

EDUARDO LIBRETI DE ALMEIDA

PROJETO MECÂNICO DE OTIMIZAÇÃO DE ESTACIONAMENTOS

Trabalho Aceito
MSA
✓ Prof. Marcelo Alves
S.P. 10/XII/97

Trabalho Apresentado
~~DISSERTAÇÃO APRESENTADA À~~
ESCOLA POLITÉCNICA DA
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO

SÃO PAULO

1997

EDUARDO LIBRETI DE ALMEIDA

PROJETO MECÂNICO DE OTIMIZAÇÃO DE ESTACIONAMENTOS

Trabalho Apresentado à
DISSERTAÇÃO APRESENTADA À
ESCOLA POLITÉCNICA DA
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO : ENGENHARIA MECÂNICA -
PROJETO E FABRICAÇÃO

ORIENTADOR : PROF. MARCELO ALVES

SÃO PAULO

1997

*Este projeto é dedicado à minha família,
pelo enorme apoio e dedicação à minha
formação acadêmica, e aos meus amigos,
que contribuíram para que estes duros
anos de Universidade fossem vividos de
maneira mais divertida.*

AGRADECIMENTOS

O autor agradece a todos os professores que colaboraram na confecção e no desenvolvimento do projeto executado, especialmente ao professor orientador, Prof. Marcelo Alves, pelas horas de acompanhamento e orientação ao longo do projeto, bem como por suas sugestões, que vieram ser de grande ajuda para o correto andamento mesmo.

RESUMO

O Trabalho realizado divide-se em duas partes, executadas ao longo do ano de 1997.

A primeira parte consiste de um Estudo de Viabilidade, no qual é apresentada uma pesquisa de ocupação feita nos pontos mais saturados de São Paulo, através da qual foi confirmada a viabilidade do projeto proposto. A partir daí, foram propostas e descritas soluções, sendo então escolhida aquela que melhor satisfaz os critérios impostos.

A segunda parte consiste no desenvolvimento do projeto mecânico de um elevador de carga, com todos os seus principais componentes, dispositivo que será usado em conjunto com uma estrutura metálica, desenvolvida no projeto de Frederico Caminati Anders. Após projetado o elevador, foram feitas considerações quanto ao trabalho desenvolvidos, custos e experiências assimiladas durante seu desenvolvimento.

PRIMEIRA PARTE

1. INTRODUÇÃO	4
2. ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE	6
2.1. Área do Hospital das Clínicas	11
2.2. Área da Praça Oswaldo Cruz	12
2.3. Área da Praça Charles Miller	13
3. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS	16
3.1. Funcionais	16
3.1.1. Desempenho	16
3.1.2. Conforto	16
3.1.3. Segurança	16
3.2. Operacionais	17
3.2.1. Durabilidade	17
3.2.2. Confiabilidade	17
3.2.3. Operação	17
3.3. Construtivas	18
3.3.1. Capacidade	18
3.3.2. Dimensões	18
3.3.3. Materiais	18
3.3.4. Flexibilidade	18
4. PROPOSTA DE SOLUÇÕES	20
5. DESCRIÇÃO DE SOLUÇÕES	21
5.1. Armazenador circular de veículos	21
5.2. Armazenador de veículos vertical acima do nível do solo	23
5.3. Armazenador de veículos vertical subterrâneo	25
5.4. Armazenador vertical com compartimentos individuais acima do nível do solo	26
5.5. Armazenador vertical com compartimentos individuais no subsolo	28
5.6. Armazenador circular duplo de veículos	30
5.7. Armazenador circular duplo de veículos	32
5.8. Armazenador Horizontal Múltiplo em Trave	34
6. EXEQUIBILIDADE FÍSICA	36
6.1. Solução 1	36

6.2. Solução 2	39
6.3. Solução 3	42
6.4. Solução 4	46
6.5. Solução 5	49
6.6. Solução 6	52
6.7. Solução 7	56
7. VIABILIDADE ECONÔMICA	59
 <u>SEGUNDA PARTE - PROJETO</u>	
8. SITUAÇÃO	67
9. ESTIMATIVA DO PESO TOTAL DO ELEVADOR	68
10. CABOS DE AÇO	69
10.1 Dimensionamento	70
10.2 Cálculo da Vida do Cabo	72
11. DISPOSITIVOS DE LIGAÇÃO/FIXAÇÃO	74
12. POLIAS: DIMENSIONAMENTO E PADRONIZAÇÃO	76
13. GANCHOS: MODELO PRÉ-DIMENSIONADO	78
14. ESTRUTURA	80
15. BARRAS DE SUSTENTAÇÃO SUPERIORES	82
16. PARAFUSOS DE FIXAÇÃO	84
17. BARRAS LATERAIS SUPERIORES	85
18. BARRAS ESTRUTURAIS SUPERIORES	87
19. BARRAS VERTICAIS	88
20. TRAVAMENTOS	89
21. BARRAS INFERIORES	90
22. DISTRIBUIDORES DE TENSÃO	91
23. TRILHO	93

24. GUIA DO TRILHO	95
25. COMENTÁRIO PARCIAL	97
25.1 Considerações sobre as massas envolvidas	97
26. CONTRAPESO	99
27. SELEÇÃO DO MOTOR	101
28. FREIO DO MOTOR	107
29. REDUTOR DE VELOCIDADE	109
30. SISTEMA DE FRENAGEM DE EMERGÊNCIA	111
30.1 Cálculo da Vida do Cabo	114
31. ROLAMENTOS DO FREIO	120
32. DENTES DO DISCO	121
33. MECANISMO DE FRENAGEM	122
34. CHAVETAS	127
35. AMORTIZAÇÃO DOS CUSTOS	128
36. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES SOBRE O PROJETO	129
37. BIBLIOGRAFIA	132
ANEXO 1	133
ANEXO 2	142

1. INTRODUÇÃO

Uma das grandes preocupações atuais refere-se ao aumento da frota circulante nas grandes cidades, aliado à impossibilidade do aumento do número de vias de circulação para tal frota. Isso vem gerando um fenômeno que tem se mostrado mais evidente nos últimos anos: a saturação dos estacionamentos disponíveis na cidade de São Paulo, principalmente na região do centro.

Ocorre que para aumentar o número de vagas disponível seria necessário que fossem adquiridos mais terrenos nessa região, o que tem se mostrado inviável, por dois motivos. O primeiro é que não existem mais terrenos desocupados nessa região, pois a zona central já atingiu o seu limite de saturação imobiliária. O segundo motivo reside no elevado custo do metro quadrado na região, o que encarece enormemente a construção de estacionamentos com uma quantidade razoável de vagas disponíveis.

Devido a todos os motivos que foram apresentados anteriormente, surgiu uma idéia que visa solucionar, senão por completo, ao menos parcialmente o problema da falta de vagas na cidade. A proposta consiste em maximizar a área de estacionamentos já implantados, visando aumentar o número de automóveis na área disponível.

Para tanto, o trabalho se propõe a apresentar algumas variantes que partem da mesma idéia, porém com diferentes enfoques; executar a escolha da melhor solução, dentro dos parâmetros que forem julgados mais importantes; fazer o estudo de viabilidade dessa solução, apresentando um estudo completo da mesma, a fim de permitir a resolução do problema proposto da melhor maneira possível.

Será apresentado um estudo com croquis de cada uma das possíveis soluções, das quais a solução eleita será apresentada detalhadamente e estudada a fundo; uma pesquisa comparativa será executada, a fim de verificar a viabilidade financeira da construção deste

tipo alternativo de estacionamento, em comparação com os estacionamentos tradicionais já existentes. O custo do produto proposto também será estimado, a fim de ser apresentado a potenciais compradores.

2. ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

O problema em questão é apresentar uma solução para a acomodação do crescente número de automóveis que circulam pela cidade de São Paulo, aliado à escassez de vagas que vem ocorrendo na Região Metropolitana.

O aumento da frota circulante na cidade é evidente. A cada ano, a indústria automobilística nacional bate recordes de produtividade, superando facilmente a casa dos 1 milhão de automóveis vendidos. Desde 1994, essa cifra vem sendo ultrapassada, com uma previsão, para o ano de 1997, de cerca de 1,5 milhão de unidades comercializadas, sendo quase que 90% no território nacional. Soma-se a isto o fato de o mercado de automóveis importados estar bastante desenvolvido, acrescentando à frota circulante cerca de 150 mil novos veículos por ano, cifra esta que também inclui automóveis importados pelas montadoras nacionais.

O advento dos chamados "carros populares" é um dos grandes responsáveis pela alta elevação do volume de vendas da indústria nacional. Com o sucesso do Plano Real, que pode ser visto como um grande responsável pela melhoria do poder aquisitivo da população em geral, e em especial das camadas de baixa renda, grande parte da população que antes não dispunha de meios de locomoção próprios passou a ter acesso a tais benefícios, adquirindo seu primeiro carro. Outras camadas populacionais mais elevadas aproveitaram a oportunidade para adquirir seu segundo carro, e outros ainda o viram como grande possibilidade de investimento.

Além do advento e expansão do mercado dos automóveis chamados "populares", foi observada uma grande expansão geral do mercado, tanto dos carros de luxo, quanto dos demais modelos ofertados em geral. Novamente o aumento do poder aquisitivo da população, aliado às condições mais flexíveis e menos exigentes de financiamento

oferecidas, podem ser vistos como responsáveis pelo incremento da frota circulante atualmente observado.

Esse incremento também é devido à estabilização dos preços dos combustíveis, o que possibilitou a volta à circulação de automóveis mais antigos, que vieram incrementar ainda mais a taxa de crescimento da frota.

Por ano, deixam de circular por volta de 600 a 700 mil carros, retirados da frota por falta de condições mínimas de circulação, acidentes e outros fatores responsáveis pela diminuição da frota.

Portanto, é possível perceber que, a cada ano, acrescenta-se à frota circulante atual por volta de 1 milhão de novos automóveis, o que agrava o problema da circulação a cada ano.

Some-se a isso o fato de as regiões centrais da cidade de São Paulo encontrarem-se completamente saturadas em termos de ocupação de espaço, sendo muito difícil encontrar ali áreas disponíveis para estacionar automóveis atualmente. Além disso, o preço do metro quadrado em tais regiões é bastante elevado, tornando inviável adquirir terrenos para construção de estacionamentos convencionais. É muito mais rentável construir nessas áreas edifícios de escritórios e outras obras do tipo, bem mais lucrativas que um simples terreno ocupado por carros.

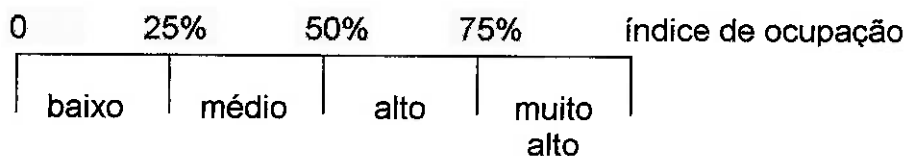
Portanto, em vista de tais observações, a principal idéia deste trabalho é propor um sistema alternativo de acomodação de automóveis, visando a otimização da área horizontal disponível para o equipamento. Um sistema mecânico, selecionado entre várias propostas, será projetado a fim de solucionar o problema em questão.

A seguir são apresentadas algumas normas atualizadas da EMURB, Empresa Municipal de Urbanização da Cidade de São Paulo, no

que diz respeito ao dimensionamento do número de vagas de estacionamento necessárias em cada região:

- número de vagas em rua: 7,5 vagas para cada 50 metros de calçada
- área de influência do estacionamento: raio de 50 metros em torno do estabelecimento
- número necessário de vagas em cada região: 32 % do número de pessoas que trabalham ou estudam usando carro na região estudada
- área necessária para cada vaga: 50 m² por vaga
- área necessária para cada vaga em hospitais: 75 m² por vaga
- taxa interna de retorno (utilizada para verificar a viabilidade econômica do estacionamento estudado) : 5% no mínimo
- coeficiente de aproveitamento: relação entre área construída e área ocupada em uma região ou terreno
- o número de vagas disponível em uma determinada região inclui as vagas na rua, em locais permitidos e proibidos, em garagens particulares de prédios e em estacionamentos públicos pagos

a escala de movimento obedece ao seguinte padrão:



Alguns dados fornecidos pelo SINDEPARK - Sindicato das Empresas de Garagens e Estacionamento do Estado de São Paulo, relativos ao ano de 1997 (e portanto bastante atuais), fornecem uma real dimensão do problema no Estado:

- frota de veículos no interior : 5.394.943
- frota de veículos na capital : 4.644.646
- número de estacionamentos : 6.000
- número de vagas : 700.000
- empresas associadas : 195
- empresas cadastradas : 1.500
- empregos diretos : 25.000

Vale observar que estes dados, exceto quanto à frota, incluem somente os estacionamentos que possuem algum tipo de vínculo com tal sindicato, o que equivale a cerca de 75% do total de estabelecimentos do Estado.

Uma vez apresentados tais dados, serão apresentadas algumas das principais regiões da cidade de São Paulo, e nosso objetivo será demonstrar através deles a saturação da área disponível e a incapacidade de tais regiões comportarem um volume tão elevado de automóveis, no que diz respeito ao número de vagas de estacionamento disponível.

Em um levantamento realizado por J. Kasson e Franco-Eyser, a fim de determinar o número disponível de vagas no centro da cidade de São Paulo, os números obtidos foram:

número de estacionamentos no centro da São Paulo:		
públicos	_____	196
privados	_____	204
comerciais	_____	17
TOTAL	_____	417

número de vagas disponível no centro de São Paulo:		
públicas	_____	12.285 (53%)
privadas	_____	9.520 (41%)
comerciais	_____	1.432 (6%)
TOTAL	_____	23.237

A frota de veículos, como já visto acima, é de aproximadamente 4,65 milhões de automóveis.

É possível perceber que o número de vagas de estacionamento disponível no centro de São Paulo é muito pequeno para a frota circulante naquela região. O número de vagas nas ruas daquela região também é bastante reduzido, o que caracteriza um problema de subdimensionamento de espaço para acomodação de veículos nessa região em geral. Porém, a fim de fornecer uma visão mais específica do problema, e demonstrar que o subdimensionamento é uma constante em várias regiões, serão apresentados dados relativos a algumas das principais áreas de São Paulo.

2.1. Área do Hospital das Clínicas

A região próxima ao Hospital das Clínicas da cidade de São Paulo é uma das mais movimentadas da região metropolitana. Aqui vão alguns dados relativos a essa área:

vagas disponíveis:

577 controladas

594 livres

690 Av. Enéas Aguiar

733 livres (vias públicas)

130 em estacionamentos

2727 no total

terrenos do H.C.

Das vagas existentes em locais de estacionamento permitido, observa-se uma ocupação de 95% do total, com o pico de utilização ocorrendo das 8:30 às 11:30 da manhã, num movimento correspondente a 83 % do total diário. Esta região possui uma área de terrenos usados para fins não residenciais de 70.069 m², no complexo médico, com uma área efetivamente construída de 51.671 m², o que resulta em um coeficiente de aproveitamento de 0,74, observado desde a década de 80. Nas zonas comerciais da região, o coeficiente de aproveitamento oscila entre valores de 0,65 a 1,05, enquanto que zonas industriais assinalam um coeficiente de 0,25. Portanto, no total, o coeficiente global, sem incluir a área interna do complexo hospitalar, é de 0,74.

No complexo hospitalar, a área disponível é de 169.736 m², enquanto que a construída é de 257.800 m², resultando num coeficiente de aproveitamento de 1,5. Existem ali 1864 vagas, o que resultaria numa proporção de 138 m² por vaga, índice bastante superior ao mínimo requerido pela EMURB para hospitais, que é de 75 m² por vaga. Porém, quando se considera a área de influência do hospital, que é de 51.671 m², com 1601 vagas, a área disponível cai para 32,2 m² por vaga, abaixo do

mínimo exigido, portanto. As pistas exclusivas para circulação de ambulâncias diminuem mais 200 vagas, diminuindo ainda mais a área disponível. Vê-se, portanto que ocorre nessa região um problema de acomodação dos veículos circulantes, o que vem somar-se à indisponibilidade de novos terrenos de grande área, para construção de novos estacionamentos tradicionais. Isso constitui um fator de motivação para a implementação de projetos alternativos de otimização da área do solo, visando acomodar um maior número de veículos nessa região.

2.2. Área da Praça Oswaldo Cruz

Esta é outra região bastante movimentada de São Paulo. Os dados disponíveis sobre a mesma são:

vagas disponíveis:

930 públicas livres
539 zona azul
685 em estacionamentos
2699 privativas em edifícios
4833 TOTAL

Os coeficientes de aproveitamento na região variam entre 2,56 a 7,48, para comércio e serviços, e 1,12 a 2,37 para instituições e outros estabelecimentos, demonstrando grande ocupação populacional e profissional na região. 91% das vagas disponíveis são ocupadas no horário de pico, das 10:00 às 16:00 horas, caracterizando uma zona comercial. Na década de 80, a área disponível para vagas era de 55,4m² por vaga, diminuindo bastante nos dias atuais, estando portanto aquém do mínimo definido pelas normas vigentes.

Estes números demonstram uma incapacidade de se acomodar todos os carros que circulam pela região diariamente, o que pede uma solução que amplie o número de vagas disponível. Uma vez que o metro

quadrado na região da Avenida Paulista é um dos mais caros do Brasil, adquirir grandes terrenos para construção de estacionamentos convencionais é inviável economicamente, sendo portanto adequada uma solução que requeira mínima área para implantação, motivando o desenvolvimento do dispositivo que será proposto.

2.3.Área da Praça Charles Miller

A praça Charles Miller, próxima ao Estádio do Pacaembu e da Fundação Armando Álvares Penteado, a FAAP, é uma região que tem picos de ocupação entre as 19:00 e 21:00 horas, com a seguinte disposição de vagas:

vagas disponíveis:

260 FAAP

1967 vias públicas

35 em estacionamentos

2262 TOTAL

A área da região é de 24.536 m², com índices de ocupação por 50 m de vias públicas maiores do que 10, ou seja, 33% acima do máximo recomendado pela EMURB. devido a obras de acesso ao Estádio e à Faculdade, ocorreu uma diminuição de 545 vagas disponíveis, além da proibição de estacionamento em algumas vias públicas da região ter diminuído outras 100 vagas. Nos horários de pico, é comum se observar carros parados em fila dupla, já que o déficit total da região atinge uma cifra de 1195 vagas.

Estes dados demonstram uma necessidade iminente de multiplicação do número de vagas nessa região, para acomodação do excedente de carros que ocorre nos horários de pico. Terrenos nessa região são escassos, uma vez que houve grande desenvolvimento comercial em torno do Estádio e da Faculdade, sendo portanto cabível

uma solução que otimize a área ocupada por carros estacionados, o que viabiliza o uso das soluções que serão propostas no trabalho.

Para ilustrar a disposição espacial de um estacionamento tradicional, apresentamos agora alguns dados de um estacionamento que foi construído segundo os padrões definidos pela EMURB, localizado na Praça da República. São eles:

- número de andares : 2
- número total de vagas : 658
- percentagem de vagas grandes : 61%
- superfície total ocupada : 7956 m²
- superfície total construída : 15256 m²
- superfície média por vaga : 23,2 m²
- dimensões das vagas para veículos grandes : 5 x 2,5 m
- dimensões das vagas para veículos pequenos : 4 x 2 m
- largura das vias de circulação interna : 6 m (veículos grandes) e 5 m (veículos pequenos)

É importante observar nos dados apresentados que a superfície média por vaga mostra-se bastante abaixo dos padrões mínimos recomendados. Porém, atualmente tem sido impossível atender aos mesmos, pois os terrenos disponíveis são pequenos e os projetos visam aproveitar a área disponível ao máximo. Essa solução de minimizar a área das vagas, obtendo-se assim um número maior delas, é uma alternativa limitada, pois esbarra em problemas de circulação interna dos veículos, inclinação das rampas de acesso a cada nível e outros fatores limitados pela área de terreno disponível. O coeficiente de aproveitamento situa-se próximo de 2,0, o que demonstra uma ocupação de média para alta do terreno.

É possível afirmar que a situação geral das áreas de estacionamento da região central de São Paulo assemelha-se fortemente aos casos particulares apresentados, de maneira que o quadro de saturação apresentado nesses exemplos ilustra os acontecimentos em todo o centro. Dessa maneira, vemo-nos encorajados a apresentar soluções que visem fornecer à cidade mais vagas de estacionamento, contornando o problema da falta de terrenos através da proposição de projetos cujo objetivo principal seja a maximização da área disponível em estacionamentos já existentes ou em pequenos terrenos da região central.

3. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

A seguir são listadas as especificações técnicas do projeto a ser proposto, divididas em três grupos: funcionais, operacionais e construtivas.

3.1. Funcionais

3.1.1. Desempenho

- permitir que o automóvel seja devolvido ao proprietário em no máximo 40 segundos após o acionamento do sistema
- armazenar no mínimo oito e no máximo vinte automóveis
- suportar autos de até 2500 kg
- consumo de energia na faixa de 40 a 60 % do faturamento mensal
- intervalo de armazenamento entre dois automóveis 40 s
- ser capaz de funcionar 200 horas ininterruptamente

3.1.2. Conforto

- apresentar um nível de ruído máximo de 68 dB
- temperatura máxima da casa das máquinas de 90 °C
- sistema de frenagem suave do sistema
- instalável em zonas residenciais

3.1.3. Segurança

- dispositivo de segurança para evitar balanço dos autos
- dispositivo de segurança para compensar má distribuição de peso na entrada/saída dos autos nos armazenadores

- dispositivo de geração de eletricidade contra panes de fornecimento
- dispositivo de travamento do sistema contra ruptura de cabos/componentes de movimentação
- dispositivos anti-derrapantes nos armazenadores
- sistema de verificação de ocupação de gaiolas
- coeficiente de segurança das gaiolas 2,0
- sistema de interrupção de funcionamento por pânico acionável em três pontos distintos
- impossibilidade de alteração de velocidade ou quaisquer outros parâmetros pelo operador
- acesso de emergência aos veículos disponível por locomoção humana
- os automóveis já armazenados (suspensos ou no subterrâneo) não devem ser visíveis ao nível do solo
- o acionamento do sistema deve ser feito apenas por pessoal habilitado (uso de senhas/travas/códigos)

3.2. Operacionais

3.2.1. Durabilidade

- imunidade a intempéries e/ou ação de pequenos animais
- vida útil dos principais componentes não inferior a 5 anos

3.2.2. Confiabilidade

- necessitar manutenção de motores a cada 4 meses
- vistoria completa do sistema a cada 6 meses
- lubrificação das peças móveis a cada 2 meses

3.2.3. Operação

- operável com dois funcionários

3.3. Construtivas

3.3.1. Capacidade

- armazenar apenas 1 automóvel por gaiola ou 2 carros por nível, quando não forem utilizadas gaiolas
- armazenar no mínimo oito e no máximo vinte automóveis
- suportar cargas de até 2500 Kg

3.3.2. Dimensões

- espaço disponível entre gaiolas 3,5m
- comprimento mínimo da gaiola 5,5m
- largura mínima da gaiola 2,5m
- comprimento máximo da gaiola 6,5m
- largura máxima da gaiola 3,0m
- altura máxima da gaiola 3,0 m
- altura máxima do sistema 20,5 m
- distância máxima entre armazenador e rua 10 m
- diferença máxima entre gaiola e nível da rua 1 m

3.3.3. Materiais

- material de construção das peças móveis é aço ou ferro fundido
- material de construção dos armazenadores de autos é o aço ou ferro fundido

3.3.4. Flexibilidade

- possibilidade de adição/retirada de armazenadores (flexibilidade de 20% do total)
- possibilidade de substituição de componentes do sistema/intercambiabilidade

- possibilidade de implantação em imóveis já existentes anteriormente

4. PROPOSTA DE SOLUÇÕES

O problema proposto permite uma elevada gama de soluções, de variados níveis de sofisticação e complexidade. A seguir, as soluções propostas são listadas, para posterior aprofundamento:

1. Armazenador circular de veículos
2. Armazenador de veículos vertical acima do nível do solo
3. Armazenador de veículos vertical subterrâneo
4. Armazenador vertical com compartimentos individuais acima do nível do solo
5. Armazenador vertical com compartimentos individuais no subsolo
6. Armazenador circular duplo de veículos
7. Armazenador múltiplo em trave

Todas as soluções visam atender por completo a todas as especificações técnicas listadas anteriormente, de maneira a satisfazer todas as exigências de projeto impostas. Cada qual apresenta particularidades, vantagens e desvantagens que sofrerão comentários que visarão pesar todos os fatores de influência na escolha da melhor solução.

Para tanto, anexas a cada descrição seguem ilustrações espaciais, que visam melhorar a compreensão de cada um dos sistemas e demonstrar seu funcionamento.

5. DESCRIÇÃO DE SOLUÇÕES

A fim de apresentar as várias soluções propostas a satisfazer as exigências relativas ao problema proposto, segue uma descrição preliminar das mesmas, com croquis e textos explicativos.

5.1. Armazenador circular de veículos

Proposta básica: Esta solução consiste em fazer com que o armazenamento dos veículos seja feito de forma a maximizar verticalmente o espaço existente. Consiste de uma estrutura circular, sendo que em seu perímetro são ancorados os suportes individuais para os veículos. Permite uma flexibilização do número de veículos, de acordo com a área original disponível no terreno do estacionamento a ser otimizado. Seu acionamento é feito através de um motor conectado ao eixo central da estrutura, fazendo com que esta gire neste eixo e permita o armazenamento dos veículos. A entrada dos veículos no sistema é feita ao nível do solo em um armazenador vazio. Ao se entrar com o veículo no suporte individual, é acionado o motor fazendo com que o o próximo suporte vazio fique disponível.

Descrição Técnica: Os suportes dos autos, individuais, são feitos de aço, um material de confiabilidade adequada ao projeto. Sua movimentação é totalmente angular.

As exigências necessárias à operação do mecanismo proposto são:

- velocidade de subida/descida : entre 0,5 e 0,8 m/s (velocidade tangencial de subida e descida, já que a angular depende do raio, que por sua vez depende da quantidade de veículos a ser armazenada)

- número de autos armazenável: de 8 a 20

- máxima carga admissível: 2500 kg por suporte

A motorização deve ser instalada ao nível do solo, para facilitar a correta manutenção do equipamento. Esta motorização é flexível, podendo ser utilizadas soluções mecânicas, elétricas ou hidráulicas, dependendo da disponibilidade no local.

Quanto à segurança, o sistema é provido de travas de segurança nos suportes, evitando problemas e acidentes. Este sistema, por não utilizar componentes flexíveis, evita oscilações que possam causar qualquer tipo de acidente, fruto de enormes prejuízos ao proprietário.

5.2. Armazenador de veículos vertical acima do nível do solo

Proposta básica: Esta solução baseia-se em minimizar a área necessária para o armazenamento de uma quantidade elevada de automóveis, pois baseia-se em um elevador vertical onde se fixam os suportes para os carros. Tal solução apresenta a possibilidade de acondicionar um elevado número de autos, apenas aumentando a altura do dispositivo. Esta solução será construída acima do nível do solo, e apresenta algumas boas vantagens, como ocupar uma pequena área do solo e poder aproveitar prédios já construídos, apenas eliminando as divisões entre os andares. Seu acionamento é feito via motor, que pode ser acondicionado no subsolo da construção. Permite também que sejam montados não apenas um, mas vários dispositivos, lado a lado, multiplicando a capacidade total instalada.

Descrição Técnica: Os suportes para os autos são construídos em aço, visando garantir a confiabilidade e segurança do equipamento. São presos por cima, na estrutura de cabos/correntes, também de aço, que faz a movimentação do sistema. Estes cabos/correntes são movimentados por roldanas nos extremos superior e inferior do dispositivo, e a motorização do conjunto é bastante flexível, podendo-se escolher entre motores elétrico ou a explosão, ou mesmo um acionamento hidráulico. As roldanas esquerda e direita são ligadas por eixos, de maneira a evitar diferenças de movimentação entre elas.

Algumas das exigências de operação particulares deste sistema são:

- velocidade de subida/descida : 0,5 m/s
- número de autos armazenável: de 8 a 20
- máxima carga admissível: 2500 kg por suporte
- diâmetro aproximado das roldanas: 7 m

O acionamento do sistema se faz por um painel de controle, onde todo o gerenciamento do dispositivo é processado. Os suportes possuem travas de segurança, tanto para mantê-los na posição horizontal, quando é feita a entrada/saída dos autos, quanto para evitar oscilações do sistema ao fazer-se a movimentação do mesmo.

5.3. Armazenador de veículos vertical subterrâneo

Proposta Básica: O dispositivo apresentado visa minimizar a área necessária para construção, utilizando o meio subterrâneo para o armazenamento dos autos. Pode ser implantado em estabelecimentos já existentes, dependendo da qualidade do solo subterrâneo no terreno e suas imediações. Esta proposta permite o armazenamento de um número variável de autos, bastando aumentar a profundidade de penetração do equipamento no solo.

A área ocupada também é reduzida, constituindo uma boa vantagem, ao permitir a instalação de mais de um dispositivo. É necessário observar uma grande desvantagem desta disposição do equipamento descrita: No caso de chuvas fortes ou mesmo enchentes, tão comuns na cidade de São Paulo, o alagamento do sistema seria possível, forçando o desenvolvimento e construção de um sofisticado sistema de drenagem, o que pode encarecer em demasia o custo final do produto.

Descrição Técnica: Os suportes para os autos são construídos em aço, presos por sua extremidade superior, visando garantir o equilíbrio estático do sistema. O sistema de movimentação é constituído de cabos/correntes de aço, ligados a roldanas que são movidas por uma motorização que pode ser hidráulica, mecânica ou elétrica. O sistema de motorização é instalado ao nível da rua ou pouco acima, visando facilitar o acesso para manutenção.

As exigências básicas de projeto são, basicamente:

- velocidade de subida/descida : 0,5 m/s
- número de autos armazenável: de 8 a 20
- máxima carga admissível: 2500 kg por suporte
- diâmetro aproximado das roldanas: 7 m

Travas de segurança nos suportes garantem um sistema livre de oscilações prejudiciais e acidentes na entrada/saída dos carros dos suportes. O acionamento e gerenciamento do sistema é feito via painel de controle, permitindo ao operador o controle dos acontecimentos, uma vez que o acesso visual do sistema é bastante restrito pela disposição subterrânea do mesmo.

5.4. Armazenador vertical com compartimentos individuais acima do nível do solo

Proposta Básica: Esta proposta consiste em minimizar a área ocupada através de compartimentos individuais que se movimentam acima do nível do solo, acondicionando-se na estrutura fixa. Permite uma boa flexibilidade no número de autos armazenável, bastando alterar as dimensões verticais da estrutura. Pode ser construída em terrenos de pequena área, ocupando uma parte de estacionamentos já implantados, ou utilizar terrenos novos, com a montagem de um maior número de dispositivos. A movimentação vertical dos autos é bastante segura, pois o sistema não permite que ocorram oscilações perigosas, uma vez que não são utilizados cabos ou outros componentes flexíveis no sistema.

Descrição Técnica: Os suportes para os automóveis são construídos em aço, garantindo boa resistência às solicitações impostas. Devem ser projetados e construídos de maneira a movimentarem-se tanto no sentido vertical quanto no horizontal, para permitir tanto a movimentação para a correta posição quanto o armazenamento propriamente proposto. A motorização também é bastante flexível, podendo ser empregadas soluções mecânicas, hidráulicas ou elétricas, dependendo do investimento e disponibilidade no local. Acoplamentos e travamentos mecânicos são usados para a movimentação individual e seletiva de cada suporte.

As exigências de operação deste sistema são:

- velocidade de subida/descida : 0,8 m/s
- número de autos armazenável: de 5 a 12
- máxima carga admissível: 2500 kg por suporte

O painel de controle do dispositivo deve informar quais os suportes vagos, e permitir o acionamento e controle do sistema, bem como dos dispositivos de travamento de segurança, assegurando a correta operação do sistema. A motorização localiza-se ao nível do solo ou pouco abaixo dele, permitindo um acesso apropriado para manutenção.

5.5. Armazenador vertical com compartimentos individuais no subsolo

Proposta Básica: Esta solução visa minimizar a área ocupada, construindo-se compartimentos individuais que são acionados independentemente, podendo tanto ser construída em uma área reservada de estacionamentos já existentes, quanto instalada em terrenos novos. A estrutura fixa é acondicionada no subsolo, e os cuidados situam-se na análise do subsolo do local da instalação, e um sistema bastante eficiente de drenagem, a fim de não permitir alagamentos que destruiriam por completo o sistema, causando elevados prejuízos.

Descrição Técnica: Os suportes dos autos, individuais, são feitos de aço, um material de confiabilidade adequada ao projeto. Sua movimentação é vertical, de maneira a alcançar a posição correta e disponível de armazenamento, e também horizontal, para introdução do suporte na estrutura.

As exigências necessárias à operação do mecanismo proposto são:

- velocidade de subida/descida : 0,8 m/s
- número de autos armazenável: de 5 a 12
- máxima carga admissível: 2500 kg por suporte

A motorização deve ser instalada ao nível do solo, para facilitar a correta manutenção do equipamento. Esta motorização é flexível, podendo ser utilizadas soluções mecânicas, elétricas ou hidráulicas, dependendo da disponibilidade no local.

Quanto à segurança, o sistema é provido de travas de segurança nos suportes, evitando problemas e acidentes. Este sistema, por não utilizar componentes flexíveis, evita oscilações que possam causar qualquer tipo de acidente, fruto de enormes prejuízos ao proprietário.

Para informar os suportes vagos, acionar os dispositivos de segurança, controlar o sistema e compensar a dificuldade de visualização do sistema, uma vez que é construído quase totalmente no subterrâneo, um painel de controle é utilizado.

Para informar os suportes vagos, acionar os dispositivos de segurança, controlar o sistema e compensar a dificuldade de visualização do sistema, uma vez que é construído quase totalmente no subterrâneo, um painel de controle é utilizado.

5.6. Armazenador circular duplo de veículos

Proposta básica: Esta solução consiste em fazer com que o armazenamento dos veículos seja feito de forma a maximizar verticalmente o espaço existente. Consiste de uma estrutura circular, sendo que em seu perímetro são ancorados os suportes individuais para os veículos e em seu interior seja colocada um outro nível de suportes. Permite uma flexibilização do número de veículos, de acordo com a área original disponível no terreno do estacionamento a ser otimizado. Seu acionamento é feito através de um motor conectado ao eixo central da estrutura, fazendo com que esta gire neste eixo e permita o armazenamento dos veículos. A entrada dos veículos no sistema é feita ao nível do solo em um armazenador vazio. Ao se entrar com o veículo no suporte individual, é acionado o motor fazendo com que o próximo suporte vazio fique disponível. O acesso ao segundo nível de armazenadores se dá através de um elevador hidráulico posicionado no acesso ao primeiro nível.

Descrição Técnica: Os suportes dos autos, individuais, são feitos de aço, um material de confiabilidade adequada ao projeto. Sua movimentação é totalmente angular.

As exigências necessárias à operação do mecanismo proposto são:

- velocidade de subida/descida : 0,8 m/s (velocidade tangencial de subida e descida, já que a angular depende do raio, que por sua vez depende da quantidade de veículos a ser armazenada)
- número de autos armazenável: de 8 a 20
- máxima carga admissível: 2500 kg por suporte
- velocidade de subida do elevador de 0,8m/s

A motorização deve ser instalada ao nível do solo, para facilitar a correta manutenção do equipamento. Esta motorização é flexível, podendo

ser utilizadas soluções mecânicas, elétricas ou hidráulicas, dependendo da disponibilidade no local. O elevador deve ter mecanismo de total confiabilidade e de acionamento elétrico, hidráulico ou pneumático.

Quanto à segurança, o sistema é provido de travas de segurança nos suportes, evitando problemas e acidentes. Este sistema, por não utilizar componentes flexíveis, evita oscilações que possam causar qualquer tipo de acidente, fruto de enormes prejuízos ao proprietário.

5.7. Armazenador circular duplo de veículos

Proposta básica: Esta solução consiste em fazer com que o armazenamento dos veículos seja feito de forma a maximizar verticalmente o espaço existente. Consiste de uma estrutura circular, sendo que em seu perímetro são ancorados os suportes individuais para os veículos e em seu interior seja colocada um outro nível de suportes. Permite uma flexibilização do número de veículos, de acordo com a área original disponível no terreno do estacionamento a ser otimizado. Seu acionamento é feito através de um motor conectado ao eixo central da estrutura, fazendo com que esta gire neste eixo e permita o armazenamento dos veículos. A entrada dos veículos no sistema é feita ao nível do solo em um armazenador vazio. Ao se entrar com o veículo no suporte individual, é acionado o motor fazendo com que o próximo suporte vazio fique disponível. O acesso ao segundo nível de armazenadores se dá através de um elevador hidráulico posicionado no acesso ao primeiro nível.

Descrição Técnica: Os suportes dos autos, individuais, são feitos de aço, um material de confiabilidade adequada ao projeto. Sua movimentação é totalmente angular.

As exigências necessárias à operação do mecanismo proposto são:

- velocidade de subida/descida : 0,8 m/s (velocidade tangencial de subida e descida, já que a angular depende do raio, que por sua vez depende da quantidade de veículos a ser armazenada)
- número de autos armazenável: de 8 a 20
- máxima carga admissível: 2500 kg por suporte
- velocidade de subida do elevador de 0,8m/s

A motorização deve ser instalada ao nível do solo, para facilitar a correta manutenção do equipamento. Esta motorização é flexível, podendo

ser utilizadas soluções mecânicas, elétricas ou hidráulicas, dependendo da disponibilidade no local. O elevador deve ter mecanismo de total confiabilidade e de acionamento elétrico, hidráulico ou pneumático.

Quanto à segurança, o sistema é provido de travas de segurança nos suportes, evitando problemas e acidentes. Este sistema, por não utilizar componentes flexíveis, evita oscilações que possam causar qualquer tipo de acidente, fruto de enormes prejuízos ao proprietário.

5.8. Armazenador Horizontal Múltiplo em Trave

Proposta Básica: Esta concepção de armazenador visa duplicar o aproveitamento da área ocupada atualmente. Sua estrutura principal consiste em duas traves de aço paralelas entre si. O princípio desta solução é o armazenamento de veículos estacionados a 90° e postados lado a lado sobre um trilho guiado pela trave, em compartimentos individuais. A idéia é, além de aproveitar o nível de entrada dos veículos para o armazenamento, usar também o nível do travessão para armazenamento.

O armazenamento se daria através de uma entrada principal onde um operador (ou próprio motorista) colocaria o veículo no armazenador através de uma entrada central onde ele deixaria o veículo no compartimento vazio que deve estar presente na entrada para a carga dos veículos. Uma vez estacionado o veículo, o operador aciona o motor da esteira (trilho) e faz com que o veículo se movimente uma vaga na horizontal, liberando assim a entrada para o próximo veículo a estacionar. A movimentação dos veículos se dá através de um trilho que está ligado às traves estruturais.

O armazenamento é feito de forma que os veículos que entram na estrutura são conduzidos pelos trilhos para suas posições no armazenador. Posições estas que não são fixas, já que deve haver uma acomodação a cada novo automóvel.

A movimentação é feita segundo a direção de andamento do trilho. Isto é, acompanha o perfil da trave durante sua trajetória.

Descrição Técnica: Toda a estrutura, incluindo os armazenadores individuais deve ser feita em aço de resistência compatível com os esforços. Movimentação conforme o perfil da trave, isto é, horizontal por toda a sua extensão e vertical nas suas extremidades. As exigências à operação do mecanismo proposto são:

- velocidade lateral: 1m/s

- número de autos armazenáveis: 8 a 20 (ou então depende da disponibilidade de espaço)
- máxima carga admissível por compartimento: 2500 Kg

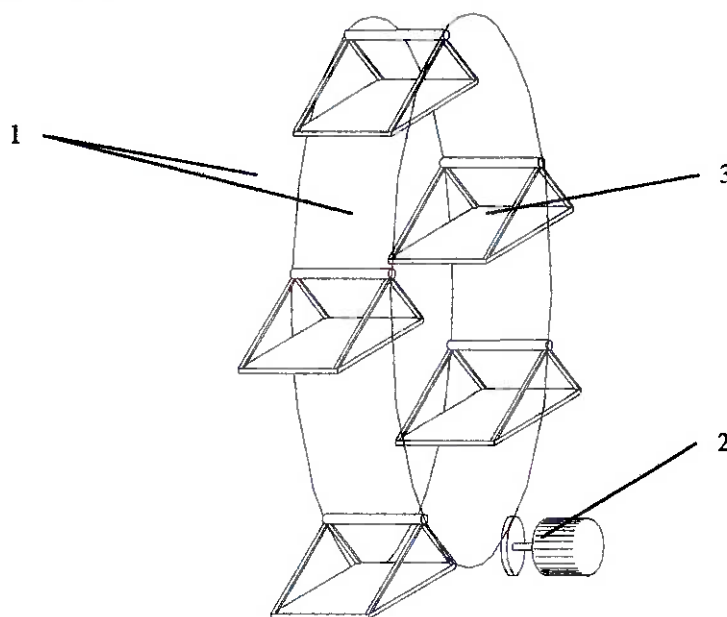
A motorização deve ser instalada ao nível do solo, para facilitar a correta manutenção do equipamento. Esta motorização é flexível, podendo ser utilizadas soluções mecânicas, elétricas ou hidráulicas, dependendo da disponibilidade no local.

Quanto à segurança, o sistema é provido de travas de segurança nos suportes, evitando problemas e acidentes. Este sistema, por não utilizar componentes flexíveis, evita oscilações que possam causar qualquer tipo de acidente, fruto de enormes prejuízos ao proprietário. As traves devem ser projetadas afim de garantir a rigidez do sistema.

6. EXEQUIBILIDADE FÍSICA

Um conceito importante para avaliar a eficiência de cada solução, que será bastante utilizado a seguir e por isso merece destaque, é o de *coeficiente de aproveitamento de área*. Consiste de uma relação entre duas áreas: a área que os n carros armazenáveis na estrutura ocupariam no solo, e a área que a estrutura ocupa no solo. Quanto maior esta relação, melhor o aproveitamento de espaço da solução.

6.1. Solução 1



- 1 - estrutura circular de sustentação
- 2- motor de acionamento
- 3- "gaiola" de armazenamento

A estrutura circular, responsável pela sustentação das gaiolas, pode ser construída em aço ou em ferro fundido, com abamento adequado. Os eixos de ligação entre as peças do lado direito e esquerdo, componentes da estrutura, também seguem essa escolha de material.

Existem três opções de motorização do sistema: um motor a explosão, movido a diesel ou gasolina, um motor elétrico trifásico, ligado a um gerador ou à rede elétrica local, ou um motor hidráulico, movimentado por meio de uma bomba de fluido.

As gaiolas de armazenamento serão construídas em aço, com todos os seus componentes soldados, aparafusados ou rebitados. A ligação dessas gaiolas à estrutura circular de sustentação e movimentação será executada por peças feitas em aço, dimensionadas de maneira a não falhar quando sujeitas às cargas impostas.

•Máximo número de automóveis armazenável:

Segue as especificações, ou seja, o sistema não pode ultrapassar 20,5 m de altura. Considera-se a distância entre as gaiolas ali mencionada, de 3,5 m. Sendo a estrutura circular, foi posicionada uma gaiola a cada 45° , evitando interferências entre as gaiolas. Em um diâmetro adotado para a estrutura de 11 m, tem-se portanto um número de 8 carros armazenados.

•Torque necessário para movimentar o sistema:

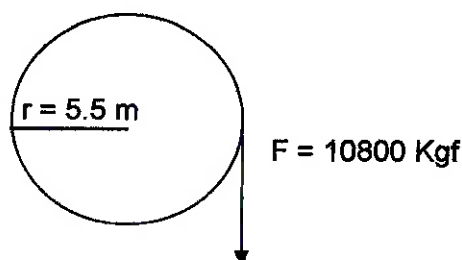
Será considerada a pior condição de funcionamento, ou seja, um dos hemisférios do sistema completamente ocupado e o outro, vazio. Também é considerado o maior diâmetro de estrutura circular de sustentação utilizável.

número de autos presentes no lado ocupado: 4

peso de cada auto: 2500 Kgf

peso de cada suporte: 200 Kgf

raio da estrutura: 5,5 m



Como o torque é dado por $T = F \cdot r$,
o torque necessário é : $T = 59.400 \text{ Kgf.m}$

- Potência do motor:

Considerando uma volta completa do sistema a cada 60 segundos, teremos uma velocidade angular de $2.\pi \text{ rad}/60 \text{ segundos}$, ou seja, $\omega = 0,1047 \text{ rad/s}$.

Como $v = \omega.r$, a velocidade de subida é de $0,576 \text{ m/s}$.

Sendo $P = F \cdot v$ a potência necessária, esta será 61 KW , ou $81,8 \text{ Hp}$

- Coeficiente de aproveitamento de área

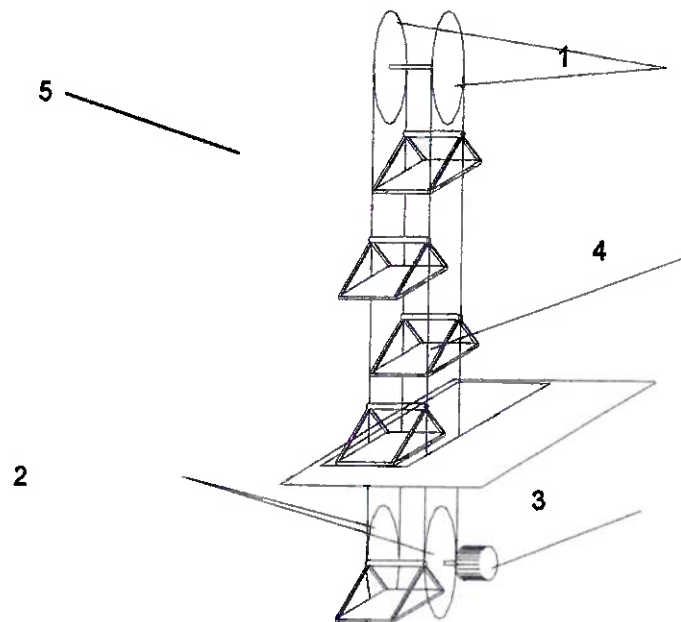
Para esta solução, o coeficiente de aproveitamento de área é de $2 : 1$, ou seja, ele fornece um ganho de duas vezes a área ocupada no solo.

- Análise dos dados

O número de carros determinado obedece às especificações impostas. O diâmetro da estrutura de fixação também é consistente, ficando dentro do valor máximo imposto para a altura do sistema. Quanto ao motor, a potência requerida situa-se numa faixa que possibilita o emprego de qualquer um dos três tipos de motor mencionados anteriormente, porém o torque necessário para movimentação do sistema é elevado, restringindo a escolha a um tipo de motorização que seja capaz de fornecer valores elevados de torque, como motores hidráulicos.

O sistema não apresenta inconvenientes para construção, desde que uma estrutura de alvenaria seja construída em volta do mecanismo. É possível construir todas as peças que o compõem pelos processos mecânicos já conhecidos tradicionalmente, como usinagem, fundição e outros. Portanto, o sistema apresentado é viável fisicamente.

6.2. Solução 2



- 1 - roldanas superiores
- 2 - roldanas inferiores
- 3 - motor de acionamento
- 4 - "gaiola" de armazenamento
- 5 - cabos de movimentação

As roldanas são construídas em aço ou ferro fundido, e a superfície das mesmas que entrará em contato com os cabos de movimentação deve possuir um acabamento adequado, a fim de não desgastar o material. Os eixos de ligação entre as roldanas esquerda e direita seguirão a escolha do material das roldanas.

Os cabos de movimentação podem ser cabos de aço simples, de bitola conveniente, ou até mesmo correntes de transmissão, também de aço, a fim de suportar o esforço exigido pelo sistema. No caso de correntes de transmissão serem usadas, a superfície de contato das roldanas será dentada, de maneira a não permitir o escorregamento das correntes.

Existem três opções de motorização do sistema: um motor elétrico trifásico, ligado à rede elétrica local ou a um gerador, um motor a explosão, movido a diesel ou gasolina, ou um motor hidráulico, ligado a uma bomba de fluido.

A gaiola de armazenamento será construída em aço, com todos os seus componentes soldados, aparafusados ou até mesmo rebitados. A ligação dessas gaiolas aos cabos de movimentação será executada por peças feitas em aço, dimensionadas para suportar as cargas impostas.

•Máximo número de automóveis armazenável:

Segue as especificações, ou seja, o sistema não pode ultrapassar 20,5 m de altura. Considera-se a distância entre as gaiolas ali mencionada, de 3,5 m.

Disto resulta um número máximo de 10 autos armazenados, o que se situa dentro das especificações.

•Torque necessário para movimentar o sistema:

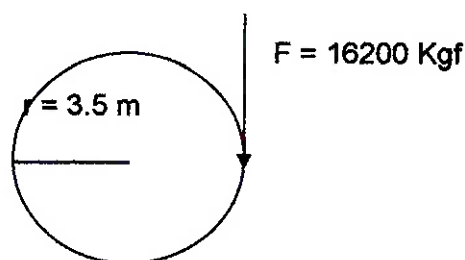
Será considerada a pior condição de funcionamento, ou seja, um dos lados do sistema completamente ocupado e o outro, vazio. Também é considerado o diâmetro de roldana especificado.

número de autos presentes no lado ocupado: 6

peso de cada auto: 2500 Kgf

peso de cada suporte: 200 Kgf

raio da roldana: 3,5 m



Como o torque é dado por $T = F \cdot r$,
o torque necessário é : $T = 56.700 \text{ Kgf.m}$

•Potência do motor:

Para uma velocidade de subida de 0,5 m/s, temos:

como $P = F \cdot v$, a potência necessária será de 79,43 KW, ou de 106,5 Hp

•Coeficiente de aproveitamento de área

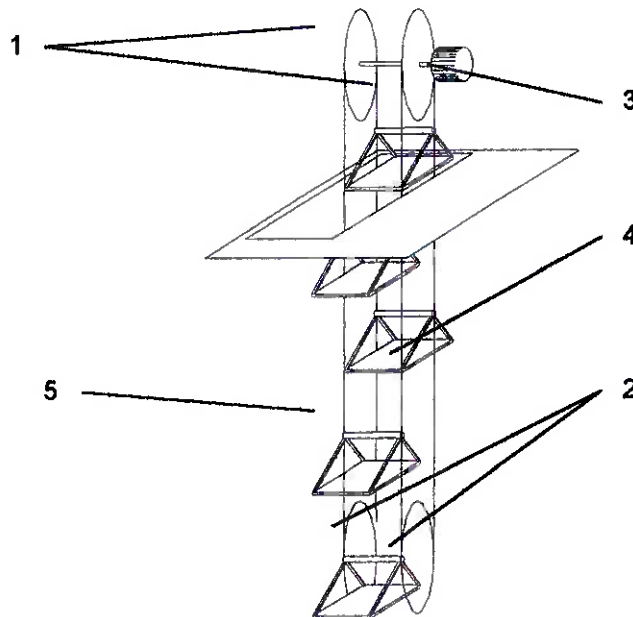
Para a solução apresentada, o coeficiente de aproveitamento de área gira em torno de 4,5 : 1, fornecendo um ganho de quatro vezes e meia a área ocupada no solo.

•Análise dos dados

Os parâmetros determinados, como número de carros armazenável, são fisicamente consistentes, apontando para a possibilidade de construção do sistema. Quanto ao motor, a potência requerida situa-se numa faixa que possibilita o emprego de qualquer um dos três tipos de motor mencionados anteriormente. Já o elevado torque necessário aponta para um motor hidráulico, de melhor rendimento.

O sistema não apresenta inconvenientes para construção, desde que uma estrutura de alvenaria seja construída em volta do mecanismo. É possível construir todas as peças que o compõem pelos processos mecânicos já conhecidos tradicionalmente, como usinagem, fundição e outros. Portanto, o sistema apresentado é viável fisicamente.

6.3. Solução 3



- 1 - roldanas superiores
- 2 - roldanas inferiores
- 3 - motor de acionamento
- 4 - "gaiola" de armazenamento
- 5 - cabos de movimentação

O sistema pode ser acionado por um motor elétrico trifásico, ligado à rede elétrica local ou a um gerador, um motor a explosão, movido a diesel ou gasolina, ou um motor hidráulico, ligado à uma bomba de fluido.

Os cabos de movimentação seguem duas opções de construção: podem ser cabos de aço simples ou correntes de transmissão, também de aço, e serão movimentados pelas roldanas. A superfície de contato das roldanas com os cabos irá variar, de acordo com a opção escolhida de movimentação. Pode-se usar superfícies lisas, se cabos forem usados, ou dentadas, no caso de serem empregadas correntes.

As roldanas são construídas em aço ou ferro fundido, e os eixos de ligação entre as roldanas esquerda e direita serão feitos com o mesmo material.

A gaiola de armazenamento será construída em aço, com todos os seus componentes soldados, aparafusados ou até mesmo rebitados. A ligação dessas gaiolas aos cabos de movimentação será executada por peças feitas em aço, a fim de suportar com segurança os esforços.

•Máximo número de automóveis armazenável:

Segue as especificações, ou seja, o sistema não pode ultrapassar 20,5 m de altura. Considera-se a distância entre as gaiolas ali mencionada, de 3,5 m.

Disto resulta um número máximo de 10 autos armazenados, o que se situa dentro das especificações.

•Torque necessário para movimentar o sistema:

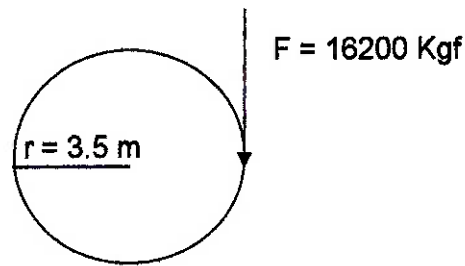
Será considerada a pior condição de funcionamento, ou seja, um dos lados do sistema completamente ocupado e o outro, vazio. Também é considerado o diâmetro de roldana especificado.

número de autos presentes no lado ocupado: 6

peso de cada auto: 2500 Kgf

peso de cada suporte: 200 Kgf

raio da roldana: 3,5 m



Como o torque é dado por $T = F \cdot r$,
o torque necessário é : $T = 56.700 \text{ Kgf.m}$

- Potência do motor:

Para uma velocidade de subida de $0,5 \text{ m/s}$, temos:

como $P = F \cdot v$, a potência necessária será de $79,43 \text{ KW}$, ou de $106,5 \text{ Hp}$

- Coeficiente de aproveitamento de área

Para a solução apresentada, o coeficiente de aproveitamento de área gira em torno de $4,5 : 1$, fornecendo um ganho de quatro vezes e meia a área ocupada no solo.

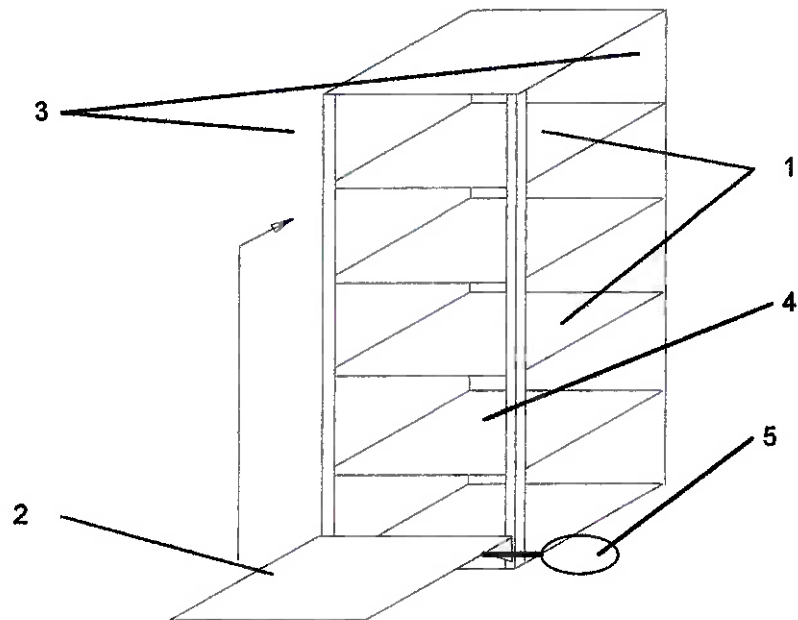
- Análise dos dados

Os parâmetros determinados, como número de carros armazenável, são fisicamente consistentes, apontando para a possibilidade de construção do sistema. Quanto ao motor, a potência requerida situa-se numa faixa que possibilita o emprego de qualquer um dos três tipos de motor mencionados anteriormente. Já o elevado torque necessário aponta para um motor hidráulico, de melhor rendimento.

O sistema apresenta um sério inconveniente para sua construção. Uma vez que será quase totalmente localizado no subsolo, o risco de infiltrações é bastante grande. Além disso, a região de localização deve ser completamente livre de enchentes, e também é necessário um sofisticado sistema de drenagem do "buraco", para evitar acidentes. A presença de tubulações de água, luz e telefone no subsolo a ser perfurado

também é um fator preocupante. Por isso, consideramos que a viabilidade física deste sistema resume-se a apenas determinadas regiões que apresentem condições excepcionais de instalação.

6.4. Solução 4



- 1 - superfície de armazenamento
- 2 - elevador
- 3 - estrutura de sustentação
- 4 - trilho
- 5 - motor de acionamento

A estrutura de sustentação pode ser construída em aço, de maneira a oferecer a confiabilidade necessária para suportar as solicitações impostas ao sistema. O aço também é o material de construção do elevador, que será acionado por meio de cabos de aço ou correntes, também de aço, para evitar rompimentos ou escorregamentos que possam comprometer ou prejudicar o funcionamento seguro do sistema.

A movimentação do sistema será feita escolhendo-se entre três tipos de acionamento disponíveis: Um motor a explosão, que será movido

a diesel ou gasolina; um motor elétrico, ligado a um gerador ou à rede elétrica do local, ou um motor hidráulico, movimentado por uma bomba elétrica.

As superfícies de armazenamento podem ser construídas em aço, ou mesmo em concreto armado, como lajes, dimensionadas para suportar o peso dos automóveis guardados. A escolha depende do local de instalação do sistema.

- Potência do motor:

Para uma velocidade de subida de 0,8 m/s, temos:

pior condição no elevador : 2 automóveis de 2500 Kgf cada, portanto

5000 Kgf

peso do elevador : 500 Kgf

Força total: 5500 Kgf

como $P = F \cdot v$, a potência necessária será de 43,15 KW, ou de 57,86 Hp

- Máximo número de automóveis armazenável:

Segundo as especificações o sistema não pode ultrapassar 20,5 m de altura. Considera-se a distância entre os níveis armazenadores ali mencionada, de 3,5 m. Cada nível armazenador comporta no máximo 2 autos.

Disto resulta um número máximo de 12 autos armazenados, o que se situa dentro das especificações.

- Coeficiente de aproveitamento de área

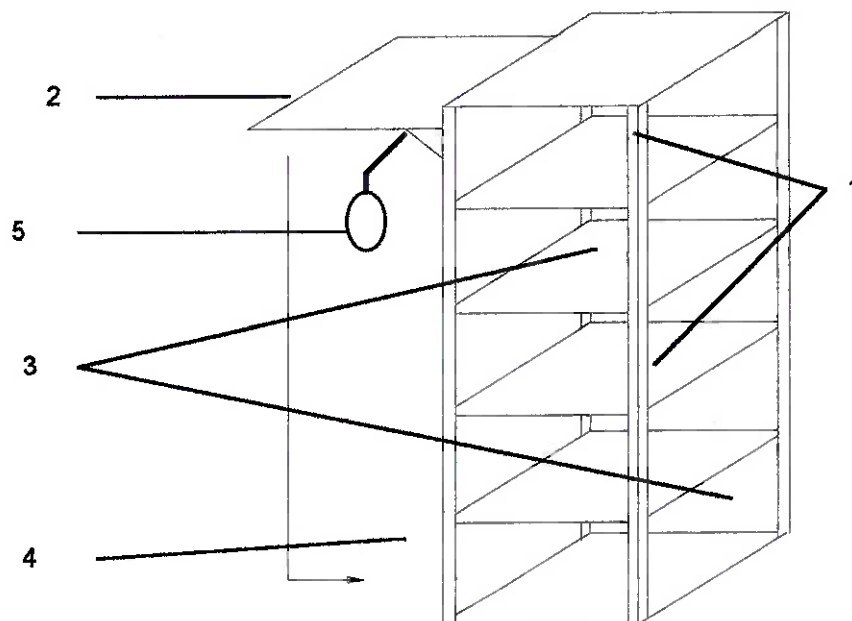
Para a solução apresentada, o coeficiente de aproveitamento de área situa-se em 5 : 1, fornecendo um ganho de cinco vezes a área ocupada no solo.

- Análise dos dados

Pode observar que a mecanismo apresenta boa coerência entre os parâmetros calculados e os impostos nas especificações. Os dados calculados, como número de carros armazenável e diâmetro do cabo, são fisicamente consistentes, apontando para a possibilidade de construção do sistema. A potência especificada para o motor também situa-se numa faixa que possibilita o uso de qualquer um dos três tipos de motor mencionados anteriormente. rendimento.

A construção do sistema não apresenta inconvenientes, pois pode ser feita uma obra de alvenaria que suportaria facilmente as cargas impostas pela estrutura. A instalação em locais pré-existentes também é possível, portanto pode-se afirmar que o sistema é viável fisicamente. O sistema apresenta um sério inconveniente para sua construção. Uma vez que será quase totalmente localizado no subsolo, o risco de infiltrações é bastante grande. Além disso, a região de localização deve ser completamente livre de enchentes, e também é necessário um sofisticado sistema de drenagem do "buraco", para evitar acidentes. A presença de tubulações de água, luz e telefone no subsolo a ser perfurado também é um fator preocupante. Por isso, consideramos que a viabilidade física deste sistema resume-se a apenas determinadas regiões que apresentem condições excepcionais de instalação.

6.5. Solução 5



- 1 - superfície de armazenamento
- 2 - elevador
- 3 - estrutura de sustentação
- 4 - trilho
- 5 - motor de acionamento

A estrutura de sustentação é feita em aço, um material capaz de oferecer a resistência necessária para suportar as solicitações impostas ao sistema.

O elevador é construído de aço, e será acionado por meio de cabos de aço ou correntes, também de aço, para evitar rompimentos ou escorregamentos que possam comprometer ou prejudicar o funcionamento seguro do sistema.

Um motor a explosão, que será movido a diesel ou gasolina; um motor elétrico, ligado a um gerador ou à rede elétrica do local, ou um motor hidráulico, movimentado por uma bomba elétrica, são as três opções de movimentação do sistema.

As superfícies de armazenamento podem ser construídas em aço, ou mesmo em concreto armado, como lajes, dimensionadas para suportar o peso dos automóveis guardados. A escolha depende do local de instalação do sistema.

- Potência do motor:

Para uma velocidade de subida de 0,8 m/s, temos:

pior condição no elevador : 2 automóveis de 2500 Kgf cada, portanto

5000 Kgf

peso do elevador : 500 Kgf

Força total: 5500 Kgf

como $P = F \cdot v$, a potência necessária será de 43,15 KW, ou de 57,86 Hp

- Máximo número de automóveis armazenável:

Segundo as especificações o sistema não pode ultrapassar 20,5 m de altura. Considera-se a distância entre os níveis armazenadores ali mencionada, de 3,5 m. Cada nível armazenador comporta no máximo 2 autos.

Disto resulta um número máximo de 12 autos armazenados, o que se situa dentro das especificações.

- Coeficiente de aproveitamento de área

Para a solução apresentada, o coeficiente de aproveitamento de área situa-se em 5 : 1, fornecendo um ganho de cinco vezes a área ocupada no solo.

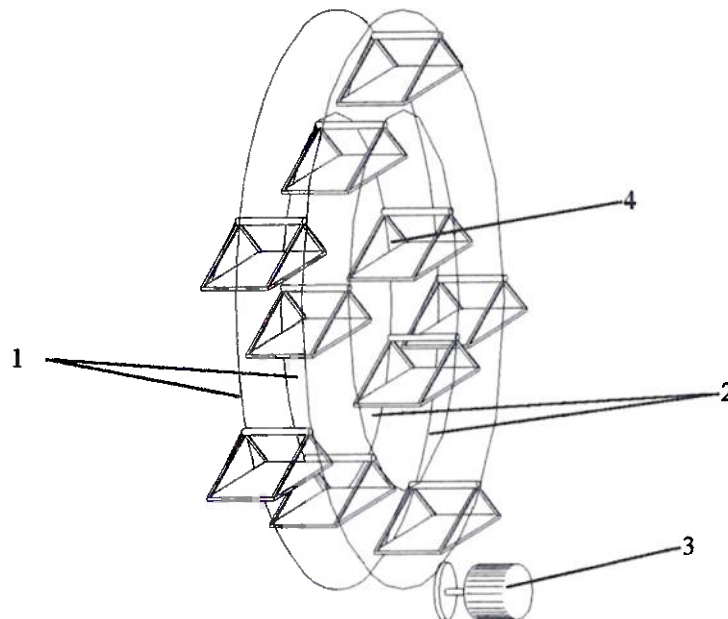
- Análise dos dados

Pode-se observar que a mecanismo apresenta boa coerência entre os parâmetros calculados e os impostos nas especificações. Os dados calculados, como número de carros armazenável e diâmetro do

cabo, são fisicamente consistentes, apontando para a possibilidade de construção do sistema. A potência especificada para o motor também situa-se numa faixa que possibilita o uso de qualquer um dos três tipos de motor mencionados anteriormente. rendimento.

O sistema está sujeito a alguns riscos, que poderiam comprometer seu funcionamento seguro. A região de localização deve ser completamente livre de enchentes, e também é necessário um sofisticado sistema de drenagem do "buraco", para evitar acidentes, uma vez que será quase totalmente localizado no subsolo, com um risco de infiltrações elevado. A presença de tubulações de água, luz e telefone no subsolo a ser perfurado também é um fator preocupante. Por isso, consideramos que a viabilidade física deste sistema resume-se a apenas determinadas regiões que apresentem condições altamente favoráveis de instalação.

6.6. Solução 6



- 1 - estrutura circular externa de sustentação
- 2- estrutura circular interna de sustentação
- 3- motor de acionamento
- 4- "gaiola" de armazenamento

As estruturas circulares são responsáveis pela sustentação das gaiolas, e podem ser construídas em aço ou em ferro fundido, com acabamento adequado. Os eixos de ligação entre as peças do lado direito e esquerdo, componentes da estrutura, também seguem essa escolha de material. A estrutura externa é ligada à interna por braços feitos com o mesmo material escolhido para as estruturas.

Existem três opções de motorização do sistema: um motor a explosão, movido a diesel ou gasolina, um motor elétrico trifásico, ligado a um gerador ou à rede elétrica local, ou um motor hidráulico, movimentado por meio de uma bomba de fluido.

As gaiolas de armazenamento serão construídas em aço, com todos os seus componentes soldados, aparafusados ou rebitados. A ligação dessas gaiolas à estrutura circular de sustentação e movimentação será executada por peças feitas em aço, dimensionadas de maneira a não falhar quando sujeitas às cargas impostas.

•Máximo número de automóveis armazenável:

Segue as especificações, ou seja, o sistema não pode ultrapassar 20,5 m de altura. Considera-se a distância entre as gaiolas ali mencionada, de 3,5 m. Sendo todas as estruturas circulares, foi posicionada uma gaiola a cada 45° , na estrutura externa, e uma gaiola a cada 90° , na estrutura interna, evitando assim a ocorrência de interferências entre as gaiolas. Em um diâmetro adotado para a estrutura externa de 14 m e para a interna, de 6 m, tem-se um número de 12 carros armazenados, sendo 4 na estrutura interna e 8 na externa.

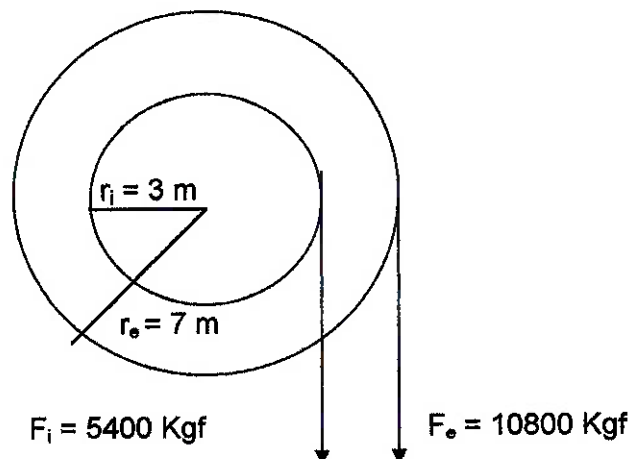
•Torque necessário para movimentar o sistema:

Será considerada a pior condição de funcionamento, ou seja, um dos hemisférios do sistema completamente ocupado e o outro, vazio.

número de autos presentes no lado ocupado: 6

peso de cada auto: 2500 Kgf

peso de cada suporte: 200 Kgf



Como o torque é dado por $T = F \cdot r$,
o torque necessário é : $T = 91.800 \text{ Kgf.m}$

•Potência do motor:

Considerando uma volta completa do sistema a cada 60 segundos, teremos uma velocidade angular de $2.\pi \text{ rad}/60 \text{ segundos}$, ou seja, $\omega = 0,1047 \text{ rad/s}$.

Como $v = \omega.r$, a velocidade de subida é de $0,576 \text{ m/s}$.

Sendo $P = F \cdot v$ a potência necessária, esta será $91,5 \text{ KW}$, ou $122,7 \text{ Hp}$

•Coeficiente de aproveitamento de área

Para a solução apresentada, o coeficiente de aproveitamento de área situa-se em $2,4 : 1$, fornecendo um ganho de quase duas vezes e meia a área ocupada no solo.

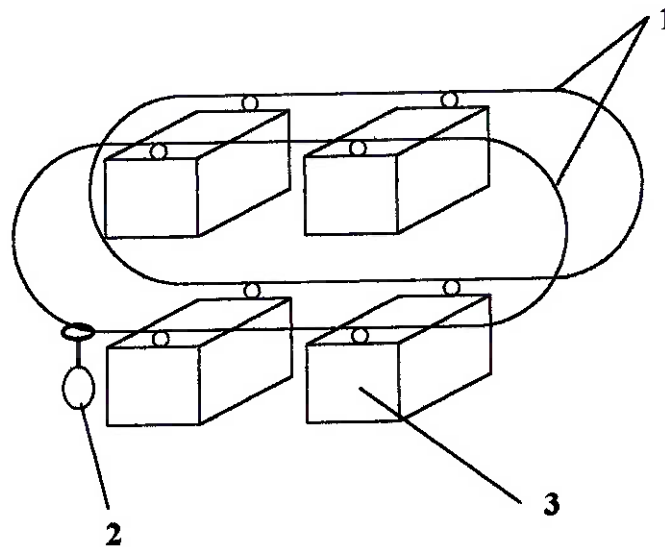
• Análise dos dados

O número de carros determinado obedece às especificações impostas. O diâmetro da estrutura de fixação também é consistente, ficando dentro do valor máximo imposto para a altura do sistema. Quanto ao motor, a potência requerida situa-se numa faixa que possibilita o emprego de qualquer um dos três tipos de motor mencionados anteriormente, porém o torque necessário para movimentação do sistema é elevado, restringindo a escolha a um tipo de motorização que seja capaz de fornecer valores elevados de torque, como motores hidráulicos.

Um possível inconveniente de construção do sistema é o acesso à estrutura interna, o que só pode ser feito por meio de um elevador externo, ligado à estrutura. Uma estrutura de alvenaria precisa ser construída em volta do mecanismo, evitando sua exposição, pois sua altura é elevada, constituindo um possível inconveniente de construção . É possível

construir todas as peças que o compõem pelos processos mecânicos já conhecidos tradicionalmente, como usinagem, fundição e outros. Portanto, o sistema apresentado pode ser considerado como viável fisicamente, com ressalvas quanto ao acesso dos veículos à estrutura interna.

6.7. Solução 7



- 1 - estrutura de sustentação
- 2 - motor de acionamento
- 3 - "gaiola" de armazenamento

O sistema pode ser acionado por um motor elétrico trifásico, ligado à rede elétrica local ou a um gerador, um motor a explosão, movido a diesel ou gasolina, ou um motor hidráulico, ligado à uma bomba de fluido.

O material de construção das traves de movimentação pode ser escolhido entre o aço e ferro fundido, ou mesmo em concreto. As roldanas de movimentação também obedecem a tal opção de escolha, e os eixos de ligação entre as roldanas esquerda e direita serão feitos com o mesmo material das mesmas. Sobre tais roldanas, apoiam-se os responsáveis pela movimentação do sistema, que podem ser cabos de aço ou correntes, também de aço. A superfície de contato das roldanas com os cabos irá variar, de acordo com a opção escolhida de movimentação. Pode-se usar superfícies lisas, se cabos forem usados, ou dentadas, no caso de serem empregadas correntes.

A gaiola de armazenamento será construída em aço, com todos os seus componentes soldados, aparafusados ou até mesmo rebitados. A

ligação dessas gaiolas aos cabos de movimentação será executada por peças feitas em aço, a fim de suportar com segurança os esforços.

•Máximo número de automóveis armazenável:

Para este sistema, considera-se que a altura de cada gaiola será de 2,5m, e sua largura, 3m. A distância entre duas gaiolas será de 1,5 m na horizontal e de 2 m na vertical, ou seja, do topo da inferior à base da superior.

A largura do sistema será de 12 m. O diâmetro das roldanas de movimentação será de 5 m.

Disto resulta um número máximo de 8 autos armazenados, o que se situa dentro das especificações.

•Torque necessário para movimentar o sistema:

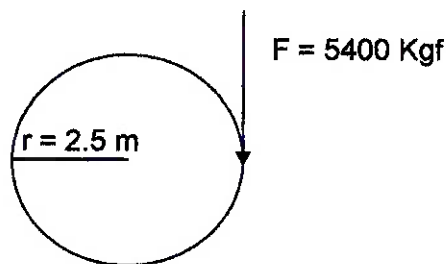
Será considerada a pior condição de funcionamento, ou seja, dois suportes em uma das regiões circulares e o restante do sistema vazio. Também é considerado o diâmetro de roldana especificado.

número de autos presentes no lado ocupado: 2

peso de cada auto: 2500 Kgf

peso de cada suporte: 200 Kgf

raio da roldana: 2,5 m



Como o torque é dado por $T = F \cdot r$,
o torque necessário é : $T = 13.500 \text{ Kgf.m}$

- Potência do motor:

Para uma velocidade de movimentação de 1 m/s, temos:

como $P = F \cdot v$, a potência necessária será de 53 KW, ou de 71 Hp

- Coeficiente de aproveitamento de área

Para a solução apresentada, o coeficiente de aproveitamento de área situa-se em 2,3 : 1, fornecendo um ganho de pouco menos de duas vezes e meia a área que ocupa no solo.

- Análise dos dados

Os parâmetros especificados para esta solução são consistentes, o que leva à conclusão de ser possível construir o sistema. Analisando os requisitos quanto ao motor, a potência e o torque requeridos situam-se numa faixa que possibilita o emprego de qualquer um dos três tipos de motor mencionados anteriormente.

O sistema não apresenta inconvenientes para construção, desde que as traves de sustentação sejam construídas devidamente. As demais peças e componentes podem ser obtidas pelos processos mecânicos já conhecidos tradicionalmente, como usinagem, fundição e outros. Portanto, o sistema apresentado é viável fisicamente.

7. VIABILIDADE ECONÔMICA

Para analisar a viabilidade econômica das soluções apresentadas, serão considerados como fatores influentes nos custos do produto os seguintes parâmetros:

- número de gaiolas de armazenamento ou de níveis de armazenamento, dependendo da solução analisada;
- potência requerida do motor de acionamento;
- tipo de instalação requerida (acima ou abaixo do nível do solo, por exemplo);
- coeficiente de aproveitamento de área obtido.

A tabela a seguir faz uma comparação econômica entre as soluções, apresentando os parâmetros mencionados acima:

	número de gaiolas / níveis	potência do motor (hp)	tipo de instalação	coef. aprov. área
solução 1	8	82	acima do n. s.	2 : 1
solução 2	10	106,5	acima do n. s.	4,5 : 1
solução 3	10	106,5	abaixo do n. s.	4,5 : 1
solução 4	12	58,9	acima do n. s.	5 : 1
solução 5	12	58,9	abaixo do n. s.	5 : 1
solução 6	12	122,7	acima do n. s.	2,4 : 1
solução 7	8	71	acima do n. s.	2,3 : 1

Considera-se que fatores como a construção abaixo do nível do solo e altas potências de motor requeridas são fatores que encarecem o produto final, diminuindo a viabilidade econômica da solução. Outros fatores observados consideram que um maior número de carros armazenado encarece a solução, e que baixos coeficientes de aproveitamento de área causam o mesmo efeito.

Observando a tabela apresentada, pode-se concluir que a solução 6 é uma das mais caras, por exigir um maior número de gaiolas, um motor de elevada potência, mais caro portanto, e por apresentar um baixo coeficiente de aproveitamento de área.

Outra solução que também situa-se no patamar mais elevado quanto a custos é a solução 3, pois, além do elevado número de carros a armazenar e a elevada potência do motor, deverá ser construída no subsolo, o que irá encarecer muito o preço final do produto, não só pela escavação, mas também pelas obras e mecanismos de contenção de infiltrações.

Também da tabela, pode-se concluir que a solução 4 é a mais barata dentre as descritas, pois utiliza um motor de baixa potência, em comparação com os demais, apresentando um ótimo coeficiente de aproveitamento de área. As obras envolvidas para construção dos níveis são de menor custo que as demais, por existir a possibilidade do uso da alvenaria.

A solução 5, apesar de assemelhar-se bastante à 4, possui um fator que encarece sua construção, que é a sua localização abaixo do nível do solo, e por isso é considerada num patamar médio de custos, estando na região intermediária nesse quesito.

Uma solução situada num patamar de custos de médio para baixo é a solução 1. Da tabela, pode-se observar que armazena um pequeno número de carros, e necessita de um motor de média potência, porém seu

coeficiente de aproveitamento de área é o menor dentre todas as soluções apresentadas, o que leva a tal conclusão.

Outra solução que situa-se no mesmo patamar médio-baixo de custos é a solução 7. Da tabela, é possível perceber que comporta um baixo número de carros, e exige um motor de baixa potência, porém seu coeficiente de aproveitamento de área não é dos melhores.

A solução 2 apresenta, como pode ser observado, um alto número de carros armazenados, exigindo um motor de elevada potência, porém apresentando um bom coeficiente de aproveitamento de área, além de situar-se acima do nível do solo. Por esses fatores, é considerada como uma solução situada entre os patamares de médio e alto custo.

8. ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Para escolher a melhor solução dentre as apresentadas, utilizamos uma matriz de soluções onde colocamos como requisitos do armazenador os itens que consideramos de relevância para o bom funcionamento final do projeto.

Esses requisitos são:

Coeficiente de aproveitamento da área: é o aproveitamento da área pelo armazenador. Em números, é quantos carros seriam estacionados no chão sem a garagem, dividido pelo número de carros armazenados pela estrutura.

Localização quanto ao nível do solo: é a localização relativa ao solo do armazenador. Classifica quanto ao posicionamento - acima ou abaixo do nível do solo.

Simplicidade construtiva: leva em conta a simplicidade de construção da estrutura. Quanto mais fácil, e envolver o método mais prático de construção, maior a nota.

Simplicidade de operação: analisa o aspecto operacional da estrutura. Quanto mais fácil de se operar melhor.

Quantidade de automóveis armazenados: este item analisa o número de veículos armazenados. Quanto maior o número de veículos armazenados, maior a capacidade de retorno do investimento.

Custo estimado: Quanto menor o custo estimado do armazenador, maior a chance de ser aceito comercialmente.

Segurança / riscos: o risco de acidentes aos usuários, funcionários e vizinhos da estrutura deve ser o menor possível.

Adaptabilidade: a estrutura deve ser passível de ser mudada de local quando assim convier ao proprietário. O negócio de estacionamento possui uma característica bem singular de ser nômade. Os terrenos onde são implantados estacionamentos são em boa parte locais de futuras construções. E portanto, quando o proprietário do terreno estiver pronto para começar a obra, o estacionamento deve se mudar. E com isso ter condições de levar o armazenador.

Rapidez de funcionamento: o funcionamento da garagem deve ser rápido o suficiente para não criar filas indesejadas na entrada do estacionamento (ou do local onde se instalará o armazenador).

Durabilidade: o armazenador deve ter uma vida útil longa.

Custo de operação: o custo operacional da estrutura deve ser o menor possível, aproveitando ao máximo a estrutura de operação já existente.

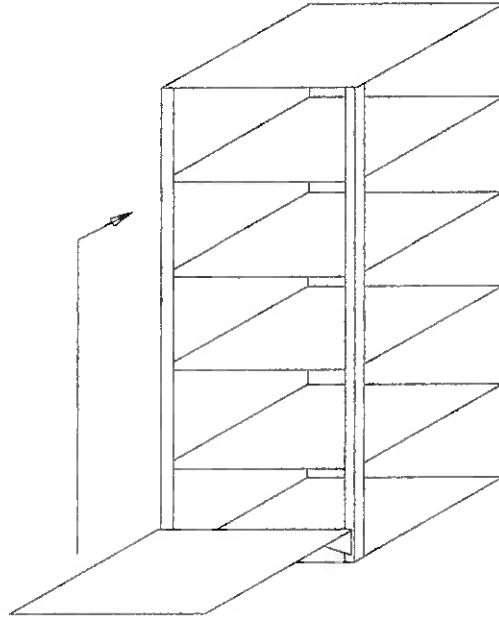
Aspecto visual: um dos requisitos de projeto é que a estrutura possa ser montada em locais densamente povoados (tanto comercialmente, como residencialmente), e por isso deve ser de aparência agradável.

Decididos os termos de avaliação, resta apenas atribuir um peso para cada um deles e avaliar cada solução em função de suas próprias características e inserir esse valores na matriz de solução, mostrada na página seguinte:

ÍTEM	PESO	SOL.1	SOL.2	SOL.3	SOL.4	SOL.5	SOL.6	SOL.7
Coef. de aproveitamento de área	10	6	8	8	9	9	7	6
Localização quanto ao nível do solo	6	9	8	4	8	4	9	9
Simplicidade construtiva	7	6	7	7	8	8	4	7
Simplicidade de operação	8	8	8	8	9	9	4	7
Potência requerida	8	7	7	7	8	8	6	9
Quantidade de automóveis armazenados	7	7	8	8	9	9	8	6
Custo estimado	6	6	6	6	7	7	5	8
Segurança / riscos	7	7	8	8	9	9	5	8
Adaptabilidade	5	5	7	7	9	9	4	7
Rapidez de funcionamento	7	7	7	7	8	8	6	8
Durabilidade	8	8	7	6	8	7	6	7
Custo de operação	8	7	7	7	7	7	7	7
Aspecto visual	8	4	6	8	6	8	4	6
		636	689	673	767	751	551	688

De acordo com a matriz de decisão a solução escolhida é a número 4, ou seja, esta é a solução que melhor apresenta as características desejadas para o projeto.

A solução 4 é o armazenador vertical acima do nível do solo, que está representado abaixo:



8.- SITUAÇÃO

Neste ponto, o Estudo de Viabilidade encontra-se concluído, e a melhor solução foi escolhida. Parte-se, então, para o desenvolvimento da mesma, com algumas alterações incluídas no projeto.

O elevador, em cuja proposta inicial seria projetado para elevar até dois automóveis simultaneamente, foi simplificado, de maneira a elevar apenas um; foram também eliminados os sistemas automáticos de posicionamento dos carros, por este ser um fator eletrônico que encareceria o projeto.

Uma vez feitas tais considerações, o projeto do elevador é apresentado nas páginas seguintes.

9 - ESTIMATIVA DO PESO TOTAL DO ELEVADOR

A estrutura terá seu peso estimado considerando-se, para o ferro fundido, $\rho = 7800 \text{ Kgf/m}^3$.

São considerados, para efeito de cálculo, os seguintes componentes:

- 4 barras verticais, de 2,5 m de altura e seção transversal 7x7cm
 $\Rightarrow \text{Peso total} = 310 \text{ Kgf}$

- 2 traves superiores, de 5 m de comprimento e seção transversal de 12x14 cm $\Rightarrow \text{Peso total} = 1300 \text{ Kgf}$

- 2 traves inferiores, de 5 m de comprimento e seção transversal de 5x3cm $\Rightarrow \text{Peso total} = 402 \text{ Kgf}$

- 2 barras laterais superiores e 2 inferiores, de 3 m de comprimento e seção transversal de 3x3cm de seção $\Rightarrow \text{Peso total} = 84 \text{ Kgf}$

- 2 traves de sustentação dos cabos, de 3 m de comprimento e seção transversal de 8x8cm de seção $\Rightarrow \text{Peso total} = 149 \text{ Kgf}$

- 2 guias presas à estrutura, de 2,5 m de altura e seção 8x8cm $\Rightarrow \text{Peso total} = 124 \text{ Kgf}$

- Acessórios menores, como parafusos e cantoneiras $\Rightarrow \text{Peso total} = 12 \text{ Kgf}$

Desprezando acessórios menores, o peso estimado da estrutura vazia é de 2381 Kgf. Como o carregamento de projeto das peças é de 2500 Kgf, o que corresponde a uma *Pick-up* média carregada, o peso total da estrutura é de 4881 Kgf, valor que será usado nos cálculos e dimensionamentos mostrados a seguir.

10 - CABOS DE AÇO

São sujeitos a uma tensão complexa, constituída por tensões de tração, flexão e torção, combinadas com compressão mútua, friccionamento dos fios e pernas. A abrasão ocorre quando os fios externos passam sobre as polias, o que diminui a resistência do cabos.

Pela norma *NBR8400*, os cabos serão enquadrados em categorias que irão determinar o coeficiente de segurança a ser usado, conforme mostrado a seguir.

⇒ estado de solicitação: 3 (tab.21, para cabos na maioria das vezes carregados próximo à solicitação máxima).

⇒ classe de funcionamento : V3 (tab. 20, para tempo médio de operação diária: de 4 a 8 horas).

⇒ grupo do mecanismo : 4m (tab.23)

Para tal enquadramento, resulta:

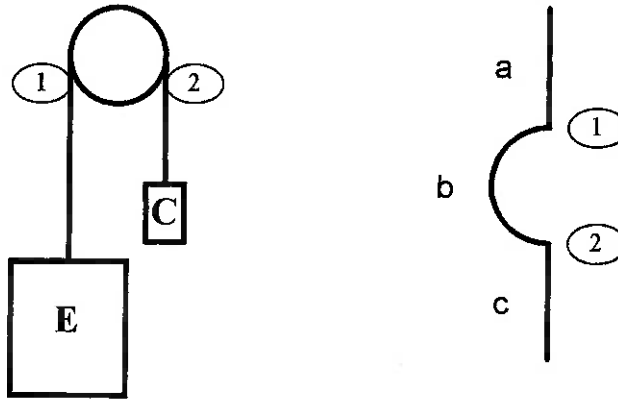
•.q: 1,40 (tab.24)

•.F_{st}: 2 (caso 3, tab.25)

∴ Coeficiente de Segurança dos Cabos = q . F_{st} = 2,8

10.1 - Dimensionamento

número de dobras do cabo:



E: elevador

C: contrapeso

O número de flexões corresponde ao número de mudanças de curvatura dos cabos.

Para a disposição geométrica apresentada, o número de dobras é igual a 2.

Da literatura apresentada por Rudenko, pg. 37: da tabela 7, para 2 flexões, $D/d_{\min} = 20$.

A formulação apresentada permite o dimensionamento para três tipos de cabo, onde varia o número de fios de cada um.

Número de fios selecionável: 114 - 222 - 342 (valores intermediários são obtidos por interpolação).

⇒ Determinação da área da seção transversal dos cabos:

$$A_{114} = \frac{F}{\frac{\sigma_r}{k} - \frac{d}{D_{\min}} \cdot 50}$$

$$A_{222} = \frac{F}{\frac{\sigma_r}{k} - \frac{d}{D_{min}}} \cdot 36$$

$$A_{342} = \frac{F}{\frac{\sigma_r}{k} - \frac{d}{D_{min}}} \cdot 28$$

,onde

A_n : área da seção transversal do cabo de n fios

F : Força no cabo (Kgf)

σ_r : Tensão de ruptura do material do cabo = 1200 Kgf/cm²

K : coeficiente de segurança = 2,8 (calculado pela norma)

O que resulta em:

$$A_{114} = 11,46 \text{ cm}^2$$

$$A_{222} = 11,44 \text{ cm}^2$$

$$A_{342} = 11,43 \text{ cm}^2$$

Utilizando-se o Manual de cabos de aço SEALE, seção de cabos de aço polidos, com alma de fibra, verifica-se que o cabo mais apropriado possui 152 fios. Por interpolação, a área da seção transversal é de 11,45 cm².

∴ Selecionado cabo de diâmetro 1 polegada, área da seção transversal 5,067 cm². Para tal exigência, são usados 3 cabos, resultando uma área total de 15,201 cm², excedendo com folga a área mínima requerida.

No anexo 2, seguem os dados extraídos do manual SEALE.

⇒ Diâmetro mínimo da polia:

$$D \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d$$

onde:

d: diâmetro do cabo de aço

e_1 = Fator de serviço (tabela 9 página 36)

e_2 = fator de construção (tabela 110 página 37)

das tabelas:

$$e_1 = 30$$

$$e_2 = 1,00$$

e, como já determinado anteriormente, $d = 1 \text{ pol.} = 2,54 \text{ cm}$

Portanto, $D_{\text{polia}} = 76,2 \text{ cm} = 30 \text{ pol.}$

10.2 - Cálculo da vida do cabo pelo Método de Zhitkov

$$\frac{D}{d} = m \cdot \sigma \cdot C \cdot C_1 \cdot C_2$$

onde

$$D/d = 30$$

m: fator de repetição ($p/z = 310 \cdot 10^3$ ciclos, $m=1,87$ (tab.11 pag.38))

C: Fator de construção e ruptura ($C=0,81$)

C_1 : Fator de diâmetro ($C_1=1,09$)

C_2 : Fator adicional ($C_2 = 0,9$, p/ cabos com material seguindo

a composição:

0,70% C

0,61% Mn

0,09% Si

0,021% S

0,028% P

Portanto, σ , que é a tensão atuante somada nos três cabos, é dado por:

$$\sigma = \frac{D}{d.m.C.C_1.C_2} = 15,14 \text{ Kgf/mm}^2 = 1514 \text{ Kgf/cm}^2$$

Vida do cabo (normalizada para aproximadamente 1 ano sem manutenção):

$$z_1 = \frac{z}{\varphi} = a.z_2.N.\beta$$

onde

z_1 : número permissível de inversões

a : número médio de ciclos por mês

z_2 : número de inversões por ciclo

β : fator de correção de carga

z : número de inversões que inutilizam o cabo

tem-se que:

$$z/z_1 = \varphi = 2,5$$

$$a = 3400$$

$$z_2 = 2$$

$$\beta = 0,3$$

A vida do cabo N , em meses, é dada por:

$$N = \frac{z}{2,5.a.z_2.\beta}$$

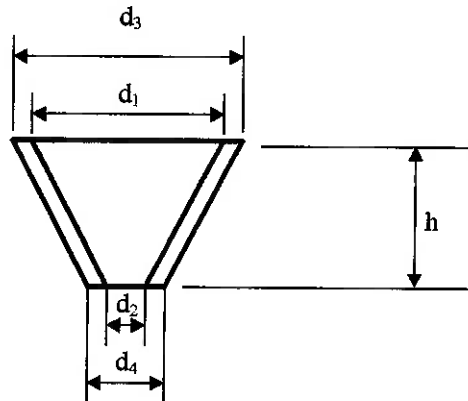
para $z = 3.10^5$ ciclos, $N = 11,77$ meses, ou seja, aproximadamente

1 ano de uso, como era desejado.

11 - DIPOSITIVOS DE LIGAÇÃO/FIXAÇÃO

A ligação entre os cabos e os ganchos é feita por meio de dispositivos em forma de cone, e preenchidos por solda.

dimensionamento:



onde:

d_2 = diâmetro do cabo

Q = tração no cabo

p = tensão na extremidade (contato das paredes internas com o cabo)

Admitindo que apenas 1 cabo suporte toda a carga(ruptura de dois dos cabos de sustentação) , tem-se:

$$Q = 4881,0 \text{ Kgf}$$

$$p = 115 \text{ Kgf /cm}^2$$

A formulação é apresentada a seguir:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{p \cdot \pi} + d_2^2}$$

portanto, $d_1 = 78 \text{ mm}$

$$h = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot \tau_{cis}}$$

onde

$$\tau_{cis} = \text{tensão de cisalhamento} = 125 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\text{portanto, } h = 49 \text{ mm}$$

Espessura das paredes:

$$d_3 = d_1 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_r + 0,4.2p}{\sigma_r - 1,3.2p}}$$

$$d_4 = d_2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_r + 0,4.2p}{\sigma_r - 1,3.2p}}$$

onde

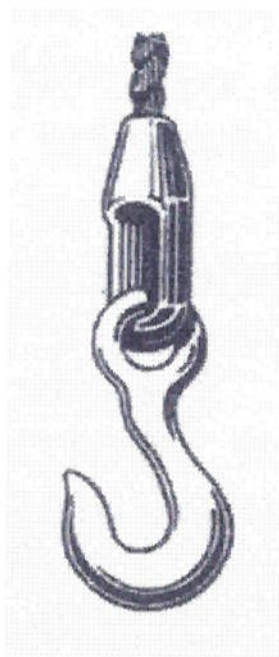
$$\sigma_r = \text{tensão de ruptura do material} \approx 650 - 750 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (ferro}$$

fundido)

vem:

h (mm)	d ₁ (mm)	d ₂ (mm)	d ₃ (mm)	d ₄ (mm)
49	78	26	10	36

O aspecto do porta-gancho é mostrado a seguir:



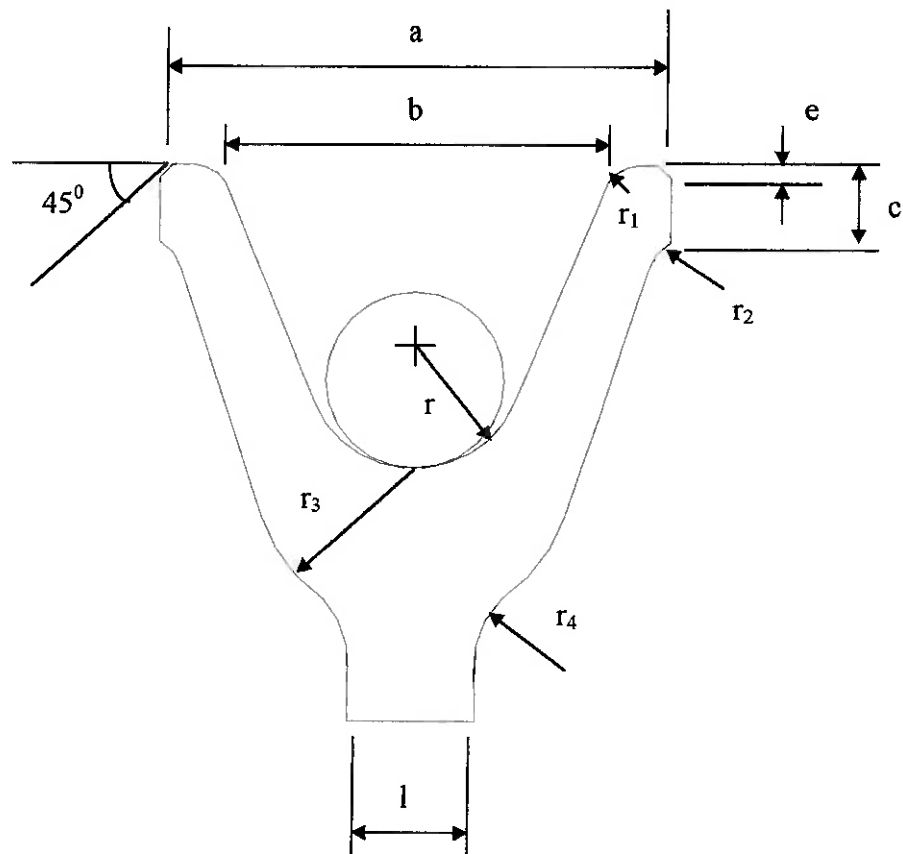
12 - POLIAS: DIMENSIONAMENTO E PADRONIZAÇÃO

A polia do motor deve ter, no mínimo, 30 pol. de diâmetro, como já foi apresentado anteriormente. A fim de economizar material, o diâmetro escolhido foi o mínimo permissível, ou seja, 30 pol.

Da formulação apresentada por Rudenko: da tabela 16, pág. 63, p/ cabos de diâmetro 25,4 mm:

⇒ O diâmetro mais próximo disponível é de 28 mm

Para isso, tem-se:



com as dimensões apresentadas abaixo:

$$a = 80 \text{ mm}$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$c = 12 \text{ mm}$$

$$e = 2 \text{ mm}$$

$$h = 45 \text{ mm}$$

$$l = 20 \text{ mm}$$

$$r = 17 \text{ mm}$$

$$r_1 = 6 \text{ mm}$$

$$r_2 = 7 \text{ mm}$$

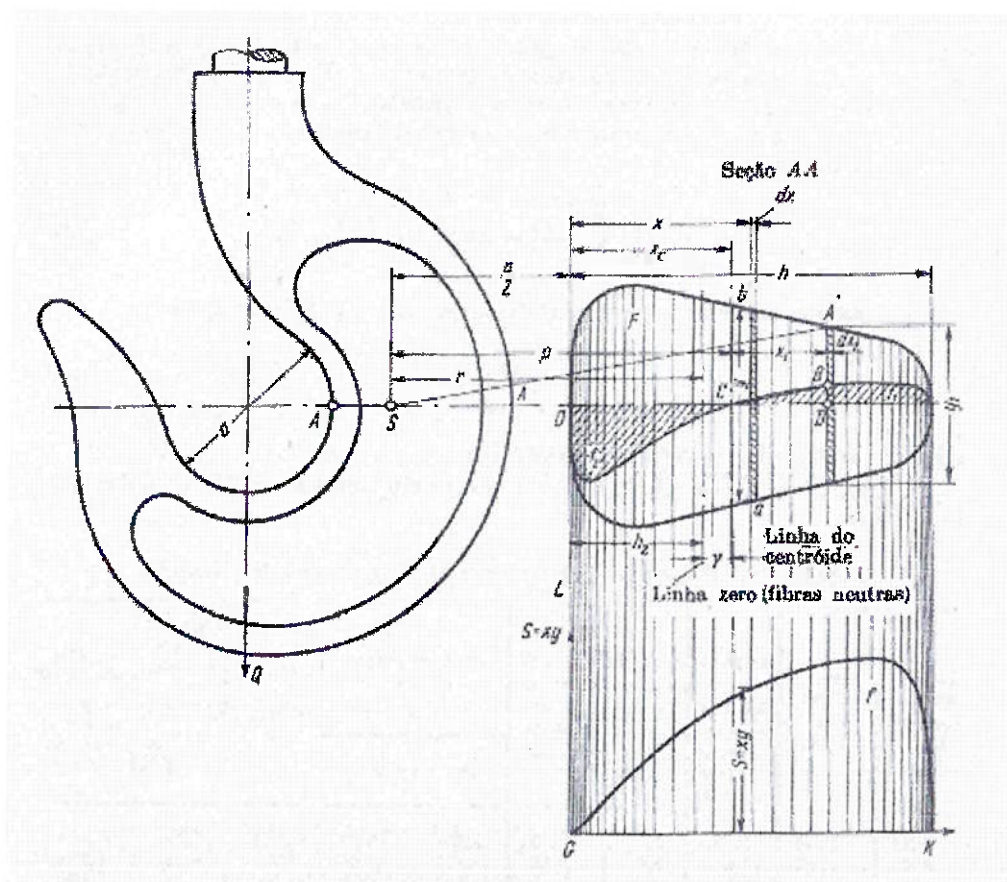
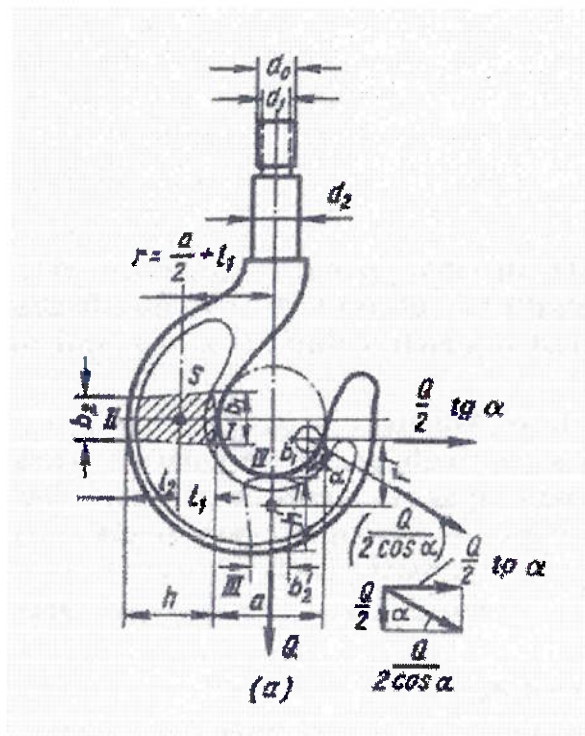
$$r_3 = 25 \text{ mm}$$

$$r_4 = 15 \text{ mm}$$

Para baratear o custo, são compradas três polias disponíveis no mercado, montadas sobre o eixo do motor, uma ao lado da outra. O desenho do conjunto de polias é mostrado no anexo 1.

13 - GANCHOS - MODELO PRÉ-DIMENSIONADO

O gancho selecionado possui o seguinte aspecto:



⇒ selecionado gancho de dimensões padronizadas para carga de 5 toneladas (cada um), de maneira que, na eventual ruptura dos cabos, um só gancho seja capaz de suportar a carga total.

∴ Coeficiente de segurança resultante:

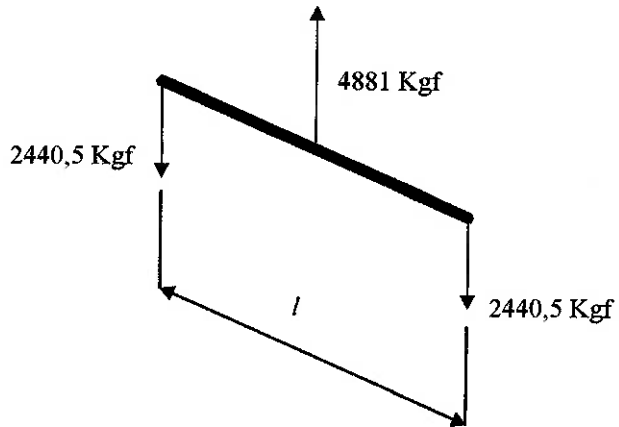
$$n = 15.000/4881,0 = 3,07$$

O gancho selecionado é capaz de suportar, em sua seção crítica, tensões de até 5000 Kgf/cm².

14 - ESTRUTURA

⇒ dimensionamento da trave porta-ganchos

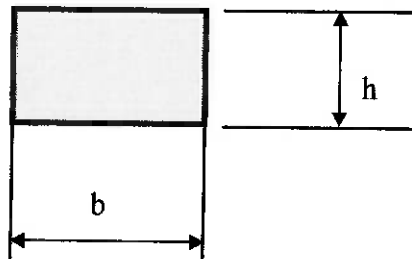
diagrama de corpo livre:



l = largura do conjunto de trave + folga + largura dos apoios = 500

mm

seção transversal:



, com:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot z$$

$$z = \frac{h}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

A trave é dimensionada por flexão, e verificada quanto ao cisalhamento:

Para o material da trave (ferro fundido), as propriedades são:

$$\sigma_{\max} = 700 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\tau_{\max} = 350 \text{ Kgf/cm}^2$$

pela força aplicada, $M_{\max} = 61012,5 \text{ Kgf.cm}$

$$\text{portanto, } (b.h^2)_{\min} = 6 \cdot M/\sigma = 522,96 \text{ cm}^3$$

⇒ tomo $b = 7,5 \text{ cm}$, resultando em $h = 8,4 \text{ cm}$

Faz-se então a verificação quanto ao cisalhamento:

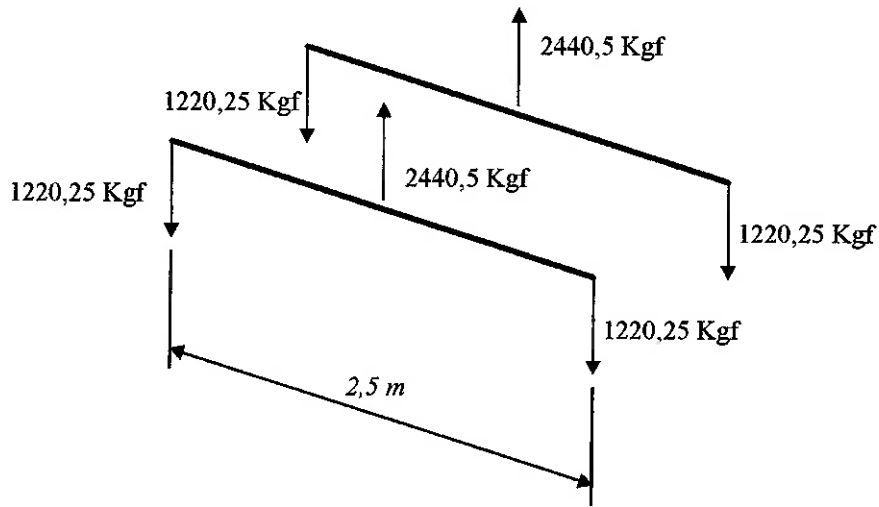
$$A_{\min} = 4V/3\tau = 34,4 \text{ cm}^2, \text{ portanto, OK para cisalhamento.}$$

⇒ Para um coeficiente de segurança 1.5, a nova área da seção transversal é de $94,5 \text{ cm}^2$, resultando em $b = 9,2 \text{ cm}$ e em $h = 10,3 \text{ cm}$.

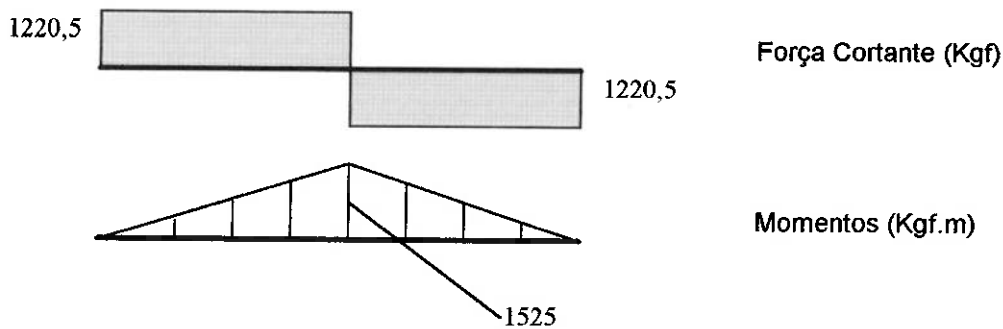
⇒ Volume da trave = 4725 cm^3

15 - BARRAS DE SUSTENTAÇÃO SUPERIORES:

diagrama de corpo livre:



Os diagramas de carregamento são apresentados a seguir:



Para seção retangular (Shigley, pag.41),
$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{\frac{b \cdot h^2}{6}}$$

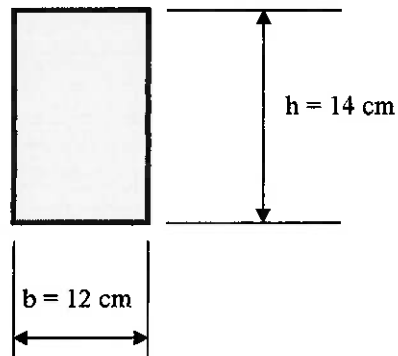
,sendo $\sigma_{max} = 700 \text{ Kgf/cm}^2$ para o ferro fundido

\Rightarrow Aplicando, vem : $A_{min} = 114 \text{ cm}^2$

portanto

$b_{min} = 10,0 \text{ cm}$ e $h_{min} = 11,4 \text{ cm}$

⇒ para um coeficiente de segurança igual a 1.5, a nova área mínima é de 170 cm^2 , fornecendo uma seção de $b = 12,0 \text{ cm}$ e $h = 14,0 \text{ cm}$:



16 - PARAFUSOS DE FIXAÇÃO:

As barras de fixação são fixadas à estrutura da gaiola por meio de dois parafusos de cada uma de suas extremidades, porém são dimensionados de maneira que apenas um deles possa suportar toda a carga imposta.

A tensão atuante no parafuso é, essencialmente, de tração.

$$\text{Para tal caso, } \sigma = \frac{F}{A} .$$

$$\sigma_{\max} \text{ admissível no parafuso} = 3000 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\text{Força atuante no parafuso} = 1220,5 \text{ Kgf}$$

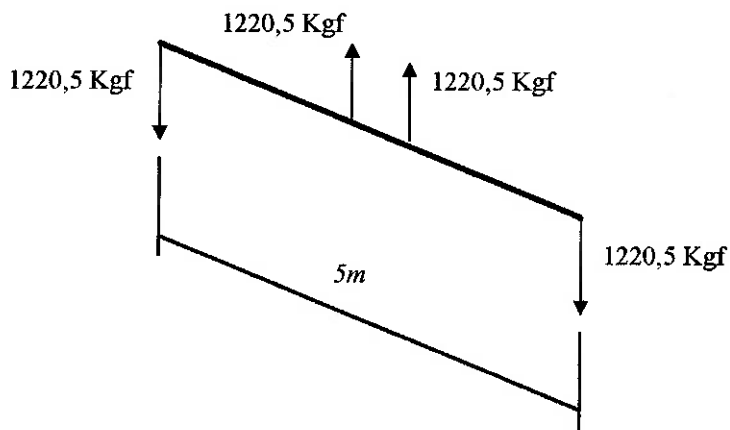
⇒ portanto a área mínima necessária é de $0,4 \text{ cm}^2$

Para um coeficiente de segurança 4.0, $A_{\min} = 1,6 \text{ cm}^2$, resultando num diâmetro aproximado de $1,43 \text{ cm} \approx 0,6 \text{ pol.}$

⇒ Shigley, pag. 214 : Parafuso de dimensões padronizadas 5/8" série fina (UNF), 18 fios/pol.

17 - BARRAS LATERAIS SUPERIORES

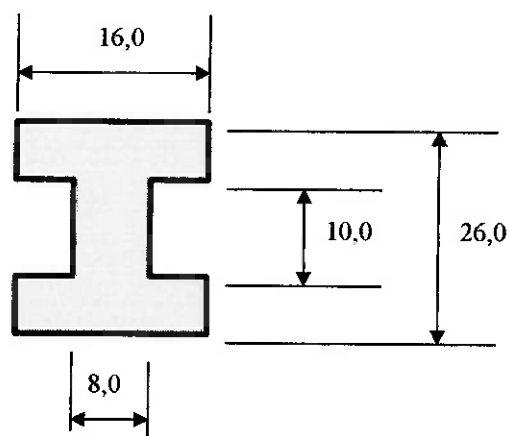
diagrama de corpo livre:



A seção escolhida para estas barras é um perfil em "I", por apresentar, para um mesmo volume de material, uma maior resistência à flexão, pelo aumento proporcionado no Momento de Inércia.

O momento máximo atuante nas barras é de 610.000Kgf.cm.

A seção escolhida (e suas dimensões) é apresentada a seguir (dimensões em cm) :



O momento de inércia da seção é igual a:

$$I = 8 \cdot 10^3 / 12 + 2 \cdot (16 \cdot 8^3 / 12 + 16 \cdot 8 \cdot 9^2) = 22768 \text{ cm}^4$$

$$M^* = 10 \cdot 2 \cdot 4 + 5 \cdot 3 \cdot 1,5 = 102,5 \text{ cm}^3$$

Para o material usado (ferro fundido), $\sigma_{\max} = 700 \text{ Kgf/cm}^2$ e $\tau_{\max} = 350 \text{ Kgf/cm}^2$.

Verificando, vem:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{I} \cdot z$$

$$\tau_{\max} = \frac{V \cdot M^*}{b \cdot I}$$

\Rightarrow calculando, vem $\tau_{\max} = 67,3 \text{ Kgf/cm}^2$, resultando num coeficiente de segurança quanto ao cisalhamento de 5,2, e $\sigma_{\max} = 321 \text{ Kgf/cm}^2$, fornecendo um coeficiente de segurança quanto à flexão de 2,2.

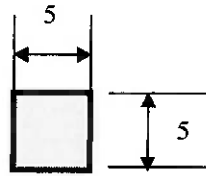
Por estes perfis serem os de maior massa da estrutura, estes serão aliviados nas áreas distantes da região de maior solicitação, por meio de furos, de maneira a aliviar o peso e retirar material que não contribuiria para resistência da seção, apenas acrescentando uma maior massa à estrutura, aumentando o peso total, o que afastaria o caso real do previsto, fato que não é desejado.

O perfil usado nesta barra tem seu desenho apresentado no anexo 1.

18 - BARRAS ESTRUTURAIS SUPERIORES:

Possuem função estrutural, usadas para impedir a variação da distância entre as barras laterais superiores.

seção escolhida (dimensões em cm):



⇒ F_{\max} admissível (tração) = 17500 Kgf

19 - BARRAS VERTICAIS



Usada seção quadrada, de 7,0x7,0 cm

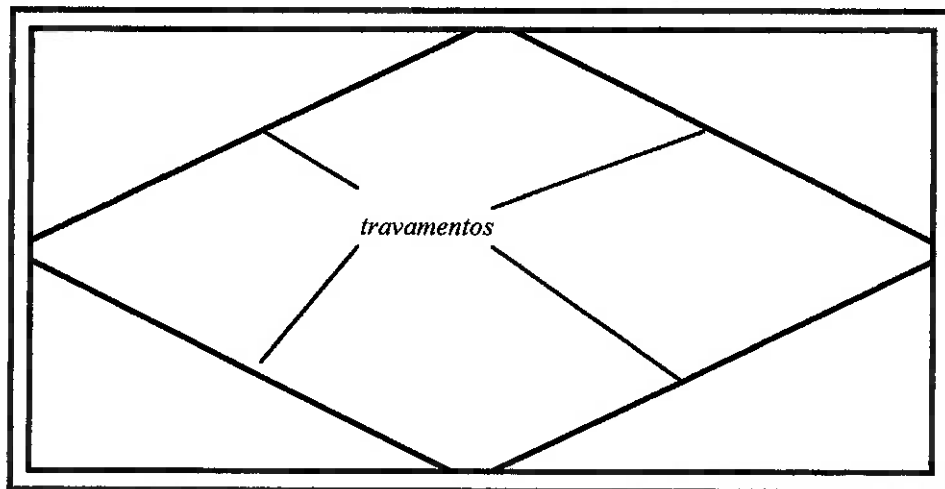
Para tal seção, sujeita à carga aplicada, σ_{\max} na barra = 25 Kgf/cm²

σ_{\max} ferro fundido = 700 Kgf/cm² , portanto a barra suporta sem problemas a carga imposta.

20 - TRAVAMENTOS

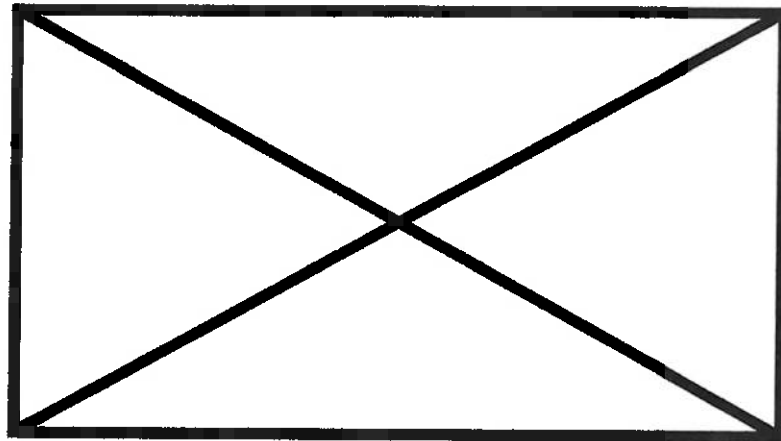
Usados nas laterais da gaiola, fornecendo rigidez à estrutura do elevador:

Empregadas quatro barras de seção quadrada, 3 x 3 cm, montadas em forma de losango, presas à lateral do sistema. A configuração é mostrada a seguir:



21 - BARRAS INFERIORES:

Serão usadas barras de mesma seção que as equivalentes superiores, para a confecção do “quadro” inferior. A armação possuirá barras cruzadas, de seção quadrada de 5 x 5 cm, com o aspecto mostrado a seguir:



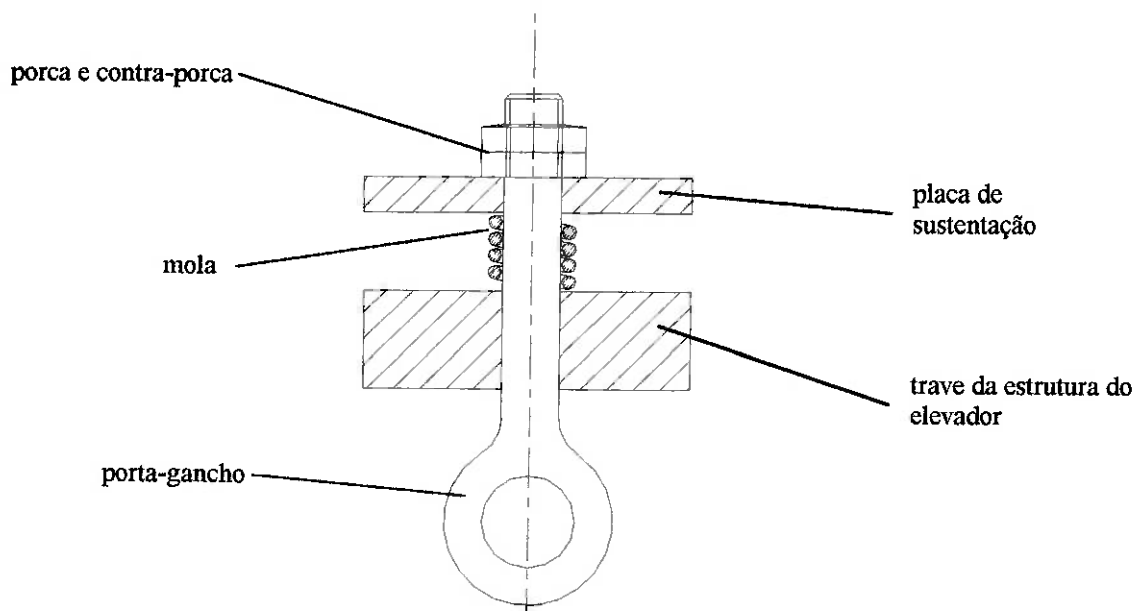
Sobre esta armação será soldada uma chapa retangular de aço, com 1,5 mm de espessura, para sustentar as rodas dos veículos, e permitir suas manobras.

Os parafusos usados neste quadro serão idênticos aos já selecionados para os outros pontos da estrutura, facilitando a padronização.

22 - DISTRIBUIDOR DE TENSÃO

É bastante óbvio perceber que, em um sistema de elevação utilizando cabos de aço tensionados e em movimento, é provável que a tensão não seja exatamente a mesma em cada cabo.

De maneira a uniformizar a distribuição de tensão nos três cabos que compõem o sistema, e também minimizar os “trancos” na partida e parada do elevador, utiliza-se um mecanismo como mostrado abaixo, preso a cada cabo:



A mola é situada entre a trave de sustentação do elevador e uma placa de sustentação. Na extremidade superior do porta-gancho, duas porcas fazem o travamento, no sistema porca e contraporca. Dessa maneira, uma vez que os cabos sempre estão tracionados, cargas maiores em um dos lados serão compensadas pela compressão da mola do porta-cabo respectivo, distribuindo mais uniformemente a tensão.

A deflexão máxima da mola é estabelecida como $20 \text{ mm} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$

Para uma força, em cada cabo, de 1627 Kgf (correspondente a 1/3 da carga total, no pior caso), tem-se:

$$F_{cabo} = F_{mola} = K_{mola} \cdot \delta_{mola}$$

portanto, para os dados propostos, $K_{mola} = 800 \text{ KN/m}$

O espaçamento entre cada conjunto de porta-cabos é de 10 cm (100mm), de maneira a respeitar a largura mínima de cada polia motora.

O diâmetro da seção crítica do porta-gancho é calculado considerando-se que a tensão atuante nessa seção é meramente de tração.

Para isso:

Se $\sigma = F/A$, então a área mínima é dada por:

$$A_{min} = F/\sigma$$

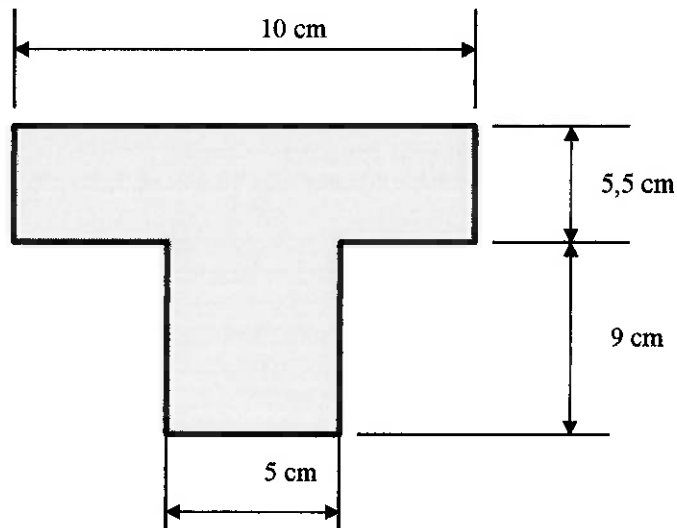
Para o aço escolhido (SAE 1020), $\sigma = 1750 \text{ Kgf/cm}^2$, o que resulta numa área mínima de $0,93 \text{ cm}^2$. Para um coeficiente de segurança de 2,0, a área da seção passa a ser de $1,86 \text{ cm}^2$, resultando num diâmetro de 1,54 cm.

O desenho do porta-ganchos é mostrado na seção 1.

23 - TRILHO

Peça responsável pela movimentação retilínea do sistema, preso à barra lateral superior e à inferior:

Seção transversal :



Esta seção possui rebaixos para acomodar a cabeça dos parafusos, utilizados para sua fixação:

O trilho é preso a cada uma das barras laterais por meio de quatro parafusos, dois de cada lado, distanciados de 4,5cm. Portanto, a carga é distribuída por 8 parafusos. No caso, estes serão dimensionados por cisalhamento, e a carga a suportar será o peso próprio da guia, mais a carga de frenagem (por segurança, pois o sistema de frenagem causará uma carga nos trilhos).

Segundo Shigley, pag.44, para seção circular, a tensão de cisalhamento é dada por:

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \text{ , com } V \text{ a força cortante e } A \text{ a área da seção}$$

Cálculo da força V:

$$\text{Volume do trilho: } \rho_{F. fundido} = 70,3 \text{ KN/m}^3$$

Para um comprimento de trilho de 3 m e seção como a apresentada, o volume aproximado é de $0,03 \text{ m}^3$. Portanto, o peso será de 2109 N, ou 215 Kgf.

A carga de frenagem é dada por (vide cálculos do freio de emergência):

$$R_{max} = \left(1 + \frac{v^2}{2gs} \right) \cdot (Q + G_{cabine})$$

, onde:

v: velocidade de operação = 0,2 m/s

g: aceleração da gravidade = $9,8 \text{ m/s}^2$

s: curso máximo do sistema com freio aplicado = 0,1 m

Q + G_{cab} : peso total do sistema = 4881 Kgf

Portanto, $R_{max} = 5100 \text{ Kgf}$

Carga no parafuso : $V = (215 + 5100)/8$, por serem 8 parafusos, no total.

como $V = 664 \text{ Kgf/parafuso}$, temos:

$\tau_{max} \text{ aço} = 2000 \text{ Kgf/cm}^2$

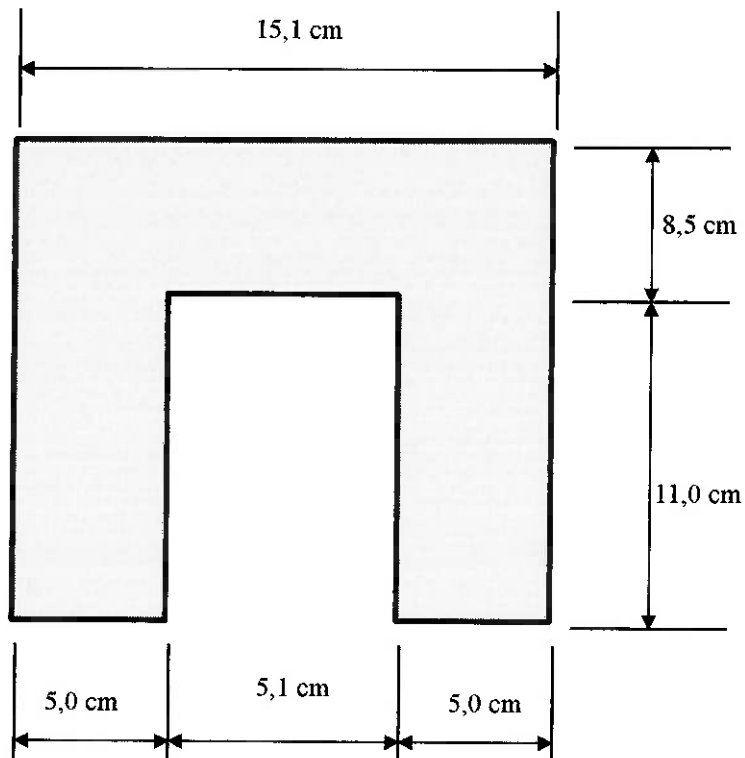
portanto, $A_{min} \text{ parafuso} = 0,44 \text{ cm}^2$.

Será empregado um coeficiente de segurança 2.0, portanto a nova área dos parafusos será de $0,88 \text{ cm}^2$, o que corresponde a um diâmetro de $1,07 \text{ cm} = 0,43 \text{ pol.}$

Da tabela apresentada por Shigley, pag. 214, uso parafuso de diâmetro 7/16", série fina UNF, de 20 fios/ polegada.

24 - GUIA DO TRILHO

É presa à estrutura externa, e responsável pelo deslocamento retilíneo do sistema.



A guia é presa à estrutura externa, presa por meio de dois parafusos a cada andar, na região central do "U". Estes parafusos possuem um espaçamento entre si de 4 cm.

É importante observar que, quando acoplados, a guia e o trilho possuem uma distância entre si, na região central de acoplamento, de 2cm (11-9cm), que foi determinada para o alojamento das cabeças dos parafusos, bem como o armazenamento de graxa lubrificante do sistema.

Comprimento da guia = soma da altura de todos os andares = 19,5m.

Volume aproximado de caga guia = 0,465 m³

Para o uso de ferro fundido, de $\rho_{f. fundido} = 70,3 \text{ KN/m}^3$, o peso da guia será de 3335 Kgf.

A carga de frenagem é dada por (vide cálculos do freio de emergência):

$$R_{max} = \left(1 + \frac{v^2}{2gs}\right) (Q + G_{cabine})$$

, onde:

v: velocidade de operação = 0,2 m/s

g: aceleração da gravidade = 9,8 m/s²

s: curso máximo do sistema com freio aplicado = 0,1 m

Q + G_{cab} : peso total do sistema = 4881 Kgf

Portanto, $R_{max} = 5100 \text{ Kgf}$

Carga no parafuso : $V = (3338+5100)/14$, por serem 7 pares de parafusos, no total.

Com $V = 602,5 \text{ Kgf/parafuso}$, temos:

$\tau_{max} \text{ aço} = 2000 \text{ Kgf/cm}^2$

portanto $A_{min} \text{ parafuso} = 0,402 \text{ cm}^2$.

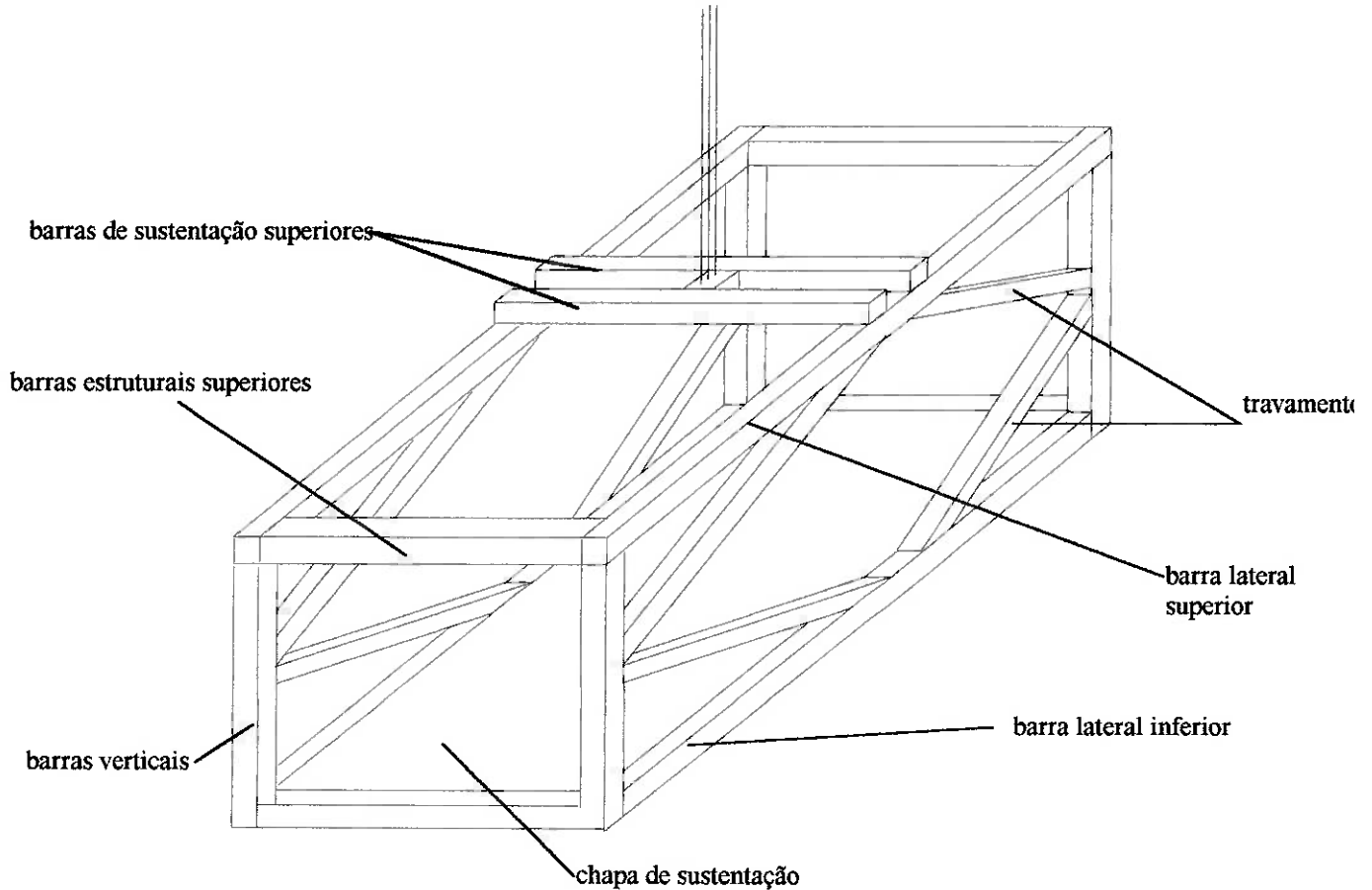
Será empregado um coeficiente de segurança 2.0, portanto a nova área dos parafusos será de 0,804 cm², o que corresponde a um diâmetro de 1,01 cm = 0,40 pol.

Da tabela Shigley p. 214, uso parafuso de diâmetro 7/16" , série fina UNF, de 20 fios/ polegada.

O desenho do trilho e da guia é mostrado no anexo 1.

25 - COMENTÁRIO PARCIAL

Neste ponto, toda a estrutura encontra-se dimensionada, e seu aspecto é mostrado na figura a seguir:



25.1 - Considerações sobre as massas envolvidas

Fazendo-se uma observação das seções dimensionadas e comparando-as com as utilizadas na estimativa do peso da estrutura, é possível trabalhar com o peso estimado para a estrutura, sem a necessidade de alterações nas massas estimadas. Eventuais aumentos de peso serão compensados pelo alívio de massa nas seções das barras que se localizam distantes das áreas críticas, diminuindo o peso da estrutura e equiparando-o ao previsto. A resistência destas seções é garantida pelos

coeficientes de segurança adotados, não exigindo a necessidade de cálculos iterativos para determinação das massas (e, conseqüentemente, dos pesos) reais.

O desenho da estrutura do elevador é mostrado no anexo 1.

26 - CONTRAPESO

Pelas normas consultadas, a massa do contrapeso é determinada através da seguinte formulação:

$$M_{\text{contrapeso}} = 0,4.(M_{\text{estrutura}} + M_{\text{elevação}})$$

Ou seja, o contrapeso tem peso igual a 40% do peso da estrutura mais da carga a elevar. Calculando, vem:

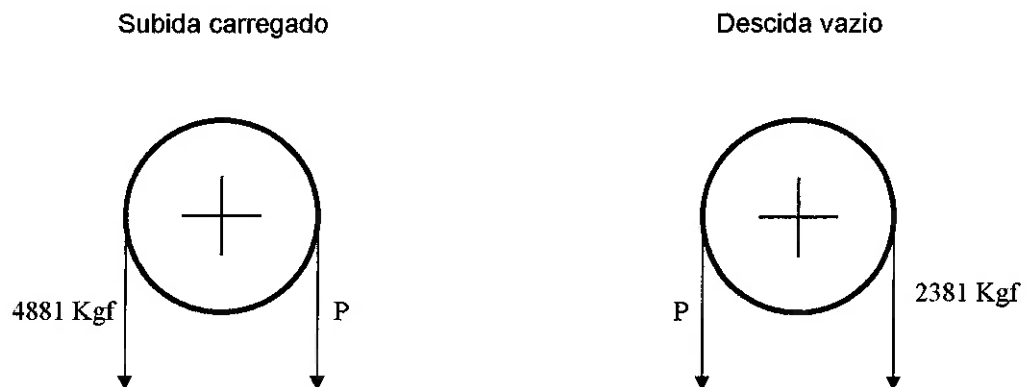
$$M_{\text{estrutura}} = 2381 \text{ Kg}$$

$$M_{\text{elevação}} = 2500 \text{ Kg}$$

$$\therefore M_{\text{contrapeso}} = 1952,4 \text{ Kg} , \text{ o que corresponde a } 1952,3 \text{ Kgf} = 19,15$$

KN

Foi adicionada uma alteração nessa massa, de maneira a otimizar o sistema. Foi adotado que o contrapeso deve ter uma massa que forneça um torque de subida, com elevador carregado, de mesmo valor que o torque de descida, com elevador vazio:



Igualando os momentos:

$$4881 - P = P - 2381$$

$$\therefore P = 3631 \text{ Kgf} = 35608 \text{ N}$$

Para fornecer tal peso, podem ser escolhidos dois materiais diferentes:

- Bloco de Ferro Fundido : $\rho_{f.fund.} = 7800 \text{ Kgf/m}^3 \Rightarrow \text{volume} : 0,46 \text{ m}^3$

dimensões: altura = 150 cm

largura = 23 cm

comprimento = 133 cm

- Bloco de Chumbo : $\rho_{chumbo} = 11400 \text{ Kgf/m}^3 \Rightarrow \text{volume} : 0,32 \text{ m}^3$

dimensões: altura = 150 cm

largura = 16 cm

comprimento = 133 cm

Escolhido o bloco de aço, pela presença de escavações (que servem como trilhos) no contrapeso, que exigem maior precisão dimensional e resistência ao desgaste por atrito.

O desenho do contrapeso é mostrado no anexo 1.

27 - SELEÇÃO DO MOTOR

Requisitos e especificações básicos:

Antes da seleção propriamente dita, é necessário enquadrar o elevador em uma categoria de levantamento, de maneira a determinar os parâmetros do motor.

Do livro *Transporti Meccanici*, para elevadores de carga, tem-se:

categoria: peso total \Rightarrow 3000 - 10000 Kgf

para tal categoria, tem-se:

- dimensões da cabine \Rightarrow 4 - 14 m²
- peso da cabine \Rightarrow 1500 - 6000 Kgf
- velocidade recomendada \Rightarrow 0,1 - 0,3 m/s
- aceleração média \Rightarrow 0,1 m/s²
- desaceleração média \Rightarrow 0,2 m/s²
- tempo de partida \Rightarrow 3,0 s
- tempo de parada \Rightarrow 1,5 s

o mecanismo proposto enquadra-se dentro desses parâmetros.

Para o caso particular deste projeto, os dados utilizados são:

- dimensão da cabine: 13,5 m²
- peso da cabine : 2381 Kgf
- velocidade : 0,2 m/s
- tempo de partida : 3 s
- tempo de parada : 1,5 s

O motor escolhido para esta tarefa é elétrico, pela facilidade de manutenção, mobilidade, funcionamento silencioso e uniforme, e baixo custo. Foi escolhido o catálogo do fabricante WEG, modelo moto freio, e

os dados necessários para os cálculos foram retirados desse mesmo catálogo.

determinação do torque do motor na partida e na parada do sistema:

$$p/ \text{ partida: } M_{\text{part}} = M_{\text{est}} + M_{\text{din}}$$

$$p/ \text{ parada: } M_{\text{fren}} = M_{\text{est}} + M'_{\text{din}}$$

, onde

M_{est} = momento estático

M_{din} = momento dinâmico

$$\text{potência do motor: } N_{\text{motor}} = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta} \text{ cv} = 5,8 \text{ cv}$$

, onde:

Q : máxima carga a elevar (Kgf) \Rightarrow 4881 Kgf

v : velocidade de elevação (m/s) \Rightarrow 0,2 m/s

η : rendimento do motor \Rightarrow 90%

Momento estático da árvore do motor: $M_{\text{est}} = 716,2 \text{ N}_{\text{mot}}/\eta$

$$\text{Momento dinâmico: } M_{\text{din}} = \frac{G \cdot D^2}{375} \cdot \frac{v}{t}$$

, onde

v : velocidade de elevação (m/s)

t : tempo (s)

Tem-se que $GD^2 = 4 \cdot J$, com J o momento de Inércia do motor

do catálogo WEG, $J = 0,1163 \text{ Kgf} \cdot \text{m}^2$

portanto $GD^2 = 0,465 \text{ Kgf} \cdot \text{m}^2$

para demais peças girando com o motor, esse cálculo é refeito:

$$(GD^2)_{\text{real}} = \delta \cdot GD^2_{\text{motor}}$$

, onde δ = coeficiente de influência do efeito da massa das partes do mecanismo de transmissão = 1,25

$$\text{Portanto, } (GD^2)_{\text{real}} = 0,58 \text{ Kgf.m}^2$$

Para as peças em movimento retilíneo (carro + contrapeso):

$$GD^2_{\text{ret}} = \frac{365 \cdot G' \cdot v^2}{n^2} \cdot \eta$$

, onde:

G' : peso a elevar = peso (elevador - contrapeso) = 1846 Kgf

v : velocidade de subida/descida = 0,2 m/s

n : rotação da polia = 31,5 rpm

η : rendimento do sistema = 89%

$$\text{portanto, } (GD^2)_{\text{ret}} = 24,20 \text{ Kgf.m}^2$$

Como $GD^2_{\text{total}} = GD^2_{\text{motor}} + GD^2_{\text{ret}}$, vem :

$$GD^2_{\text{total}} = 24,75 \text{ Kgf.m}$$

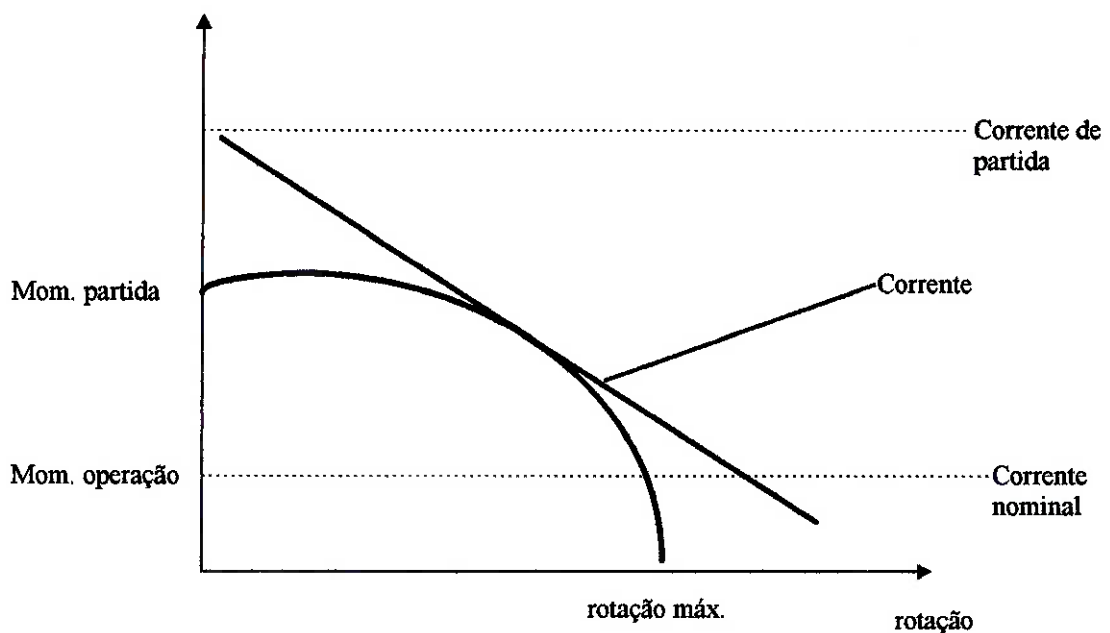
Portanto, de posse desses dados, é possível determinar os momentos estático, dinâmico de subida e dinâmico de descida. Esses dados, já calculados, são apresentados na tabela a seguir, para os quatro motores que satisfazem a condição de potência requerida (6,0 cv):

rotação do motor (rpm)	M_{din} partida (Kfg.m)	M_{din} parada (Kfg.m)	$M_{\text{estático}}$ (Kgf.m)
3600	79,2	158,4	1,1
1800	39,6	79,2	2,2
1200	19,8	39,6	3,3
900	9,9	19,8	4,4

Neste ponto é possível, através da tabela acima, determinar os momentos de partida e parada, para cada condição de motor:

rotação do motor (rpm)	Momento de partida (Kgf.m)	Momento de parada (Kgf.m)
3600	80,3	159,5
1800	41,8	81,4
1200	23,1	42,9
900	14,3	24,2

O motor é alimentado por corrente alternada, porém utiliza uma ponte retificadora de diodos de silício e varistores, o que permite alimentar a bobina com corrente contínua. A sobrecarga permissível para um motor operando nas condições de corrente contínua é de 300% do torque nominal, por um período pequeno de tempo, de maneira a não permitir um sobreaquecimento tal que possa danificar o motor. A curva de operação de um motor elétrico é mostrada a seguir:



Uma vez que a sobrecarga premissível é de 300%, considera-se que o torque requerido do motor na partida será igual a 1/3 do torque máximo necessário. Vale observar que, embora a condição de parada exija um torque maior que a de partida, esta última foi escolhida para os cálculos, pois o freio incluído na carcaça do motor escolhido será responsável pela maior parcela do torque de frenagem, poupando o motor e exigindo dele uma menor parcela na inversão.

portanto, $M_{\text{nominal motor}} = M_{\text{max}}/3$, com $M_{\text{max}} = M_{\text{mot}} = M_{\text{partida}}$.

Estes valores são apresentados abaixo:

rotação do motor (rpm)	M_{nomial} (Kgf.m)
3600	26,8
1800	13,9
1200	7,7
900	4,7

Da tabela de motores WEG moto freio, modelo WEG IP54, para potência de regime de 6,0 cv, o único motor que apresenta conjugado nominal maior que o Momento Nominal determinado acima é o de rotação $n = 900$ rpm, 60 Hz

Este motor apresenta conjugado nominal $C_n = 4,9$ Kgf.m, resultando então num fator de sobrecarga de 2,8, ou 280 %, o que é admissível, conforme já comentado.

Para o motor selecionado:

rotação real : 880 rpm

potência nominal : 6,0 cv

massa : 142 Kg

carcaça : ABNT 160M

Vale comentar que a potência prevista para esta configuração, na primeira parte do trabalho, era muito maior do que a que foi aqui determinada. Isto se deve às otimizações que foram feitas, como a adição do contrapeso e o uso do freio acoplado ao motor, além da redução incluída entre motor e polias. Todos estes fatores permitiram a redução da potência requerida do motor para níveis aceitáveis, confirmando a eficácia do método utilizado e das otimizações incluídas.

Os dados do motor seguem expressos no anexo 2.

28 - FREIO DO MOTOR

Os dados relativos ao freio do motor são apresentados abaixo, com as duas opções possíveis de montagem:

número de polos	2	4
tempo de frenagem lenta (ms)	1200	1000
tempo de frenagem média (ms)	800	800
tempo de frenagem rápida (ms)	370	370
conjugado de frenagem (N.m)	160	160
duração das pastilhas (10 ⁶ oper.)	880	880
potência de frenagem (W)	550	300
corrente absorvida (A)	0,55	0,55

Utilizada a montagem com 4 polos, com frenagem média. Para tal condição, o momento de frenagem fornecido pelo motor é igual a 160 N.m, o que corresponde a 16,4 Kgf.m

Uma vez que o momento de frenagem para o caso escolhido de motor é de 24,2 Kgf.m, e a parcela do motor é de 16,4 Kgf.m, o que corresponde a aproximadamente 60% do momento total necessário, a parcela restante de 40% será fornecida pela inversão do motor, ou seja, este deverá fornecer 7,8 Kgf.m para a frenagem. É importante observar que este momento é menor que o requerido para partida, razão pela qual o dimensionamento foi executado pelo momento de partida, e não de parada.

É importante comentar que este freio é utilizado durante a operação normal do sistema, não sendo empregado para operações de frenagem de emergência.

29 - REDUTOR DE VELOCIDADE

A presença de um redutor de velocidade entre o eixo do motor e a polia motora do elevador se faz necessária pela diferença entre as velocidades de cada um desses componentes. São elas:

$$n_{\text{motor}} = 880 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{polia}} = 31,5 \text{ rpm}$$

$$\text{portanto } i = 27,9$$

Este redutor será comprado no mercado externo, e deverá ter uma redução próxima do valor de i , ou seja, 1:27,9.

Foi consultado o catálogo da empresa BORG MAR, tradicional fabricante de redutores. Dos dados disponíveis, foi selecionado um redutor que atende aos requisitos básicos do mecanismo:

- redução : $i = 28$
- rendimento : $\eta = 97\%$
- redução dupla (2 pares de engrenagens)

O redutor mais adequado pertence à série EZ-20. Esta série particulat utiliza eixos paralelos, com engrenagens cilíndricas helicoidais, uma dupla redução, e possui carcaça blindada. Para a redução necessária, o modelo que melhor atende as especificações do projeto é o EZ-27.

Percebe-se pelos dados do catálogo que a potência suportável pelo redutor escolhido é bastante maior que a real do sistema, o que garante que não haverão problemas de funcionamento do sistema de redução.

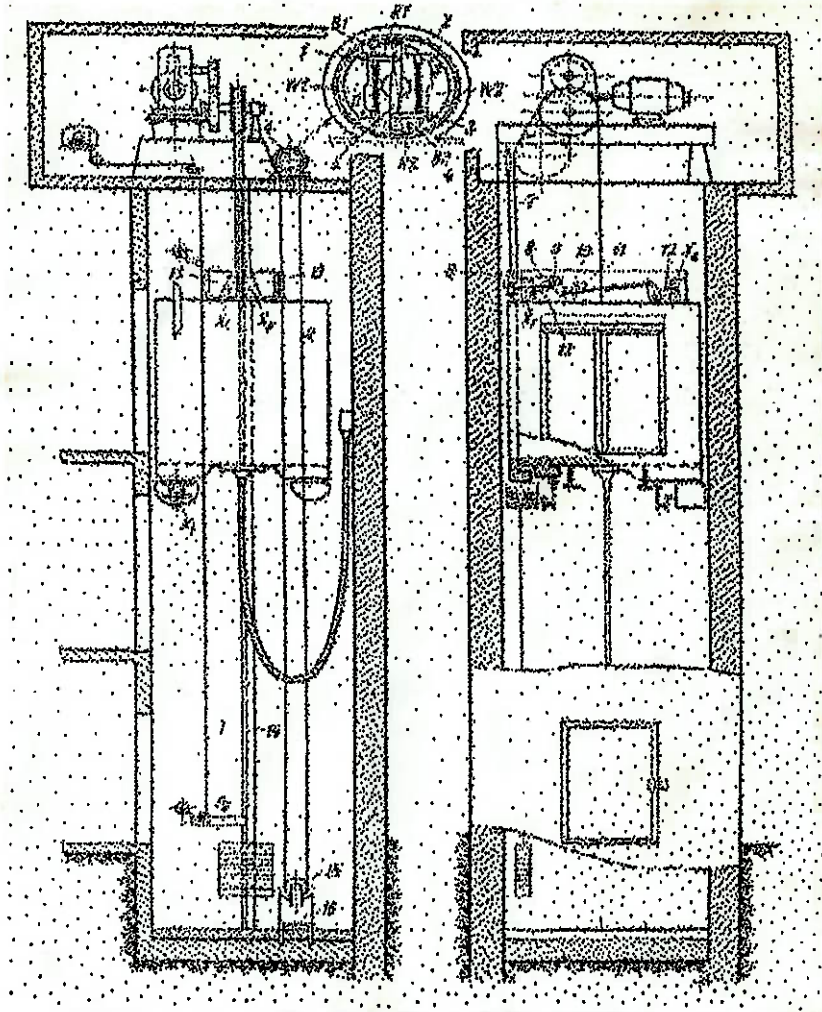
O acoplamento entre o motor elétrico e o redutor será feito por meio um acoplamento elástico, enquanto que as polias motoras serão montadas no eixo de saída do redutor.

Os dados específicos do redutor escolhido são mostrados no anexo

2.

30 - SISTEMA DE FRENAGEM DE EMERGÊNCIA

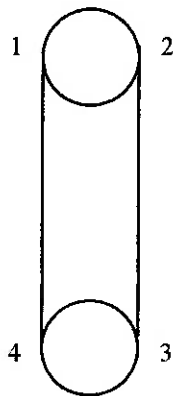
O sistema desenvolvido para o elevador projetado baseia-se em um mecanismo existente, apresentado a seguir:



O sistema baseia-se num sistema já empregado em outros projetos. Consiste de um mecanismo medidor de variações de velocidade, que detecta anomalias de funcionamento e trava um cabo, que faz a movimentação de um sistema de movimentação de sapatas de freio, que travam-se nos trilhos do elevador, impedindo o movimento.

O dimensionamento começa pelo cabo de movimentação do sistema:

Manual SEALE: cabo de aço de diâmetro 4,8 mm

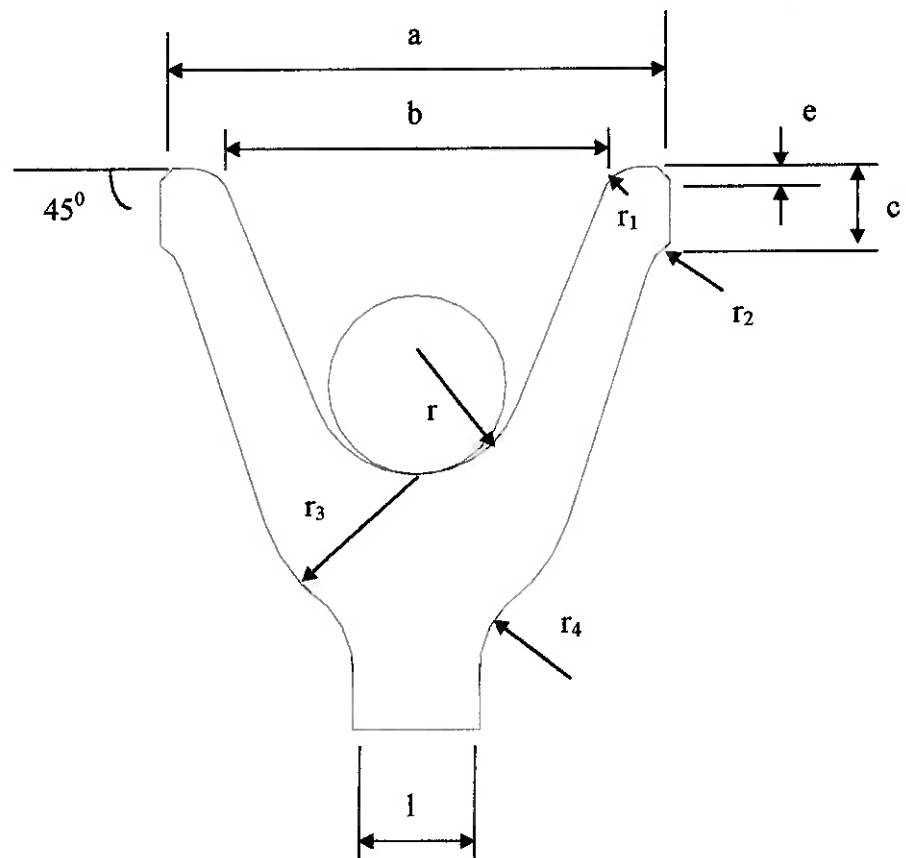


número de flexões do cabo : 4

da tabela apresentada por Rudenko, pag. 37, $D_{\min}/d = 25$

d = diâmetro do cabo = 4,8 mm

portanto o diâmetro mínimo da polia $D_{\min} = 120 \text{ mm} = 12 \text{ cm}$



Para essa polia, as dimensões citadas são:

$$a = 22 \text{ mm}$$

$$b = 15 \text{ mm}$$

$$c = 5 \text{ mm}$$

$$e = 0,5 \text{ mm}$$

$$h = 12,5 \text{ mm}$$

$$l = 8 \text{ mm}$$

$$r = 4 \text{ mm}$$

$$r_1 = 2,5 \text{ mm}$$

$$r_2 = 2,0 \text{ mm}$$

$$r_3 = 8,0 \text{ mm}$$

$$r_4 = 6,0 \text{ mm}$$

Contrapeso do cabo : massa = 30 Kgf

Volume necessário de aço : $3,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

Para o bloco, as dimensões são indicadas abaixo:

$$A_{\text{base}} = 25 \times 12 \text{ cm}^2$$

$$\text{Altura} = 12,7 \text{ cm}$$

Tração no cabo:

$$F = 15 \text{ Kgf}$$

Tensão aproximada no cabo : $\sigma = F/A = 83 \text{ Kgf/cm}^2$

30.1 - Cálculo da vida do cabo pelo Método de Zhitkov

Para um número de ciclos igual ao do elevador ($3,1 \cdot 10^5$ ciclos)

Cabo - composição:

0,70%C

0,61% Mn

0,09% Si

0,021% S

0,028% P

Vida do cabo (normalizada para aproximadamente 1 ano sem manutenção):

$$z_1 = \frac{z}{\phi} = a \cdot z_2 \cdot N \cdot \beta$$

onde

z_1 : número permissível de inversões

a : número médio de ciclos por mês

z_2 : número de inversões por ciclo

β : fator de correção de carga

z : número de inversões que inutilizam o cabo

tem-se que:

$$z/z_1 = \phi = 2,5$$

$$a = 3400$$

$$z_2 = 4$$

$$\beta = 0,5 \text{ (acionamento leve)}$$

A vida do cabo N , em meses, é dada por:

$$N = \frac{z}{2,5 \cdot a \cdot z_2 \cdot \beta}$$

para $z = 3,1 \cdot 10^5$ ciclos, $N = 17,7$ meses, ou seja, aproximadamente 1,5 ano de uso.

Dimensionamento do freio centrífugo:

Para executar o travamento inicial do cabo, foi selecionado um freio centrífugo, que entrará em ação a uma rotação pré-definida.

Pela norma, considera-se que uma rotação de polia correspondente a 140% da rotação normal de operação caracteriza uma situação de emergência (perda de controle do sistema, ruptura de cabos), exigindo a parada imediata do sistema. Portanto, o freio será ajustado para tal situação:

$$\varnothing_{\text{polia}} = 120 \text{ mm}$$

$$V_{\text{cabo}} = 0,2 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow n = 200 \text{ rpm}$$

Para 140% da rotação de trabalho, $n_{\text{limite}} = 280 \text{ rpm}$.

Coeficientes de atrito: para contato com aço, 0,13% C:

•cobre : 0,8

•alumínio: 0,5

•ligas de estanho: 0,8

•aço tratado: 0,8

•ferro fundido : 0,4

Para uma carga de frenagem (tração requerida no cabo) de 300

Kgf:

$$M_{fren} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{n}{t}$$

$$GD^2 = \frac{365 \cdot G' \cdot v^2}{n^2} \cdot \eta$$

onde

$$G' = 300 \text{ Kgf}$$

$$v = 0,2 \text{ m/s}$$

$$n = 200 \text{ rpm}$$

$$\eta = 0,98$$

$$t = 1 \text{ s (para parada)}$$

$$GD^2 = 10^{-1} \text{ Kgf.m}^2$$

O freio será dimensionado como um freio a disco:

para tal, $M_{fren} = z \cdot S \cdot \mu \cdot R$, onde

z: número de superfícies em contato

S: força axial da árvore

μ : coeficiente de atrito dos materiais

R: raio médio do disco

para um momento $M = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Kgf.m}$, com $z = 2$, $\mu = 0,8$ (aço em contato com aço), $R = 75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, tem-se que a força axial é de $4,8 \cdot 10^{-1} \text{ Kgf}$.

Da formulação:

$$S = \frac{l_1}{l_2} \cdot K \cdot G \cdot r \cdot \left(\frac{n}{300} \right)^2 - P$$

com

l_1 / l_2 : relação entre os braços do freio = 2,5

K : número de massas móveis = 2

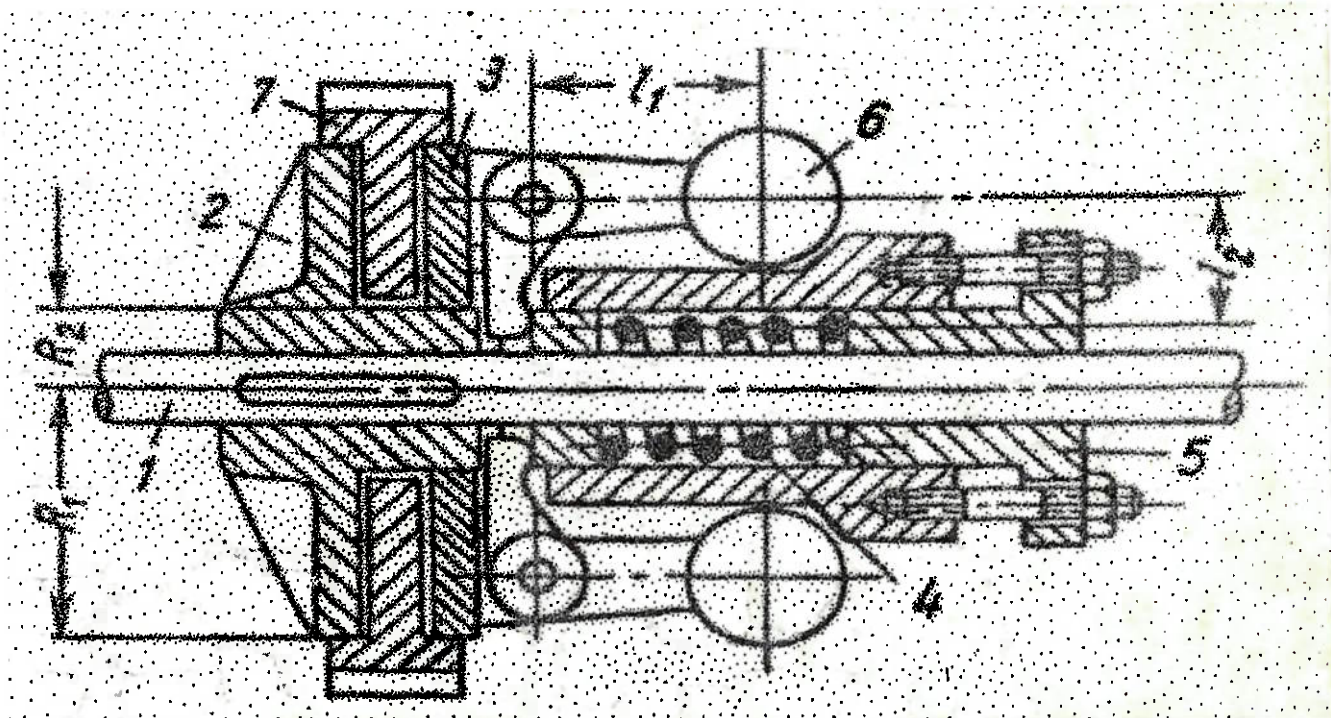
r : raio médio do disco = $75 \cdot 10^{-3}$ m

n : rotação limite = 280 rpm

$R_1 = 30$ mm

$R_2 = 100$ mm

O freio centrífugo e os parâmetros citados é mostrado a seguir:



Obtém-se a expressão $0,48 = 0,327 \cdot G - P$, com

G : peso de uma esfera

P : força da mola

Iterações:

- para uma esfera de diâmetro 80 mm, o volume é de $2,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.

Com esferas de ferro fundido, de densidade 7800 Kg/m^3 , vem:

$$G = 2,1 \text{ Kgf}$$

$$P = 0,21 \text{ Kgf}$$

- para uma esfera de diâmetro 90 mm, o volume é de $3,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.

Com esferas de ferro fundido, de densidade 7800 Kg/m^3 , vem:

$$G = 3,0 \text{ Kgf}$$

$$P = 0,51 \text{ Kgf}$$

Escolhida a primeira proposta. Como $P_{\text{mola}} = K_{\text{mola}} \cdot \delta_{\text{mola}}$, e estipulando um δ_{mola} de 4 mm, o que resulta numa folga entre os discos de 2 mm em cada lado, tem-se que $K_{\text{mola}} = 52,5 \text{ Kgf/m}$.

Pressão específica de frenagem: $p = S/F$, com

$$F: \text{ área do disco} = 0,03 \text{ m}^2$$

A pressão fica $p = 16 \text{ Kgf/cm}^2$. Da tabela 32 do Rudenko, pag.226, verifica-se que, para freios a disco de operação normal, de contato metal-metal, superfície seca, a pressão máxima admissível é de 2 a 3 Kgf/cm^2 , o que excede bastante o valor determinado acima. Porém, o freio não será utilizado em operação normal. Será acionado, no máximo, uma única vez na vida toda do mecanismo, o que permitiu a extrapolação desse valor, diminuindo sensivelmente as dimensões e, conseqüentemente, o custo do freio.

O travamento se faz por uma caixa dentada, que impede o giro do disco central. O eixo do freio é montado sobre mancais de rolamento, evitando que atritos nocivos venham a acionar indevidamente o mecanismo.

31 - ROLAMENTOS DO FREIO

São selecionados rolamentos de esferas simples, d 10 mm

Carga dinâmica $P =$ carga estática P_0 (pois apenas atua força radial no mancal).

$$P = P_0 = \text{peso do conjunto} = 25 \text{ Kgf} = 245 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \text{ com}$$

$$p = 3 \text{ (para rolamento } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ s de esferas)}$$

$$P = \text{carga dinâmica equivalente} = 245 \text{ N}$$

$$C = \text{Capacidade de carga dinâmica} = 1380 \text{ N}$$

$$n = \text{rotação} = 200 \text{ rpm}$$

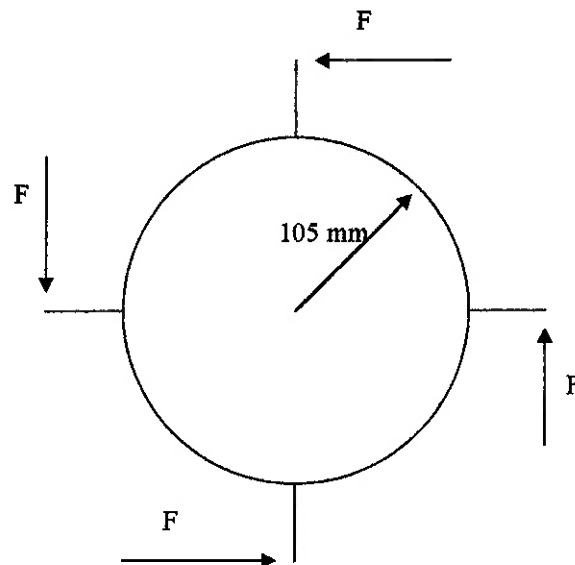
$$\text{portanto } L_{10} = 179 \text{ milhões de revoluções}$$

$$L_{10 \text{ h}} = (1000000/60.n).L_{10} = 14979 \text{ horas de funcionamento}$$

iiinterrupto.

32 - DENTES DO DISCO

O disco possui quatro dentes, responsáveis por suportar o momento imposto no instante do travamento:



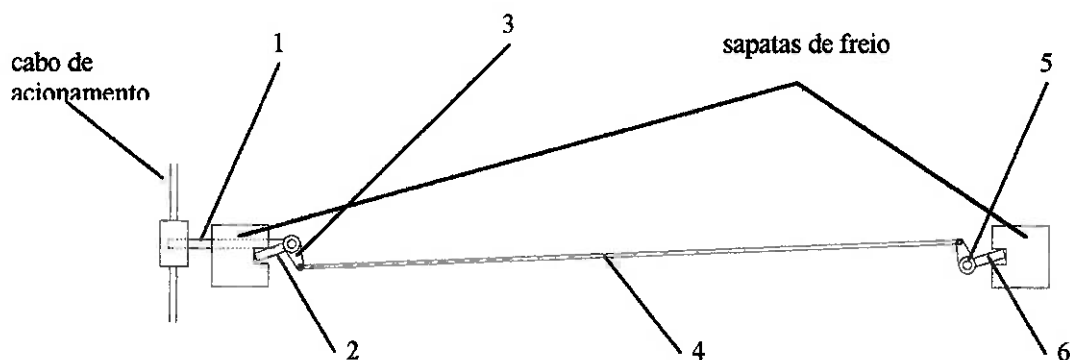
Para dentes de 6 mm altura e 9 mm comprimento, o momento a suportar é de $6 \cdot 10^{-2}$ Kgf.m, portanto, $F_{\text{tang}} = 5,4 \cdot 10^{-1}$ Kgf, o que resulta em $F = F_t / 4 = 1,35 \cdot 10^{-1}$ Kgf.

Para seção retangular, $\tau_{\text{max}} = 3V/2A$. Para ferro fundido, $\tau_{\text{max}} = 350$ Kgf/cm², o que resulta em $A_{\text{min.}} = 5,8 \cdot 10^{-4}$ cm².

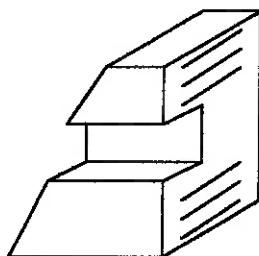
Como a área real é $9 \cdot 10^{-1}$ cm², os dentes usados não sofrerão qualquer problema.

33 - MECANISMO DE FRENAGEM

O mecanismo apresentado a seguir será montado sob o carro do elevador, sendo acionado pelo cabo de aço calculado:



As sapatas são mostradas a seguir:



O volume aproximado de uma sapata é de $14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ de ferro fundido, o que corresponde a um peso de 12 Kgf.

Dimensões dos braços do sistema de frenagem :

Para todas as barras:

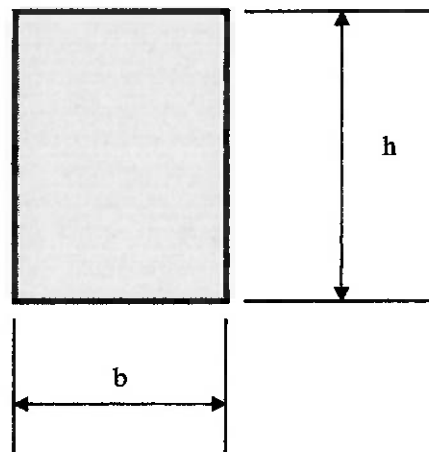
$$\tau_{\text{max. cisalhamento}} = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau_{\text{max. flexão}} = \frac{M}{I} \cdot z$$

$$\sigma_{\text{f. fund.}} = 700 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\tau_{\text{f. fund.}} = 350 \text{ Kgf/cm}^2$$

Seção transversal:



comprimentos das barras:

barra 1: $l = 200 \text{ mm}$

barra 2: $l = 100 \text{ mm}$

barra 3: $l = 80 \text{ mm}$

barra 4: $l = 2389 \text{ mm}$

barra 5: $l = 80 \text{ mm}$

barra 6: $l = 100 \text{ mm}$

• para barra 1:

$V = 15 \text{ Kgf}$

$A_{\min.} = 1,29 \text{ cm}^2$ para cisalhamento

uso $b = 1,5 \text{ cm}$ e $h = 6,0 \text{ cm}$, resultando em $A = 9 \text{ cm}^2$

verificação à flexão: para $z = 3 \text{ cm}$, $I = b.h^3/12 = 27,0 \text{ cm}^4$, e $M = 6000 \text{ Kgf.cm}$, a tensão de flexão é de 666 Kgf/cm^2 , menor, portanto, que o máximo admissível \Rightarrow OK para flexão

• para barra 2:

$V = 12 \text{ Kgf}$

$A_{\min.} = 5,2 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^2$ para cisalhamento

uso $b = 1,5 \text{ cm}$ e $h = 3,5 \text{ cm}$, resultando em $A = 5,3 \text{ cm}^2$

verificação à flexão: para $z = 1,5 \text{ cm}$, $I = b.h^3/12 = 2,25 \text{ cm}^4$, e $M = 60\text{Kgf.cm}$, a tensão de flexão é de 40 Kgf/cm^2 , menor, portanto, que o máximo admissível \Rightarrow OK para flexão

- para barra 3:

$$V = 15 \text{ Kgf}$$

$$A_{\text{min.}} = 6,4 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^2 \text{ para cisalhamento}$$

$$\text{uso } b = 2,0 \text{ cm e } h = 3,2 \text{ cm, resultando em } A = 6,4 \text{ cm}^2$$

verificação à flexão: para $z = 1,5 \text{ cm}$, $I = b.h^3/12 = 2,7 \text{ cm}^4$, e $M = 120\text{Kgf.cm}$, a tensão de flexão é de $66,6 \text{ Kgf/cm}^2$, menor, portanto, que o máximo admissível \Rightarrow OK para flexão

- para barra 4:

$$N = 12 \text{ Kgf}$$

$$\text{Dimensionada por tração: } \sigma = F/A$$

$$A_{\text{min.}} = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^2 \text{ para tração}$$

uso seção circular de diâmetro $d=1,0 \text{ cm}$, resultando em $A = 0,8 \text{ cm}^2$

- para barra 5: dimensões idênticas à barra 3, pela simetria do carregamento imposto.

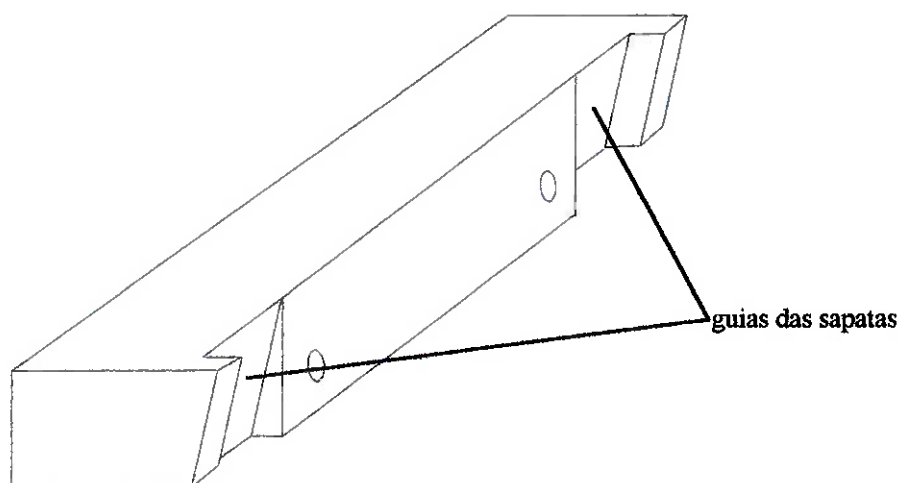
- para barra 6: dimensões idênticas à barra 2, pela simetria do carregamento imposto.

Os eixos de movimentação das barras também são feitos em ferro fundido, de diâmetro $1,2 \text{ cm}$.

A modificação executada no sistema apresentado no conjunto consistem na instalação do sistema de frenagem não sobre o elevador, como é apresentado no esquema, mas sim, abaixo do mesmo, de maneira

que, numa eventual frenagem do sistema, as tensões atuantes na estrutura do elevador e demais componentes sejam de compressão, especialmente no piso e traves.

O “trilho-guia” em que correm as sapatas é mostrado a seguir, em um desenho esquemático:



As guias das sapatas são construídas com uma inclinação de 29° , de maneira a fazer o travamento das sapatas contra os trilhos serrilhados. A peça possui dois orifícios, onde são montados os eixos do mecanismo de frenagem. A peça apresenta “lábios” nas pontas, de maneira a impedir que as sapatas desloquem-se em uma direção indesejada.

Estas guias são envolvidas por uma cobertura, que tem a função de evitar danos ao mecanismo do freio, bem como posicionar sapatas, guias e demais acessórios.

O funcionamento do freio de emergência se dá da maneira descrita a seguir:

O cabo de aço é ligado ao braço do mecanismo de frenagem, de maneira que, quando o elevador sobe ou desce, o cabo movimentar-se juntamente com o elevador, à mesma velocidade. Este cabo possui um

contrapeso, situado em sua extremidade inferior, que tem por função mantê-lo tensionado, garantindo a tensão constante no cabo.

Este cabo passa por uma polia, que é ligada ao eixo de um freio centrífugo, de maneira que, quando o cabo se movimenta, o freio centrífugo gira com uma determinada rotação. Ao ser atingida uma rotação que indique alguma anomalia no sistema do elevador, a movimentação das massa do freio centrífugo faz com que os discos de freio travem, fazendo o travamento do cabo de aço.

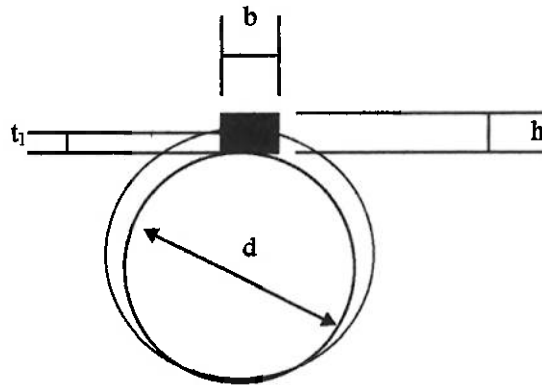
Ao ser travado, o cabo de aço movimenta o braço acionador do mecanismo de frenagem, que movimenta as sapatas, jogando-as para cima. Uma vez que o trilho-guia onde as sapatas correm é inclinado, estas são forçadas contra o trilho do elevador. Tanto as sapatas quanto a superfície de contato dos trilhos são serrilhadas, de maneira a promover um melhor travamento do sistema, parando então o elevador.

Os desenhos do mecanismo de frenagem de emergência são mostrados no anexo 1.

34 - CHAVETAS

Para o eixo da polia do freio:

É selecionada chaveta plana. Dimensões padronizadas (NIEMMAN):



para um eixo de diâmetro $d = 12$ mm:

da tabela pág. 71, vem:

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$t_1 = 2,9 \text{ mm}$$

portanto, diâmetro real do eixo = 14,9 mm

comprimento da chaveta:

$$M_t = (h - t_1) \cdot d/2 \cdot p \cdot L, \text{ com}$$

$$M_t: \text{ momento de torção} = 60 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

$$p: \text{ pressão admissível (para aço, } p = 9 \text{ Kgf/mm}^2)$$

resulta que L deve ser maior que 0,5 mm.

Toma-se então $L =$ largura do cubo do freio = 22,0 mm

As tabelas para chavetas são apresentadas no anexo 1.

35 - AMORTIZAÇÃO DOS CUSTOS DO ELEVADOR E DA

ESTRUTURA

•custo \Rightarrow R\$ 50.000,00 (elevador), com:

- cabos de aço : R\$ 5000,00
- estrutura em ferro fundido : R\$ 20000,00
- motor elétrico : R\$ 2000,00
- trilhos : R\$ 3000,00
- sistema de frenagem de emergência : R\$ 12000,00
- acessórios : R\$ 1000,00
- despesas de montagem : R\$ 8000,00

\Rightarrow R\$ 200.000,00 (estrutura)

•custo de utilização do sistema: R\$ 10,00/6 horas de armazenamento

considerando lotação total por 12 horas do dia: R\$ 500,00/dia de operação do maquinário, o que resulta em R\$ 15.000/mês (sem considera despesas como aluguel, eletricidade e mão-de obra)

Retorno em aproximadamente 1,7 ano, ou seja, 18 a 20 meses, o que é bastante razoável, para o caso estudado.

36 - COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES SOBRE O PROJETO

O projeto apresentado nas páginas anteriores faz parte de um desenvolvimento conjunto com outro aluno de Engenharia Mecânica, o qual foi responsável pelo desenvolvimento da estrutura de armazenamento dos automóveis, ficando o desenvolvimento do elevador e seus componentes aqui listado.

Este projeto partiu de uma idéia básica de otimizar mecanicamente os estacionamentos existentes pela cidade de São Paulo. A idéia inicial rendeu várias propostas para solucionar o problema da superlotação das vagas disponíveis, sendo que todas elas acabaram apontando para a verticalização, tendência que vem se mostrando crescente nos dias atuais, devido à crescente falta de espaço nos grandes centros urbanos.

Após um trabalho minucioso de pesquisa na área, que incluiu pesquisas junto aos sindicatos dos órgãos regulamentadores e controladores da área, e um estudo de áreas superpovoadas e esgotadas no sentido de vagas disponíveis para automóveis, foi feita a apresentação de várias idéias, sua discussão e ponderação das vantagens e desvantagens oferecidas, de maneira a permitir a análise precisa de cada caso.

Uma vez levantados os principais fatores de decisão, as propostas foram comparadas, por meio de uma matriz de decisão, e desta foi escolhida a melhor solução, aquela que seria desenvolvida e então adotada como tema de projeto.

Feito esse trabalho, foi escolhida a solução do armazenador vertical acima do nível do solo, que foi a solução que reuniu as melhores

condições de construção, modularidade e simplicidade dentre as analisadas, dentre outros fatores mencionáveis.

Esta solução então, sofreu algumas modificações, de maneira a adequá-la aos fatores de redução de custo e aproveitamento de área e maquinário disponíveis. Foram elas:

- diminuição da capacidade de carga do elevador de dois carros para um único, de maneira a requerer um motor menos potente, além permitir o uso de uma estrutura mais leve, menor e, portanto, mais barata.

- eliminação do posicionamento e movimentação automático dos carros, de maneira a proporcionar economia no sistema, além de eliminar mecanismos de acoplamento que envolveriam sensores e outros equipamentos elétricos e eletrônicos, o que mudaria o escopo do trabalho proposto.

- mudança no esquema de armazenamento, com o posicionamento do elevador no meio da estrutura e a construção de uma estrutura de armazenamento à frente e outra atrás do elevador, otimizando ao máximo o seu uso.

Em face a estas modificações, o projeto foi iniciado, com um enfoque mecânico do problema em questão.

Inicialmente, foram coletadas informações de normas e literatura especializada, de maneira a fornecer os parâmetros mais adequados para o tipo de máquina que seria projetada. Várias normas foram pesquisadas, algumas mais atuais que outras, o que forneceu uma boa base de cálculo para o mecanismo.

A literatura especializada, como livros sobre máquinas de levantamento e transporte e elementos de máquinas, também foi bastante

consultada, de maneira a fazer-se um projeto totalmente baseado em dados técnicos, máquinas e esquemas mais utilizados para cada solução, assegurando a consistência dos cálculos, parâmetros, dados e demais informações utilizados.

Estes cálculos foram executados para a estrutura básica de um elevador, e incluíram o dimensionamento da estrutura do elevador, cabos de aço, polias, motor, amortecimentos, freios, sistemas de segurança e acessórios menores, como parafusos e outros, de maneira que poderiam ser utilizados para a execução de um projeto básico.

Este projeto pode ser modificado, de maneira a incluir modificações, outras otimizações, melhorias nos mecanismos, inclusão de outros sistemas, etc. É importante observar que os parâmetros iniciais propostos foram em sua maioria atingidos, e que projeto resultante é bastante flexível, podendo ser modificado facilmente, resultando em uma estrutura modular que pode ser locomovida para diferentes lugares e montada rapidamente, pela sua simplicidade e funcionalidade.

O projeto foi executado utilizando os conhecimentos adquiridos dentro do curso de Engenharia Mecânica, aplicados a uma situação real que exigiu pesquisas e desenvolvimento de idéias, que foram aplicadas ao mesmo. Foi uma experiência única, pois forçou a tomada de decisões, escolha de equipamentos, preparação de apresentações, contatos profissionais e outros. Por todas essas situações e exigências, pode-se afirmar que a tarefa mais importante cumprida na Universidade agregou um grande valor às atividades acadêmicas, satisfazendo plenamente os objetivos esperados.

37 - BIBLIOGRAFIA

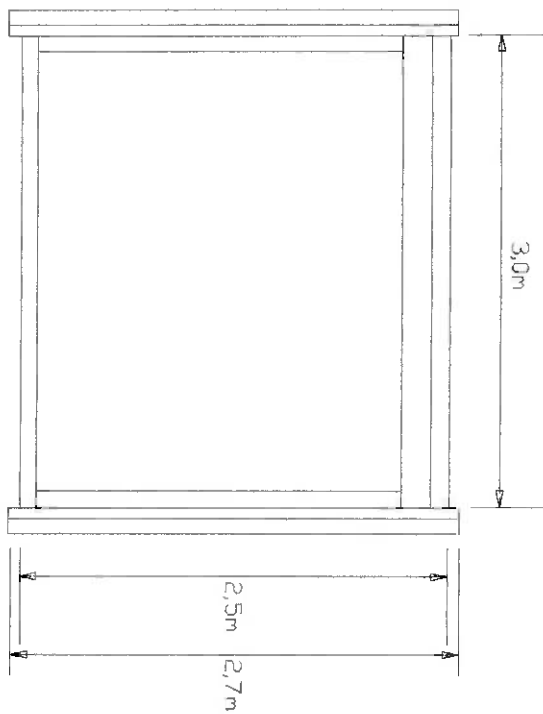
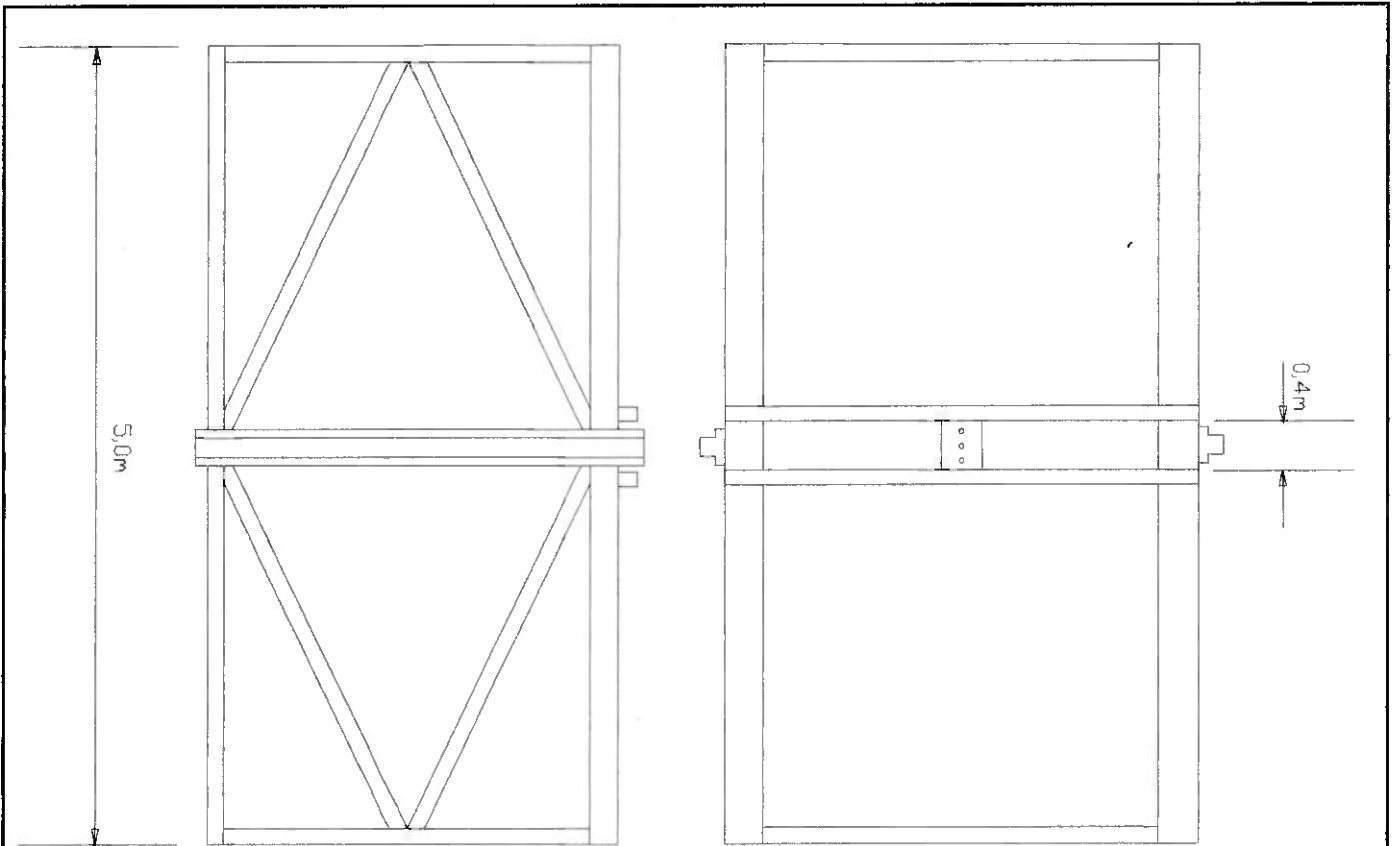
1.- Rudenko, N. ; Máquinas de Elevação e Transporte ; Editora Livros Técnicos e Científicos S.A. ; Tradutor: João Plaza; Rio de Janeiro, 1976.

2.- Zignoli, Vittorio. ; Transporti Meccanici, Tecnica ed Economia ; Editora Ulrico Hoepli ; Milano, Itália, 1953.

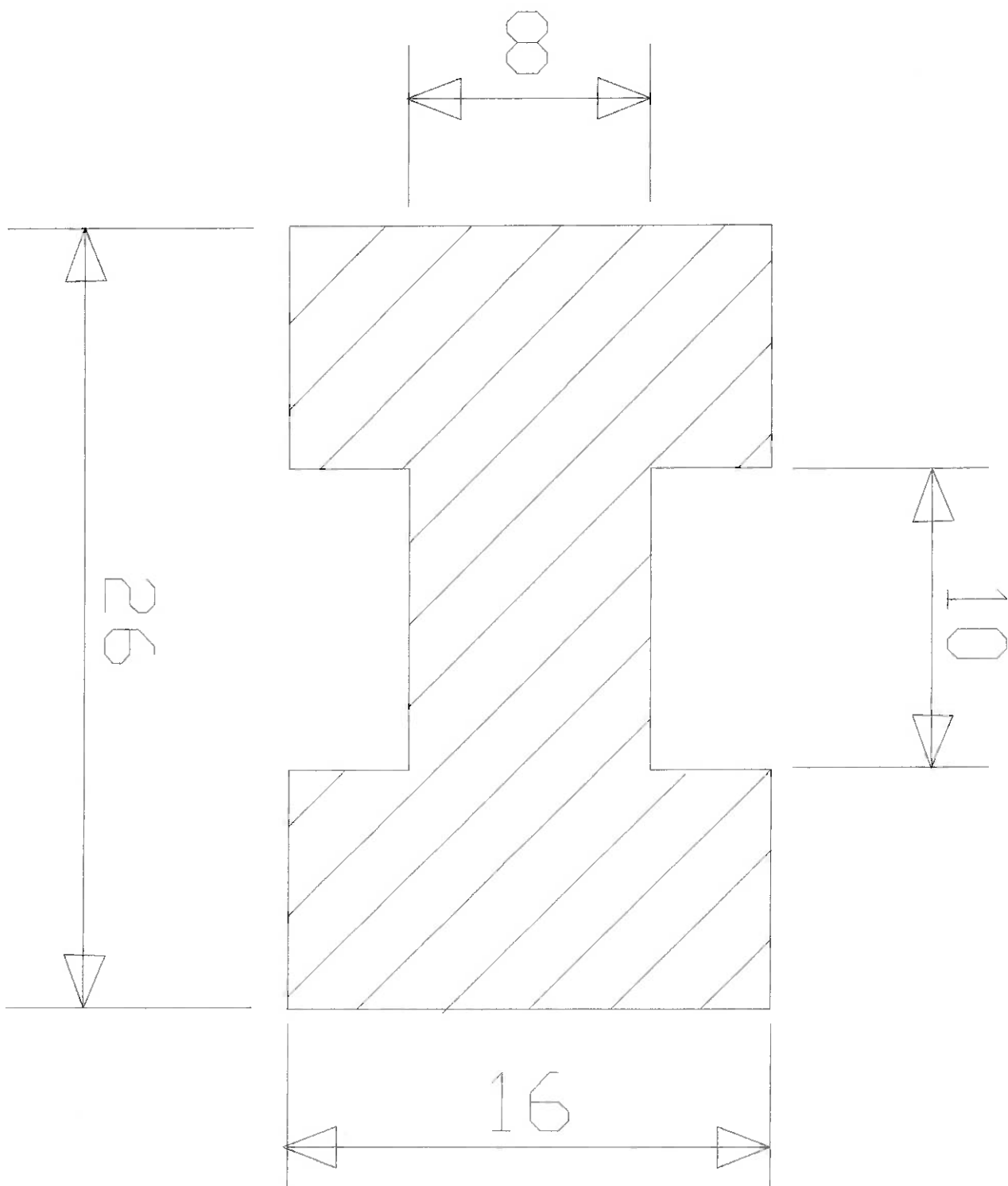
3.- Shigley, Joseph Edward ; Elementos de Máquinas ; Editora Livros Técnicos e Científicos S.A. ; Tradutor: Edival Ponciano de Carvalho; Rio de Janeiro, 1984.

4.- SKF ; Catálogo Geral ; Stamperia Artistica Nazionale ; Itália, 1989.

**ANEXO 1
DESENHOS**



N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: m	Estrutura do Elevador	data : 27/11/97

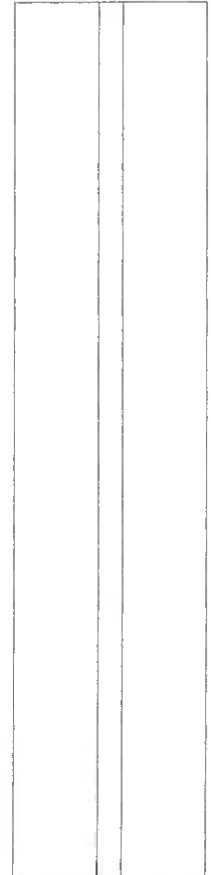


N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: cm	Perfil da Barra superior	data : 28/11/97

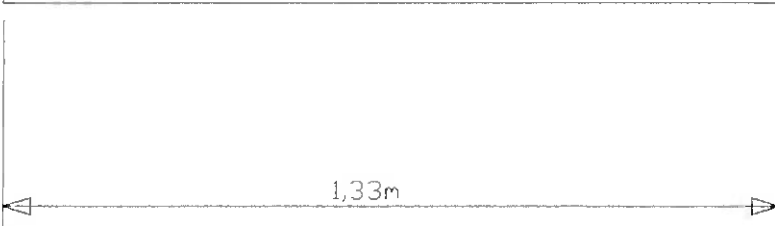
0,02m



1,5m

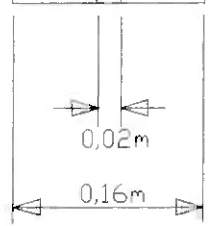


1,33m

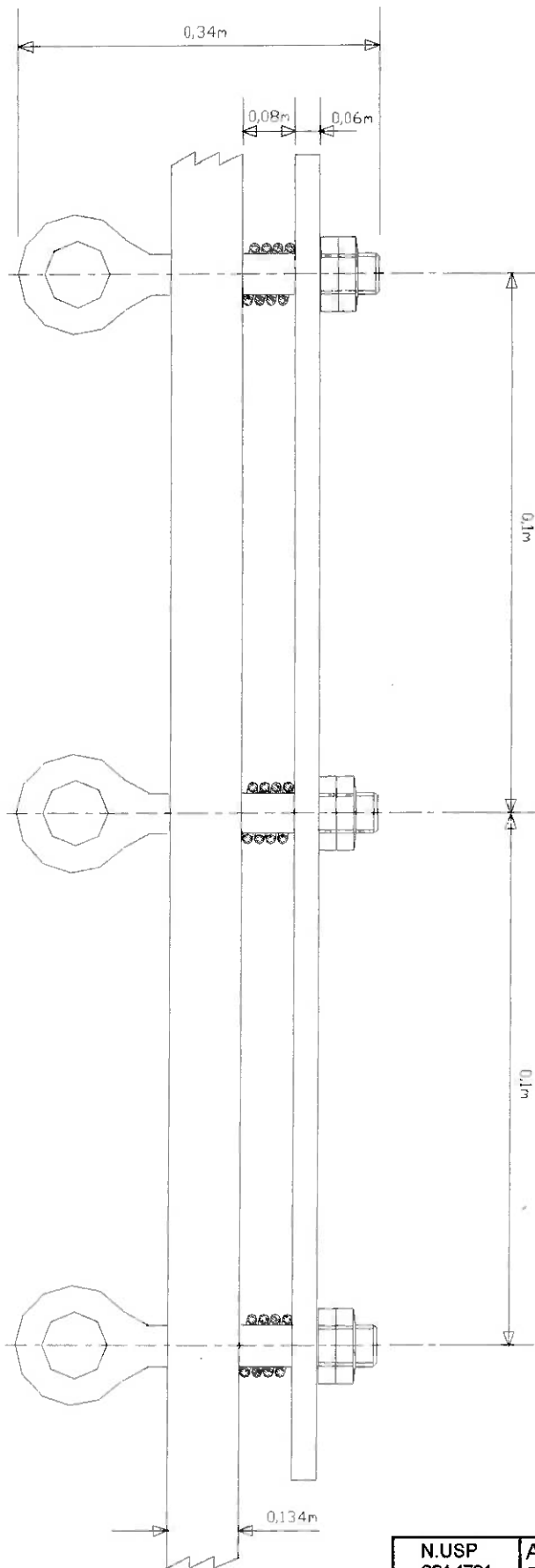


0,02m

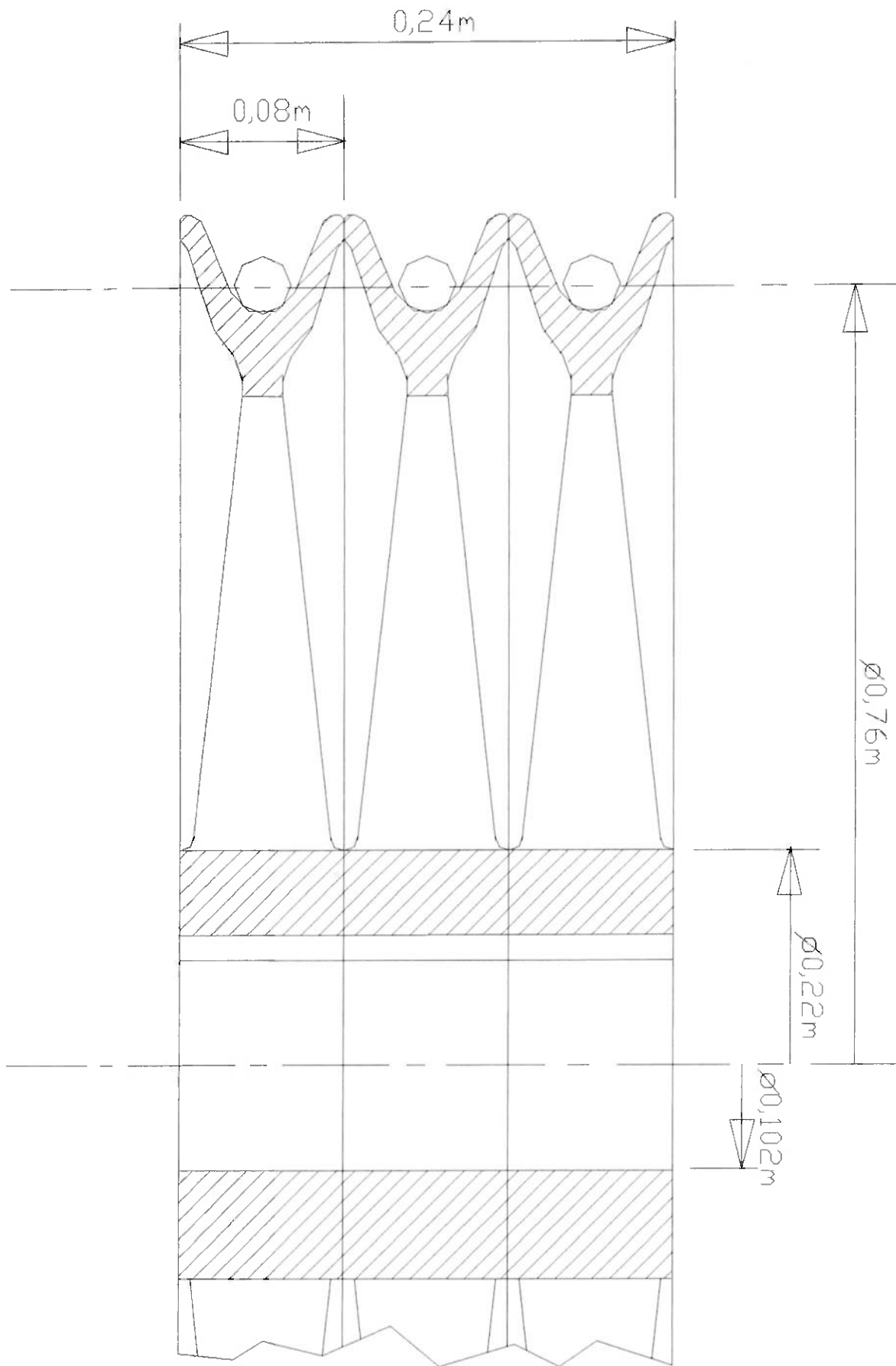
0,16m



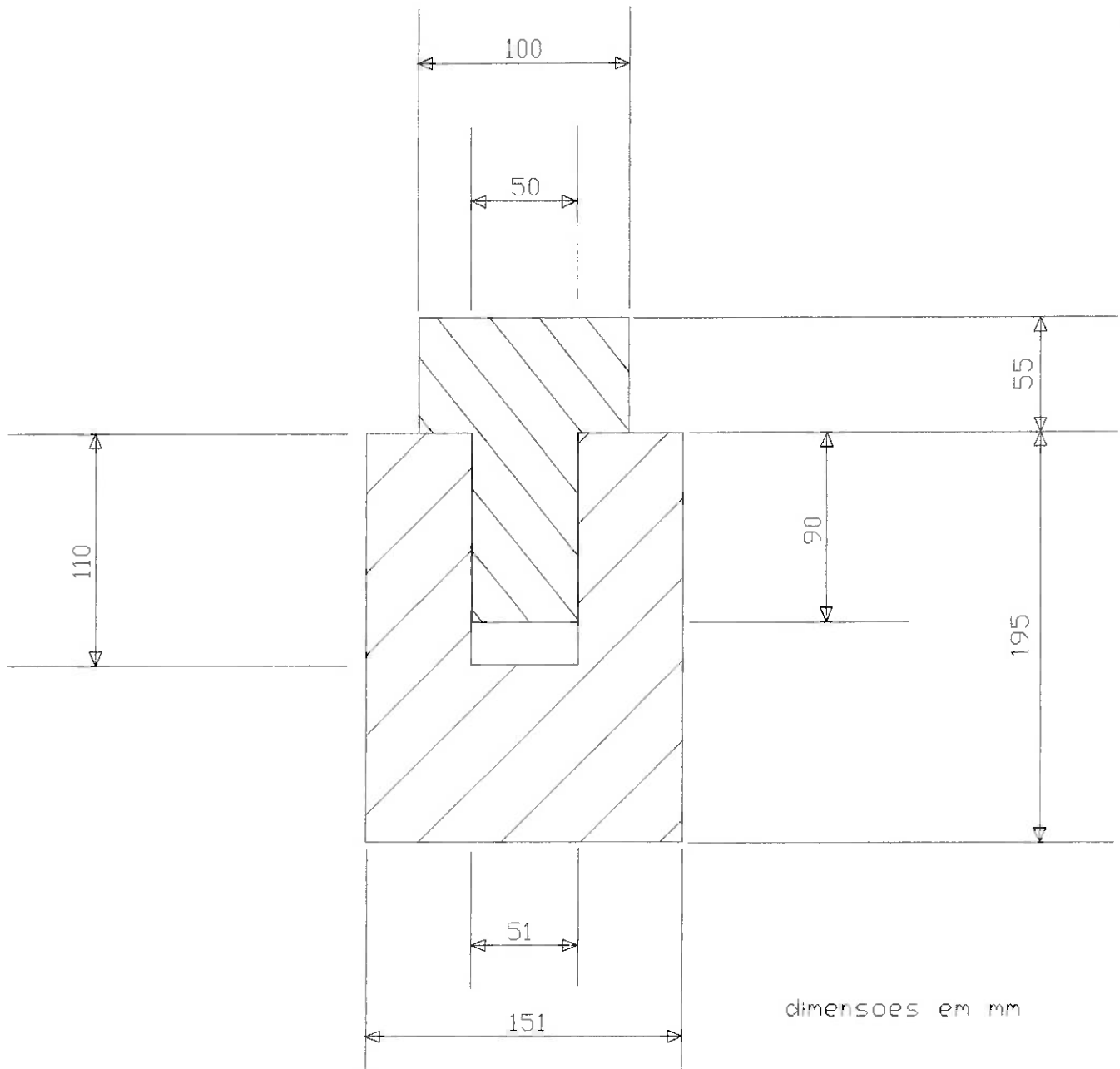
N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: m	Contrapeso do Elevador	data : 27/11/97



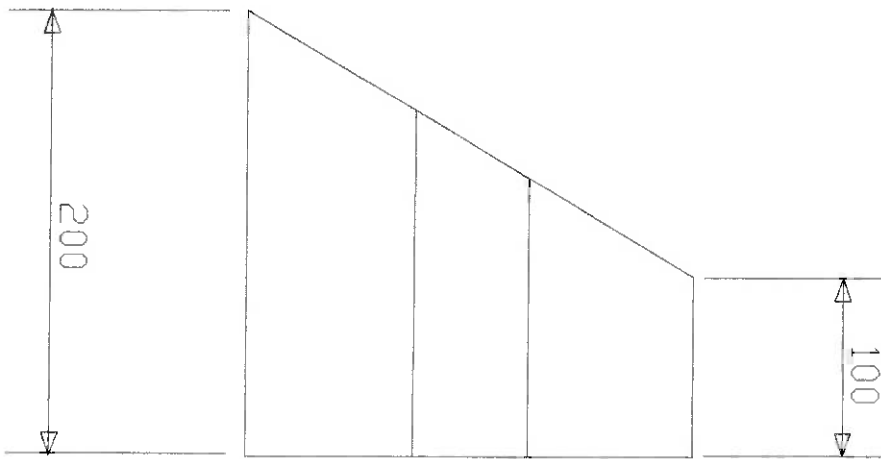
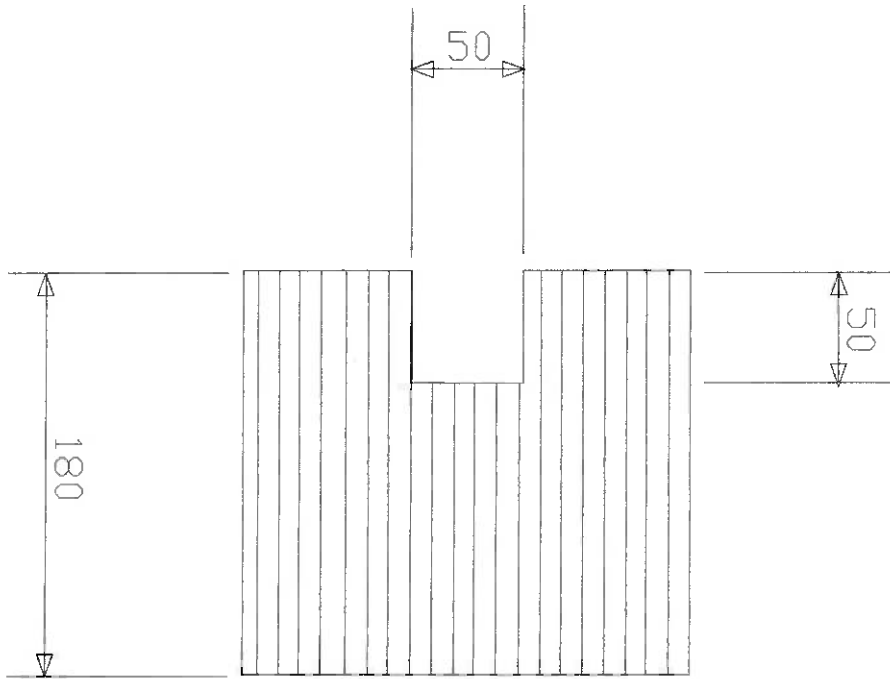
N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: m	Mecanismo de Amortecimento	data : 28/11/97



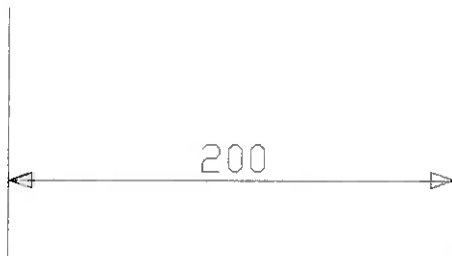
N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: m	Conjunto de Polias	data : 28/11/97



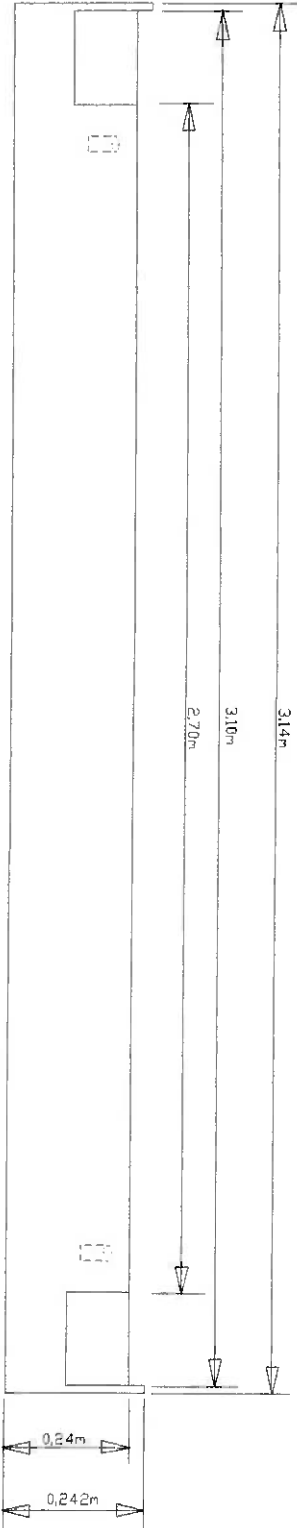
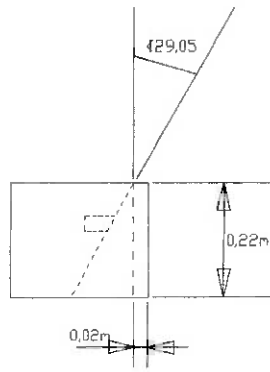
N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: mm	Trilho e Guia	data : 28/11/97



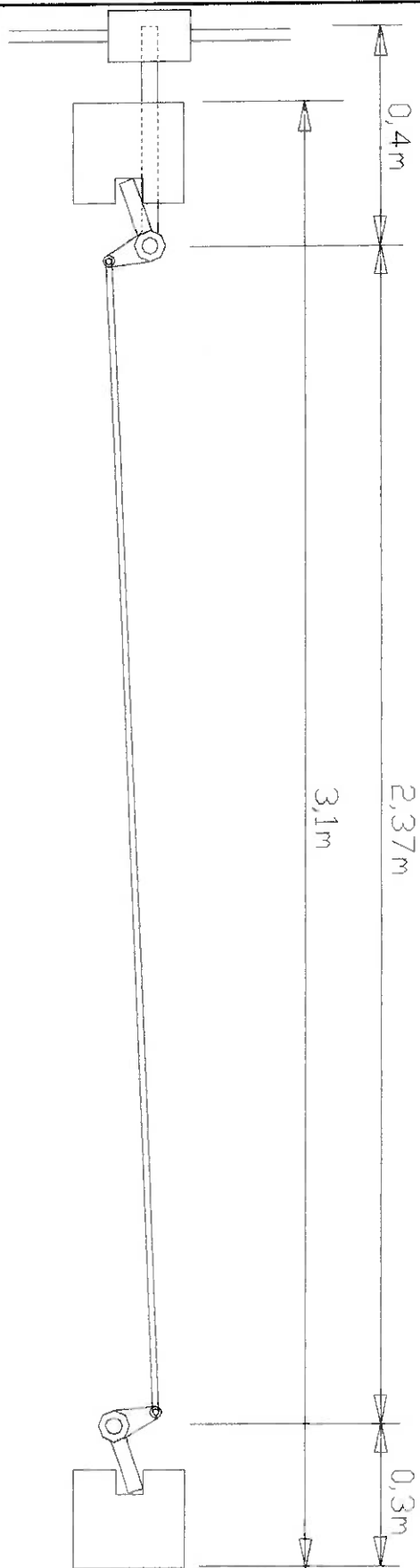
dimensoes em mm



N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: mm	Sapata de Freio	data : 28/11/97



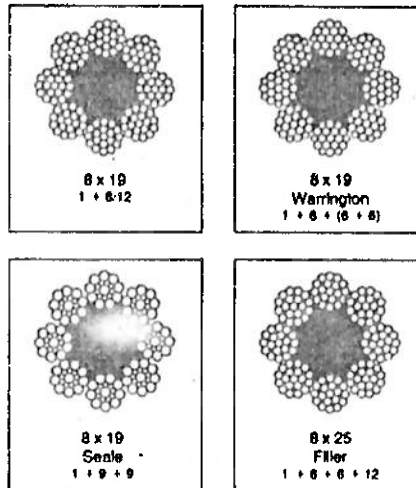
N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: m	Guia das Sapatas	data : 01/12/97



N.USP 2914721	Aluno : Eduardo Libreti de Almeida	
PMC 580/581-Projeto Mecânico		Prof. M. Alves
dimensões: m	Braços do freio e sapatas	data : 28/11/97

ANEXO 2
MANUAIS

**CABO DE AÇO POLIDO DA CLASSIFICAÇÃO 8 x 19
COM ALMA DE FIBRA (AF)**



Diâmetro em mm	Diâmetro em polegadas	Peso aprox. em kg/m	Carga de ruptura mínima efetiva em kgf
			Improved Plow Steel 180 — 200 kgf/mm ²
6,4	1/4"	0,146	2.130
8,0	5/16"	0,223	3.310
9,5	3/8"	0,327	4.750
11,5	7/16"	0,446	6.430
13,0	1/2"	0,580	8.370
14,5	9/16"	0,744	10.500
16,0	5/8"	0,908	13.000
19,0	3/4"	1,310	18.600
22,0	7/8"	1,785	25.100
26,0	1"	2,340	32.600
29,0	1.1/8"	2,960	41.100
32,0	1.1/4"	3,646	50.500
35,0	1.3/8"	4,420	60.900

Obs: Estes cabos podem ser fabricados com alma de aço (AAC). Neste caso a carga de

CERTIFICAÇÃO
ISO 9001
DE QUALIDADE



TRIFÁSICO

MONODISCO

WEG
MOTORES TDA
MOTOR MONODISCO
TRIFÁSICO
15 HP
1725 RPM
380V
15.175
CAI
WEG 43 4/2
TUBAÇÃO DE ALUMÍNIO
Nº 19210-225-V

Moto

FREIO

DESCRIÇÃO GERAL

O motofreio consiste de um motor de indução acoplado a um freio monodisco, formando uma unidade integral compacta e robusta.

O motor de indução é totalmente fechado com ventilação externa, com as mesmas características de robustez e desempenho da linha de motores Weg IP54.

O freio é de construção robusta, com poucas partes móveis, que assegura longa duração com o mínimo de manutenção. A dupla face das pastilhas forma uma grande superfície de atrito, que proporciona pequena pressão sobre as mesmas, baixo aquecimento e mínimo desgaste.

Além disso, o freio é resfriado pela própria ventilação do motor. Como resultado, o conjunto apresenta duração mais longa, enfrentando, sem problemas, os serviços mais pesados.

A bobina de acionamento do eletroímã, protegida com resina epóxi, funciona continuamente com tensões de 10% acima ou abaixo da nominal. Sua alimentação é por corrente contínua, fornecida por uma ponte retificadora composta de diodos de silício e varistores, que suprimem picos indesejáveis de tensão e permitem um rápido desligamento da corrente. A alimentação em corrente contínua proporciona maior rapidez e uniformidade de operação do freio.

A alimentação da ponte retificadora por corrente alternada, obtida de fonte independente ou dos terminais do motor, poderá ser 110/220V, 440V ou 575V, de acordo com as características do conjunto ponte retificadora – bobina de freio.

1 – APLICAÇÕES

O motofreio Weg encontra aplicações mais comuns em: máquinas-ferramenta, teares, máquinas de embalagem, transportadores, máquinas de lavar e engarrafar, máquinas de bobinar, dobradeiras, guindastes, pontes-rolante, elevadores, ajustes de rolos de laminadores e máquinas gráficas. Enfim, em equipamentos onde são exigidos paradas rápidas por questões de segurança, posicionamento e economia de tempo.

2 – FUNCIONAMENTO DO FREIO

Quando o motor é desligado da rede, o controle também interrompe a corrente da bobina e o eletroímã pára de atuar.

As molas de pressão empurram a armadura na direção do motor. As pastilhas, que estão alojadas no disco de frenagem, são comprimidas entre as duas superfícies de atrito, a armadura e a tampa, freando o motor até que ele pare. (Em nova partida, o controle liga a corrente na bobina, que liga o motor acionando o eletroímã).

A armadura é atraída contra a carcaça do eletroímã, vencendo a resistência das molas. As pastilhas ao ficarem livres deslocam-se axialmente em seus alojamentos ficando afastadas das superfícies de atrito. Assim, cessa a ação de frenagem, deixando o motor partir livremente.

Opcionalmente será fornecido disco de frenagem de lonas.

3 – INSTALAÇÃO

O motofreio pode ser montado em qualquer posição, desde que o freio não fique sujeito à penetração excessiva de

água, óleo, poeiras abrasivas, etc., através da entrada de ar. Quando montado na posição normal, o conjunto motofreio obedece o grau de proteção IP54 da ABNT.

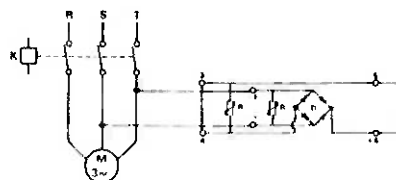
4 – ESQUEMA DE LIGAÇÕES

O motofreio Weg admite três sistemas de ligações, proporcionando frenagens lentas, médias e rápidas.

a) Frenagem lenta

A alimentação da ponte retificadora da bobina do freio é feita diretamente dos terminais do motor, sem interrupção, conforme Figura 1.

Figura 1



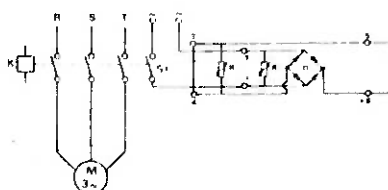
- D - Ponte Retificadora
- R - Varistores
- L - Bobina do Eletroímã
- K - Contactor

Nota: Os motofreios Weg são normalmente fornecidos de fábrica com esta ligação.

b) Frenagem média

Neste caso intercala-se um contato para interrupção da corrente de alimentação da ponte retificadora no circuito de CA. É essencial que este seja um contato auxiliar N.A. do próprio contator ou chave magnética do motor, para garantir que se ligue ou desligue o freio simultaneamente com o motor.

Figura 2

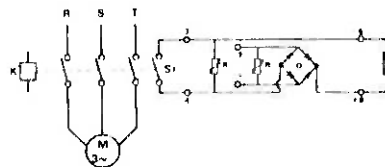


- D - Ponte Retificadora
- R - Varistores
- L - Bobina do Eletroímã
- K - Contator
- S1 - Contato auxiliar N.A. (Normalmente aberto)

c) Frenagem rápida

Intercala-se o contato para interrupção diretamente num dos fios de alimentação da bobina, no circuito de CC. É necessário que este seja um contato auxiliar N.A. do próprio contator ou chave magnética do motor.

Figura 3



- D - Ponte Retificadora
- R - Varistores
- L - Bobina do Eletroímã
- K - Contator
- S1 - Contato auxiliar N.A. (Normalmente aberto)

5 – ALIMENTAÇÃO DA BOBINA DO FREIO

Os sistemas de frenagem média e rápida permitem duas alternativas de alimentação.

a) Pelos terminais do motor

Motor 220/380 V: ligar os terminais 2 e 6 do motor aos

terminais 1 e 2 da ponte retificadora.

Motor 220/380/440/760 V: ligar os terminais 1 e 4 do motor aos terminais 1 e 2 da ponte retificadora.

Motor dupla polaridade 220 V.

- Alta rotação: ligar os terminais 4 e 6 do motor aos terminais 1 e 2 da ponte retificadora.

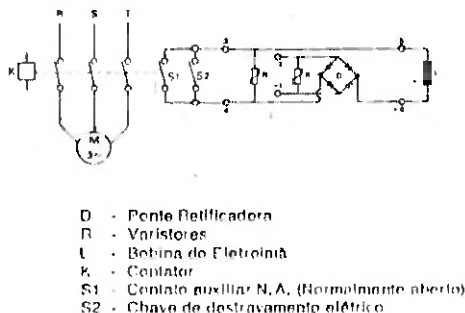
- Baixa rotação: ligar os terminais 1 e 2 do motor aos terminais 1 e 2 da ponte retificadora.

Motor 440 V: ligar dois dos terminais do motor aos terminais 1 e 2 da ponte retificadora.

b) Alimentação independente

Para motores de outras tensões, ligar os terminais da bobina do freio à fonte independente de 220 V, porém sempre com interrupção simultânea com a alimentação do motor. Com alimentação independente, é possível fazer eletricamente o destravamento do freio, conforme Figura 4.

Figura 4



6 – CONJUGADO DE FRENAGEM

O motofreio é fornecido com os valores padronizados de conjugado de frenagem conforme a Tabela 2. Pode-se obter uma parada mais suave do motor diminuindo o valor do conjugado de frenagem, pela retirada de parte das molas de pressão do freio. O valor do conjugado de frenagem resultante pode ser obtido multiplicando o valor do conjugado da tabela, pela razão entre a quantidade de molas restantes e a quantidade original.

Importante

As molas devem ser retiradas de maneira que as restantes permaneçam simetricamente dispostas, evitando que continue existindo fricção mesmo após acionado o motor, e desgaste desuniforme das pastilhas.

7 – MANUTENÇÃO DO FREIO

Por serem de construção simples, os motofreios Weg praticamente dispensam manutenção, a não ser a ajustagem periódica do entreferro.

Recomenda-se proceder uma limpeza interna, quando houver penetração de água, poeiras, etc., ou por ocasião da manutenção periódica do motor.

Ajustagem do entreferro

Os motofreios Weg são fornecidos com o entreferro inicial, ou seja, a separação entre a armadura e a carcaça com o freio aplicado, pré-ajustado na fábrica em seu valor mínimo indicado na Tabela 1.

Tabela 1

Carcaça	Entreferro inicial mm	Entreferro máximo mm
71	0,2 - 0,3	0,6
80	0,2 - 0,3	0,6
90 S - 90 L	0,2 - 0,3	0,6
100 L	0,2 - 0,3	0,6
112 M	0,2 - 0,3	0,6
132 S - 132 M	0,3 - 0,4	0,8
160 M - 160 L	0,3 - 0,4	0,8

Com o desgaste natural das pastilhas, o entreferro aumenta gradativamente, não afetando o bom funcionamento do freio

até que ele atinja o valor máximo indicado na Tabela 1. Para reajustar o entreferro a seus valores iniciais, procede-se como segue:

- retirar os parafusos de fixação e remover a tampa defletora.
- remover a cinta de proteção.
- medir o entreferro em três pontos, próximos aos parafusos de ajustagem, a qual é feita com um jogo de lâminas padrão (espião).
- se a medida encontrada for igual ou maior que o valor máximo indicado, ou se as três leituras forem diferentes entre si, prosseguir a ajustagem da seguinte maneira:
 - soltar as contraporcas e os parafusos de travamento.
 - ajustar o entreferro ao seu valor inicial indicado na Tabela 1, apertando por igual os três parafusos de ajustagem. O valor do entreferro deve ser uniforme nos três pontos de medição e ser de tal forma, que a lâmina padrão correspondente ao limite inferior, penetre livremente em toda a volta, e a lâmina correspondente ao limite superior não possa ser introduzida em nenhum ponto.
 - apertar os parafusos de travamento até que sua ponta fique apoiada na tampa do motor. Não apertar em demasia.
 - apertar firmemente as contraporcas.
 - fazer verificação final do entreferro, procedendo as medições conforme o item 2.
 - recolher a cinta de proteção.
 - recolocar a tampa defletora, fixando com os parafusos.

Intervalos para inspeção e reajustagem do entreferro

O intervalo de tempo entre as ajustagens periódicas do entreferro, ou seja, o número de operações de frenagem até que o desgaste das pastilhas leve o entreferro ao seu valor máximo, depende da carga, das condições de serviço, das impurezas do ambiente de trabalho, etc. . .

O intervalo ideal poderá ser determinado pela manutenção, observando-se o comportamento prático do motofreio nos primeiros meses de funcionamento, nas condições reais de trabalho. Como orientação, indicamos na Tabela 2, os valores típicos que se podem esperar em condições normais de trabalho. O desgaste das pastilhas depende do momento de inércia da carga acionada.

Os valores da Tabela 2 são indicados para o motor funcionando livremente, desacoplado de qualquer carga. Conhecido o momento de inércia da carga, o número de operações esperado deve ser reduzido na proporção abaixo:

$$N_c = N_L \frac{J_m}{J_m + J} \quad \text{onde}$$

N_c = Número de operações do motofreio com carga, até a próxima reajustagem do entreferro

N_L = Número de operações até a próxima reajustagem do entreferro (motor livre)

J_m = inércia própria do motofreio

J = inércia da carga = $1/4 GD^2$.

8 – POTÊNCIA MÁXIMA DE FRENAGEM

Todo o trabalho de atrito gerado durante a operação de frenagem, é transformado em calor que deve ser dissipado ao meio externo para que o freio conserve suas características normais de funcionamento. Portanto, é necessário verificar se a potência de atrito desenvolvida durante um determinado número de operações por hora (Z) não ultrapassa o valor indicado como potência máxima de frenagem na tabela de características do freio. A potência de atrito gerada será determinada pela expressão abaixo:

$$P_a = \frac{J_{REL} \cdot N^2 \cdot Z}{657.000 \cdot T_f}$$

P_a = Potência de atrito gerada (W)

J_{REL} = Momento de inércia total (motor + carga) relativo ao eixo do motor (kgm^2)

N = Rotação do motor (rpm)

Z = Número de operações por hora

T_f = Fração de hora do motor em funcionamento (h).

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

Potência		Carcaça ABNT	rpm	Corrente nominal em 220 V A	Corrente com rotor bloqueado lp/n	Conjugado nominal Cn kgfm	Conjugado com rotor bloqueado Cp/Cn	Conjugado máximo Cmax/ Cn	Rendimento $\eta\%$			Fator de Potência Cos ϕ			Fator de serviço FS	Momento de Inércia J kgm ²	Tempo com rotor bloqueado (S) a quente	Peso aprox. kg
CV	kW								50	75	100	50	75	100				
3600 RPM - 60 Hz																		
0,75	0,55	71	3400	2,60	6,0	0,16	2,9	2,7	60,0	63,0	67,0	0,66	0,78	0,83	1,25	0,0006	8,0	14
1,0	0,75	71	3420	3,40	8,8	0,21	3,1	3,0	60,0	63,0	68,0	0,66	0,77	0,83	1,25	0,0007	6,0	15
1,5	1,1	80	3420	4,80	6,8	0,31	2,6	3,0	66,0	70,0	75,0	0,70	0,80	0,84	1,15	0,0015	6,0	18
2,0	1,5	80	3400	6,00	7,2	0,42	2,7	2,8	70,0	72,0	76,0	0,74	0,82	0,85	1,15	0,0017	6,0	19
3,0	2,2	90 S	3440	9,00	7,0	0,62	2,9	2,7	72,0	76,0	78,0	0,70	0,78	0,82	1,15	0,0023	6,0	28
4,0	3,0	90 L	3480	12,0	8,1	0,82	3,7	3,2	72,0	77,0	79,0	0,70	0,77	0,81	1,15	0,0028	6,0	29
5,0	3,7	100 L	3500	14,0	9,0	1,00	3,0	3,2	73,0	77,0	80,0	0,75	0,82	0,86	1,15	0,0073	7,0	40
6,0	4,5	112 M	3500	17,0	8,6	1,20	2,0	2,9	72,0	77,0	79,0	0,75	0,82	0,86	1,15	0,0098	6,0	51
7,5	5,5	112 M	3480	20,0	8,2	1,50	2,3	3,2	76,0	80,0	83,0	0,72	0,81	0,87	1,15	0,0108	8,0	55
10	7,5	132 S	3500	28,0	7,5	2,00	1,8	2,8	73,0	76,0	78,0	0,83	0,88	0,89	1,15	0,0232	6,0	71
12,5	9,0	132 M	3510	34,0	8,4	2,50	2,1	2,7	76,0	79,0	80,0	0,83	0,86	0,88	1,15	0,0258	6,0	80
15	11	132 M	3500	38,0	8,7	3,10	2,8	3,3	80,0	83,0	85,0	0,85	0,89	0,90	1,15	0,0284	6,0	87
20	15	160 M	3500	50,0	8,0	4,10	2,1	3,0	82,0	83,0	84,0	0,86	0,90	0,92	1,15	0,0598	6,0	141
26	18,5	160 M	3610	62,0	8,2	5,10	2,4	3,0	82,0	84,0	88,0	0,87	0,90	0,91	1,15	0,0665	6,0	149
30	22	180 L	3480	74,0	7,9	6,20	2,5	3,4	82,0	84,0	85,0	0,86	0,90	0,92	1,15	0,0710	7,0	158
1800 RPM - 60 Hz																		
0,50	0,37	71	1710	2,20	5,0	0,21	3,0	3,0	56,0	63,0	66,0	0,52	0,60	0,67	1,25	0,0007	12	15
0,75	0,55	71	1690	3,00	6,0	0,32	2,9	3,5	57,0	64,0	68,0	0,52	0,62	0,71	1,25	0,0010	8,0	18
1,0	0,75	80	1730	3,80	6,4	0,41	3,0	3,1	60,0	68,0	73,0	0,52	0,66	0,70	1,15	0,0025	8,0	18
1,5	1,1	80	1690	5,00	5,1	0,64	2,4	2,4	67,0	69,0	70,0	0,61	0,74	0,83	1,15	0,0030	6,0	22
2,0	1,5	90 S	1720	6,50	6,3	0,83	3,0	3,0	67,0	71,0	72,0	0,63	0,75	0,83	1,15	0,0047	6,0	25
3,0	2,2	90 L	1710	9,00	6,8	1,20	3,1	3,1	74,0	76,0	78,0	0,61	0,73	0,84	1,15	0,0060	6,0	29
4,0	3,0	100 L	1730	12,0	7,4	1,60	2,7	3,2	72,0	77,0	78,0	0,69	0,78	0,83	1,15	0,0085	6,0	39
5,0	3,7	100 L	1710	15,0	7,5	2,10	3,0	3,0	76,0	77,0	78,0	0,68	0,76	0,83	1,15	0,0101	6,0	41
6,0	4,5	112 M	1730	17,0	7,9	2,50	2,7	3,0	77,0	80,0	82,0	0,69	0,78	0,83	1,15	0,0162	6,0	53
7,5	5,5	112 M	1740	20,0	8,0	3,10	3,0	3,2	79,0	85,0	88,0	0,67	0,75	0,82	1,15	0,0181	6,0	56
10	7,5	132 S	1760	28,0	8,0	4,10	2,1	2,5	78,0	82,0	84,0	0,67	0,77	0,82	1,15	0,0440	6,0	71
12,5	9,0	132 M	1760	34,0	8,4	5,10	2,2	2,7	80,0	83,0	85,0	0,74	0,81	0,84	1,15	0,0488	6,0	80
15	11	132 M	1760	40,0	8,2	6,10	2,3	2,8	80,0	82,0	84,0	0,60	0,84	0,80	1,15	0,0555	5,0	83
20	15	160 M	1760	52,0	8,3	8,10	2,1	2,7	84,0	85,0	86,0	0,74	0,84	0,86	1,15	0,0805	6,0	134
25	18,5	160 L	1760	62,0	8,6	10,0	2,3	2,8	85,0	89,0	92,0	0,73	0,82	0,85	1,15	0,0915	6,0	144
1200 RPM - 60 Hz																		
0,25	0,18	71	1070	1,40	2,8	0,17	1,7	1,7	48,0	54,0	55,0	0,48	0,56	0,63	1,35	0,0007	35	14
0,33	0,25	71	1100	1,80	3,1	0,21	2,0	2,2	48,0	49,0	54,0	0,48	0,57	0,65	1,35	0,0010	23	15
0,50	0,37	80	1140	2,60	4,0	0,31	2,7	3,0	46,0	54,0	60,0	0,47	0,57	0,62	1,25	0,0020	7,0	19
0,75	0,55	80	1140	3,60	5,2	0,47	2,7	3,0	54,0	63,0	64,0	0,50	0,59	0,63	1,15	0,0034	8,0	20
1,0	0,75	90 S	1140	4,00	5,3	0,63	2,8	2,9	60,0	67,0	71,0	0,50	0,63	0,68	1,15	0,0049	8,0	25
1,5	1,1	90 S	1120	5,60	5,3	0,96	2,6	2,7	65,0	68,0	69,0	0,51	0,66	0,75	1,15	0,0050	6,0	26
2,0	1,5	100 L	1160	6,80	5,4	1,20	2,0	2,2	68,0	74,0	79,0	0,54	0,64	0,72	1,15	0,0108	6,0	36
3,0	2,2	100 L	1150	10,0	5,5	1,80	2,4	2,6	73,0	76,0	80,0	0,54	0,64	0,72	1,15	0,0121	9,0	38
4,0	3,0	112 M	1150	13,0	5,4	2,50	2,3	2,8	71,0	73,0	75,0	0,67	0,73	0,79	1,15	0,0250	8,0	55
5,0	3,7	132 S	1155	16,0	6,5	3,10	2,0	2,7	75,0	78,0	80,0	0,58	0,68	0,75	1,15	0,0357	7,0	65
6,0	4,5	132 S	1160	19,0	6,7	3,70	2,0	2,9	75,0	78,0	80,0	0,58	0,69	0,76	1,15	0,0415	7,0	69
7,5	5,5	132 M	1160	24,0	7,0	4,60	2,0	2,8	76,0	77,0	78,0	0,58	0,70	0,77	1,15	0,0472	6,0	76
10	7,5	132 M	1160	30,0	7,5	6,20	2,3	3,0	77,0	81,0	84,0	0,58	0,70	0,77	1,15	0,0559	6,0	86
12,5	9,0	160 M	1160	36,0	6,4	7,70	1,8	2,1	78,0	82,0	84,0	0,65	0,77	0,80	1,15	0,0871	6,0	135
15	11	160 M	1160	44,0	6,5	9,20	1,8	2,2	72,0	78,0	82,0	0,67	0,77	0,80	1,15	0,1053	6,0	150
20	15	160 L	1160	56,0	6,6	12,0	2,5	2,9	80,0	84,0	86,0	0,70	0,77	0,80	1,15	0,1162	7,0	162
900 RPM - 60 Hz																		
0,18	0,12	71	820	1,20	2,3	0,14	1,8	2,0	38,0	46,0	50,0	0,40	0,48	0,51	1,35	0,0009	20	14
0,25	0,18	80	850	1,80	2,6	0,21	2,6	3,0	40,0	46,0	48,0	0,42	0,50	0,56	1,35	0,0025	16	18
0,33	0,25	80	850	2,00	3,8	0,28	2,8	3,2	42,0	48,0	55,0	0,43	0,53	0,58	1,35	0,0029	16	20
0,50	0,37	90 S	840	2,60	3,8	0,43	1,8	1,9	48,0	58,0	60,0	0,45	0,54	0,62	1,15	0,0049	18	25
0,75	0,55	90 L	830	3,60	3,0	0,65	1,9	2,1	57,0	62,0	66,0	0,47	0,58	0,67	1,15	0,0058	18	28
1,0	0,75	90 L	830	4,20	3,6	0,86	1,9	2,1	58,0	63,0	69,0	0,45	0,59	0,67	1,15	0,0058	14	29
1,5	1,1	100 L	860	6,80	4,2	1,20	1,8	2,4	60,0	69,0	73,0	0,46	0,55	0,60	1,15	0,0121	15	40
2,0	1,5	112 M	865	8,00	4,5	1,60	2,3	2,9	61,0	67,0	69,0	0,50	0,61	0,70	1,15	0,0245	13	54
3,0	2,2	132 S	870	12,0	6,3	2,50	2,4	3,0	66,0	69,0	71,0	0,50	0,57	0,68	1,15	0,0573	10	73
4,0	3,0	132 M	870	15,0	6,7	3,30	2,3	3,0	68,0	72,0	74,0	0,52	0,64	0,70	1,15	0,0691	10	83
5,0	3,7	132 M	860	17,0	6,9	4,20	2,4	3,1	71,0	74,0	76,0	0,56	0,68	0,75	1,15	0,0770	10	89
6,0	4,5	160 M	880	20,0	7,6	4,90	2,4	3,1	72,0	76,0	79,0	0,62	0,70	0,73	1,15	0,0944	8,0	142
7,5	5,5	160 M	880	27,0	5,4	6,10	2,1	2,8	76,0	78,0	79,0	0,52	0,62	0,68	1,15	0,0944	12	159
10	7,5	160 L	876	36,0	6,0	8,20	2,1	2,7	76,0	79,0	81,0	0,47	0,59	0,66	1,15	0,1053	7,0	160

1) Para obter a corrente em 380V multiplicar por 0,577. Em 440V multiplicar por 0,5.

2) Os valores apresentados são médios esperados, sujeitos a alteração sem aviso prévio. Para valores garantidos, consultar a fábrica.

3) Até carcaça 80: 220/380 ou 440 V (liga.ão estrela)

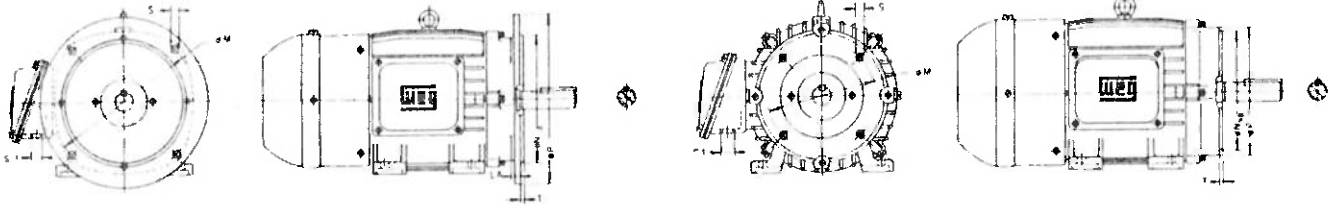
CARACTERÍSTICAS TÍPICAS
ENROLAMENTO ÚNICO-LIGAÇÃO Δ/YY (Duas velocidades)

Potência	Carcaça ABNT	f p m	Corrente nominal em 220 V A	Corrente com rotor bloqueado Ip/In	Conjugado nominal Cn kgfm	Conjugado com rotor bloqueado Cp/Cn	Conjugado máximo Cmax/Cn	Rendimento η%			Fator de Potência Cos φ			Fator de serviço FS	Momento de Inércia J kgm²	Tempo com rotor bloqueado (S) a quente	Peso aprox. kg	
								% da Potência Nominal			Nominal							
C V	k W							50	75	100	50	75	100					
1800 / 3600 RPM - 60 Hz																		
0,25	0,18	71	1730	1,7	3,5	0,10	2,8	3,2	38	47	53	0,40	0,47	0,54	1,0	0,0006	9,7	13
0,4	0,30	71	3480	1,8	5,5	0,08	2,5	3,0	49	57	62	0,66	0,75	0,82	1,0	0,0006	6,0	14
0,3	0,22	71	1740	2,3	4,0	0,12	3,3	3,8	40	49	55	0,38	0,45	0,52	1,0	0,0007	8,6	14
0,5	0,37	71	3480	1,9	6,5	0,10	3,0	3,6	51	58	64	0,65	0,74	0,80	1,0	0,0007	8,0	15
0,4	0,30	71	1710	2,6	4,0	0,17	2,8	2,9	45	54	59	0,39	0,47	0,55	1,0	0,0007	8,0	15
0,63	0,46	80	3440	2,4	6,0	0,13	2,4	2,9	56	63	66	0,69	0,78	0,84	1,0	0,0018	6,0	19
0,5	0,37	80	1755	2,6	5,2	0,20	2,6	3,5	46	55	60	0,45	0,54	0,61	1,0	0,0018	7,4	19
0,8	0,60	80	3495	3,2	6,2	0,17	2,6	3,3	48	56	61	0,62	0,72	0,78	1,0	0,0018	6,0	20
0,63	0,46	80	1750	3,0	5,5	0,26	2,8	3,4	51	60	65	0,45	0,55	0,63	1,0	0,0018	7,8	20
1,0	0,75	80	3485	3,8	6,4	0,20	2,8	3,4	63	81	85	0,61	0,70	0,77	1,0	0,0018	8,0	21
0,8	0,60	80	1740	3,5	5,2	0,32	2,7	2,9	55	63	67	0,47	0,57	0,66	1,0	0,0018	7,3	21
1,25	0,92	80	3470	4,6	6,5	0,26	2,3	2,8	57	64	67	0,67	0,77	0,86	1,0	0,0018	8,0	21
1,0	0,75	90 S	1745	4,8	4,7	0,41	2,1	2,7	66	64	68	0,42	0,53	0,61	1,0	0,0027	7,3	26
1,6	1,2	90 S	3475	4,8	6,3	0,32	2,0	2,7	65	70	72	0,80	0,87	0,90	1,0	0,0027	6,0	26
1,25	0,92	90 L	1730	5,2	4,8	0,51	2,6	2,8	66	72	75	0,40	0,52	0,60	1,0	0,0030	12	28
2,0	1,5	90 L	3460	6,8	6,3	0,41	2,5	2,7	66	72	75	0,77	0,84	0,87	1,0	0,0030	6,4	28
1,6	1,2	90 L	1735	7,0	5,0	0,66	2,3	2,5	67	73	75	0,46	0,59	0,69	1,0	0,0030	14	29
2,5	1,8	100 L	3480	7,8	7,2	0,51	2,7	2,7	70	75	77	0,83	0,89	0,92	1,0	0,0074	7,2	41
2,0	1,5	100 L	1750	7,8	5,2	0,82	2,6	3,2	68	75	78	0,45	0,57	0,65	1,0	0,0074	6,2	41
3,0	2,2	100 L	3500	8,8	7,0	0,81	2,4	2,7	66	73	76	0,81	0,87	0,90	1,0	0,0074	8,0	41
2,5	1,8	100 L	1750	9,2	6,3	1,0	2,6	3,3	71	77	80	0,44	0,55	0,64	1,0	0,0074	8,8	42
4,0	3	112 M	3480	11	8,3	0,82	2,7	2,8	72	77	79	0,84	0,90	0,91	1,0	0,0103	6,0	51
3,0	2,2	112 M	1755	11	6,6	1,2	2,2	3,0	68	74	76	0,48	0,60	0,69	1,0	0,0103	10	51
5,0	3,7	112 M	3475	14	7,2	1,0	2,0	2,7	66	70	72	0,88	0,90	0,93	1,0	0,0120	8,7	56
4,0	3	112 M	1750	15	5,9	1,6	3,3	3,4	71	77	79	0,44	0,50	0,65	1,0	0,0120	8,4	56
6,3	4,6	132 S	3485	17	7,8	1,3	3,2	3,7	74	78	80	0,84	0,90	0,92	1,0	0,0212	6,0	73
5,0	3,7	132 S	1765	16	7,2	2,0	2,4	3,5	72	77	79	0,51	0,63	0,72	1,0	0,0212	6,0	73
8,0	6,0	132 M	3515	20	8,3	1,6	2,0	2,8	71	75	77	0,87	0,92	0,94	1,0	0,0262	6,0	87
6,3	4,6	132 M	1765	19	7,9	2,6	2,3	3,4	79	83	84	0,53	0,67	0,76	1,0	0,0262	8,0	87
10	7,5	160 M	3620	25	9,0	2,0	2,0	2,8	76	80	82	0,88	0,92	0,94	1,0	0,0613	6,0	137
8,0	6,0	160 M	1765	24	8,0	3,2	3,4	3,8	79	83	85	0,58	0,68	0,78	1,0	0,0613	10	137
12,5	9,2	160 L	3535	32	9,7	2,6	3,4	4,3	75	80	82	0,88	0,92	0,94	1,0	0,0703	8,0	148
10	7,5	160 L	1785	28	7,4	4,1	3,0	3,3	81	85	86	0,60	0,72	0,79	1,0	0,0703	12	148
16	11,8	160 L	3525	40	9,0	3,2	3,2	3,9	78	82	84	0,89	0,93	0,94	1,0	0,0703	8,0	148

900 / 1800 RPM - 60 Hz

0,25	0,18	80	860	2,1	3,1	0,20	2,4	3,0	37	45	51	0,37	0,44	0,50	1,0	0,0018	20	19
0,4	0,30	80	1740	1,9	5,5	0,16	2,2	2,9	46	54	59	0,59	0,68	0,74	1,0	0,0018	9,2	19
0,3	0,22	90 S	860	2,1	3,6	0,25	2,1	2,8	44	53	58	0,43	0,51	0,59	1,0	0,0061	16	26
0,5	0,37	90 S	1730	2,0	5,4	0,20	2,1	2,8	49	56	61	0,70	0,79	0,85	1,0	0,0061	10	26
0,4	0,30	90 S	870	2,4	3,8	0,32	2,5	3,0	46	55	60	0,46	0,56	0,65	1,0	0,0061	16	27
0,63	0,46	90 S	1740	2,4	6,2	0,26	2,8	3,3	52	60	64	0,64	0,74	0,80	1,0	0,0061	8,2	27
0,5	0,37	90 L	870	3,6	3,9	0,41	2,9	3,6	42	52	57	0,37	0,44	0,51	1,0	0,0084	10	32
0,8	0,60	90 L	1755	3,2	7,0	0,32	2,8	3,8	51	60	65	0,59	0,69	0,77	1,0	0,0084	8,0	32
0,63	0,46	90 L	865	4,8	3,8	0,52	3,2	3,7	43	51	55	0,34	0,42	0,50	1,0	0,0084	12	33
1,0	0,75	90 L	1760	4,0	7,0	0,41	3,3	3,9	63	69	72	0,48	0,59	0,70	1,0	0,0084	6,0	33
0,8	0,60	100 L	870	4,6	4,3	0,66	2,9	3,5	50	59	64	0,36	0,45	0,52	1,0	0,0085	14	38
1,25	0,92	100 L	1755	4,4	8,0	0,52	3,1	4,1	58	66	70	0,61	0,71	0,78	1,0	0,0085	6,0	38
1,0	0,75	100 L	850	5,6	3,7	0,82	2,7	3,2	49	55	60	0,41	0,50	0,58	1,0	0,0085	13	39
1,6	1,2	100 L	1745	5,2	8,0	0,66	2,6	2,9	62	69	73	0,64	0,74	0,81	1,0	0,0085	6,0	39
1,25	0,92	100 L	860	6,8	4,0	1,0	2,3	2,8	54	62	65	0,39	0,48	0,55	1,0	0,0094	12	41
2,0	1,5	100 L	1750	6,4	7,2	0,82	2,6	3,0	69	75	78	0,64	0,74	0,80	1,0	0,0094	6,0	41
1,6	1,2	112 M	870	7,8	4,7	1,3	2,0	2,3	67	73	75	0,41	0,51	0,59	1,0	0,0188	11	49
2,5	1,8	112 M	1740	8,0	7,0	1,0	2,0	2,7	71	75	76	0,71	0,81	0,84	1,0	0,0188	7,2	49
2,0	1,5	112 M	870	9,2	5,5	1,6	2,2	2,5	56	62	68	0,43	0,54	0,62	1,0	0,0235	9,8	54
3,0	2,2	112 M	1765	9,2	7,0	1,2	2,6	3,2	70	74	76	0,69	0,80	0,85	1,0	0,0235	6,0	54
2,5	1,8	112 M	860	11	5,8	2,0	2,0	2,2	68	69	70	0,43	0,53	0,62	1,0	0,0235	11	55
4,0	3,0	112 M	1740	12	7,0	1,6	1,8	2,3	72	74	75	0,70	0,80	0,85	1,0	0,0235	8,0	55
3,0	2,2	132 S	875	12	6,8	2,5	2,3	3,2	73	75	77	0,43	0,55	0,64	1,0	0,0575	9,0	74
5,0	3,7	132 S	1755	14	9,2	2,0	2,5	2,7	74	78	79	0,77	0,84	0,88	1,0	0,0575	6,0	74
4,0	3,0	132 S	865	18	6,5	3,3	3,2	3,0	62	70	73	0,36	0,46	0,55	1,0	0,0631	10	82
6,3	4,6	132 S	1730	18	8,0	2,6	3,3	3,0	74	78	79	0,75	0,85	0,90	1,0	0,0631	6,0	82
5,0	3,7	132 M	870	22	7,2	4,1	2,3	2,4	76	80	81	0,43	0,53	0,61	1,0	0,0768	9,7	89
8,0	6,0	132 M	1750	22	9,8	3,2	2,7	2,8	78	82	82	0,76	0,83	0,86	1,0	0,0768	6,0	89
6,3	4,6	160 M	885	24	5,9	5,1	2,4	2,4	74	79	82	0,42	0,54	0,63	1,0	0,0983	11	139
10	7,5	160 M	1770	26	9,8	4,0	2,1	3,9	78	82	84	0,78	0,86	0,90	1,0	0,0983	6,0	139
8,0	6,0	160 L	880	28	5,6	6,5	1,8	2,6	77	82	83	0,46</						

DIMENSÕES DA FLANGE

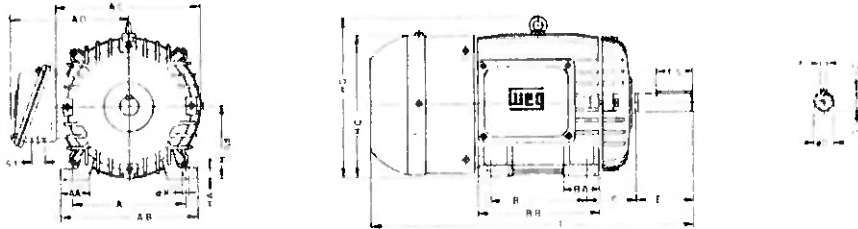


Dimensões da flange tipo "FF"

Dimensões da flange tipo "C"

Carcapa	Flange	Dimensões da flange tipo "FF"						S	Qtd.	α	T	Dimensões da flange tipo "C"						S	Qtd.	α	T										
		LA	ØM	ØN	ØP	Ø	Rocaa					ØM	ØN	ØP	Rocaa																
71	FF-130	9	130	110	160	10					71	FC-95	95,2	76,2	143	UNC 1/4" x 20															
80											80																				
90 S	FF-185	10	185	130	200	12					90 S																				
90 L											90 L	FC-149	149,2	114,3	185	UNC 3/8" x 16															
100 L											100 L																				
112 M	FF-215	11	215	160	250		4	45°			112 M											4	45°								
132 S											132 S																				
132 M	FF-265	12	265	230	300	15					132 M	FC-184	184,2	215,9	225	UNC 1/2" x 13															
160 M											160 M																				
160 L	FF-300	16	300	250	350						160 L																				

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS



DIMENSÕES EM MILÍMETROS

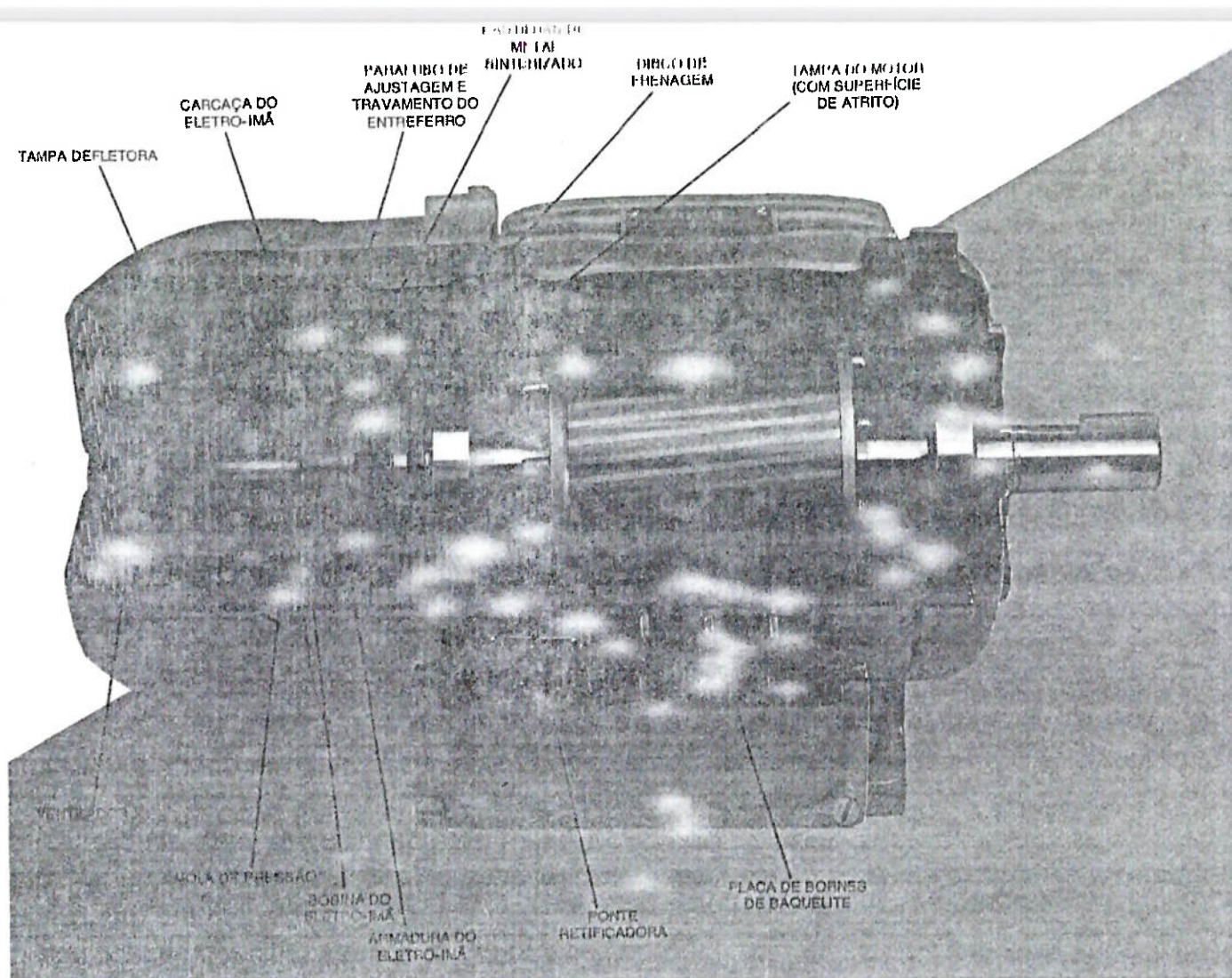
Carcapa	Ponta de Eixo																Rolamentos							
	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	ØD	E	ES	F	G	GD	H	HA	HC	HD	K	L	S1	Diant.	Tras.
71	112	30	132	145	126	90	38	114	45	14j6	30	14	5	11	5	71	10	140	-	7	313	RWG	6203-Z	6204-Z
80	125	35	149	157	135	100	40	126	50	19j6	40	22	6	16,6	6	80	12	180	-	10	342	1/2"	6204-Z	6204-Z
90 S						100	42	131																
90 L	140	38	164	178	150	125	42	156	56	24j6	50	28	8	20	7	90	14	160	-	10	368	RWG	6205-Z	6205-Z
100 L	160	44	188	198	160	140	50	173	63	28j6	60	36	8	24	7	100	15	200	-	12	453	3/4"	6206-Z	6206-Z
112 M	190	48	220	224	179	140	50	177	70	28j6	60	36	8	24	7	112	17	225	270	12	468	RWG	6307-Z	6207-Z
132 S						140	55	187																
132 M	216	51	248	270	205	178	55	225	89	38k6	80	56	10	33	8	132	20	262	310	12	547	1"	6308-Z	6208-Z
160 M						210	60	258																
160 L	254	64	308	310	248	254	60	300	108	42k6	110	80	12	37	8	160	20	310	368	15	719	1 1/2"	6308	6211-Z

CARACTERÍSTICAS DO FREIO

Tabela 2

Carcapa ABNT	Pólos	Tempo de atuação (ms) 1			Conjugado de frenagem (N.m)	Duração estimada das pastilhas (x10 ⁶ J)	Potência máxima de frenagem P (W)	Consumo de potência pelo freio (W)	Corrente absorvida pelo freio (A)	Nº operações até a próxima reajustagem do entreferro
		Frenagem lenta	Frenagem média	Frenagem rápida						
71	II	350			15	110	30	0,14	200.000	
	IV	250								
	VI	200	200	80						
	VIII	150								
80	II	450			20	110	35	0,16	80.000	
	IV	350								
	VI	250	250	120						
	VIII	200								
90 SA	II	650			25	160	40	0,20	350.000	
	IV	500								
	VI	400	300	170						
	VIII	280								
100 L	II	700			40	180	50	0,26	550.000	
	IV	650								
	VI	450	350	220						
	VIII	300								
112 M	II	800			70	300	60	0,30	1.000.000	
	IV	600								
	VI	450	450	250						
	VIII	350								
132 S/M	II	1000			80	370	100	0,50	30.000	
	IV	800								
	VI	600	600	300						
	VIII	400								
160 ML	II	1200			160	880	120	0,55	110.000	
	IV	1000								
	VI	850	800	370						
	VIII	600								

1) Tempo decorrido entre o instante da interrupção de corrente e o início da frenagem.
 2) Dimensões não normalizadas pela norma NBR 5432, sujeitas a alteração sem aviso prévio.



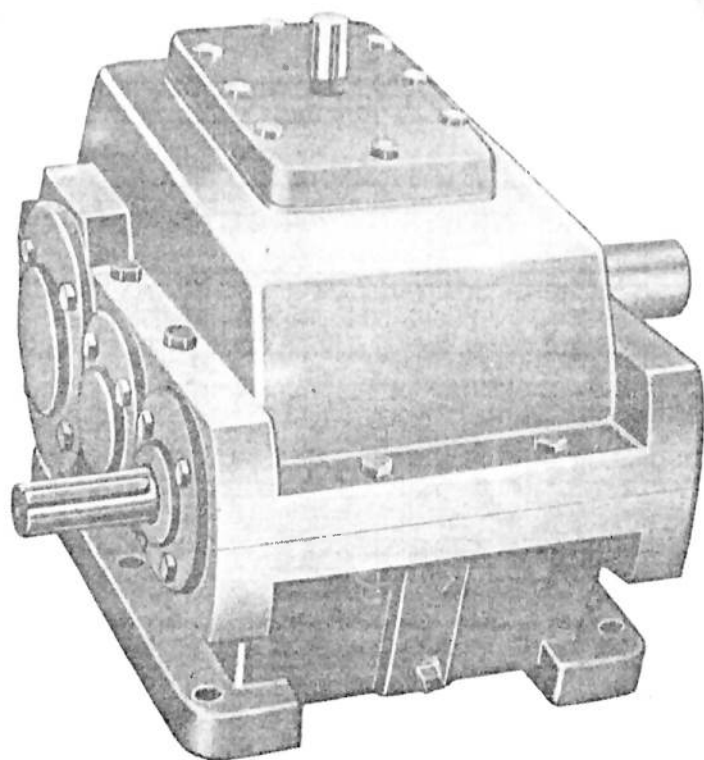
Garantia e assistência técnica

Weg oferece garantia contra defeitos de fabricação ou de materiais, para seus motores elétricos, quando operados sob condições normais e de acordo com os limites de suas capacidades, por um período de **2 anos** a partir da data do fornecimento.



WEG MOTORES LTDA. - RUA JOINVILLE, 3000 - 89256-900 JARAGUÁ DO SUL, SC
TEL. (0473) 72-4000 - FAX (0473) 72-4040 - TELEX 475-243

SÃO PAULO: TEL. (011) 574-6977 - FAX (011) 549-7015 - TELEX 11-21776
RIO DE JANEIRO: TEL. (021) 284-7373 - FAX (021) 284-7350 - TELEX 21-22120



REDUTORES DE VELOCIDADE

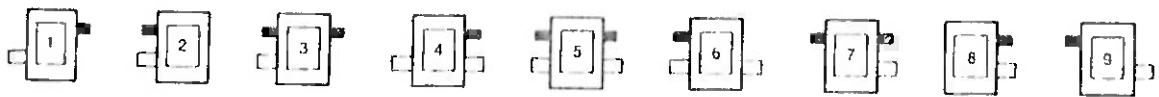
COM EIXOS PARALELOS

ENGRENAGENS CILÍNDRICAS HELICOIDAIS

REDUÇÃO DUPLA

SÉRIE EZ-20

FORMAS CONSTRUTIVAS



EIXO EM NEGRITO É A ENTRADA DO REDUTOR.

TIPO	RPM	POTÊNCIAS CORRESPONDENTES AS REDUÇÕES NOMINAIS PARA FATOR DE SERVIÇO $F_s = 1$													PESO
		AS REDUÇÕES NOMINAIS PODEM VARIAR EM 2,5%.													
		REDUÇÕES													
		9	10	11	12,5	14	15	17,5	20	22,5	25	28	31,5	35,5	
EZ 21	1750	13	12	11	10	9	8,5	8	7,2	6,5	6	5,5	5	4,5	65
	1140	8,4	7,8	7,1	6,5	5,8	5,5	5,2	4,6	4,2	3,9	3,5	3,2	2,9	
	850	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	4,1	3,9	3,5	3,1	2,9	2,7	2,4	2,2	
EZ 22	1750	21	20	18,5	16,5	15	14,2	12,5	11	10	9,2	8,5	6	5,8	75
	1140	13,6	13	12	10,7	9,7	9,2	8,1	7,1	6,5	5,9	5,5	3,9	3,7	
	850	10,2	9,8	9	8	7,3	6,9	6,1	5,3	4,9	4,5	4,1	2,9	2,8	
EZ 23	1750	27	25	23	21	19	18	17	15	14	13	12	11,5	10,5	140
	1140	17,5	16,2	14,9	13,6	12,3	11,7	11	9,7	9,1	8,4	7,8	7,4	6,8	
	850	13,2	12,2	11,2	10,2	9,3	8,8	8,3	7,3	6,8	6,3	5,8	5,6	5,1	
EZ 24	1750	46	43	40	36	33	31	28	26	24	22	20	18	17	180
	1140	29,9	27,9	26	23,4	21,4	20,1	18,2	16,9	15,6	14,3	13	11,7	11	
	850	22,5	21	19,6	17,6	16,1	15,1	13,7	12,7	11,7	10,7	9,8	8,8	8,3	
EZ 25	1750	68	60	55	50	45	42,5	38	35	31,5	29	27	25	23	300
	1140	44,2	39	35,7	32,5	29,2	27,6	24	22,7	20,4	18,8	17,5	16,2	14,9	
	850	33,3	29,4	26,9	24,5	22,0	20,8	18,6	17,1	15,4	14,2	13,2	12,2	11,2	
EZ 26	1750	97	88	82	76	72	67,5	58	52	48	44	40	37	33	450
	1140	63	57,2	53,3	49,4	46,8	43,8	37,7	33,8	31,2	28,6	26	24	21,4	
	850	47,5	43,1	40,1	37,2	35,2	33,0	28,4	25,4	23,5	21,5	19,6	18,1	16,1	
EZ 27	1750	152	141	130	122	110	101	89	78	71	66	62,5	56	42	680
	1140	98,8	91,6	84,5	79,3	71,5	66,9	57,8	50,7	46,1	42,9	40,6	36,4	27,3	
	850	74,4	69	63,7	59,7	53,9	50,4	43,6	38,2	34,7	32,3	30,6	27,4	20,5	
EZ 28	1750	220	205	197	180	165	155	135	120	107	98	88	79	71	960
	1140	143	133,2	128	117	107,2	100,7	87,7	78	69,5	63,7	57,2	51,3	46,1	
	850	107,8	100,4	96,5	88,2	80,8	75,9	66,1	58,8	52,4	48,0	43,1	38,7	34,7	
EZ 29	1750				250	230	215	192	170	160	145	130	118	110	1500
	1140				133,7	149,5	139,7	124,8	110,5	104	94,2	84,5	76,7	71,5	
	850				122,5	112,7	105,3	94	83,3	78,4	71,0	63,7	57,8	53,9	
EZ 210	1750				410	370	350	305	280	255	240	207	185	165	2600
	1140				266,5	240,5	227,5	198	182	165,7	149,5	134,5	120,2	107,2	
	850				200,9	181,3	171,5	149,4	137,2	124,9	112,7	101,4	90,6	80,8	
EZ 211	1750						540	490	430	385	350	315	285	255	4200
	1140						351	318,5	279,5	250,2	227,5	204,7	185,2	165,7	
	850						264,6	240,1	210,7	188,6	171,5	154,5	139,6	124,9	

Os redutores da série EZ-20 tem rendimento de 97%.

As potências para rotações de entrada mais altas, intermédias ou mais baixas, obter por interpolação.

Exemplo: redutor EZ-26 com 250 rpm e redução 1:20 = 250

■ As unidades cujas potências estão indicadas abaixo da linha cheia, são lubrificadas por imersão em banho de óleo.

■ As unidades cujas potências estão indicadas entre a linha cheia e a região sombreada, necessitam refrigeração do óleo lubrificante.

REDUÇÃO	MOMENTO TORSOR NA SAÍDA "M1" COM 1750 RPM NA ENTRADA										
	VALORES EM Kgf.m										
	EZ-21	EZ-22	EZ-23	EZ-24	EZ-25	EZ-26	EZ-27	EZ-28	EZ-29	EZ-210	EZ-211
9	46,4	75,0	96,4	164,3	242,9	346,5	543,0	786,0			
10	47,6	79,4	99,2	170,7	238,1	349,3	559,7	813,8			
11	48,0	80,7	100,4	174,6	240,1	358,0	567,6	860,2			
12,5	49,6	81,8	104,2	178,6	248,1	377,1	605,3	893,2	1240,5	2034,5	
14	50,0	83,3	105,6	183,4	250,1	400,1	611,3	917,0	1278,2	2056,3	
15	50,6	84,5	107,1	184,6	253,0	401,9	613,3	922,9	1280,2	2084,1	3215,5
17,5	55,5	86,4	118,1	194,5	263,9	402,9	618,3	937,8	1333,8	2118,8	3404,1
20	57,1	87,3	119,0	206,4	277,8	412,8	619,2	952,7	1349,7	2223,0	3414,0
22,5	58,0	89,3	125,0	214,3	281,3	428,7	634,1	955,7	1429,1	2277,6	3438,8
25	59,5	91,3	129,0	218,3	287,8	436,6	655,0	972,6	1439,0	2282,6	3473,5
28	61,1	94,4	133,3	222,3	300,1	444,6	694,7	978,1	1445,0	2300,8	3501,3
31,5	62,5	100,0	143,8	225,0	312,6	462,6	700,2	987,8	1475,5	2313,4	3563,8
35,5	63,4	105,7	147,9	239,5	324,1	465,0	704,6	1000,5	1550,2	2325,3	2395,7

ESPECIFICAÇÕES

CAIXAS

As caixas são construídas em ferro fundido, suas linhas foram projetadas visando tanto o lado estético como também uma estrutura bastante robusta. O paralelismo dos mancais dos rolamentos, é obtido dentro da tolerância, para assegurar um contato correto entre os dentes das engrenagens. As superfícies de união das caixas são usinadas com acabamento que não necessitam de juntas de vedação.

ENGRENAGENS

As engrenagens são usinadas em frezadoras de alta precisão. Os dentes são controlados em diversas fases da usinagem. Fabricadas em aço liga de qualidade e procedência garantida. Após a frezagem são tratadas termicamente, proporcionando maior durabilidade mesmo em cargas elevadas.

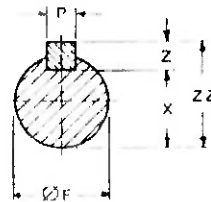
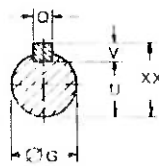
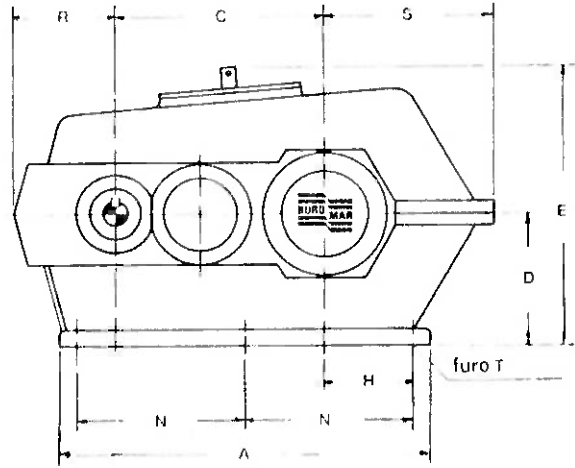
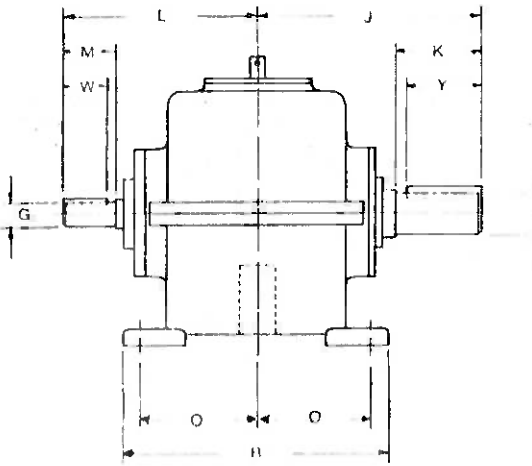
EIXOS

Os eixos de entrada são feitos de aço liga, normalizados, de alta qualidade, foram calculados acima dos limites de fadiga ditados pelas normas. Os assentos são todos retificados, sendo as pontas de entrada, e de saída, acabadas com tolerância h6.

LUBRIFICAÇÃO

As engrenagens e os rolamentos são lubrificadas pelo mesmo óleo, no sistema banho/salpico. Para algumas condições de carga e velocidade, é necessária a lubrificação forçada a jato de óleo. Neste caso, é utilizado um sistema composto de bomba de óleo, filtro, manômetro e válvula de segurança.

DIMENSÕES



TIPO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	XX	ZZ
EZ-21	310	230	190	125	240	48	24	70	225	90	181	50	135	103	1/2"	5/16"	55	145	14,5	20	5/16"	45	41,6	85	1/2"	28	54,4
EZ-22	335	270	210	135	270	52	28	75	245	100	198	60	148	115	1/2"	5/16"	55	170	17	24	5/16"	55	45,6	95	1/2"	32	58,4
EZ-23	400	310	250	155	310	58	32	105	274	105	237	70	180	135	5/8"	5/16"	65	195	17	28	5/16"	65	50,1	100	5/8"	36	66
EZ-24	470	350	275	185	365	62	35	105	306	120	262	80	210	150	5/8"	3/8"	130	230	20	30,3	3/8"	75	54,1	115	5/8"	39,8	70
EZ-25	555	410	335	220	440	72	38	135	354	140	301	90	243	180	3/4"	3/8"	130	260	20	33,3	3/8"	85	62,5	135	3/4"	42,8	81,5
EZ-26	650	390	395	260	520	88	44	160	373	160	290	90	285	165	7/8"	1/2"	155	315	24	37,7	1/2"	85	76,9	155	7/8"	50,4	99,2
EZ-27	770	470	465	305	610	102	50	195	446	200	350	100	345	200	1"	1/2"	110	360	28	43,6	1/2"	95	89,3	190	1"	56,4	114,7
EZ-28	860	610	545	345	690	118	60	225	519	200	467	150	400	275	1 1/4"	1/2"	190	420	28	53,7	1/2"	145	102,2	190	1 1/4"	66,4	133,9
EZ-29	1050	760	670	430	860	138	80	280	620	240	520	160	485	340	1 1/4"	3/4"	220	483	35	70,5	3/4"	155	122,2	230	1 1/4"	89,5	153,8
EZ-210	1260	880	800	515	1030	162	90	345	730	280	628	190	590	400	1 1/2"	7/8"	250	590	35	78,9	7/8"	185	143	270	1 1/2"	101,2	181,1
EZ-211	1470	1010	925	600	1200	182	100	405	840	320	719	200	680	460	1 3/4"	1"	310	685	35	87,3	1"	195	159,8	310	1 3/4"	112,7	204,2

Tolerâncias dos eixos de entrada e saída "h6"
Eixos com medidas especiais consultar nosso
Departamento Técnico Comercial.

Processo de seleção - vide Página - 2
Fator de serviço - vide Página - 3
Cargas radiais e axiais - vide Página - 4

planas. Para momentos de torção alternantes e com choques, podem-se utilizar duas chavêtas, defasadas por um ângulo de 120° (contato por três pontos). Dimensões e momentos de torção, ver Tab. 18.6.

4) *Chavêtas tangenciais* (ver Fig. 18.8e). Permitem a única união por cunha do cubo e eixo, cunhando também o sentido tangencial, de modo que mesmo os momentos com choques podem ser transmitidos pela protensão (sem jôgo) nos dois sentidos. (Exemplo de aplicação: volante.) Dimensões e momentos de torção, ver Tab. 18.11.

TABELA 18.6 — Dimensões (mm) dos rasgos e de chavêtas planas e inclinadas segundo DIN.

Eixo d	Para chavêtas planas, segundo DIN 6885 (fevereiro de 1956), e chavêtas inclinadas, segundo DIN 6886 (fevereiro de 1956)							Eixo d	Para chavêtas inclinadas planas, segundo DIN 6883 (fevereiro de 1956)			Para chavêtas vazadas côncavas, segundo DIN 6884 (fevereiro de 1956)			
	do	a	b	h*	t ₁ *	t ₂ *	t ₁ *		do	a	b · h	t ₁	t ₂	b · a	t ₂
10	12	4	4	4	1,7	1,7	2,4	2,4							
12	17	5	5	3	2,2	1,2	2,0	1,0							
17	22	6	6	4	2,6	1,6	3,5	2,5							
22	30	8	7	5	3,0	2,0	4,1	3,1	22	30	8 · 5	1,3	3,2	8 · 3,5	3,2
30	38	10	8	6	3,4	2,4	4,7	3,7	30	38	10 · 6	1,8	3,7	10 · 4,0	3,7
38	44	12	8	6	3,2	2,2	4,9	3,0	38	44	12 · 6	1,8	3,7	12 · 4,0	3,7
44	50	14	9	6	3,6	2,1	5,5	4,0	44	50	14 · 6	1,4	4,0	14 · 4,5	4,0
50	58	16	10	7	3,9	2,4	6,2	4,7	50	58	16 · 7	1,0	4,5	16 · 5,0	4,5
58	65	18	11	7	4,3	2,3	6,8	4,8	58	65	18 · 7	1,0	4,5	18 · 5,0	4,5
65	75	20	12	8	4,7	2,7	7,4	5,4	65	75	20 · 8	1,0	5,5	20 · 6,0	5,5
75	85	22	14	9	5,6	3,1	8,5	6,0	75	85	22 · 9	1,8	6,5	22 · 7,0	6,5
85	95	25	14	9	5,4	2,9	8,7	6,2	85	95	25 · 9	1,9	6,4	25 · 7,0	6,4
95	110	28	16	10	6,2	3,2	9,9	6,9	95	110	28 · 10	2,4	6,9	28 · 7,5	6,9
110	130	32	18	11	7,1	3,5	11,1	7,6	110	130	32 · 11	2,3	7,9	32 · 8,5	7,9
130	150	36	20	12	7,9	3,8	12,3	8,3	130	150	36 · 12	2,8	8,4	36 · 9,0	8,4
150	170	40	22	14	8,7	4,6	13,5	9,5	150	170	40 · 14	4,0	0,1	—	—
170	200	45	25	16	9,9	5,3	15,3	10,8	170	200	45 · 16	4,7	10,4	—	—

*A 1ª coluna de h, t₁ e t₂ é para chavêtas inclinadas comuns e para chavêtas planas

A 2ª coluna de h, t₁ e t₂ é para chavêtas planas mais fracas.

Momento de torção para chavêtas planas: $M_t \approx (h - t_1) \cdot \frac{d - p}{2} \cdot L \cdot (\text{cmkgf})$ considerar as dimensões como as unidades segundo a pág. 62.

Cubo de ferro fundido: $p \leq 5 \text{ kgf/mm}^2$.

Cubo de aço: $p \leq 9 \text{ kgf/mm}^2$.

18.5. BIBLIOGRAFIA

Resistência (ver também bibliografia referente ao Cap. 17)

- [18.1] THUM, A. e F. WUNDERLICH: Die Dauerbiegefestigkeit von Konstruktionsteilen an Einspannungen, Nabensitzen und ähnlichen Kraftangriffsstellen Mitt. MPA Darmstadt, fasc. 5, Berlin 1934.
- [18.2] FÖPPL, O. e H. KOCH: 1. Die Biegegeschwindigkeit einer Keilverbindung (Passfeder) und die Erhöhung der Dauerhaltbarkeit durch das Oberflächendrüeken. 2. Eine neue Keilform mit besserer Dauerhaltbarkeit der Welle. Mitt. Wöhler-Inst. fasc. 20 Braunschweig 1934.
- [18.3] BAUTZ, W.: Steigerung der Dauerhaltbarkeit von Formelementen durch Kaltverformung Diss. T. H. Darmstadt 1935.
- [18.4] Konstruktionstagung Stuttgart 1935: Festigkeit und Formgebung, Dauerbruchsichere Konstruktionen, Formgestaltung und Belastbarkeit. Landesgewerbemuseum Stuttgart 1937.
- [18.5] BERG, P.: Die Steigerung der Dauerhaltbarkeit von Keilverbindungen durch Oberflächendrüeken. Diss. T. H. Braunschweig 1935.
- [18.6] WUNDERLICH, F.: Festigkeit und Formgebung. Stuttgart 1938.
- [18.7] THUM, A.: Beanspruchungsmechanismus und Gestaltfestigkeit von Nabensitzen Diss. Kraftfahrtforsch. Fasc. 73. Berlin: VDI-Verlag 1942.

Conformação

- [18.8] STREIFF, F.: Zweckmässige Sitze für Riemenscheiben, Kupplungen und Zahnräder auf Wellenenden Werkstatt-Techn., 32 (1938) p. 25.