupo 2M $\rightarrow k_{m1} = 1,12$

k_s : é o coeficiente que depende do caso de solicitação que está sendo verificado. k_s (caso I) $\rightarrow k_s = 2,8$

$$\sigma_a = \frac{400}{1,12 \cdot 2,8} = 127,55 N/mm^2$$

$\sigma_{res} < \sigma_a$:: OK

NOTA: O tambor deverá ser verificado quanto à:

Torção;

Ângulo de torção;

Juntas soldadas;

Sobre metal para usinagem;

Espessuras dos flanges;

Ponta eixo;

Ensaio estático e dinâmico, conforme NBR 8400.

B.2.2.5. Polias utilizadas.

Os diâmetros mínimos das polias fixas, móveis e equalizadora deverão ser:

Polias fixas e móveis:

$$D_{ep} \geq d_{cp} \cdot H_1 \cdot H_2 \quad [mm]$$

$$D_{ep} \geq 19,05 \cdot 20 \cdot 1,25$$

$$D_{ep} \geq 476 \text{ mm}$$

Polia equalizadora:

Norma: NBR 11723;

Tensão de alimentação: 440 V x 3 fases x 60 Hz;

Motor selecionado:

Sistema de controle de rotação.

Altitude;

Temperatura;

potência devido à influência de:

NOTA: Dependendo da aplicação, pode ocorrer um incremento de

$\eta_2 = 0,99$ (mancal de rolamento para o pedestal do tambor).

de dentes helicoidais com 3 pares de engrenagens);

$\eta_1 = 0,97^3$ (reductor de levantamento utilizando engrenagens cilíndricas

$\eta_c = 0,97$ (rendimento do sistema gêmeo de cabeamento);

Força peso estimativa do cabo de aço: 1130 N.

Admitindo-se:

$$P_1 = \frac{307430 \cdot 0,075}{0,97 \cdot 0,97^3 \cdot 0,99 \cdot 1000} = 26,31 \text{ KW}$$

Considerando-se a força peso do cabo de aço, teremos:

$$S_L = (300000 + 6300) = 306300 \text{ N}$$

S_L : é a carga de serviço, em N.

$$P_1 = \frac{S_L \cdot V_L}{\eta_c \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot 1000} \text{ [KW]}$$

B.2.2.6. Motor de levantamento.

NOTA: Como referência poderemos utilizar, para polias, as informações técnicas conforme ERNST, vol. I – pg 26 – item B, ou informações técnicas de catálogos de fabricantes.

$$D^{epc} \geq 267 \text{ mm}$$

$$D^{epc} \geq 19,05 \cdot 14 \cdot 1$$

$$D^{epc} \geq d_{cp} \cdot H_1 \cdot H_2 \text{ [mm]}$$

B.2.2.7. Redutor do sistema de levantamento.

Relação de transmissão necessária:

$$R_{II} = \frac{n_1}{n_r}$$

Rotação do motor:

$$n_1 = \frac{12,565 \cdot f_r}{n_p} \cdot 0,95 \quad [\text{rad/s}]$$

$$n_1 = \frac{6}{12,565 \cdot 60} \cdot 0,95 = 119,368 \text{ rad/s}$$

Rotação do tambor:

$$n_r = \frac{\pi \cdot D_{ei}}{3141 \cdot n_c \cdot V_L} \quad [\text{rad/s}]$$

$$n_r = \frac{\pi \cdot 400}{3141 \cdot 8 \cdot 0,075} = 1,500 \text{ rad/s}$$

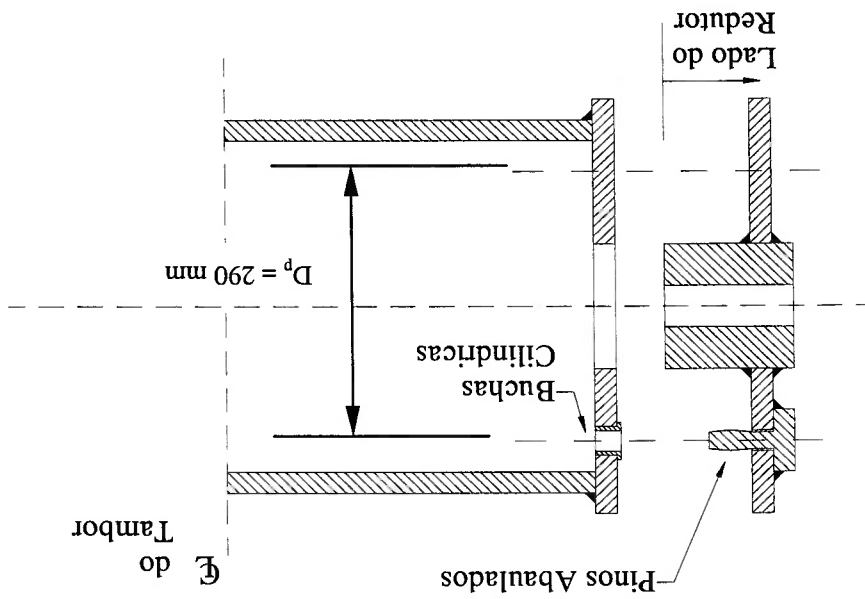
$$R_{II} = \frac{1,500}{119,368} = 79,6$$

NOTAS: (1) A seleção do redutor de levantamento deverá obedecer os critérios recomendados pelo fabricante, de acordo com a aplicação.

(2) O ajuste do valor da velocidade nominal do levantamento poderá ser determinado por meio da alteração do diâmetro do tambor e, se ocorrer, os cálculos anteriores deverão ser obrigatoriamente revisados.

B.2.2.8. Conexão tambor x redutor.

Verificação preliminar.



Onde:

D_p é o diâmetro entre os pinos da conexão tambor x redutor.

Verificação dos pinos:

Nº pinos: 6

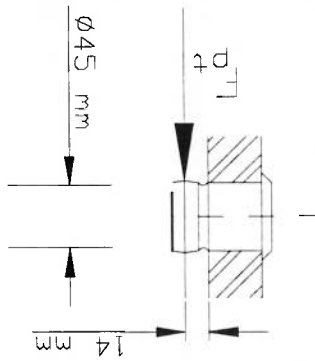
Admitindo-se 4 pinos trabalhando.

Força no pino do tambor (F_{pt}):

$$F_{pt} = \frac{(F_1 + F_2)}{4} \text{ [N]}$$

$$F_1 = T_c + \frac{F_{pt}}{2} \text{ [N]}$$

$$F_2 = \frac{M_t}{r_p} \text{ [N]}$$



$$\sigma_{Fp} = \frac{F_{pt} \cdot d_1}{W_p} \cdot c_3 \quad [N/mm^2]$$

Verificação do pino (σ_{Fp}):

$$F_{pt} = \frac{4}{(42110 + 119029)} = 40284 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{172593 \cdot 10^2}{145} = 119029 \text{ N}$$

$$Mt = \frac{1022,5 \cdot 10^3 \cdot 28,6 \cdot 0,97 \cdot 0,97^3}{1,500} = 172593 \cdot 10^2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$Mt = \frac{1022,5 \cdot 10^3 \cdot P_{ml} \cdot \eta_1 \cdot \eta_c}{n_1} \quad [N \cdot \text{mm}]$$

$$F_1 = 39610 + 2500 = 42110 \text{ N}$$

$$r_p = 145 \text{ mm}$$

$$F_{pca} = 3000 \text{ N}$$

$$F_{pt} = 5000 \text{ N}$$

Admitindo-se:

r_p : é o raio dos pinos, em mm.

Mt : é o torque transmitido ao tambor, em $N \times \text{mm}$;

F_{pt} : é o peso próprio do tambor, em N;

Onde:

Admitindo-se o tempo médio de funcionamento diário maior que 1h e menor ou igual a 2h, a duração total teórica de utilização é de 3200 h. Os rolamentos deverão ser selecionados conforme abaixo:

Tipo de rolamento;
Solicitação no rolamento: força axial e radial;
Vida útil: 3200 h (mínima);
Tipo de blindagem: conforme aplicação.

B.2.2.9. Rolamentos.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_R}{k_{m1} \cdot k_s} \left[\text{N/mm}^2 \right]$$

$$\sigma_a = \frac{850}{1,12 \cdot 2,8} = 271,04 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fp} \leq \sigma_a \therefore \text{OK}$$

Tensão admissível:

$$\sigma_R = 850 \text{ N/mm}^2$$

Dureza mínima: 250 HB

ABNT 4140 – normalizado

Material dos pinos:

$$\sigma_{fp} = \frac{40284 \cdot 14}{8941} \cdot 2 = 126,16 \text{ N/mm}^2$$

$$w_p = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} = 8941 \text{ mm}^3$$

$$c_3 = 2;$$

$$d_1 = 14 \text{ mm};$$

Admitindo-se:

c_3 : é o fator de concentração de tensões;

w_p : é o módulo de resistência da seção considerada, em mm^3 ;

d_1 : é a distância de aplicação da força F_{pt} ao engastamento;

Onde:

os componentes.

Também deve ser verificado o desalinhamento máximo permitido entre dimensões recomendadas.

transmissão de torque, com o fator de serviço conforme as recomendações do fabricante e também as condições de usinagem dos cubos, dentro dos limites

Os acoplamentos selecionados devem satisfazer a condição de

B.2.2.12. Acoplamentos.

Torque máximo de frenagem: 670 N.m.

Torque mínimo de frenagem: 300 N.m;

Diâmetro da polia do freio: 400 mm;

De acordo com a especificação do fabricante, temos:

$$Mt_1 \geq \frac{1631 \cdot 28,6}{119,358} = 391 \text{ N} \cdot \text{m}$$

n_1 : é a rotação do eixo do motor, em rad/s.

P_{ml} : é a potência instalada do motor de levantamento, em kW;

Onde:

$$Mt_1 \geq \frac{1631 \cdot P_{ml}}{n_1} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Critério de seleção: fabricante.

Tipo: eletrohidráulico de sapatas;

Seleção do freio de parada:

B.2.2.11. Freio de parada da carga.

No layout proposto do sistema de levantamento, não há a necessidade de eixos interligando os componentes mecânicos.

Os eixos do tambor (ponta de eixo), das polias móveis, fixas e equalizadora, devem ser verificados conforme respectivas solicitações.

B.2.2.10. Eixos.

Não há necessidade de proteção especial para os componentes elétricos, pois o equipamento irá operar em ambiente interno, sem vento, temperatura inferior a 40° C e, ambiente não corrosivo.

B.2.2.16. Proteção para os componentes elétricos.
Proteção: contra partículas sólidas em suspensão (pó).

Cor: amarelo segurança (5Y – 8/12).

Esmalte alquídico – 02 camadas – 25 micra

Pintura de acabamento:

Primer alquídico – 01 camadas – 25 micra

Pintura de fundo:

Padrão: Sa 2 ½ - obtido por meio de jateamento

Preparação da superfície:

Considerando-se ambiente normal interno, sujeito a pó e baixa umidade, poderemos adotar a seguinte especificação técnica para a pintura:

B.2.2.15. Pintura.

Recomenda-se a utilização de limite de comando acoplado na ponta do eixo do tambor, para definir o curso útil do gancho.
É também recomendado, um limite de força que interrompe a energização do motor, caso o limite de comando falhe.

B.2.2.14. Limites de fim de curso.

Pela potência instalada igual a 28,6 kW e a rotação do eixo do motor de levantamento igual a 119,358 rad/s, o fabricante recomenda o freio de FOUCAULT, com torque máximo de 340 N.m, para ser utilizado com motores de anéis.
fabricante.

A seleção deverá ser de acordo com os critérios recomendados pelo motor do sistema de levantamento.

B.2.2.13. Sistema de controle de rotação do motor elétrico.
Será utilizado o freio de FOUCAULT, para o controle de rotação do