



FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
PRO-REITORIA DE GRADUAÇÃO
ENGENHARIA MECÂNICA



LUCAS DE SOUZA FREITAS JUNIOR
MATHEUS LEMOS CERQUEIRA
RENAN CANDIDO DE SOUZA
VINICIUS PAULINO DA COSTA

**DIMENSIONAMENTO DE UMA PONTE ROLANTE PARA
MOVIMENTAÇÃO DE MOTORES AUTOMOTIVOS DE ATÉ 1T**

VOLTA REDONDA

2021

LUCAS DE SOUZA FREITAS JUNIOR

MATHEUS LEMOS CERQUEIRA

RENAN CANDIDO DE SOUZA

VINICIUS PAULINO DA COSTA

**DIMENSIONAMENTO DE UMA PONTE ROLANTE PARA
MOVIMENTAÇÃO DE MOTORES AUTOMOTIVOS DE ATÉ 1T**

Dissertação apresentada ao ENGENHARIA
MECÂNICA do Centro Universitário de Volta
Redonda – UniFOA, como requisito obrigatório para
obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Alexandre Alvarenga Palmeira

VOLTA REDONDA

2021

FICHA CATALOGRÁFICA
Bibliotecária:

A large, empty rectangular box with a thin black border, intended for entering cataloging information. It occupies the lower half of the page.



FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
PRO-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO



ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS DE SOUZA FREITAS JUNIOR

MATHEUS LEMOS CERQUEIRA

RENAN CANDIDO DE SOUZA

VINICIUS PAULINO DA COSTA

Dimensionamento de uma Ponte Rolante Para Movimentação de Motores
Automotivos de até 1t

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“ENGENHEIRO MECÂNICO”**

**APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE ENGENHARIA
MECÂNICA**

Profº Sandro Rosa Corrêa
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Alexandre Alvarenga Palmeira
1º Membro da banca/Orientador/UniFOA

Prof. Alexandre Fernandes Habibe
2º Membro da banca/UniFOA

Prof. Rui Aurelio Barbosa
3º Membro da banca/UniFOA

Maio de 2021.

DEDICATÓRIA

Dedicamos este trabalho a Deus, pois sem ele nós não teríamos capacidade para completá-lo.

AGRADECIMENTOS

Expressamos nossa gratidão a todos os profissionais do curso de engenharia mecânica do Centro Universitário de Volta Redonda, por todo o apoio que nos deram para a realização do nosso trabalho.

JUNIOR, L. S. F. CERQUEIRA, M. L. SOUZA, R. C. COSTA, V. P. **DIMENSIONAMENTO DE UMA PONTE ROLANTE.** 2021. Dissertação (ENGENHARIA MECÂNICA) – Fundação Oswaldo Aranha, Centro Universitário de Volta Redonda, Volta Redonda, 2021.

RESUMO

Pontes Rolantes são equipamentos utilizados no transporte e elevação de cargas, geralmente com altas capacidades e elevados ciclos de trabalho. Os primeiros guindastes suspensos, que eram movidos a vapor, foram desenvolvidos por uma empresa alemã na década de 1830 e entraram na produção em massa na Alemanha na década de 1840. Como um conceito de projeto, o maquinário remonta a 1870, onde vários pesquisadores desenvolveram versões deste projeto para uma grande quantidade de aplicações.

A presente dissertação tem como objetivo o dimensionamento de uma ponte rolante univiga e a especificação dos componentes responsáveis pelos movimentos transversais, longitudinais e içamento com capacidade nominal e 1t. Para a execução do dimensionamento foi utilizado a análise documental da NBR 8400 (ABNT, 1984) - Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas. Por fim, realiza -se uma análise de elementos finitos utilizando os cálculos, onde se observa que os níveis de tensão e deflexão estrutural são valores dentro dos limites estabelecidos pelos órgãos normativos.

Palavras-chave: Dimensionamento; Especificação; NBR 8400.

JUNIOR, L. S. F. CERQUEIRA, M. L. SOUZA, R. C. COSTA, V. P. **SIZING A ROLLING BRIDGE**. 2021. Dissertation (MECHANICAL ENGINEERING) - Oswaldo Aranha Foundation, Volta Redonda University Center, Volta Redonda, 2021.

ABSTRACT

Overhead Cranes are equipment used in the transport and lifting of loads, generally with high capacities and high work cycles. The first overhead cranes, which were steam powered, were developed by a German company in the 1830s and entered mass production in Germany in the 1840s. As a design concept, the machinery dates back to 1870, where several researchers developed versions of this design for a wide range of applications.

The present dissertation aims to design a single girder crane and to specify the components responsible for transverse, longitudinal and hoisting movements with nominal capacity of 1t. To perform the design, the documentary analysis of NBR 8400 was used (ABNT, 1984) - Calculation of equipment for lifting and moving loads. Finally, a finite element analysis is performed through the calculations, where it is observed that the levels of stresses and structural deflections are within the limits established by regulatory agencies.

Keywords: Design, Specify, NBR 8400.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Ilustração de uma ponte rolante antigamente	21
Figura 2. Figura ilustrativa de um guindaste a vapor	22
Figura 3. Ponte Rolante Apoiada Univiga Normal	24
Figura 4. Ponte Rolante Apoiada Univiga	24
Figura 5. Ponte Rolante Biviga	25
Figura 6. Ponte Rolante Com Viga I	26
Figura 7. Ponte Rolante Empilhadeira	27
Figura 8. Ponte Rolante Suspensa	28
Figura 9. Guindaste Giratório de Coluna	28
Figura 10. Guindaste Giratório de Parede	29
Figura 11. Viga Principal	30
Figura 12. Carro Trole	30
Figura 13. Talha Elétrica	31
Figura 14. Cabeceira	31
Figura 15. Roda	32
Figura 16. Cabo de Aço	33
Figura 17. Fluxograma de Calculo.....	38
Figura 18. Redutor HELIMAX - WEG CESTARI	57
Figura 19. Perfil da roda	63
Figura 20. Redutor HELIMAX - WEG CESTARI	65
Figura 21. Perfil da viga	73
Figura 22. Cabeceira da ponte	73
Figura 23. Perfil da roda	78
Figura 24. Redutor HELIMAX - WEG CESTARI	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classes de Utilização.....	41
Tabela 2. Estados de carga	41
Tabela 3. Classificação da estrutura dos equipamentos (ou elementos) em grupos	42
Tabela 4. Classe de funcionamento.....	42
Tabela 5. Estado de solicitação dos mecanismos.....	43
Tabela 6. Grupos de mecanismos	43
Tabela 7. Tempos de aceleração e acelerações.....	44
Tabela 8. Valores do coeficiente dinâmico.....	45
Tabela 9. Valores mínimos de Q.....	46
Tabela 10. Fatores de segurança	47
Tabela 11. Cabo de aço classe 6x41 – Alma de fibra	48
Tabela 12. Valores de H1	49
Tabela 13. Valores para H2	50
Tabela 14. Dimensões do passo de acordo com o diâmetro.....	50
Tabela 15. Valores de q.....	53
Tabela 16. Valores de FS	53
Tabela 17. Catálogo de motores.....	56
Tabela 18. Escolha do tamanho do redutor para içamento	58
Tabela 19. Boletim do trilho	60
Tabela 20. Pressão limite	61
Tabela 21. Coeficiente C2	61
Tabela 22. Valores de C1	62
Tabela 23. Dimensões de rodas.	63
Tabela 24. Escolha tamanho redutor de translação do carro trolley.....	66
Tabela 25. Coeficientes de majoração Mx.....	66
Tabela 26. Propriedades Mecânicas ASTM A 572.....	71
Tabela 27. Especificações técnicas ASTM A 572.....	72
Tabela 28. Boletim do trilho	76
Tabela 29. Pressão limite	77
Tabela 30. Coeficiente C2	77
Tabela 31. Valores de C1	78

Tabela 32. Dimensões de rodas	79
Tabela 33. Escolha tamanho redutor de translação do carro trolley.....	82

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 Fator de duração	34
Equação 2 Potência necessária do motor para movimentos verticais.....	34
Equação 3 Potência necessária do motor para movimentos horizontais.....	35
Equação 4 Torque médio.....	35
Equação 5 Potência necessaria.....	35
Equação 6 Esforço máximo de tração.....	45
Equação 7 Diâmetro do cabo.....	46
Equação 8 Fator de segurança.....	47
Equação 9 Diâmetro do tambor.....	49
Equação 10 Comprimento do tambor.....	50
Equação 11 Numero de voltas.....	51
Equação 12 Espessura de parede do tambor.....	52
Equação 13 Tensão admissivel.....	52
Equação 14 Diâmetro da polia.....	54
Equação 15 Potência de regime do motor de içamento.....	55
Equação 16 Relação de redução.....	57
Equação 17 Rotação do elemento.....	57
Equação 18 Potência nominal.....	57
Equação 19 Diâmetro da roda.....	59
Equação 20 Força atuante média.....	59
Equação 21 Força mínima atuante.....	59
Equação 22 Força máxima atuante.....	59
Equação 23 Força resultante atuante.....	60
Equação 24 Diâmetro da roda.....	62
Equação 25 Potência mecânica para motor de translação.....	64
Equação 26 Potência de aceleração.....	64
Equação 27 Potência de regime.....	64
Equação 28 Relação de redução do redutor de translação.....	65
Equação 29 Rotação do elemento de translação.....	65
Equação 30 Potência nominal.....	65
Equação 31 Carga de Projeto.....	67

Equação 32 Reações em Y.....	68
Equação 33 Momento.....	68
Equação 34 Esforço cortante.....	68
Equação 35 Esforço cortante.....	69
Equação 36 Momento fletor.....	70
Equação 37 Momento fletor.....	70
Equação 38 Tensão admissível.....	71
Equação 39 Módulo resistente.....	72
Equação 40 Carga máxima.....	74
Equação 41 Reações.....	74
Equação 42 Momento máximo.....	74
Equação 43 Diâmetro da roda.....	75
Equação 44 Força atuante média.....	75
Equação 45 Força mínima atuante.....	75
Equação 46 Força máxima atuante.....	75
Equação 47 Força resultante.....	76
Equação 48 Diâmetro da roda.....	77
Equação 49 Potência mecânica.....	79
Equação 50 Potência de aceleração.....	79
Equação 51 Potência de regime.....	79
Equação 52 Relação de redução.....	81
Equação 53 Rotação do elemento.....	81
Equação 54 Potência nominal.....	81

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
T	Esforço máximo de tração
ψ	Coeficiente dinâmico
Q	Peso da carga útil + peso dos acessórios
S_g	Peso dos acessórios
Nrend	Rendimento mecânico
η_{cab}	Número de cabo de aço
d_c	Diâmetro do cabo
Q	Fator de dimensionamento
FS	Fator de segurança
CRM	Carga de ruptura mínima
CT	Carga de trabalho
D_T	Diâmetro do tambor (mm)
H_1	Coeficiente Tabela 12
H_2	Coeficiente Tabela 13
L	Comprimento do tambor
ηv	Número de voltas
P	Passo
h	Altura
T	Esforço máximo de tração
σ	Tensão admissível
σ_r	Tensão de ruptura
N	Potência de regime

P	Peso a ser erguido
v	Velocidade
η	Coefficiente de rendimento de transmissão
cv	Cavalo
D	Diâmetro
F	Força atuante em cada roda
b	Boleto do trilho
p	Pressão limite
C_1	Coefficiente determinado em função da rotação da roda
C_2	Coefficiente em função do grupo de mecanismo
F_{min}	Força Mínima
F_{Max}	Força Máxima
F_r	Força resultante
mm	Milímetro
m	Metro
P	Potência
S_p	Carga de projeto
M_x	Coefficiente de majoração
S_g	Solicitações devidas aos pesos próprios dos elementos
S_L	Solicitações devidas as cargas de serviço
w	Módulo resistente
M	Momento
Rmáx	Carga máxima
Kw	Quilowatt
N	Newton
daN	decaNewton

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	18
1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	19
1.2 OBJETIVOS.....	19
1.2.1 Objetivo geral.....	19
1.2.2 Objetivos específicos.....	19
1.3 JUSTIFICATIVA.....	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1 CONCEITO HISTÓRICO.....	20
2.2 TRANSPORTE DE CARGAS.....	22
2.2.1 Vantagens dos Mecanismos e Elevação e Transporte de Carga.....	23
2.3 TIPOS DE PONTES ROLANTES.....	23
2.3.1 Ponte Rolante Apoiada Univiga.....	23
2.3.2 Ponte Rolante Apoiada Univiga Normal.....	24
2.3.3 Ponte Rolante Apoiada Univiga Aporticada.....	24
2.3.4 Ponte Rolante Biviga.....	25
2.3.5 Ponte Rolante Com Viga I.....	25
2.3.6 Ponte Rolante Empilhadeira.....	26
2.3.7 Ponte Rolante Suspensa.....	27
2.3.8 Ponte Rolante de Parede.....	28
2.3.9 Guindaste Giratório de Coluna.....	28
2.3.10 Guindaste Giratório de Parede.....	29
2.4 COMPONENTES DE UMA PONTE ROLANTE.....	29
2.4.1 Viga Principal.....	29
2.4.2 Carro Trole.....	30
2.4.3 Talha Elétrica.....	30
2.4.4 Cabeceira.....	31
2.4.5 Rodas.....	32
2.4.6 Cabo.....	32
2.4.7 Motor.....	33
2.5 OPERAÇÃO E MANUSEIO.....	36
2.6 PREVENÇÃO E MANUTENÇÃO.....	36
3. MÉTODOLOGIA DE CALCULO.....	38
4. DESENVOLVIMENTO.....	39
4.1 NBR 8400.....	39
4.2 CLASSE DE UTILIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO E ESTADOS DE CARGA.....	40
4.2.1 Classificação da estrutura dos equipamentos em grupo.....	41
4.2.2 Classe de funcionamento.....	42
4.2.3 Solicitação dos mecanismos.....	42
4.3 DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE IÇAMENTO.....	44
4.3.1 Dimensionamento do cabo de aço.....	44
4.3.2 Determinando o cabo de aço.....	46
4.4 DIMENCIONAMENTO DO TAMBOR.....	48
4.4.1 Diâmetro do tambor.....	49
4.4.2 Comprimento do tambor.....	50
4.4.3 Espessura da parede do tambor.....	52
4.4.4 Polia do moitão.....	54

4.4.5 Motor de içamento.....	54
4.4.5.1 Potência mecânica.....	54
4.4.5.2 Redutor de içamento.....	56
4.5 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO.....	58
4.5.1 Translação do trote.....	58
4.5.2 Rodas e Trilhos.....	58
4.5.2.1 Trilhos.....	60
4.5.2.2 Rodas.....	61
4.5.3 Motor de translação do trolley.....	63
4.5.3.1 Redutor de translação.....	64
4.6 ESTRUTURA PRINCIPAL.....	66
4.6.1 Solicitações principais.....	66
4.6.2 Cálculo das reações.....	67
4.6.2.1 Esforço cortante.....	68
4.6.2.2 Momento fletor.....	70
4.6.3 Tensão admissível.....	71
4.6.3.1 Módulo resistente.....	72
4.6.4 Cabeceiras.....	73
4.7 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DA ESTRUTURA.....	74
4.7.1 Translação da ponte.....	74
4.7.2 Rodas e trilhos.....	74
4.7.2.1 Trilhos.....	76
4.7.2.2 Rodas.....	76
4.7.3 Motor de translação da ponte.....	79
4.7.4 Redutor de translação.....	80
5 CONCLUSÃO.....	83
6 REFERÊNCIAS.....	84

1 INTRODUÇÃO

Com o inevitável crescimento do setor industrial, conseqüentemente surgiram mudanças nos processos produtivos surgindo assim a necessidade da adaptação de diversas empresas em seus mecanismos e sistemas de movimentação de cargas com a finalidade de facilitar o içamento e translocação destas cargas e redução de custo com os mesmos, atualmente com a quantidade de variações de materiais e tipos de produtos existentes, existem equipamentos específicos para a movimentação dos mesmos da melhor forma possível, como esteiras, empilhadeiras entre outros.

Porém, a preocupação com a tecnologia tornou as indústrias nacionais mais exigentes em relação a segurança em sistemas de elevação, criando assim em 1984 a norma NBR 8400 – Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas, onde o mesmo é utilizado para o dimensionamento dos mecanismos e sistemas de transporte de elevação de carga.

Com tudo, ainda sim existem fatores que devem ser levados em consideração onde mecanismos estruturais do mesmo podem virar a ser tornar obstáculos para o deslocamento de pessoas e cargas no mesmo nível, uma vez que podem ser apoiados sobre trilhos fixados no solo que viria a ser uma desvantagem deste sistema.

Sendo assim, a definição do sistema de elevação adequado requer um estudo aprofundado em relação a área de construção, segundo Tamasauskas (2000), sempre há a necessidade de prever a operação do sistema de modo a definir a percentagem usual de carga de operação em relação a máxima carga considerando a frequência com que esse equipamento será utilizado e os equipamentos de elevação devem estar situados acima do plano de circulação, para haver um processo com uma ótima disposição de maquinas, reduzindo assim os obstáculos.

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

As pontes rolantes são equipamentos de extrema importância para indústrias em todo mundo. Com ela é possível movimentar facilmente cargas de várias toneladas de forma prática.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Esse trabalho tem como objetivo o dimensionamento e especificação dos componentes de uma ponte rolante univiga com carga nominal de 1 tonelada avaliando as reações das cargas atuantes no mesmo através da análise documental da NBR 8400 (ABNT, 1984).

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos desta dissertação é classificar o sistema de movimentação de carga e utilização, dimensionar os componentes da Ponte Rolante avaliando as reações das cargas atuantes no mesmo através da análise documental da NBR 8400 (ABNT, 1984).

1.3 JUSTIFICATIVA

Desenvolver os cálculos e as tabelas de dimensionamento de estruturas e equipamentos que compõem uma ponte rolante de acordo com a norma NBR 8400, com o objetivo de dimensionar uma ponte rolante univiga para içamento e movimentação de motores de caminhões em uma indústria automobilística, aumentando assim a produtividade da linha e diminuindo o risco de acidentes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Rudenko (1976), diz ser extremamente difícil classificar os diferentes tipos de máquinas existentes, devido as máquinas de elevação e transporte possuírem suas classificações baseadas em diversas características, como por exemplo: projetos, tipos de movimento, entre outros. Em sua obra, explana informações sobre os tipos de máquinas utilizadas para realização da movimentação de cargas, descreve também os componentes das máquinas de elevação, além de cálculos de referência para auxiliar o entendimento, e descreve o movimento de trabalho dessas máquinas levantar e abaixar as cargas, em alguns sistemas podem também deslocar horizontalmente, girar ou mover-se em vários ângulos, sejam eles na direção vertical ou horizontal.

Tamasauskas (2000), descreve a necessidade um estudo aprofundado para definição do equipamento, onde o mesmo não deve tornar-se obsoleto a curto prazo e não podendo ser um projeto que excede as expectativas de uso, para não gerar maior custo quando subutilizado. Sendo assim sempre existe a necessidade de prever a operação do sistema de modo a definir a percentagem usual de carga de operação em comparação a máxima carga e a frequência com que esse equipamento será utilizado.

Sordi (2016), referência que dependendo do tipo de indústria, existe um mecanismo para a movimentação de cargas ideal, podendo o mesmo ser realizada por meio de talhas, correias transportadoras, pontes rolantes, empilhadeiras, pórticos rolantes, transportadores pneumáticos, guindastes móveis entre outros.

2.1 CONCEITO HISTÓRICO

Por milhares de anos, as populações humanas têm utilizado guindastes para auxiliar nos processos de movimentação e elevação de objetos pesados. De fato, a invenção do guindaste foi amplamente atribuída à Grécia antiga, onde esses primeiros dispositivos eram tipicamente movidos por homens ou animais.

As pontes rolantes são um tipo específico de guindaste comum em vários ambientes industriais diferentes. Aqui vamos dar uma breve olhada na história dos guindastes suspensos e como eles se tornaram um componente básico e de fato essencial de inúmeras indústrias de manufatura

Figura 1. Ilustração de uma ponte rolante antigamente

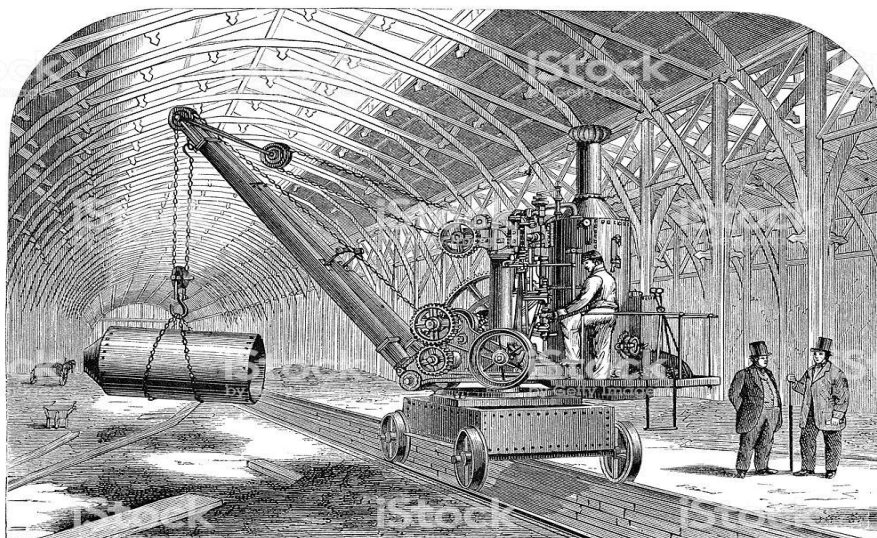


Fonte: Denis Kozlenko (2021).

Os primeiros guindastes suspensos, que eram movidos a vapor, foram desenvolvidos por uma empresa alemã na década de 1830 e entraram na produção em massa na Alemanha na década de 1840. Como um conceito de projeto, o maquinário remonta a 1870, onde vários pesquisadores desenvolveram versões deste projeto para uma grande quantidade de aplicações.

Além das versões em grande escala utilizados para fins industriais. As origens das pontes rolantes na Inglaterra estão na revolução industrial do século XVIII. Em 1876, um engenheiro de Liverpool chamado Sampson Moore projetou e produziu o primeiro guindaste elétrico, usado para erguer armas na Fábrica de Armas do Royal Arsenal, em Londres. Os guindastes de ponte passaram a ser usados extensivamente nas fábricas de aço que impulsionavam a revolução industrial.

Figura 2. Figura ilustrativa de um guindaste a vapor



Fonte: Denis Kozlenko (2021).

Desde a revolução industrial a ponte rolante tem sido utilizada em vários lugares para diferentes aplicações e foi sendo modificada diversas vezes para atender cada vez mais as necessidades da indústria. Com o avanço da tecnologia, hoje elas também estão disponíveis em vários modelos e tamanhos aumentando a assim a suas áreas de utilização.

Assim como antigamente, as pontes rolantes ainda vêm sendo utilizadas na fabricação de aço e em outros segmentos industriais como o refinamento de outros metais como o cobre, na indústria automotiva e outros.

2.2 TRANSPORTE DE CARGAS

A movimentação de cargas é um ponto decisivo e de grande importância para o desenvolvimento de projetos, seja ele simplificado ou não, uma vez que o mesmo é obrigatório no ciclo de vida do produto em que faz parte tanto da movimentação de matéria prima do processo quanto do consumo final.

A operação de cargas consiste no içamento e translocação de recursos disponíveis sendo feita manualmente ou com a utilização de sistemas mecânicos, sendo assim a distância influencia tanto na produção quanto no custo, quanto menor

a distância percorrida, mais recursos são disponibilizados para produção ou armazenagem de produto final.

2.2.1 Vantagens dos Mecanismos e Elevação e Transporte de Carga

Segundo Passos (2017), as vantagens de sistemas de movimentação e elevação de cargas são:

a) Redução de custos, referentes a mão de obra, perdas durante armazenagem e despesas com transporte;

b) Aumento na capacidade produtiva, sendo com a intensificação do fornecimento de matéria-prima, com exploração de espaços para estoques e melhorias na distribuição do armazenamento;

c) Melhores condições de trabalho, com diminuição do risco de acidentes durante as operações e com a redução da fadiga dos funcionários;

d) Melhorias na distribuição, circulação e reposição de materiais que podem passar a ser estocados em locais mais distantes do ponto consumidor.

2.3 TIPOS DE PONTES ROLANTES

Desenvolvida para ser segmentada, a ponte rolante é desenvolvida de acordo a atender as necessidades técnicas, localização, espaço físico, peso, materiais e uso. Basicamente, pontes rolantes são equipamentos compostos por três itens essenciais: a viga, a talha e o carro.

Estes três itens unidos conseguem realizar o transporte e a movimentação de inúmeros tipos de cargas nas mais distintas condições e com segurança. Podemos apontar modelos distintos com diversas necessidades diferentes.

2.3.1 Ponte Rolante Apoiada Univiga

A ponte rolante univiga encontra-se disponível em modelos como Univiga Normal e Univiga Aporticada. De acordo com as necessidades de projeto e de aplicação, a ponte rolante apoiada univiga, pode apresentar até 3 tipos de viga: de acordo com a especificação do projeto, a de caixão em perfil de I soldado e em perfil

I laminado, construídos com o vão especificado pelo cliente e conforme a capacidade de carga.

2.3.2 Ponte Rolante Apoiada Univiga Normal

Este tipo de ponte é composto por uma viga apoiada nas extremidades sobre trilhos ou cabeceiras. O equipamento pode ser projetado com talhas que funcionam de forma independentes ou em sincronismo.

Figura 3. Ponte Rolante Apoiada Univiga Normal



Fonte: MOLLYN Pontes Rolantes (2021).

2.3.3 Ponte Rolante Apoiada Univiga Aporticada

O equipamento é composto por uma viga apoiada sobre pernas aporticadas, onde estas pernas são fixadas sobre cabeceiras. Esse modelo é mais utilizado onde o pé direito é elevado e o caminho de rolamento (normalmente existente), tem altura inferior à altura de elevação necessária.

Figura 4. Ponte Rolante Apoiada Univiga



Fonte: Delta Mobilidade Industrial (2021).

2.3.4 Ponte Rolante Biviga

A ponte rolante biviga é constituída por duas vigas que são soldadas entre elas, as vigas são montadas sobre cabeceiras na qual cada uma delas é equipada com rodas. A ponte rolante biviga é acionada por motores e redutores que são acoplados em umas das rodas. O sistema motor e redutor, configura um sistema de frenagem para o transporte ou deslocamento. A ponte biviga, apresenta estrutura básica, que é basicamente composta por duas vigas, um par de cabeceiras e um carro talha. Além do suporte de cargas pesadas, a ponte biviga destaca-se pelo fácil transporte, durabilidade do sistema de maquinários, resistência estrutural, movimentação de carga rápida, controle de parada, sistema inteligente que avalia o peso da carga e faz cálculos para a velocidade necessária de movimentação, além disso a ponte rolante biviga se torna atraente devido ao custo benefício e facilidade para o consumidor.

Figura 5. Ponte Rolante Biviga



Fonte: Delta Mobilidade Industrial (2021).

2.3.5 Ponte Rolante Com Viga I

Ponte rolante com Perfil I ou Perfil I Americano, tem suas características reconhecidas quando o assunto é o corte de custos mantendo a qualidade e ainda por cima a redução do peso. Este modelo de ponte, caracteriza-se com uma viga de perfil I que pode ser de material laminado ou composto por chapas, nos dois modelos podem ocorrer o balanço lateral da viga, para isso, os dois tipos existentes são equipados com contravento horizontal. Além disso, por ter um maior controle em

seus movimentos e em velocidades de elevação, direção e transição, a Ponte Rolante de Viga I proporciona maior agilidade de produção. Existe também uma característica bem peculiar no perfil I laminado americano, que é a junção de duas abas inclinadas o que a deixa com propriedade de maior rigidez.

Figura 6. Ponte Rolante Com Viga I



Fonte: Delta Mobilidade Industrial (2021).

2.3.6 Ponte Rolante Empilhadeira

O uso da ponte rolante empilhadeira é extremamente benéfico para a movimentação de cargas com agilidade, segurança e praticidade, além do possível aumento na produtividade de uma empresa. O funcionamento da Ponte Rolante Empilhadeira é semelhante à de uma empilhadeira convencional porém, com um custo bem menor, tanto na manutenção, quanto no quesito meio ambiente, já que não polui o meio ambiente. A empilhadeira é acoplada a uma ponte rolante, isso facilita o movimento de cargas que estejam em alturas elevadas. É bem vantajoso o investimento neste tipo de ponte rolante, já que, com ela seja possível o armazenamento de cargas no solo ou em altura. Além disso, outro fator que impacta é o da segurança do operador, pois quase não assume risco algum. Assim como qualquer outro modelo de ponte rolante, a Ponte Rolante Empilhadeira é fabricada de acordo com o projeto e necessidade de cargas, com isso, consegue-se personalizar o tamanho, altura e capacidade de carga, sendo assim, podendo gerar até melhoria na produtividade.

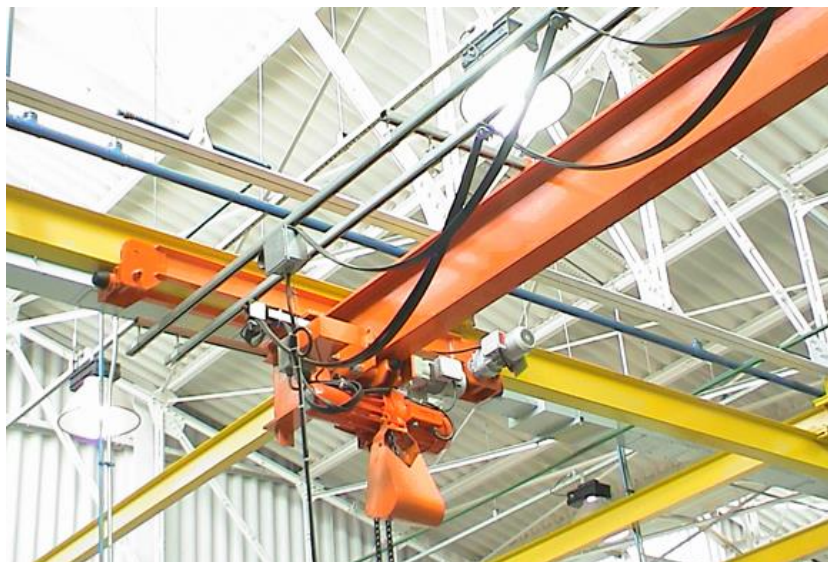
Figura 7. Ponte Rolante Empilhadeira



Fonte: Delta Mobilidade Industrial (2021).

2.3.7 Ponte Rolante Suspensa

Num geral pode definir como ponte rolante suspensa, todos os tipos de pontes onde não há colunas no espaço, devido ao layout no lugar. Mas este modelo não perde as características comuns de uma ponte rolante qualquer, além de poder realizar todos os movimentos longitudinais, ela também pode ser acionada ou operada por botoeiras ou controles remotos.

Figura 8. Ponte Rolante Suspensa

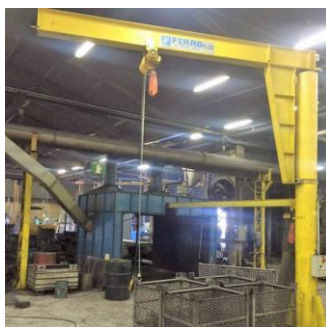
Fonte: Delta Mobilidade Industrial

2.3.8 Ponte Rolante de Parede

Ponte Rolante de Parede, é ideal para lugares com limitações de espaço. Elas podem ser classificadas de duas formas sendo que cada uma possui características específicas para de acordo com a aplicação. São eles Guindaste Giratório de Coluna e Guindaste Giratório de Parede. É essencial o conhecimento de cada para a escolha do projeto, para obter os melhores resultados produtivos.

2.3.9 Guindaste Giratório de Coluna

Guindaste de Coluna, é um equipamento capaz de movimentar cargas num raio curto. A sua fixação é feita no solo por meio de uma coluna de sustentação e pode ser instalado em qualquer lugar onde não haja nenhum objeto, máquina ou algo que dentro de seu raio de trabalho, que possa atrapalhar o seu movimento.

Figura 9. Guindaste Giratório de Coluna

Fonte: Braços Giratórios Ferro Industria (2021).

2.3.10 Guindaste Giratório de Parede

Com suas características semelhantes ao de guindaste de coluna ou guindaste giratório de parede, tem como diferencial é a sua fixação, que é feita na parede, geralmente é fixado em lugares onde não existe a possibilidade de existir uma coluna de sustentação (Figura 10).

Figura 10. Guindaste Giratório de Parede



Fonte: MOLLYN Pontes Rolantes (2021)

2.4 COMPONENTES DE UMA PONTE ROLANTE

As pontes rolantes possuem diversos componentes com funções diferentes podendo variar de acordo com o tipo da ponte e de utilização, os componentes mais comuns são: viga principal, carro trole, talha elétrica, cabeceira e rodas.

2.4.1 Viga Principal

A viga principal como seu próprio nome diz se refere a estrutura principal do mesmo, sendo responsável pelo movimento de translação do carro através do vão, e está sujeita a maior solicitação de carga gerando grande momento fletor e cisalhante, geralmente é construída por viga “I” e é o primeiro elemento a ser dimensionado pelo projetista.

Figura 11. Viga Principal

Fonte: Prof.Eng. Fernando Gabriel Eguía (2019)

2.4.2 Carro Trole

Este componente é acoplado ao carro e tem a função de realizar a movimentação vertical e horizontal da carga com o auxílio de um motor elétrico, uma talha para levantamento do mesmo, o tambor responsável por recolher o cabo de aço e o gancho para fixar o elemento a ser transportado.

Figura 12. Carro Trole

Fonte: Prof.Eng. Fernando Gabriel Eguía (2019)

2.4.3 Talha Elétrica

Como citado anteriormente, a talha elétrica é responsável por levantar ou abaixar cargas de difícil locomoção aliviando as tensões geradas pelo mesmo, possui um sistema de controle de operação, podendo somente ser utilizado por um profissional treinado na NR 11 - Transportes, Movimentação, Armazenagem e Manuseio de Materiais.

Figura 13. Talha Elétrica

Fonte: KITCRANES – Pontes Rolantes (2020)

2.4.4 Talha Elétrica

É o componente responsável pelo movimento de translação da ponte rolante através da movimentação das rodas sobre o trilho formando assim a guia de rolamento da ponte, localizadas nas extremidades da viga principal.

Figura 14. Cabeceira

Fonte: Prof.Eng. Fernando Gabriel Eguía (2019)

2.4.5 Rodas

As rodas estão acopladas na cabeceira podendo ser fabricada de aço onde o mesmo pode ser de diferentes dimensões de acordo com o trilho da guia de rolamento, contém um reforço latera de guia que impossibilita que a cabeceira saia dos trilhos.

Figura 15. Roda



Fonte: Prof.Eng. Fernando Gabriel Eguía (2019)

2.4.6 Cabo

O cabo é um dos elementos principais na ponte rolante e a sua escolha é de extrema importância, pois além de unir a carga a ser içada com o trolley ele também deve suportar a carga máxima para o qual a ponte rolante será projetada.

Segundo a NBR 8400 (1984), “O critério de escolha do cabo de aço deve assegurar uma vida satisfatória do mesmo. O método apresentado nesta Norma é aplicável para cabos formados por mais de 100 fios, com resistência à ruptura de 160 daN/mm² a 220 daN/mm², polidos ou galvanizados retrefilados, tendo alma de aço ou fibra.”

Figura 16. Cabo de Aço



Fonte: SIVA – Cabos de Aço

2.4.7 Motor

Este tópico explana uma breve síntese das considerações e informações necessárias presentes na NBR 8400 para a determinação dos motores de uma ponte rolante, uma vez que o mesmo faz uso de motores com diferentes propriedades para exercer os movimentos de içamento, translação e rotação que serão calculados e explicados mais a fundo após a apresentação do fluxograma de cálculo (Figura 16) adotado neste projeto.

De acordo com a NBR 8400 (1984), para a escolha do motor elétrico, deve-se estabelecer o torque máximo necessário para provocar o movimento no caso mais desfavorável e uma potência suficiente para executar o serviço previsto sem aquecimento excessivo; esta condição pode ser caracterizada por uma potência nominal ligada a um fator de duração do ciclo (intermitência) e, em certos casos, a uma classe de partida.

Para a escolha dos motores elétricos de corrente contínua, devem-se calcular os valores de torques e potências observando-se também as condições reais de funcionamento do motor.

Para a escolha dos motores assíncronos à corrente alternada trifásica, considera-se, além do Classe de partida, a classe de partida do mesmo conforme citado anteriormente.

Os motores com rotor bobinado para os movimentos de levantamento são escolhidos de modo que a sua potência nominal seja maior ou igual que a potência

necessária definida, estabelecendo também o fator de duração do ciclo (intermitência) e a classe de partida.

Os motores com rotor bobinado para movimentos horizontais ou combinados são escolhidos de modo que o seu torque de partida seja maior ou igual a 1,2 vezes o torque máximo necessário Equação 01, alínea b). A potência nominal é determinada de modo que o motor seja capaz de suportar o mais desfavorável dos seguintes serviços:

a) fornecer uma potência P_1 com o fator de duração do ciclo correspondente ao serviço do mecanismo;

b) fornecer uma potência P_m com um fator de duração do ciclo de 100%.

O fator de duração do ciclo é expresso, em porcentagem, pela relação da equação 1:

$$\frac{\text{Tempo de Funcionamento}}{\text{Tempo de Funcionamento} + \text{Tempo de Repouso}} \cdot 100 \quad (1)$$

Nota: Esta relação é aplicável somente quando a duração o ciclo não ultrapassa 10 min. Os valores dos fatores de duração do ciclo geralmente considerados são: 25%, 40%, 60% e 100%.

Para a determinação da potência necessária e do torque máximo dos motores, os mesmos são subdivididos em:

a) motores para os movimentos de levantamento (ou similares), cuja potência necessária do motor, em kW, é dada pela fórmula:

$$P_2 = \frac{F_s \cdot V_L}{1000 \eta} \quad (2)$$

Nota: O valor η corresponde ao rendimento total do mecanismo e deve levar em conta o rendimento dos redutores, engrenamento do tambor, moitão propriamente dito e também, em certos casos, as resistências mecânicas provenientes do deslizamento em guias.

b) motores para os movimentos horizontais sem deslocamento vertical do centro de gravidade das massas móveis, cujo torque máximo necessário é

determinado em função das solicitações definidas em 6.5.2 e cuja potência necessária deve ser superior a:

$$P_1 = \frac{M_1 \cdot n}{9550 \eta} \quad (3)$$

A fórmula de P1 permite determinar uma potência nominal mínima que pode, na maioria dos casos, ser insuficiente; de fato, a escolha do tipo do motor depende essencialmente do valor, do número e da duração das acelerações e das frenagens elétricas.

Um método prático para controlar o valor da potência nominal do motor a utilizar consiste em verificar se o torque nominal do motor é superior ao torque médio equivalente, suposto desenvolvido de um modo contínuo durante um ciclo de manobra, dado pela equação 4:

$$M_m = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 \cdot t_i}{\sum t_i}} \quad (4)$$

Onde:

t_i são os tempos durante os quais são aplicados os torques M_i

Nota: Durante os tempos de parada $M = 0$.

Ao torque médio, M_m , corresponde uma potência necessária, P_m , dada pela equação 5:

$$P_m = \frac{M_m \cdot n}{9550 \eta} \quad (5)$$

- c) motores para os movimentos horizontais com deslocamentos verticais do centro de gravidade das massas móveis, cujas considerações da alínea "b" se aplicam, somando-se às mesmas os valores correspondentes à elevação do centro de gravidade das massas móveis.

2.5 OPERAÇÃO E MANUSEIO

Apenas colaboradores capacitados podem operar ponte rolante, os mesmo

devem passar por treinamento e teste que o habilitem para a função.

Cuidados necessários que o operador de ponte rolante deve ter:

- É correto verificar se não há trabalho sendo executado no caminho da ponte rolante;
- Observar o espaço necessário para realizar a movimentação e faça o isolamento da área para evitar o trânsito de pedestres ou outros equipamentos;
- É expressamente proibido descer ou suspender pessoas com o auxílio da ponte rolante;
- Cabos de aços ou correntes jamais devem ser esticados repentinamente;
- Toda ponte rolante deve ter identificação de sua capacidade de carga em local visível;
- Utilize protetores para os cabos, caso eles se apoiarem em cantos vivos da carga;
- Dois metros é a distância mínima que o colaborador deve manter de uma carga suspensa ou entre duas cargas, caso exista duas pontes trabalhando sob o mesmo trilho.
- Antes da jornada de trabalho começar, deve ser feito o check list do equipamento, realizando a inspeção visual e funcional.

2.6 PREVENÇÃO E MANUTENÇÃO

- Para ter garantia da qualidade, integridade e segurança da ponte rolante a ser adquirida, torna-se ideal adquirir este equipamento de fornecedores que possuam profissionais qualificados e que forneçam a ART (anotação de responsabilidade técnica).
- Os cabos e acessórios devem ser inspecionados diariamente, é fundamental verificar se não estão cruzados e nunca os tencionar rapidamente.
- A manutenção só deve ser realizada por profissional especializado, o equipamento precisa estar desligado, ter sua fonte de energia bloqueada e

sinalizada.

- A capacidade de carga da ponte rolante não pode ser excedida, então, é muito importante saber qual o peso da carga que irá ser movimentada.

Existem alguns testes que devem ser realizados em sua ponte rolante que podem indicar a necessidade de manutenção e/ou reforma em ponte rolante. Esses são:

- Todas as chaves de fim de curso devem ser verificadas manualmente antes da utilização das pontes rolantes, qualquer anormalidade avisar responsável da manutenção.

- Verificar antes de qualquer trabalho a eficiência dos freios, é de fundamental importância que os mesmos estejam em impecável estado para a segurança de todos.

- Observar a elevação do material durante o transporte, essa deve estar sempre correta, caso contrário precisa de manutenção.

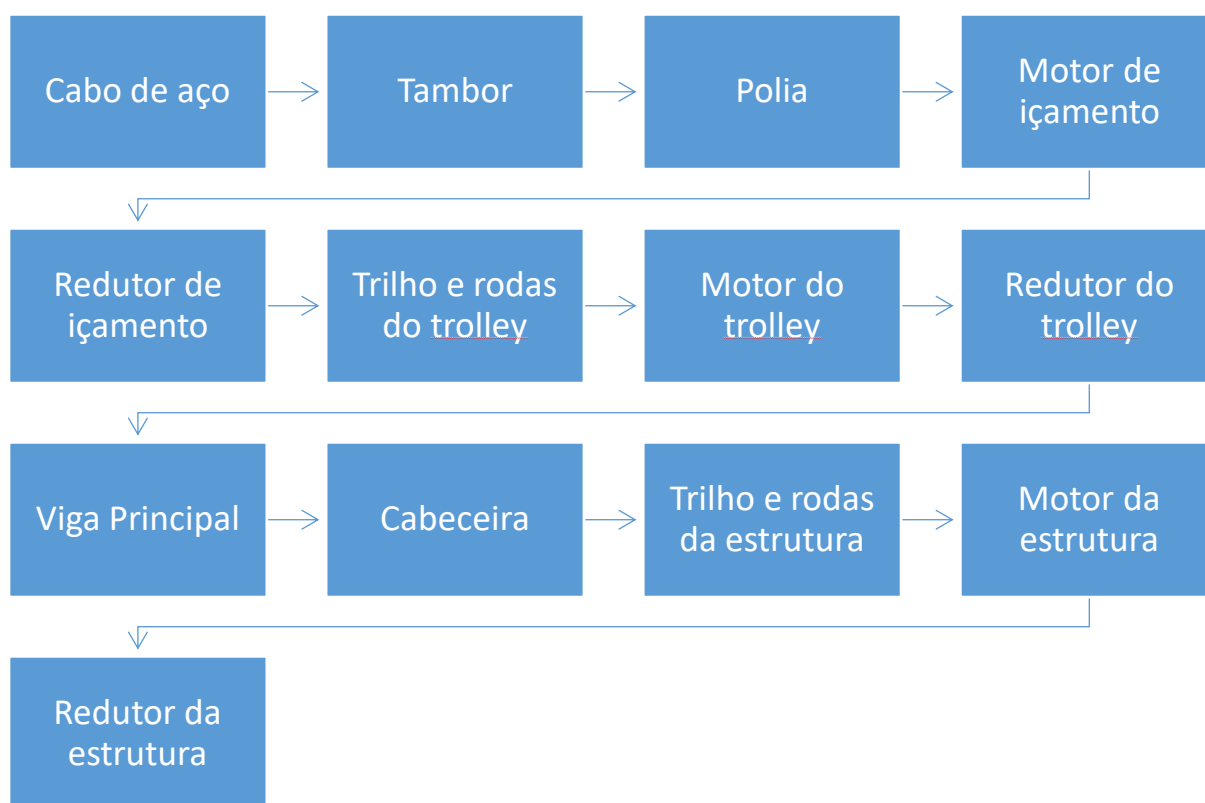
- Laços de cabos e correntes devem ser inspecionados regularmente, pois desgastes ou defeitos podem tornar a operação das pontes rolantes insegura;

- Deve se tomar cuidado para que a carga não enrosque ou bata durante a elevação, se isso acontecer pode ocorrer de danificar seu equipamento.

3 MÉTODOLOGIA DE CALCULO

Os calculos utilizados para o desenvolvimento deste trabalho são oriundos da NBR 8400, a figura abaixo apresenta o fluxograma adotado pelos autores para dimensionamento da ponte rolante em questão.

Figura 17. Fluxograma de Calculo



Fonte: AUTORES (2021)

Como dito anteriormente, a nossa ponte rolante tem como objetivo o carregamento e transporte de uma carga nominal de 1000 kg, o local de operação da ponte conta com um vão de 10 metros e a altura da ponte até a carga é de 6 metros. Antes de começarmos os cálculos, é de suma importância seguir os passos dos cálculos conforme a norma ABNT NBR 8400, que é a norma responsável pelo cálculo de equipamentos para levantamento e movimentação de cargas. Os nossos cálculos foram divididos em duas partes, onde a primeira é feita o cálculo do cabo de aço e tambor e a segunda parte onde é dimensionado a viga principal.

4 DESENVOLVIMENTO

Os próximos capítulos e tópicos darão seguimento as diretrizes do dimensionamento da ponte rolante presente da ABNT NBR 8400 e metodologia de cálculo estabelecida no presente trabalho visando a movimentação de motores automotivos com uma capacidade máxima de 1000Kg.

4.1 NBR 8400 - Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas

Os critérios usados para a realização dos cálculos de dimensionamento da ponte rolante são baseados na norma ABNT 8400 (1984), essa norma é utilizada como referência para fazer o dimensionamento dos componentes de elevação e transporte de carga independentemente da complexidade do equipamento. A norma disserta o conhecimento de alguns critérios para que seja possível a realização dos cálculos, são eles:

a) Carga útil: é necessário saber qual é o valor da carga que será içada pelo gancho ou por outro elemento de içamento.

b) Carga de serviço: é feita a soma da carga útil com a carga dos acessórios de içamento (gancho, caçamba, etc.).

c) Carga permanente sobre um elemento: é a soma de todas as cargas geradas pelos elementos mecânicos, estruturais e elétricos que estão fixados no elemento analisado.

d) Serviço intermitente: ocorre quando o equipamento efetua o deslocamento da carga com vários períodos de parada durante as horas de trabalho.

e) Serviço intensivo: ocorre quando o equipamento é usado durante quase todas as horas de trabalho, tendo curtos períodos de repouso.

f) Turno: Período de 8 horas de trabalho.

g) Direção: é o deslocamento horizontal do carro do equipamento.

h) Orientação: é o deslocamento angular horizontal da lança do equipamento.

Segundo NBR 8400, dois fatores devem ser levados em consideração para classificação das estruturas sendo elas:

- Classe de Utilização
- Estado de Cargo

4.2 CLASSE DE UTILIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO E ESTADOS DE CARGA

A classe de utilização serve como base para os cálculos estruturais e está ligada diretamente a frequência de uso, obtendo assim quatro classes de utilização que leva em consideração um valor total de ciclos para o içamento de cargas (N_X) que deve ser feito ao longo de sua vida útil, os mesmos servem de base para identificação das variações de tensão presentes no ciclo de uma estrutura, podendo ele ser um elemento móvel ou não do equipamento para verificação da fadiga, ressaltando que o número de ciclos no período de utilização não pode ser considerado como vida útil do equipamento, segundo a NBR 8400.

A frequência de utilização do movimento de levantamento foi definida como uma utilização em serviço intensivo severo, efetuado, por exemplo, em mais de um turno, com um número convencional de ciclos de $2,0 \times 10^6$ (Tabela 1).

Como o sistema será operado sempre com carga máxima ao longo de toda sua vida útil, define-se o estado de carga como sendo 3 (pesado), conforme (Tabela 2).

Tabela 1 - Classes de Utilização

Classe de utilização	Freqüência de utilização do movimento de levantamento	Número convencional de ciclos de levantamento
A	Utilização ocasional não regular, seguida de longos períodos de repouso	$6,3 \times 10^4$
B	Utilização regular em serviço intermitente	$2,0 \times 10^5$
C	Utilização regular em serviço intensivo	$6,3 \times 10^5$
D	Utilização em serviço intensivo severo, efetuado, por exemplo, em mais de um turno	$2,0 \times 10^6$

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021).

O estado de carga determina a severidade de utilização do equipamento através de uma fração P da carga máxima ($\frac{F}{F_{(máx)}}$) que será igualada ou excedida ao longo da vida útil do equipamento.

Tabela 2. Estados de carga

Estado de carga	Definição	Fração mínima da carga máxima
0 (muito leve)	Equipamentos levantando excepcionalmente a carga nominal e comumente cargas muito reduzidas	$P=0$
1 (leve)	Equipamentos que raramente levantam a carga nominal e comumente cargas de ordem de $1/3$ da carga nominal	$P= 1/3$
2 (médio)	Equipamentos que freqüentemente levantam a carga nominal e comumente cargas compreendidas entre $1/3$ e $2/3$ da carga nominal	$P= 2/3$
3 (pesado)	Equipamentos regularmente carregados com a carga nominal	$P= 1$

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021).

4.2.1 Classificação da estrutura dos equipamentos em grupo

Com a junção das tabelas 1 e 2 onde encontramos a classe de utilização do movimento de levantamento e o estado de carga, conseguimos classificar a estrutura em relação ao seu grupo (Tabela 3). Foi classificado como grupo 6, com isso, conseguimos definir o coeficiente de majoração M_x , caracterizando o

dimensionamento da estrutura.

Tabela 3. Classificação da estrutura dos equipamentos (ou elementos) em grupos

Estado de cargas (ou estado de tensões para um elemento)	Classe de utilização e número convencional de ciclos de levantamento (ou de tensões para um elemento)			
	A $6,3 \times 10^4$	B $2,0 \times 10^5$	C $6,3 \times 10^5$	D $2,0 \times 10^6$
O (muito leve) P= O	1	2	3	4
1 (leve) P= 1/3	2	3	4	5
2 (médio) P= 2/3	3	4	5	6
3 (pesado) P= 1	4	5	6	6

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

4.2.2 Classe de funcionamento

Neste tópico, definimos o tempo de funcionamento do equipamento junto ao tempo de funcionamento com a norma. O tempo médio estimado de utilização da ponte é de 8 a 16 horas diárias, com isso conseguimos classificar o equipamento em V4, com cerca de 25000 horas de utilização (Tabela 4).

Tabela 4. Classe de funcionamento

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

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

4.2.3 Solicitação dos mecanismos

A classificação do estado de solicitação dos mecanismos do equipamento é feita em relação a classificação de estados da carga (Tabela 2). Como nosso

equipamento sempre operará com a carga máxima, devemos classificar os mecanismos ou elementos de mecanismos do equipamento da mesma proporção que o estado da carga. Com isso, classificamos que os mecanismos sempre ou na maioria das vezes operarão com o valor máximo da carga (Tabela 5).

Com essa classificação, conseguimos classificar também junto a classe de funcionamento, os grupos de mecanismos, que no nosso caso é classificado como 5m (Tabela 6).

Tabela 5. Estado de solicitação dos mecanismos

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

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

Tabela 6. Grupos de mecanismos

Estados de solicitação	Classes de funcionamento						
	V 0,25	V 0,5	V1	V2	V3	V4	V5
1	1Bm	1Bm	1Bm	1Am	2m	3 m	4 m
2	1Bm	1Bm	1Am	2 m	3m	4 m	5m
3	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5 m	5m

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

4.3 DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE IÇAMENTO

Neste tópico iremos começar a realizar os cálculos dos elementos de movimentação e de carregamento da ponte.

4.3.1 Dimensionamento do cabo de aço

O dimensionamento do cabo de aço é realizado para conseguir diâmetro mínimo necessário para a carga a ser içada. Antes de realizarmos os cálculos, devemos definir a velocidade máxima de içamento (Tabela 7), encontrarmos o valor do coeficiente dinâmico (Tabela 8) e o valor do esforço máximo de tração.

Tabela 7. Tempos de aceleração e acelerações

Velocidade a atingir		Equipamentos de velocidade lenta e média		Equipamentos de velocidade média e alta (aplicações comuns)		Equipamentos de alta velocidade com fortes acelerações	
(m/s)	(m/min)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)
4,00	240	.	.	8,0	0,50	6,0	0,67
3,15	189	.	.	7,1	0,44	5,4	0,58
2,50	150	.	.	6,3	0,39	4,8	0,52
2,00	120	9,1	0,22	5,6	0,35	4,2	0,47
1,60	96	8,3	0,19	5,0	0,32	3,7	0,43
1,00	60	6,6	0,15	4,0	0,25	3,0	0,33
0,63	37,8	5,2	0,12	3,2	0,19	.	.
0,40	24	4,1	0,098	2,5	0,16	.	.
0,25	15	3,2	0,078
0,16	9,6	2,5	0,064

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

Tabela 8. Valores do coeficiente dinâmico

Equipamento	Coeficiente dinâmico ψ	Faixa de velocidade de elevação da carga (m/s)
Pontes ou pórticos rolantes	1,15	$0 < V_L \leq 0,25$
	$1 + 0,6V_L$	$0,25 < V_L < 1$
	1,60	$V_L \geq 1$
Guindaste com lanças	1,15	$0 < V_L \leq 0,5$
	$1 + 0,3V_L$	$0,5 < V_L < 1$
	1,3	$V_L \geq 1$

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

Foi determinado uma velocidade de $v = 0,63$ m/s e com isso, obtemos o valor do coeficiente dinâmico $\psi = 1,378$, com isso, é possível realizar os cálculos do esforço máximo de tração utilizando a equação 6:

$$T = \frac{(\psi \times Q) + S_g}{\eta_{ren} \times \eta_{cab}}, \text{ onde: } T = \text{esforço máximo de tração (daN)} \quad (6)$$

ψ = coeficiente dinâmico

Q = peso da carga útil + peso dos acessórios (N)

S_g = peso dos acessórios (N)

η_{rend} = rendimento mecânico

η_{cab} = número de cabo de aço

$$T = \frac{(\psi \times Q) + S_g}{\eta_{ren} \times \eta_{cab}}$$

$$T = \frac{(1,15 \times 9810) + 0}{1,98}$$

$$T = 569,77 \text{ daN}$$

Para concluirmos os cálculos, devemos encontrar o valor do fator de dimensionamento (Tabela 9), para podermos calcular o diâmetro do cabo de aço através da equação 7.

Tabela 9. Valores mínimos de Q

Grupo de mecanismo	Valores mínimos de Q	
	Cabo normal	Cabo não rotativo
1Bm	0,265	0,280
1Am	0,280	0,300
2m	0,300	0,335
3m	0,335	0,375
4m	0,375	0,425
5m	0,425	0,475

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

$$d_c = Q \times \sqrt{T} \text{ , onde: } d_c = \text{diâmetro do cabo (mm)} \quad (7)$$

$Q = \text{fator de dimensionamento}$

$T = \text{esforço máximo de tração (daN)}$

$$d_c = Q \times \sqrt{T}$$

$$d_c = 0,425 \times \sqrt{569,77}$$

$$d_c = 11,5 \text{ mm}$$

4.3.2 Determinando o cabo de aço

Após feito o cálculo do dimensionamento do cabo de aço, iremos agora, determinar a carga de ruptura mínima, junto ao fator de segurança (Tabela 10) para então termos critérios na escolha do cabo de aço ideal através do catálogo do fornecedor (Tabela 11).

Tabela 10. Fatores de segurança

Aplicações	Fatores de Segurança
Cabos e cordoalhas estáticas	3 a 4
Cabo para tração no sentido horizontal	4 a 5
Guinchos, guindastes, escavadeiras	5
Pontes rolantes	6 a 8
Talhas elétricas	7
Guindaste estacionário	6 a 8
Lingas	5
Elevadores de obra	8 a 10
Elevadores de passageiros	12

Fonte: Catálogo CIMAF (2021).

Utilizando o fator de segurança para pontes rolantes iremos realizar o cálculo para determinarmos a carga de ruptura mínima utilizando a equação 8:

$$FS = \frac{CRM}{CT}, \text{ onde: } FS = \text{fator de segurança} \quad (8)$$

CRM = carga de ruptura mínima (Ton)

CT = carga de trabalho (Kgf)

$$FS = \frac{CRM}{CT}$$

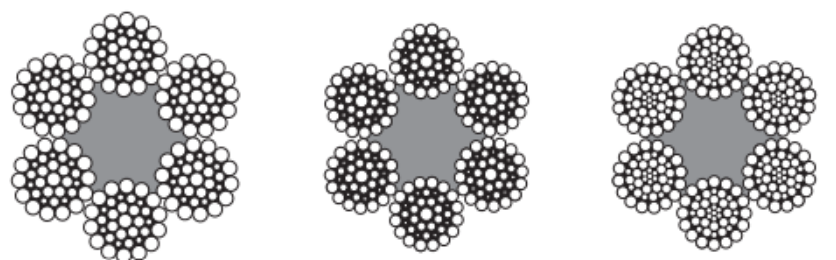
$$7 = \frac{CRM}{580,81}$$

$$CRM = 4,065 \text{ Ton}$$

Sabendo o diâmetro mínimo admissível e tendo a carga de ruptura mínima, podemos agora definir o cabo de aço ideal para a nossa ponte. Usaremos o catálogo

da CIMAF (Tabela 11) para definirmos o diâmetro de mercado, peso do cabo e o modelo do cabo.

Tabela 11. Cabo de aço classe 6x41 – Alma de fibra



Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)	
mm	pol.		IPS	EIPS
6,4	1/4"	0,150	2,50	2,72
8,0	5/16"	0,228	3,90	4,26
9,5	3/8"	0,353	5,55	6,10
11,5	7/16"	0,479	7,88	8,27
13,0	1/2"	0,580	10,10	10,80
14,5	9/16"	0,786	12,50	13,60
16,0	5/8"	0,919	15,20	16,80
19,0	3/4"	1,359	22,00	24,00
22,0	7/8"	1,842	29,50	32,60
26,0	1"	2,376	38,50	42,60
29,0	1.1/8"	3,064	50,10	53,90
32,0	1.1/4"	3,770	60,10	66,50
35,0	1.3/8"	4,687	73,00	80,50
38,0	1.1/2"	5,530	86,50	95,80
45,0	1.3/4"	7,628	117,70	130,40
52,0	2"	9,978	153,80	170,30

Fonte: Catálogo CIMAF (2021)

Definimos o cabo de aço sendo um 6x41 Warrington-Seale, pela sua maior flexibilidade sendo com um diâmetro de 11,5 mm, tendo uma massa aproximada de 0,479 Kg/m e sendo um cabo de aço com classe IPS igual a 7,88 tf.

4.4 Dimensionamento do tambor

Para calcularmos o tambor da nossa ponte, precisamos analisar alguns aspectos na norma. Inicialmente, determinaremos o valor do diâmetro mínimo, após isso, iremos descobrir o comprimento do tambor e em seguida, a espessura do tambor.

4.4.1 Diâmetro do tambor

Antes, usaremos a norma ABNT NBR 8400, que através do diâmetro do enrolamento de um cabo, que é possível fazer a escolha de tambores e polias utilizando a equação 9. Existe uma regra definirmos os valores de W , que é um fator importante para a determinação dos valores de H_1 (Tabela 12) e o valor de H_2 (Tabela 13).

$$D_T = H_1 \times H_2 \times d_C, \text{ onde: } D_T = \text{diâmetro do tambor (mm)} \quad (9)$$

$H_1 = \text{coeficiente tabela 12}$

$H_2 = \text{coeficiente tabela 13}$

$d_C = \text{diâmetro do cabo de aço}$

Tabela 12. Valores de H_1

Grupo de mecanismo	Tambores		Polias		Polia de compensação	
	Cabo normal	Cabo não rotativo	Cabo normal	Cabo não rotativo	Cabo normal	Cabo não rotativo
1 Bm	16	16	16	18	14	16
1 Am	16	18	18	20	14	16
2m	18	20	20	22,4	14	16
3m	20	22,4	22,4	25	16	18
4m	22,4	25	25	18	16	18
5m	25	28	28	31,5	18	20

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

A escolha do valor de H_1 , é através do grupo de mecanismos do nosso sistema (5m). Então, o valor de H_1 da nossa ponte é igual à 25. O valor de H_2 tem relação com o número de polias no sistema e de quais tipos elas são (polias de compensação ou polias moveis), precisamos descobrir o valor de W . Segundo a norma, para tambores, $W = 1$. Para polias que não geram inversão de sentido de enrolamento no percurso do cabo, $W = 2$. E $W = 4$, para polias que provocam a inversão de sentido. No nosso sistema, existem um tambor e uma polia que não gera inversão de sentido, com isso, obtemos um valor para $W = 3$. A partir daí, conseguimos identificar o valor de H_2 na tabela 13.

Tabela 13. Valores para H2

W_T	≤ 5	6 a 9	≥ 10
H ₂	1	1,12	1,25

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

Agora conseguimos realizar o cálculo do D_T descrito da equação 9:

$$D_T = H_1 \times H_2 \times d_c$$

$$D_T = 25 \times 1 \times 11,5$$

$$D_T = 287,5 \text{ mm}$$

4.4.2 Comprimento do tambor

Para calcularmos o comprimento L através da equação 10, devemos identificar o passo (Tabela 14) do nosso tambor na Norma ABNT NBR 11375.

$$L = (\eta v + 3) \times P, \text{ onde: } L = \text{comprimento do tambor} \quad (10)$$

$\eta v = \text{número de voltas}$

$P = \text{passo}$

Tabela 14. Dimensões do passo de acordo com o diâmetro

Diâmetro do cabo	h	p	R	r	Tolerância de R(+)
6,4	2,5	7,5	3,5	0,5	0,1
8	3,0	9,5	4,5		
9,5	3,5	11	5,0		
11,5	4,5	13	6,5		
13	5,0	15	7,0	0,8	0,2
14,5	5,5	17	7,5		
16	6,0	18	8,5		
19	7,5	21	10,0		
22	8,5	25	12,5		
26	10,0	29	13,5		
29	10,5	32	15,5		
32	12,0	35	16,5		
35	13,5	38	18,5	1,6	0,4
38	14,5	42	20,0		
42	16,0	46	22,5		
45	17,0	49	24,0		
48	18,0	52	26,0		
51	19,0	56	27,5		

Fonte: Norma ABNT NBR 11375

O número de voltas (ηv) é determinado a partir da equação 11:

$$nv = \frac{h \times \eta_c}{\pi \times (D_T + d_c)} \quad (11)$$

Onde:

nv = número de voltas

h = altura (mm)

η_c = número de cabos

D_T = diâmetro do tambor (mm)

d_c = diâmetro do cabo (mm)

$$nv = \frac{h \times \eta_c}{\pi \times (D_T + d_c)}$$

$$nv = \frac{6000 \times 2}{\pi \times (287,5 + 11,5)}$$

$$nv = 12,775$$

Voltando na equação 10, conseguimos calcular o comprimento do tambor:

$$L = (\eta v + 3) \times P$$

$$L = (12,775 + 3) \times 13$$

$$L = 205,075 \text{ mm}$$

Precisamos verificar o comprimento, para isso, faremos uma associação para provar que o valor encontrado de L seja adequado. A associação é igual a: $L \leq 4 \times D_T$.

$205,075 \leq 287,5$ com este valor, conseguimos provar que o valor de 205,075 mm para o comprimento do tambor, está apto para ser usado como valor de L.

4.4.3 Espessura da parede do tambor

Agora, calcularemos a espessura do nosso tambor. A espessura mínima da parede do tambor é dada pela equação 12:

$$t \geq \frac{T}{\sigma \times P} \quad (12)$$

Onde:

$$\begin{aligned} t &= \text{espessura} \\ T &= \text{esforço máximo de tração (N)} \\ \sigma &= \text{tensão admissível (MPa)} \\ P &= \text{passo} \end{aligned}$$

A tensão admissível é dada pela equação 13:

$$\sigma = \frac{\sigma_r}{q \times FS} \quad (13)$$

Onde:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \text{tensão de ruptura} \\ q &= \text{coeficiente} \\ FS &= \text{fator de segurança} \end{aligned}$$

Sabemos que o material do nosso tambor é o aço 1045 LQ, com isso, sabemos a sua tensão de ruptura que é igual a 450 Mpa. A partir daí, conseguimos encontrar o valor de q (Tabela 15). Como nossa ponte classifica-se no 3º caso de casos de solicitação, encontramos o valor de FS (Tabela 16).

Tabela 15. Valores de q

Grupos de mecanismos	q
1 Bm	1
1 Am	1
2 m	1,12
3 m	1,25
4 m	1,40
5 m	1,60

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

Tabela 16. Valores de FS

Casos de Solicitação	FS_r
Casos I e II	2,8
Caso III	2

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

Calculando a equação 13:

$$\sigma = \frac{\sigma_r}{q \times FS} \quad (13)$$

$$\sigma = \frac{450}{1,6 \times 2}$$

$$\sigma = 140,63 \text{ MPa}$$

$$t \geq \frac{T}{\sigma \times P}$$

$$t \geq \frac{569,77}{140,63 \times 13}$$

$$t \geq 3,11 \text{ mm}$$

Por recomendação, utilizaremos o valor da espessura mínima sendo o mesmo do diâmetro do cabo de aço. Assim, $t = 11,5 \text{ mm}$

4.4.4 Polia do moitão

Calcularemos agora o diâmetro da nossa polia para então, encontrarmos um moitão para o nosso sistema de elevação.

O cálculo das polias é semelhante ao cálculo do tambor (equação 9), porém, algumas características na norma mudam. Utilizando a tabela 12 e a tabela 13, conseguimos realizar os cálculos do diâmetro da polia. Dessa vez, utilizaremos o valor de H1 para polia, sendo assim:

$$\begin{aligned} D_p &= H_1 \times H_2 \times d_c && (14) \\ D_p &= 28 \times 1 \times 11,5 \\ D_p &= 322 \text{ mm} \end{aligned}$$

Consultamos o catálogo da GOSAN e utilizaremos o moitão Nº 1.6, de referência 011.1,6.M456. Este moitão atende o nosso quesito em relação ao diâmetro do cabo de aço e possui uma massa catalogada de 18 kg.

4.4.5 Motor de içamento

Agora iremos começar os cálculos para içarmos a nossa carga, para isso, iremos começar a dimensionar o motor que consiga içar uma carga de 1 tonelada para isso, devemos considerar o movimento estático e dinâmico do sistema

4.4.5.1 Potência mecânica

Iniciaremos nossos cálculos determinando a potência mecânica. Utilizaremos um motor de WEG de 8 polos de alto rendimento com uma frequência de 60 Hz. Para iniciarmos os nossos cálculos, precisaremos das seguintes informações:

- Peso a ser erguido: $(1000 + 18 + 4,79) \times 9,81 = 1003,357 \text{ daN}$;
- Velocidade de içamento = 37,8 m/min;
- Rendimento de transmissão do sistema η ;

$$\begin{aligned}\eta(\text{mancal}) &= 0,98 \\ \eta(\text{talha}) &= 0,97 \\ \eta(\text{reductor}) &= 0,97^3 \\ \eta(\text{total}) &= 0,87\end{aligned}$$

Agora, conseguimos descobrir a potência de regime dada pela equação 15:

$$N = \frac{P \times v}{75 \times 60 \times \eta} \text{ onde:} \quad (15)$$

$$\begin{aligned}N &= \text{potência de regime} \\ P &= \text{peso a ser erguido} \\ v &= \text{velocidade de içamento} \\ \eta &= \text{coeficiente de rendimento de transmissão}\end{aligned}$$

$$N = \frac{P \times v}{75 \times 60 \times \eta} \times 1$$

$$N = \frac{1003,357 \times 37,8}{75 \times 60 \times 0,87} \times 1$$

$$N = 9,7 \text{ cv}$$

Buscamos no catálogo de fornecedor (Tabela 17) e encontramos um motor de 10 cv a 875 rpm e que pesa cerca de 135 kg.

Figura 18. Redutor HELIMAX - WEG CESTARI



Fonte: Catálogo HELIMAX (2021)

O redutor escolhido, tem um tempo de trabalho de 12h/dia, segundo o catálogo do fabricante do redutor o seu fator de serviço é igual a 1,5 para choques moderados.

Precisamos determinar a potência nominal e o valor é encontrado multiplicando a potência efetiva absorvida pelo fator de serviço FS (Equação 18), mas antes teremos que calcular a relação de redução (Equação 16) e a rotação do elemento (Equação 17).

$$\text{relação de redução} = \frac{\text{rotação do motor}}{\text{rotação do elemento}} \quad (16)$$

$$\text{rotação do elemento} = \frac{2 \times v}{\pi \times D_T} \quad (17)$$

$$\text{rotação do elemento} = \frac{4,11}{\pi \times 0,2875}$$

$$\text{rotação do elemento} = 4,67 \text{ rpm}$$

$$\text{relação de redução} = \frac{875}{4,67}$$

$$\text{relação de redução} = 187,5$$


$$\text{Potência absorvida} = 10 \text{ cv}$$

$$\text{Potência nominal} = 10 \times 1,5 = 15 \text{ cv} \therefore 11,03 \text{ kW} \quad (18)$$

Conseguimos encontrar a potência nominal para o redutor do sistema de içamento da nossa ponte, que equivale à 11,03 kW, com isso, conseguimos agora escolher nosso redutor segundo catálogo da WEG. O redutor escolhido é o de tamanho 25 como mostra no catálogo (Tabela 18), que obedece aos valores de rpm de entrada de 900 rpm e rpm de saída de 4,5 rpm e tem um peso aproximado de 680 Kg.

Tabela 18. Escolha do tamanho do redutor para içamento

P1 - Potência Mecânica em kW - 4 Estágios



kW	rpm entrada	rpm saída	Tamanho													
			16	18	20	23	25	28	32	36	40	46	50	54	58	65
180	1800	10	7,97	11,6	16,4	23,0	31,6	44,8	63,4	91,3	122	175	267	335*	425*	573*
	1500	8,3	6,64	9,67	13,7	19,2	26,3	37,3	52,9	76,1	102	146	222	279	354	477
	1200	6,7	5,31	7,73	10,9	15,4	21,1	29,9	42,3	60,9	81,3	116	178	223	283	382
	900	5,0	3,98	5,80	8,21	11,5	16,8	22,4	31,7	45,6	61,0	87,4	133	167	212	286

Fonte: Catálogo Cestari (2021)

4.5 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO

4.5.1 translação do trole

A partir deste tópico, começaremos a dimensionar a parte de deslocamento da nossa ponte, em primeiro momento, calcularemos o sistema de movimentação do trole que faz o sentido de um extremo ao outro do vão onde a ponte está localizada. Os componentes deste sistema são rodas, trilhos, redutores e freios.

4.5.2 Rodas e trilhos

De acordo com a norma NBR 8400, o cálculo das rodas devemos seguir alguns parâmetros e, com eles conseguimos definir o diâmetro mínimo das rodas do trole utilizando a equação 19:

$$D = \frac{F}{b \times p \times C_1 \times C_2} \quad (19)$$

Onde:

D = diâmetro da roda

F = força atuante em cada roda

b = boleto do trilho

p = pressão limite

C_1 = coeficiente determinado em função da rotação da roda

C_2 = coeficiente em função do grupo de mecanismo

Para calcularmos a força atuante em cada roda, temos antes que calcular a massa total da estrutura e descobrir também os valores para a força mínima atuante e a força máxima, para descobrirmos o valor da força atuante média temos a equação 20, e posteriormente as equações 21 e 22 para obter os valores força mínima e força máxima:

$$m = \text{carga} + \text{peso cabo de aço} + \text{peso moitão} + \text{peso do motor} + \text{peso do redutor} \quad (20)$$

$$m = 1000 + 4,79 + 18 + 135 + 680$$

$$m = 1837,79 \text{ Kg ou } 18028,72 \text{ N}$$

$$F_{min} = \frac{\text{peso da estrutura}}{n^\circ \text{ de roda}} \quad (21)$$

$$F_{min} = \frac{8218,72}{4}$$

$$F_{min} = 2054,68 \text{ N} \text{ . : } 205,468 \text{ daN}$$

$$F_{Max} = \frac{\text{peso da estrutura} + \text{peso da carga}}{n^\circ \text{ de rodas}} \quad (22)$$

$$F_{Max} = \frac{18028,72}{4}$$

$$F_{Max} = 4507,18 \text{ N} \text{ . : } 450,72 \text{ daN}$$

Jogando os valores na equação 23 da força atuante, temos:

$$F_r = \frac{2 \times F_{max} + F_{min}}{3} \quad (23)$$

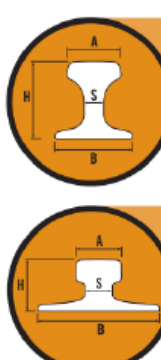
$$F_r = \frac{2 \times 4507,18 + 2054,67}{3}$$

$$F_r = 3689,68 \text{ N} \therefore 368,97 \text{ daN}$$

4.5.2.1 Trilhos

Agora, iremos dimensionar o trilho a ser usado. Utilizando o catálogo de trilhos da Wirth Rail Corporation (Tabela 19).

Tabela 19. Boleto do trilho



		Peso		Boleto A		Altura H		Patim B		Alma S	
		kg/m	lb/yda	mm	pol.	mm	pol.	mm	pol.	mm	pol.
Perfis americanos											
ASTM	CR175 (TR87)	86.80	175.00	107.95	4 1/4	152.40	6	152.40	6	38.10	1 1/2
A759/2000	CR171	84.83	171.00	109.22	4.30	152.40	6	152.40	6	31.75	1 1/4
	CR135	66.97	135.00	87.31	3 7/16	146.05	5 3/4	131.76	5 3/16	31.75	1 1/4
	CR105 (TR52)	52.09	105.00	65.09	2 9/16	131.76	5 3/16	131.76	5 3/16	23.81	15/16
	CR104	51.59	104.00	63.50	2 1/2	127.00	5	127.00	5	25.40	1
Perfis europeus											
DIN	A150	150.30	302.99	150.00	5.91	150.00	5.91	220.00	8.66	80.00	3.15
536/1991	A120	100.00	201.59	120.00	4.72	105.00	4.13	220.00	8.66	72.00	2.83
	A100	74.30	149.78	100.00	3.94	95.00	3.74	200.00	7.87	60.00	2.36
	A75	56.20	113.29	75.00	2.95	85.00	3.35	200.00	7.87	45.00	1.77
	A65	43.10	86.88	65.00	2.56	75.00	2.95	175.00	6.89	38.00	1.50
	A55	31.80	64.11	55.00	2.17	65.00	2.56	150.00	5.91	31.00	1.22
	A45	22.10	44.55	45.00	1.77	55.00	2.17	125.00	4.92	24.00	0.94

Fonte: Catálogo Withrail Corporation (2021).

O trilho escolhido foi um de perfil europeu tipo A45 com boleto de 45 mm e com um peso por metro de 22,10 kg.

4.5.2.2 Rodas

As rodas serão de ferro fundido, que possui como características $\sigma = 600 \text{ MPa}$, com isso determinaremos o valor da pressão limite $p_{lim} = 5,6 \text{ MPa}$. (Tabela 20).

Tabela 20. Pressão limite

σ_r do material (daN/mm^2)	Pressão limite P_{lim} ($\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$)
> 50	0,50
> 60	0,56
> 70	0,65
> 80	0,72

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

Continuamos com o cálculo do diâmetro das rodas do nosso sistema de movimentação do carro trolley, agora iremos definir os valores dos coeficientes C2 (Tabela 21) e C1 (Tabela 22).

Tabela 21. Coeficiente C2

Grupo do mecanismo	c_2
1 BM – 1 Am	1,12
2 m	1
3 m	0,9
4 m – 5 m	0,8

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

O grupo de mecanismo da nossa ponte é o m5, ou seja, o valor para o coeficiente C2 é igual à 0,8. Para o encontrarmos o valor de C1, utilizaremos técnicas matemáticas como interpolação para descobrirmos o valor. Com isso, estimamos o valor de $C1 = 0,87$. Jogando na equação 24 do diâmetro da roda, temos:

$$\frac{F_r}{b \times D_r} \leq \rho_x C_1 x C_2 \quad (24)$$

$$\frac{3689,68}{45 \times D_r} \leq 0,56 \times 0,87 \times 0,8$$

$$D_r = 250 \text{ mm}$$

Foi encontrado o diâmetro de 250 mm para as rodas do nosso carro trolley (Tabela 22).

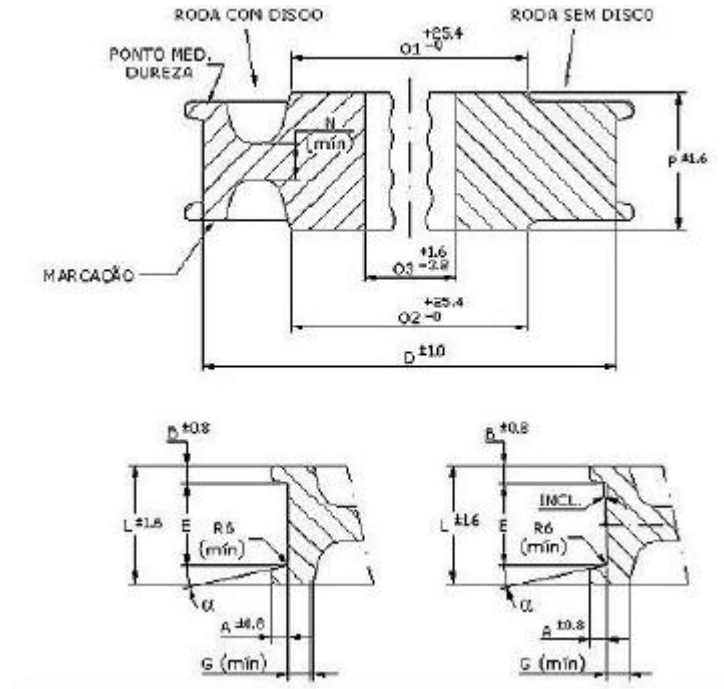
Tabela 22. Valores de C1

Diâmetro da roda em mm	Velocidade de translação em m/min														
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-	-	-
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-	-
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84	0,79
800	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900	-	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84
1000	-	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1120	-	-	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89
1250	-	-	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91

Fonte: Norma ABNT NBR 844, adaptado pelos autores (2021)

A partir daí, buscaremos no catálogo MWL-Brasil um modelo para atendermos. Segundo o catálogo do fabricante, o menor modelo de rodas é o MC-250 que possui um diâmetro de 250 mm. (Figura 2) e (Tabela 23).

Figura 19. Perfil da roda



Fonte: Catálogo MWL-Brasil (2021)

Tabela 23. Dimensões de rodas.

Dimensões em mm										
Rodas MWL tipo	A	B	D	E	C	L	01-02	P	N	03
MC-200	17,0	*	230,0	*	-	120,0	140,0	120,0	-	-
MC-121	25,4	28,6	304,8	82,5	30,0	139,7	177,8	152,4	40,0	-
MC-151	25,4	28,6	381,0	82,5	30,0	139,7	241,3	152,4	40,0	-
MC-181	25,4	28,6	457,2	82,5	40,0	139,7	266,7	152,4	40,0	-
MC-182	25,4	31,8	457,2	101,6	40,0	165,1	266,7	177,8	60,0	-
MC-211	25,4	28,6	457,2	82,5	40,0	139,7	279,4	152,4	40,0	-
MC-212	25,4	31,8	533,4	101,6	40,0	165,1	279,4	177,8	60,0	-
MC-213	25,4	33,4	533,4	123,8	40,0	190,5	304,8	203,2	73,0	-
MC-214	25,4	31,8	533,4	139,7	40,0	203,2	304,8	215,9	85,0	-
MC-241	25,4	28,6	609,6	82,5	40,0	139,7	292,1	152,4	40,0	-
MC-242	25,4	31,8	609,6	101,6	40,0	165,1	292,1	177,8	60,0	-
MC-243	25,4	33,4	609,6	123,8	40,0	190,5	342,9	203,2	73,0	-
MC-244	25,4	31,8	609,6	139,7	40,0	203,2	342,9	215,9	85,0	-

Fonte: Catálogo MWL-Brasil (2021).

4.5.3 Motor de translação do trolley

Precisamos realizar alguns cálculos para definirmos o motor ideal, para isso determinaremos a potência mecânica (Equação 25), para isso calcularemos primeiro a potência de aceleração (Equação 26) e a potência de regime (Equação 27).

$$P_{mec} = \frac{P_{aceleração} + P_{regime}}{k} \quad (25)$$

$$P_{aceleração} = \frac{w \times v^2 \times \beta}{g \times 75 \times 60^2 \times t_a \times \eta} \quad (26)$$

$$P_{aceleração} = \frac{18028,72 \times 60^2 \times 1,2}{9,81 \times 75 \times 60^2 \times 4,0 \times 0,97^3}$$

$$P_{aceleração} = 8,05 \text{ cv}$$

$$P_{regime} = \frac{w \times v \times Wt}{75 \times 60 \times \eta} \quad (27)$$

$$P_{regime} = \frac{18028,72 \times 60 \times 9,5 \times 10^{-3}}{75 \times 60 \times 0,97^3}$$

$$P_{regime} = 2,08 \text{ cv}$$

$$P_{mec} = \frac{P_{aceleração} + P_{regime}}{k} \quad (25)$$

$$P_{mec} = \frac{8,05 + 2,08}{1,8}$$

$$P_{mec} = 5,63 \text{ cv}$$

Buscaremos no catálogo de motores WEG (Tabela17) um motor com potência próxima a potência mecânica encontrada.

Foi encontrado um motor de 6 cv a 875 rpm com um peso aproximado de 110 Kg.

4.5.3.1 Redutor de translação

Precisamos definir também um modelo para o redutor para o sistema de translação, para isso, precisamos determinar a relação de redução, potência de transmissão, rotações por minuto dos eixos do redutor e ciclo de operação.

Escolhemos um redutor da WEG CESTARI, sendo o modelo um HELIMAX (Figura 20).

Figura 20. Redutor HELIMAX - WEG CESTARI



Fonte: Catálogo HELIMAX (2021)

O redutor escolhido, tem um tempo de trabalho de 12h/dia, segundo o catálogo do fabricante do redutor o seu fator de serviço é igual a 1,5 para choques moderados.

Precisamos determinar a potência nominal e o valor é encontrado multiplicando a potência efetiva absorvida pelo fator de serviço FS (da mesma forma que foi calculado anteriormente no redutor de içamento).

$$\text{relação de redução} = \frac{\text{rotação do motor}}{\text{rotação do elemento}} \quad (28)$$

$$\text{rotação do elemento} = \frac{v}{\pi \times D_r} \quad (29)$$

$$\text{rotação do elemento} = \frac{60}{\pi \times 0,250}$$

$$\text{rotação do elemento} = 76,40 \text{ rpm}$$

$$\text{relação de redução} = \frac{875}{76,40}$$

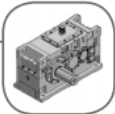
$$\text{relação de redução} = 11,45$$

$$\text{Potência absorvida} = 6 \text{ cv}$$

$$\text{Potência nominal} = 6 \times 1,5 = 9 \text{ cv} \therefore 6,61 \text{ kW} \quad (30)$$

Conseguimos encontrar a potência nominal para o redutor do sistema de deslocamento do nosso trolley da nossa ponte, que equivale à 6,61 kW, com isso, conseguimos agora escolher nosso reduto segundo catálogo da WEG. O redutor escolhido é o de tamanho 10 como mostra no catálogo (Tabela 24), que obedece aos valores de rpm de entrada de 900 rpm e rpm de saída de 45 rpm e peso aproximado de 96 Kg.

Tabela 24. Escolha tamanho redutor de translação do carro trolley



P1 - Potência Mecânica em kW - 3 Estágios

rpm entrada	rpm saída	Tamanho																
		10	12	14	16	18	20	23	25	28	32	36	40	46	50	54	58	65
1800	90	22	29	43	65,0	94,2	144	166	217	333	507	815	1024*	1477*	2155*	2671*	3087*	4090*
1500	75	18	24	36	54,2	78,5	120	138	181	278	422	679	853	1231	1796*	2226*	2572*	3409*
1200	60	15	19	28	43,4	62,8	96,2	110	144	222	338	543	682	985	1437	1781	2058	2727
900	45	11	15	21	32,5	47,1	72,1	82,8	108	167	253	407	512	739	1077	1336	1543	2045

Fonte: Catálogo WEG.NET (2021)

4.6 ESTRUTURA PRINCIPAL

Iniciaremos agora os cálculos da nossa estrutura principal que conta com uma viga principal, cabeceira, rodas, trilhos, motores, redutor e batentes.

4.6.1 Solicitações principais

De acordo a norma ABNT NBR 8400, precisamos definir o coeficiente de majoração (Tabela 25), para darmos continuidade nos cálculos de solicitações na viga principal.

Tabela 25. Coeficientes de majoração M_x

Grupos	1	2	3	4	5	6
M_x	1	1	1	1,06	1,12	1,20

Fonte: Norma ABNT NBR 8400 (2021)

O cálculo das solicitações é dado pela equação 31:

$$S_p = M_x \times (S_g + \psi S_L), \text{ onde:} \quad (31)$$

S_p = carga de projeto

M_x = coeficiente de majoração

S_g = solicitações devidas aos pesos próprios dos elementos

ψ = coeficiente dinâmico devida a carga de serviço .: 1,378 (Tabela 8)

S_L = solicitações devidas as cargas de serviço

$$S_p = M_x \times (S_g + \psi S_L)$$

$$S_p = 1,06 \times (1300 + 1,378 \times 2300)$$

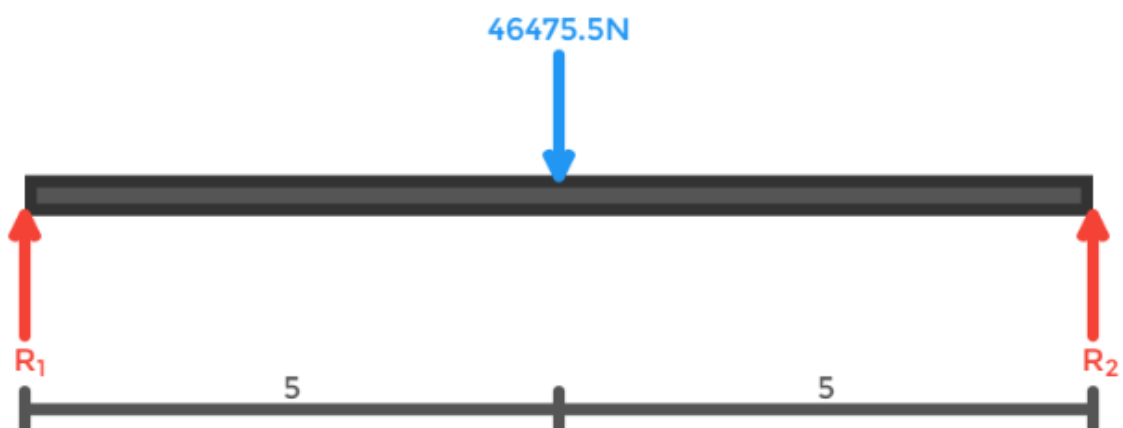
$$S_p = 4737,56 \text{ Kg} .: 46475,5 \text{ N}$$

Com a ajuda do site “Aprender Engenharia”, conseguimos realizar os cálculos das reações de apoio da nossa viga.

4.6.2 Cálculo das reações

Para encontrarmos as reações nos apoios, é necessário verificar o equilíbrio de forças na vertical, para garantir que a viga não vai se mover nem para cima nem para baixo, e o equilíbrio de momentos, para garantir que a viga não irá girar. O diagrama de corpo livre da viga é dado no (Gráfico 1) seguido pelas equações 32 e 33:

Gráfico 1. Diagrama de corpo livre



$$\sum F_y = 0 \quad (32) \quad \sum M = 0 \quad (33)$$

$$F_1 - R_1 - R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = 46475.5 \text{ N}$$

$$R_2(x \text{ apoio } 2 - x \text{ apoio } 1) - F_1(x \text{ força } 1 - x \text{ apoio } 1) = 0$$

$$R_2(10 - 0) = (46475.5)(5 - 0)$$

$$10R_2 = 232377.5 \text{ N}$$

$$10R_2 = 232377.5 \text{ N}$$

$$R_1 = 23237.75 \text{ N}$$

$$R_2 = 23237.75 \text{ N}$$

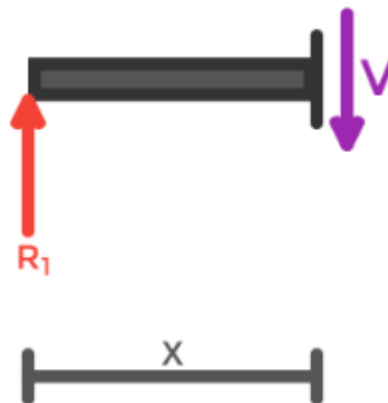
4.6.2.1 Esforço cortante

Para encontrar a equação do esforço cortante, é necessário fazer o balanço de forças verticais em cada seção (que vão de 0 até x metros), calculados pela equação 34 e 35:

$$\sum F_y + V(x) = 0 \quad (34)$$

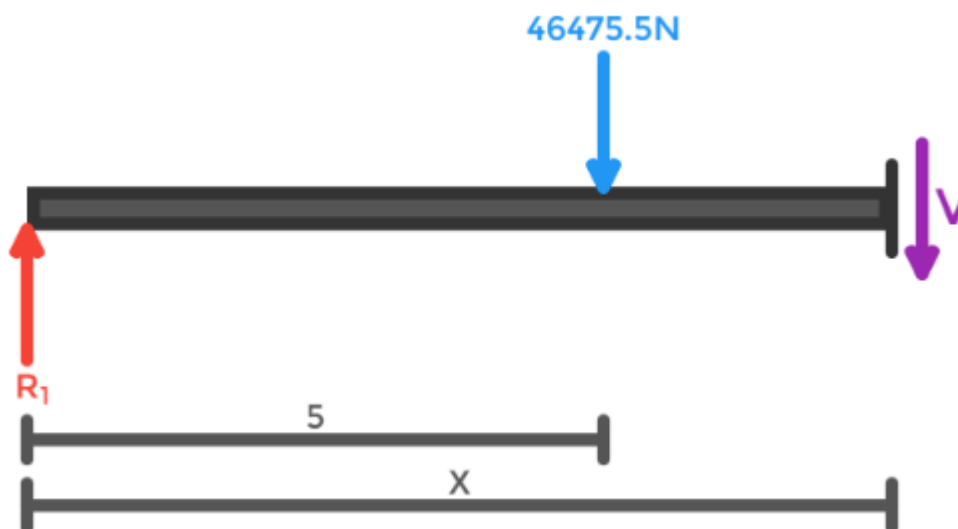
Em que $V(x)$ é o valor do esforço cortante na posição x .

Gráfico 2. Seção 1 ($0 \leq x \leq 5$):



$$-R_1 + V(x) = 0$$

$$V(x) = 23237.75$$

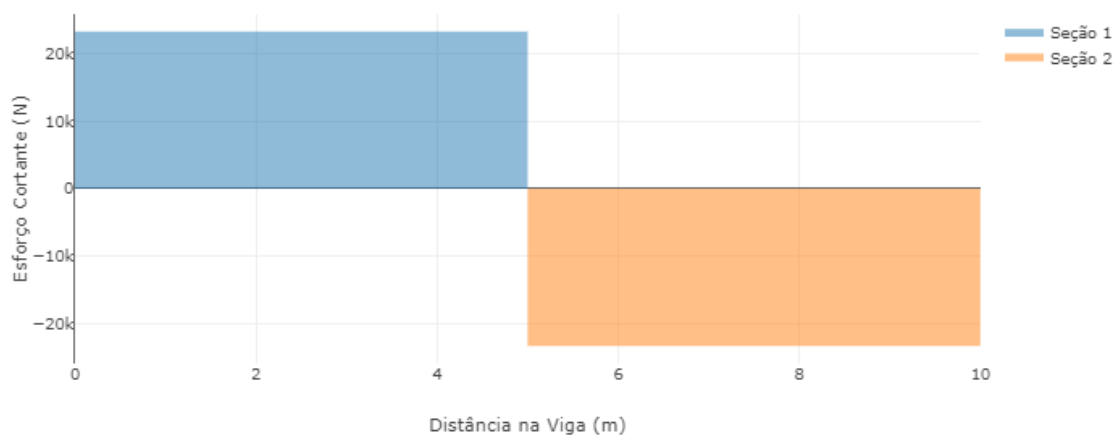
Gráfico 3. Seção 2 ($5 \leq x \leq 10$):

$$F1 - R1 + V(x) = 0$$

$$V(x) = -23237.75$$

(35)

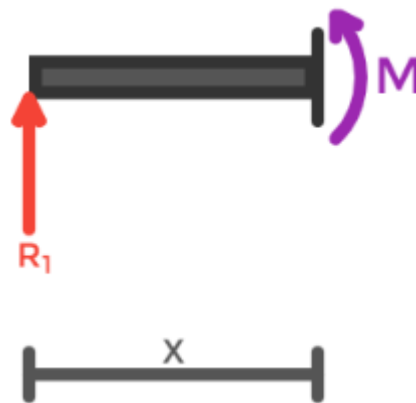
Gráfico 4 – Esforço Cortante



4.6.2.2 Momento fletor

Para encontrar a equação do momento fletor, é necessário fazer o balanço do momento em cada seção (que vão de 0 até x metros), calculados pela equação 36 e 37:

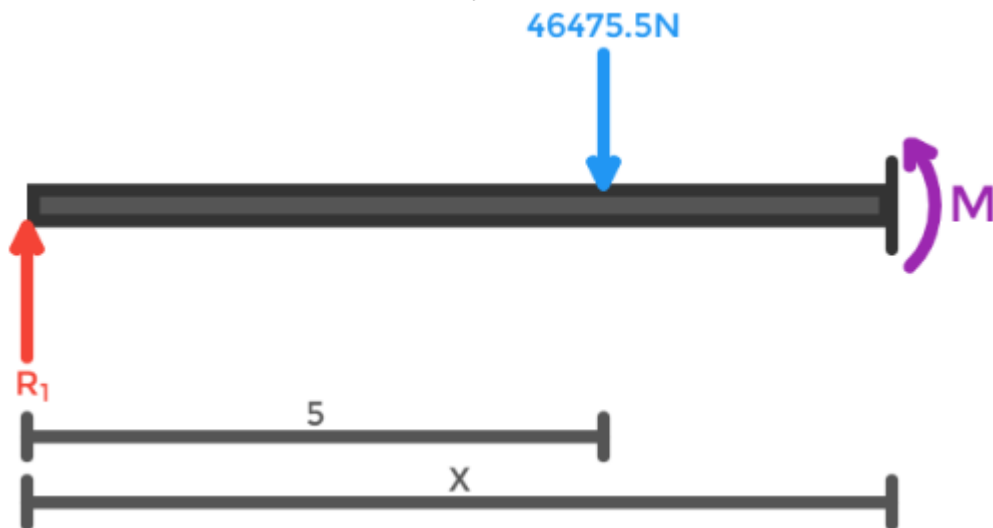
$$\sum Fy (x - x.carga) + \sum M + M(x) = 0$$

Gráfico 5. Seção 1 ($0 \leq x \leq 5$):

(36)

$$-R_1 (x - x.apoio1) + M(x) = 0$$

$$M(x) = 23237.75x$$

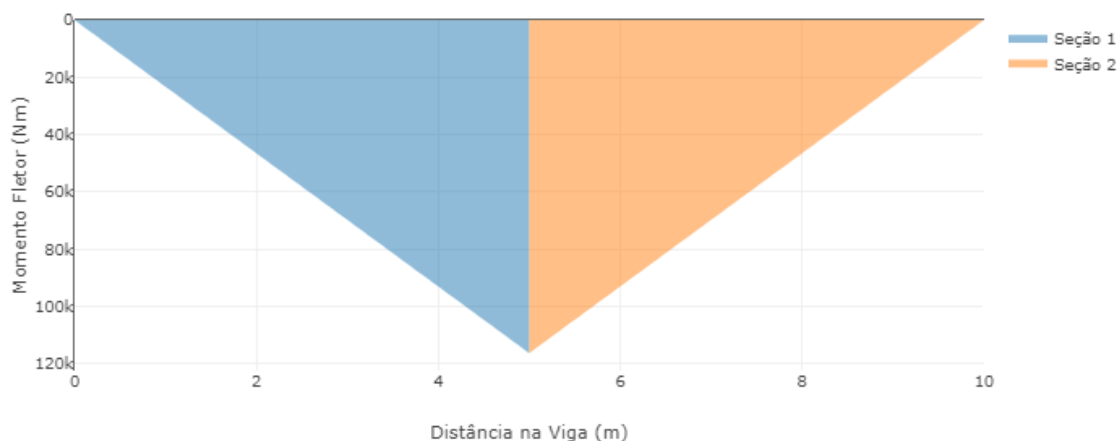
Gráfico 6. Seção 2 ($5 \leq x \leq 10$):

$$F_1 (x - x.força 1) - R_1 (x - x.apoio 1) + M(x) = 0$$

$$M(x) = - 23237.75x + 232377.5$$

(37)

Gráfico 7. Momento Fletor



4.6.3 Tensão admissível

O material da nossa viga é ASTM A 572 Gr 50, sabendo disso, conseguimos buscar suas propriedades mecânicas (Tabela 26), além disso faremos o uso das tabelas 15 e 16 para realizarmos os cálculos necessários (Equação 38).

Tabela 26. Propriedades Mecânicas ASTM A 572

	ASTM A 572 Grau 50	ASTM A 572 Grau 60*	ASTM A 992*
Limite de Escoamento (MPa)	345 min.	415 min.	345 a 450
Limite de Resistência (MPa)	450 min.	520 min.	450 min.
Alongamento após ruptura (%)	18 min.	16 min.	18 min.

Fonte: Catálogo GERDAU (2021).

$$\sigma = \frac{\sigma_r}{q \times FS} \quad (38)$$

$$\sigma = \frac{450}{1,6 \times 2,0}$$

$$\sigma = 140,63 \text{ MPa}$$

4.6.3.1 Módulo resistente

A fórmula para o cálculo do módulo resistente é dada pela equação 39:

$$w = \frac{M_{max}}{\sigma}, \text{ onde: } w = \text{módulo resistente} \quad (39)$$

M_{max} = momento fletor máximo

σ = tensão admissível

$$w = \frac{M_{max}}{\sigma}$$

$$w = \frac{232377,5}{140,63}$$

$$w = 1652403,47 \text{ mm}^3 \therefore 1652,4 \text{ cm}^3$$

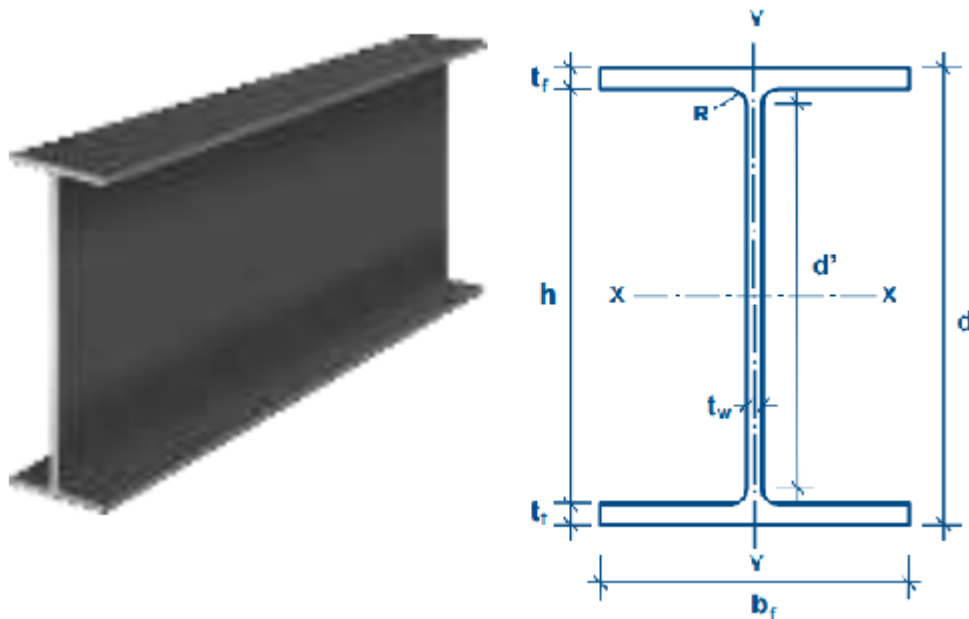
Foi encontrado um aço de perfil W310 com o módulo resistente de 1735,6 cm³ (Tabela 27). Como o vão do nosso sistema é de 10 metros, teremos uma viga com 10 metros de comprimento, o que acrescenta cerca de 1250Kg em nossa estrutura.

Tabela 27. Especificações técnicas ASTM A 572

BITOLA mm x kg/m	Massa Linear kg/m	d mm	b _f mm	ESPESSURA		h mm	d' mm	Área cm ²	EIXO X - X			EIXO Y - Y			u m/m	Bitola in x lb/ft
				t _w mm	t _f mm				I _x cm ⁴	W _x cm ³	r _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	r _y cm		
W 310 x 21,0	21,0	303	101	5,1	5,7	292	272	27,2	3.776	249,2	11,77	98	19,5	1,90	0,98	W 12 x 14
W 310 x 23,8	23,8	305	101	5,6	6,7	292	272	30,7	4.346	285,0	11,89	116	22,9	1,94	0,99	W 12 x 16
W 310 x 28,3	28,3	309	102	6,0	8,9	291	271	36,5	5.500	356,0	12,28	158	31,0	2,08	1,00	W 12 x 19
W 310 x 32,7	32,7	313	102	6,6	10,8	291	271	42,1	6.570	419,8	12,49	192	37,6	2,13	1,00	W 12 x 22
W 310 x 38,7	38,7	310	165	5,8	9,7	291	271	49,7	8.581	553,6	13,14	727	88,1	3,82	1,25	W 12 x 26
W 310 x 44,5	44,5	313	166	6,6	11,2	291	271	57,2	9.997	638,8	13,22	855	103,0	3,87	1,26	W 12 x 30
W 310 x 52,0	52,0	317	167	7,6	13,2	291	271	67,0	11.909	751,4	13,33	1.026	122,9	3,91	1,27	W 12 x 35
HP 310 x 79,0(H)	79,0	299	306	11,0	11,0	277	245	100,0	16.316	1.091,3	12,77	5.258	343,7	7,25	1,77	HP 12x 53
HP 310 x 93,0(H)	93,0	303	308	13,1	13,1	277	245	119,2	19.682	1.299,1	12,85	6.387	414,7	7,32	1,78	HP 12x 63
W 310 x 97,0(H)	97,0	308	305	9,9	15,4	277	245	123,6	22.284	1.447,0	13,43	7.286	477,8	7,68	1,79	W 12 x 65
W 310 x 107,0(H)	107,0	311	306	10,9	17,0	277	245	136,4	24.839	1.597,3	13,49	8.123	530,9	7,72	1,80	W 12 x 72
HP 310 x 110,0(H)	110,0	308	310	15,4	15,5	277	245	141,0	23.703	1.539,1	12,97	7.707	497,3	7,39	1,80	HP 12x 74
W 310 x 117,0(H)	117,0	314	307	11,9	18,7	277	245	149,9	27.563	1.755,6	13,56	9.024	587,9	7,76	1,80	W 12 x 79
HP 310 x 125,0(H)	125,0	312	312	17,4	17,4	277	245	159,0	27.076	1.735,6	13,05	8.823	565,6	7,45	1,81	HP 12x 84

Fonte: Catálogo GERDAU (2021)

Figura 21. Perfil da viga

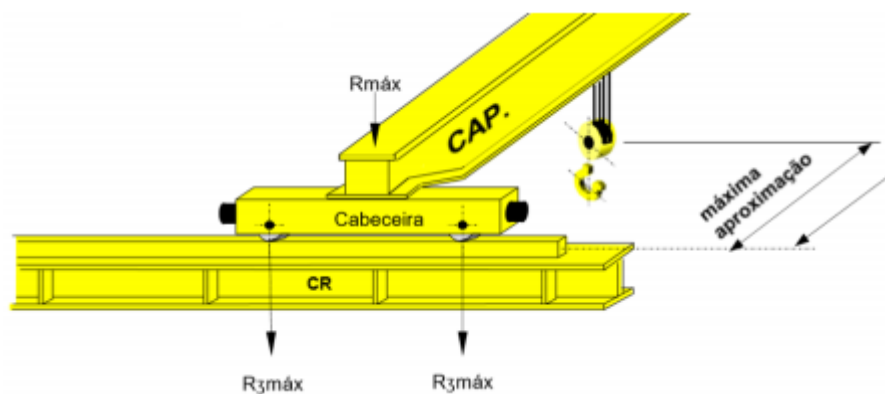


FONTE: Daniel Ferraz (2018)

4.6.4 Cabeceiras

A cabeceira da nossa ponte é uma viga perfil caixão, que possui especificações de 150 mm de base por 150 mm de altura e uma espessura de 3/8". A situação mais crítica para o projeto é quando o carro está totalmente recolhido e carregado em uma das extremidades.

Figura 22. Cabeceira da ponte



FONTE: MEMORI prdv Ponte Rolante

Carga Máxima:

$$R_{\text{máx}} = Q + P \quad (40)$$

$$R_{\text{máx}} = 2550 + 1000$$

$$R_{\text{máx}} = 3550 \text{ Kg}$$

Reações: (41)

$$R_{3\text{máx}} = R_{\text{máx}} / 2$$

$$R_{3\text{máx}} = 3550 / 2$$

$$R_{3\text{máx}} = 1775 \text{ Kg} = 17412,75 \text{ N}$$

Momento máximo: (42)

$$M_{\text{máx}} = R_{3\text{máx}} \times (LR / 2)$$

$$M_{\text{máx}} = 17412,75 \times (1,7 / 2)$$

$$M_{\text{máx}} = 14800,84 \text{ N/m}$$

4.7 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DA ESTRUTURA

4.7.1 Translação da ponte

A partir deste tópico, começaremos a dimensionar a parte de deslocamento da nossa ponte, em primeiro momento, calcularemos o sistema de movimentação do trole que faz o sentido de um extremo ao outro do vão onde a ponte está localizada. Os componentes deste sistema são rodas, trilhos, redutores e freios.

4.7.2 Rodas e trilhos

De acordo com a norma NBR 8400, o cálculo das rodas devemos seguir alguns parâmetros e, com eles conseguimos definir o diâmetro mínimo das rodas do trole (Equação 43).

$$D = \frac{F}{b \times p \times C_1 \times C_2} \quad (43)$$

Onde:

D = diâmetro da roda

F = força atuante em cada roda

b = boleto do trilho

p = pressão limite

C_1 = coeficiente determinado em função da rotação da roda

C_2 = coeficiente em função do grupo de mecanismo

Para calcularmos a força atuante em cada roda, temos antes que calcular a massa total da estrutura (Equação 47) e descobrir também os valores para a força mínima atuante (Equação 45) e a força máxima (Equação 46), para descobrirmos o valor da força atuante média (Equação 44), temos:

$$m = \text{carga do trolley} + \text{carga da viga} + \text{carga útil} \quad (44)$$

$$m = 1300 + 1250 + 1000$$

$$m = 3550 \text{ Kg ou } 34825,5 \text{ N}$$

$$F_{min} = \frac{\text{peso da estrutura}}{n^\circ \text{ de roda}} \quad (45)$$

$$F_{min} = \frac{25015,5}{4}$$

$$F_{min} = 6253,87 \text{ N} \therefore 625,38 \text{ daN}$$

$$F_{Max} = \frac{\text{peso da estrutura} + \text{peso da carga}}{n^\circ \text{ de rodas}} \quad (46)$$

$$F_{Max} = \frac{34825,5}{4}$$

$$F_{Max} = 8706,38 \text{ N} \therefore 870,64 \text{ daN}$$

Jogando os valores na equação 47 da força atuante, temos:

$$F_r = \frac{2 \times F_{max} + F_{min}}{3} \quad (47)$$


$$F_r = \frac{2 \times 8706,38 + 6253,87}{3}$$

$$F_r = 7888,87 \text{ N} \therefore 788,887 \text{ daN}$$

4.7.2.1 Trilhos

Agora, iremos dimensionar o trilho a ser usado. Utilizando o catálogo de trilhos da Wirth Rail Corporation (Tabela 28).

Tabela 28. Boleto do trilho



	Peso		Boleto A		Altura H		Patim B		Alma S	
	kg/m	lb/yda	mm	pol.	mm	pol.	mm	pol.	mm	pol.
Perfis americanos										
ASTM CR175 (TR87)	86.80	175.00	107.95	4 1/4	152.40	6	152.40	6	38.10	1 1/2
A759/2000 CR171	84.83	171.00	109.22	4.30	152.40	6	152.40	6	31.75	1 1/4
CR135	66.97	135.00	87.31	3 7/16	146.05	5 3/4	131.76	5 3/16	31.75	1 1/4
CR105 (TR52)	52.09	105.00	65.09	2 9/16	131.76	5 3/16	131.76	5 3/16	23.81	15/16
CR104	51.59	104.00	63.50	2 1/2	127.00	5	127.00	5	25.40	1
Perfis europeus										
DIN A150	150.30	302.99	150.00	5.91	150.00	5.91	220.00	8.66	80.00	3.15
536/1991 A120	100.00	201.59	120.00	4.72	105.00	4.13	220.00	8.66	72.00	2.83
A100	74.30	149.78	100.00	3.94	95.00	3.74	200.00	7.87	60.00	2.36
A75	56.20	113.29	75.00	2.95	85.00	3.35	200.00	7.87	45.00	1.77
A65	43.10	86.88	65.00	2.56	75.00	2.95	175.00	6.89	38.00	1.50
A55	31.80	64.11	55.00	2.17	65.00	2.56	150.00	5.91	31.00	1.22
A45	22.10	44.55	45.00	1.77	55.00	2.17	125.00	4.92	24.00	0.94

Fonte: Catálogo Withrail Corporation (2021).

O trilho escolhido foi um de perfil europeu tipo A45 com boleto de 45 mm e com um peso por metro de 22,10 kg.

4.7.2.2 Rodas

As rodas serão de ferro fundido, que possui como características $\sigma = 600 \text{ MPa}$, com isso determinaremos o valor da pressão limite $p_{lim} = 5,6 \text{ MPa}$. (Tabela 29).

Tabela 29. Pressão limite

σ_r do material (daN/mm ²)	Pressão limite P_{lim} ($\frac{daN}{mm^2}$)
> 50	0,50
> 60	0,56
> 70	0,65
> 80	0,72

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

Continuamos com o cálculo do diâmetro das rodas do nosso sistema de movimentação do carro trolley, agora iremos definir os valores dos coeficientes C2 (Tabela 30) e C1 (Tabela 31).

Tabela 30. Coeficiente C2

Grupo do mecanismo	c_2
1 BM – 1 Am	1,12
2 m	1
3 m	0,9
4 m – 5 m	0,8

Fonte: Norma ABNT NBR 8400, adaptado pelos autores (2021)

O grupo de mecanismo da nossa ponte é o m5, ou seja, o valor para o coeficiente C2 é igual à 0,8. Para o encontrarmos o valor de C1, utilizaremos técnicas matemáticas como interpolação para descobrirmos o valor. Com isso, estimamos o valor de C1 = 0,87. Jogando na equação 48 do diâmetro da roda, temos:

$$\frac{F_r}{b \times D_r} \leq \rho_x C_1 \times C_2 \quad (48)$$

$$\frac{7888,87}{45 \times D_r} \leq 0,56 \times 0,87 \times 0,8$$

$$D_r = 449 \text{ mm}$$

Foi encontrado o diâmetro de 449 mm para as rodas do nosso carro trolley, (Tabela 31).

Tabela 32. Dimensões de rodas

Dimensões em mm										
Rodas MWL tipo	A	B	D	E	C	L	01-02	P	N	03
MC-250	17,0	*	230,0	*	-	120,0	140,0	120,0	-	
MC-121										
MC-151	25,4	28,6	304,8	82,5	30,0	139,7	177,8	152,4	40,0	
MC-181	25,4	28,6	457,2	82,5	40,0	139,7	266,7	152,4	40,0	
MC-182	25,4	31,8	457,2	101,6	40,0	165,1	266,7	177,8	60,0	
MC-211	25,4	28,6	457,2	82,5	40,0	139,7	279,4	152,4	40,0	
MC-212	25,4	31,8	533,4	101,6	40,0	165,1	279,4	177,8	60,0	
MC-213	25,4	33,4	533,4	123,8	40,0	190,5	304,8	203,2	73,0	
MC-214	25,4	31,8	533,4	139,7	40,0	203,2	304,8	215,9	85,0	
MC-241	25,4	28,6	609,6	82,5	40,0	139,7	292,1	152,4	40,0	
MC-242	25,4	31,8	609,6	101,6	40,0	165,1	292,1	177,8	60,0	
MC-243	25,4	33,4	609,6	123,8	40,0	190,5	342,9	203,2	73,0	
MC-244	25,4	31,8	609,6	139,7	40,0	203,2	342,9	215,9	85,0	

Furo de acordo com as especificações do cliente

Fonte: Catálogo MWL-Brasil (2021).

4.7.3 Motor de translação da ponte

Precisamos realizar alguns cálculos para definirmos o motor ideal, para isso determinaremos a potência mecânica (Equação 49), mas antes precisamos encontrar a potência de regime (Equação 51) e potência de aceleração (Equação 50).

$$P_{mec} = \frac{P_{aceleração} + P_{regime}}{k} \quad (49)$$

$$P_{aceleração} = \frac{w \times v^2 \times \beta}{g \times 75 \times 60^2 \times t_a \times \eta} \quad (50)$$

$$P_{aceleração} = \frac{348255 \times 60^2 \times 1,2}{9,81 \times 75 \times 60^2 \times 4,0 \times 0,97^3}$$

$$P_{aceleração} = 15,56 \text{ cv}$$

$$P_{regime} = \frac{w \times v \times Wt}{75 \times 60 \times \eta} \quad (51)$$

$$P_{regime} = \frac{34825,5 \times 60 \times 7,5 \times 10^{-3}}{75 \times 60 \times 0,97^3}$$

$$P_{regime} = 3,82 \text{ cv}$$

$$P_{mec} = \frac{P_{aceleração} + P_{regime}}{k}$$

$$P_{mec} = \frac{15,56 + 3,82}{1,8}$$

$$P_{mec} = 10,76 \text{ cv}$$

Buscaremos no catálogo de motores WEG (Tabela17) um motor com potência próxima a potência mecânica encontrada.

Foi encontrado um motor de 12,5 cv a 875 rpm com um peso aproximado de 156 Kg.

4.7.4 Redutor de translação

Precisamos definir também um modelo para o redutor para o sistema de translação, para isso, precisamos determinar a relação de redução, potência de transmissão, rotações por minuto dos eixos do redutor e ciclo de operação.

Escolhemos um redutor da WEG CESTARI, sendo o modelo um HELIMAX (Figura 24).

Figura 24. Redutor HELIMAX - WEG CESTARI



Fonte: Catálogo HELIMAX (2021)

O redutor escolhido, tem um tempo de trabalho de 12h/dia, segundo o catálogo do fabricante do redutor o seu fator de serviço é igual a 1,5 para choques moderados.

Precisamos determinar a potência nominal (Equação 54), mantes teremos que encontrar a relação de redução (Equação 52) e a rotação do elemento (Equação 53), posteriormente multiplicando a potência efetiva absorvida pelo fator de serviço FS.

$$\text{relação de redução} = \frac{\text{rotação do motor}}{\text{rotação do elemento}} \quad (52)$$

$$\text{rotação do elemento} = \frac{v}{\pi \times D_r} \quad (53)$$

$$\text{rotação do elemento} = \frac{60}{\pi \times 0,4572}$$

$$\text{rotação do elemento} = 41,77 \text{ rpm}$$

$$\text{relação de redução} = \frac{875}{41,77}$$

$$\text{relação de redução} = 20,95$$

$$\text{Potência absorvida} = 20 \text{ cv}$$

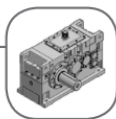
$$\text{Potência nominal} = 20 \times 1,5 = 30 \text{ cv} \therefore 22,065 \text{ kW}$$

$$\text{Potência absorvida} = 12,5 \text{ cv}$$

$$\text{Potência nominal} = 12,5 \times 1,5 = 18,75 \text{ cv} \therefore 13,79 \text{ kW}$$

Conseguimos encontrar a potência nominal para o redutor do sistema de deslocamento da nossa ponte, que equivale à 13,79 kW, com isso, conseguimos agora escolher nosso redutor segundo catálogo da WEG. O redutor escolhido é o de tamanho 12 como mostra no catálogo (Tabela 24), que obedece aos valores de rpm de entrada de 900 rpm e rpm de saída de 40 rpm e peso aproximado de 128 Kg.

Tabela 33. Escolha tamanho redutor de translação do carro trolley.



P1 - Potência Mecânica em kW - 3 Estágios

itot	rpm entrada	rpm saída	Tamanho																
			10	12	14	16	18	20	23	25	28	32	36	40	46	50	54	58	65
20	1800	90	22	29	43	65,0	94,2	144	166	217	333	507	815	1024*	1477*	2155*	2671*	3087*	4090*
	1500	75	18	24	36	54,2	78,5	120	138	181	278	422	679	853	1231	1796*	2226*	2572*	3409*
	1200	60	15	19	28	43,4	62,8	96,2	110	144	222	338	543	682	985	1437	1781	2058	2727
	900	45	11	15	21	32,5	47,1	72,1	82,8	108	167	253	407	512	739	1077	1336	1543	2045
22,4	1800	80	20	27	39	64,4	91,9	130	164	214	329	497	722	1005*	1401*	1922*	2382*	3003*	3913*
	1500	67	17	23	33	53,7	76,6	109	136	178	274	414	602	837	1168	1601*	1985*	2502*	3261*
	1200	54	13	18	26	43,0	61,3	86,9	109	143	220	331	481	670	934	1281	1588	2002	2609
	900	40	10	14	20	32,2	46,0	65,2	81,9	107	165	249	361	502	701	961	1191	1501	1956

Fonte: Catalogo WEG.NET (2021)

5 CONCLUSÃO

Através deste projeto podemos concluir que as pontes rolantes têm uma função muito importante na indústria, pois com ela podemos movimentar cargas de forma rápida e segura. Usando esse equipamento de forma correta nós podemos aumentar a produtividade da linha de produção e diminuir o risco de acidentes com os colaboradores dentro de uma empresa.

O uso da norma NBR 8400 (ABNT, 1984) é de extrema importância para o desenvolvimento desse projeto, pois com ela conseguimos determinar as tensões, esforços e medidas da ponte rolante e seus equipamentos. Lembrando que para a utilização desse equipamento devemos sempre seguir as normas de segurança da empresa.

Por fim, concluímos que os objetivos deste projeto foram alcançados e conseguimos colocar em prática os conhecimentos obtidos em aula ao longo do nosso curso.

5 REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400: Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas**. Brasil: ABNT. 1984.

BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J. Keith. **Elementos de maquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. Tradução de João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. 8 Ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda. 2011

BRASIL, Haroldo Vinagre. **Máquinas de levantamento**. Editora Guanabara S.A. Rio de Janeiro, RJ, 1988.

BRITO, André Luis dos Santos. COSTA, João Victor. NASCIMENTO, Leonardo Simões. LEMOS, Lucas de Souza. **Projeto Ponte Rolante Univiga**. IFMG – Instituto Federal de Minas Gerais, Arcos, MG, 2017.

EGUÍÁ, Prof. Eng. Fernando Gabriel. TEIXEIRA, Alisson Henrique Harada. BÉRTOLI, Bruno Heib. ROCHA, Igor Roberto Rocha. VIUDES, Luis Fernando Rodrigues. SANTOS, Patrick Oliveira dos. SOUZA, Thalles Gabriel da Silva. MIGUEL, Vinicius Duarte. **Sistemas de Movimentação e Transporte, Ponte Rolante**. Araçatuba, 2019.

FREITAS, Jorge Ferreira Mauricio de. **Dimensionamento Estrutural e dos Conjuntos Mecânicos de uma Ponte Rolante de 2 Toneladas**. FTESM - FUNDAÇÃO TÉCNICO EDUCACIONAL SOUZA MARQUES, Rio de Janeiro, RJ, 2017.

PASSOS, Lucas da Costa dos. **Pontes rolantes, guindastes giratórios e acessórios de movimentação de cargas**. Brasil. 2017.

PINHEIRO, Julio Cesar Cortes. **Projeto e desenvolvimento de uma linha de pontes rolantes padronizadas para uma empresa metal mecânica**. Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica. Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul - UNIJUI. Panambi, 2015.

RUDENKO, N. **Máquinas de elevação e transporte**. Tradução de João Plaza. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A. 1976.

SILVA, Leonardo Cândido da. **Dimensionamento de equipamento para transporte de cargas: Pórtico dupla viga em balanço**. Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica. UFF - Universidade Federal Fluminense. Niterói, 2016.

SILVA, João Paulo Weselovski da. **Dimensionamento da Viga Principal de uma Ponte Rolante**. UNIJUI - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, RS, 2017.

SORDI, Giovani. **Dimensionamento da viga principal de uma ponte rolante**. Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica. Centro Universitário Univates. Lajeado, 2016.

SOBUE, Gustavo. **Modelagem paramétrica de pórticos rolantes: Estabilidade Estrutural e Otimização**. Dissertação de mestrado integrado em Engenharia

Mecânica. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica. São Paulo, 2005.

TAMASAUSKAS, Artur. **Metodologia do projeto básico de equipamento de manuseio e transporte de cargas - Ponte Rolante – Aplicação não-siderúrgica.** São Paulo, 2000.