

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

EDUARDO ECKERT

**DIMENSIONAMENTO DA VIGA E TROLE TRANSVERSAL DE UMA
PONTE ROLANTE PARA O NÚCLEO DE AUTOMAÇÃO E
PROCESSOS DE FABRICAÇÃO (NAFA)**

Santa Maria, RS
2019

Eduardo Eckert

**DIMENSIONAMENTO DA VIGA E TROLE TRANSVERSAL DE UMA PONTE
ROLANTE PARA O NÚCLEO DE AUTOMAÇÃO E PROCESSOS DE
FABRICAÇÃO (NAFA)**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito parcial para obtenção do grau de **Engenheiro Mecânico**.

Orientador: Prof. Alexandre Aparecido Buenos, Dr. Eng.

Santa Maria, RS
2019

Eduardo Eckert

**DIMENSIONAMENTO DA VIGA E TROLE TRANSVERSAL DE UMA PONTE
ROLANTE PARA O NÚCLEO DE AUTOMAÇÃO E PROCESSOS DE
FABRICAÇÃO (NAFA)**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Engenheiro Mecânico**.

Aprovado em 30 de agosto de 2019:

Prof. Alexandre Aparecido Buenos, Dr. Eng. (DEM/UFSM)
(Presidente / Orientador)

Prof. Leonardo Nabaes Romano, Dr. Eng. (DEM/UFSM)

Prof. César Gabriel dos Santos, Dr. Eng. (DEM/UFSM)

Santa Maria, RS
2019

AGRADECIMENTOS

- A meu orientador Prof. Alexandre Aparecido Buenos pela oportunidade, confiança, ensinamentos e colaboração, sendo grato pela orientação;

- A meus pais Edson Luís Eckert e Sara Inês K Eckert pela confiança, apoio, amizade e exemplo em todos os momentos, que sempre acreditaram em mim no decorrer da graduação e na vida;

- A todos os meus professores durante a graduação;

- A Universidade Federal de Santa Maria, pela oportunidade de desenvolver e concretizar minha formação;

RESUMO

DIMENSIONAMENTO DA VIGA E TROLE TRANSVERSAL DE UMA PONTE ROLANTE PARA O NÚCLEO DE AUTOMAÇÃO E PROCESSOS DE FABRICAÇÃO (NAFA)

AUTOR: Eduardo Eckert

ORIENTADOR: Alexandre Aparecido Buenos

Pontes rolantes são equipamentos utilizados no transporte e elevação de cargas, capazes de operar em elevados ciclos de trabalho proporcionando maior segurança e agilidade para o setor produtivo. Esse trabalho apresenta o dimensionamento da viga principal da ponte rolante e do carro trole para sua movimentação transversal para aplicação no Núcleo de Automação e Processos de Fabricação (NAFA). Tal núcleo conta com uma infraestrutura que possui um conjunto de máquinas-ferramentas convencionais e tornos CNC. O procedimento de cálculo estrutural é baseado na norma NBR 8400 1984. Essa norma estabelece critérios mínimos para o dimensionamento de equipamentos para o transporte e elevação de carga. Após o dimensionamento e análise estrutural, selecionou-se o perfil W460x68 (fabricante Gerdau), feita do aço ASTM A572 grau 50 para a viga principal da ponte rolante. Por fim, desenvolvida a modelagem utilizando o software Creo Parametric.

Palavra-chave: Ponte rolante, Dimensionamento, Movimentação de Carga.

ABSTRACT

BEAM SIZING AND TRANSVERSE TROLLEY FROM BRIDGE CRANE FOR THE NUCLEO DE AUTOMAÇÃO E PROCESSOS DE FABRICAÇÃO (NAFA)

AUTHOR: Eduardo Eckert

ADVISOR: Alexandre Aparecido Buenos

Bridge cranes are equipments used in transportation and lifting of loads able to operate at high cycles work providing greater safety and agility for the productive sector. This paper present the project of the cranes and trolley for its transverse movement for application in the Núcleo de Automação e Processos de Fabricação (NAFA). This núcleo has an infrastructure that uses of conventional tools and CNC lathes. The structural calculation is based norm NBR 8400 1984. This norm establishes minimum criterius for sizing equipment for transport and lifting of loads. After sizing and structure analysis, was selected the W460x68 profile (manufacture Gerdau). Made of ASTM A572 grau 50 steel for the bridge crane. Finally, modeling using Creo Parametric software was developed.

Keyword: Bridge crane, Sizing, Movement of Load

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo de ponte rolante	12
Figura 2 - Ponte Rolante Apoiada	17
Figura 3 - Ponte rolante suspensa bi viga	18
Figura 4 - Ponte Rolante uni viga suspensa tipo "I"	18
Figura 5 - Ponte rolante dupla viga ou bi viga	19
Figura 6 - Viga principal da ponte rolante.....	20
Figura 7 - Cabeceira da ponte rolante.....	20
Figura 8 - Caminho de rolamento.....	21
Figura 9 - Carro trole	21
Figura 10 - Talha manual	22
Figura 11 - Rodas de trilho ponte rolante	23
Figura 12 - Processo de desenvolvimento de produto	24
Figura 13 - Estrutura funcional	26
Figura 14 - Concepção final	34
Figura 15 - Layout do local da ponte rolante	35
Figura 16 - Esboço da ponte rolante com suas dimensões.....	36
Figura 17 - Momento e força cortante na viga	42
Figura 18 - Perfis estruturais Gerdau	45
Figura 19 - Representação da viga com suas dimensões.....	45
Figura 20 - Talha manual 5 toneladas.....	48
Figura 21 - Representação carro trole.....	49
Figura 22 – Direcionamento da força axial e radial	50
Figura 23 - Rolamentos de uma carreira de rolos cônicos	51
Figura 24 - Motor elétrico trifásico W22 IR2	57
Figura 25 - Redutor de velocidade acoplado ao motor elétrico.	58
Figura 26 - Conjunto pinhão/cremalheira	59
Figura 27 - Forças envolvidas na transmissão.....	60
Figura 28 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial	61
Figura 29 - Nomenclatura técnica da região do pinhão.....	63
Figura 30 - Pinhão dimensionado.....	63
Figura 31 - Conjunto completo da viga principal I.	64
Figura 32 - Conjunto completo da viga principal II	64
Figura 33 - Conjunto completo da ponte rolante apoiado sobre os trilhos.	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Respostas dos cálculos I.....	47
Tabela 2 - Dimensões e carga dinâmica do rolamento selecionado	52
Tabela 3 - Respostas dos cálculos II.....	52
Tabela 4 - Respostas dos cálculos III.....	58
Tabela 5 - Escolha da distância entre eixos e base da cremalheira.....	61
Tabela 6 - Estimativa de custos da viga e trole transversal	66

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Identificação dos requisitos.	27
Quadro 2 - Conversão de requisitos para o projeto para requisitos de projeto.	28
Quadro 3 - Matriz morfológica do sistema estrutural	30
Quadro 4 - Combinação dos princípios de solução	32
Quadro 5 - Matriz decisão requisitos para o projeto.....	33
Quadro 6 - Classe de utilização.	37
Quadro 7 - Estado de cargas	38
Quadro 8 - Grupos, classificação da estrutura	39
Quadro 9 - Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais.....	39
Quadro 10 - Classe de funcionamento.....	39
Quadro 11 - Tempos de acelerações	40
Quadro 12 - Valores do coeficiente dinâmico Ψ	40
Quadro 13 - Estado de solitação dos mecanismos.....	42
Quadro 14 - Grupos dos mecanismos.....	43
Quadro 15 - Valores de q	43
Quadro 16 - Valores de FSr	44
Quadro 17 - Características do motor elétrico escolhido.....	56

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	12
1.2	OBJETIVO GERAL	12
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1	ELEMENTOS DE MÁQUINAS	14
2.2	MOVIMENTAÇÃO DE CARGAS	14
2.3	MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO DE TRANSPORTE	15
2.4	PONTES ROLANTES	16
2.4.1	Tipos de pontes rolantes	16
2.4.2	Componentes da ponte rolante	19
3	METODOLOGIA	24
3.1	PROJETO INFORMACIONAL	24
3.1.1	Identificação dos requisitos	24
3.1.2	Requisitos de projeto	25
3.2	PROJETO CONCEITUAL	25
3.2.1	Determinação da estrutura funcional	25
3.3	PROJETO PRELIMINAR	26
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	27
5	CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS	67
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
	APENDICE A - CÁLCULOS PARTE I	70
	APÊNDICE A - CÁLCULOS PARTE I	71
	APÊNDICE B - CÁLCULOS PARTE II	72
	APÊNDICE C - CÁLCULOS PARTE III	73
	APÊNDICE D - CÁLCULOS PARTE IV	74
	ANEXO A – IMAGENS DO LOCAL DE INSTALAÇÃO DA PONTE ROLANTE	75
	ANEXO B – SOBRE O AÇO ASTM A 572 GRAU 50	76
	ANEXO C – DIMENSÕES DE PERFIL W	77
	ANEXO D - INFORMAÇÕES TALHA MANUAL 5 TONELADAS	78
	ANEXO E – CARACTERÍSTICAS DO MOTOR ELÉTRICO	79

1 INTRODUÇÃO

Com a mecanização evoluindo cada dia mais cabe à indústria se modernizar para aumentar sua competitividade no mercado de atuação. A operação de movimentação e elevação de material ou carga é um ponto decisivo para uma empresa quando levado em conta o cumprimento de prazo, diminuição de esforço físico e maior segurança durante a operação de movimentação e elevação, além de proporcionar um ganho de qualidade e maior satisfação do cliente.

A maior perda em um processo produtivo, é ocasionada pela movimentação de carga, podendo ser materiais, matéria-prima, peças, componentes ou demais equipamentos.

Para a movimentação de carga existe uma grande variedade de equipamentos, dependendo do tipo de indústria, utilizam-se empilhadeiras móveis, correias transportadoras, pontes rolantes, pórticos rolantes, transportadores pneumáticos, talhas, guindastes móveis entre outros. Porém o que mais se destaca, sendo largamente utilizado na movimentação e elevação de cargas são as pontes rolantes.

Pontes Rolantes são equipamentos utilizados no transporte e elevação de cargas. Trata-se de uma estrutura, normalmente instalada dentro de edificações, sendo possível movimentar cargas, materiais, equipamentos entre outros, na direção longitudinal, transversal e vertical. Estes equipamentos caracterizam-se pela sua versatilidade e robustez, operando em lugares e situações críticas, onde a utilização do trabalho braçal e/ou outros dispositivos se torna limitada.

Estes equipamentos são empregadas principalmente em siderúrgicas, portos e empresas metal-mecânicas, pois sua forma construtiva e configuração atendem as necessidades de várias operações. Pontes rolantes são de fácil manuseio, aplicadas a altos ciclos de trabalho com baixa necessidade de manutenção, o que as tornam uma boa opção para o transporte e movimentação de carga.

A Figura 1 apresenta um modelo de ponte rolante para movimentação de cargas.

Figura 1 - Modelo de ponte rolante



Fonte: Kitcrane (2019)

1.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Atualmente o laboratório dispõem apenas de empilhadeira e guincho hidráulico do tipo girafa mas que não suportam grandes cargas. Como consequência, nem sempre esses equipamentos estão disponíveis e podem gerar acidentes de trabalho caso exceder a carga máxima.

O laboratório irá passar por uma fase de reformas, onde equipamentos não utilizadas serão descartados e será instalado bancadas de estudos didáticos. Contudo, a instalação da ponte rolante visa buscar uma maior segurança aos funcionários e agilidade nos processos de movimentação de máquinas-ferramentas, equipamentos e materiais.

1.2 OBJETIVO GERAL

O objetivo desse trabalho é desenvolver o dimensionamento da viga da ponte rolante juntamente com um sistema carro trole para movimentação transversal da talha para uma futura instalação no laboratório (NAFA), localizada na Universidade Federal de Santa Maria. A análise concentra-se na parte estrutural da ponte rolante,

especificamente a viga principal. Avaliando os carregamentos e solicitações atuantes na estrutura.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

De modo a atingir o objetivo geral, devemos seguir e atender alguns objetivos específicos, como:

- Analisar a norma NBR 8400 1984 para poder aplicar as diretrizes da norma no projeto da ponte rolante;
- Estabelecer função global do produto;
- Aplicar métodos de seleção para encontrar a melhor concepção do produto;
- Elaborar um conceito do produto que atenda às necessidades do laboratório;
- Classificar e definir as características gerais da ponte rolante, bem como as restrições de projeto;
- Avaliar as solicitações atuantes na viga principal e dimensioná-la conforme as normas vigentes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os principais conceitos relacionados ao tema em estudo. Avalia-se os conceitos de elementos de máquinas, movimentação de cargas e após apresentando os tipos de pontes rolantes e seus respectivos componentes.

Apresenta informações e conceitos básicos relacionados ao projeto que será desenvolvido. Assim, são dispostas informações sobre as pontes rolantes, seu funcionamento, suas configurações, os tipo de elevação e movimentação dos equipamentos.

2.1 ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Um estudo sobre elementos de máquinas é de fundamental importância para o projeto em questão. Para Generoso (2009), podem ser classificados em grupos, dependendo da sua função, como por exemplo: elementos de fixação que são utilizados para unir peças entre si, os mais usados em mecânica são: parafusos, porcas e arruelas, também os elementos de transmissão como, as polias, as correias e os elementos de apoio que são os mancais de rolamento e deslizamento.

Existem características que influenciam a seleção de um elemento de máquinas como, a resistência, confiabilidade, utilidade, custo e peso (REMOR, 2012).

Para que se tenha um bom funcionamento do equipamento torna-se indispensável o estudo e dimensionamento dos elementos máquinas para o desenvolvimento de um projeto (REMOR, 2012).

2.2 MOVIMENTAÇÃO DE CARGAS

Trata-se de uma técnica utilizada para içar, transportar e deslocar determinadas cargas com auxílio de máquinas, equipamentos ou até mesmo manualmente.

A movimentação de cargas tem como objetivo, facilitar o transporte, a montagem e armazenamento das cargas, desse modo minimizando ou eliminando esforços físicos intensos e movimentos repetitivos. Para Passos (2011), a movimentação de cargas torna-se indiscutível para o desenvolvimento humano, tanto

para implementação de grandes obras ou para realização de trabalhos. Passos (2011) também define que a técnica de movimentação de cargas compreende as operações de elevação, transporte e descarga de materiais que podem ser efetuados manualmente ou utilizando sistemas mecânicos.

Para que se obtenha uma redução de custos, uma das soluções que se pode ter é o encurtamento das distâncias percorridas do material (TAMASAUSKAS, 2000).

2.3 MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO DE TRANSPORTE.

O desenvolvimento e aprimoramento das máquinas de transporte tem por objetivo promover a redução de custos, um aumento da capacidade produtiva e a melhoria das condições de trabalho.

Para que se tenha uma boa eficiência dos equipamentos de elevação e transporte devem estar relacionados diretamente com as especificações técnicas para cada tipo de uso (PASSOS 2011).

Para Brasil (1985), as máquinas de elevação se destinam a movimentações horizontais e verticais.

Para Rudenko (1976), as máquinas de elevação e transporte são empregados para mover cargas em fábricas, obras, recarga de materiais e indústrias, etc. Devido à grande diversidade de máquinas de elevação e transporte existentes, sua classificação se torna difícil, pois as tarefas podem variar, dependendo do tipo de movimentação e finalidade de um projeto.

Para Passos (2011), são considerados equipamentos de movimentação de cargas ou materiais, os equipamentos que levantam e movimentam para outros locais. Além disso, a utilização de equipamentos para elevação e movimentação de cargas traz inúmeros benefícios para a empresa que o utiliza, tais como:

- Redução de custos de mão de obra;
- Redução de custos de materiais;
- Aumento na capacidade produtiva;
- Aumento na produção;
- Aumento na capacidade de estoque;
- Melhoria na circulação.

Segundo Passos (2011), além desses equipamentos trazerem benefícios, podem causar algumas desvantagens e ter algumas limitações, como por exemplo:

- Requer um investimento inicial bem elevado, dependendo da sua finalidade;
- Requer um espaço amplo e apropriado para a operação;
- Requer habilidade do operador para que se tenha uma boa eficiência dessas máquinas.

Para Passos (2011), os equipamentos de elevação também geram riscos devido a movimentação de cargas em grandes alturas, dentre os principais riscos podemos citar o risco de morte ou lesões graves por esmagamento devido a alguns fatores, como:

- A queda de cargas que estão suspensas.
- Tombamento de estrutura
- Rompimento de algum elemento da máquina.

2.4 PONTES ROLANTES

Utiliza-se um equipamento ideal para cada tipo de aplicação, desse mesmo modo acontece com as pontes rolantes, dependendo do local e tipo de aplicação que será selecionado o equipamento mais adequado. A seguir são apresentados em maiores detalhes os diferentes tipos de pontes rolantes.

2.4.1 Tipos de pontes rolantes

PONTE ROLANTE APOIADA

Esse tipo de ponte se desloca por cima dos trilhos do caminho de rolamento, que são sustentados pelas colunas dos prédios. Esse modelo de ponte rolante possui um vão de 30 metros e são adaptáveis aos locais de instalação. São facilmente

adaptáveis aos locais de instalação, muito utilizada em locais com altura reduzida abaixo do caminho de rolamento (SORDI, 2016).

A Figura 2 apresenta uma ponte rolante uni viga que está apoiada sobre os trilhos. Pode-se notar que os trilhos ficam abaixo do caminho de rolamento.

Figura 2 - Ponte Rolante Apoiada



Fonte: Mdcranes (2019)

PONTE ROLANTE SUSPENSA

A viga principal corre por debaixo dos trilhos das vigas de rolamento. Esse modelo de ponte permite um melhor aproveitamento da altura do local. Além disso, esse modelo de ponte permite estender o caminho de rolamento além dos pontos de fixação da estrutura, aproveitando assim ao máximo o comprimento disponível do edifício na qual a ponte rolante é instalada (SORDI, 2016)

A Figura 3 apresenta uma ponte rolante bi viga que está suspensa, e pode-se observar que a viga de rolamento pode ser instalada bem próxima do teto do prédio, sendo que o caminho de rolamento fica na parte inferior.

Figura 3 - Ponte rolante suspensa bi viga



Fonte: Ghcranes (2019)

PONTE ROLANTE UNIVIGA

A ponte rolante é constituída por duas cabeceiras, uma única viga e um ou dois carros trole que sustenta a talha. O carro trole corre na aba inferior da viga da ponte rolante. Esse tipo de ponte é aplicada para capacidade de cargas de até 15 toneladas e a viga principal é constituída pelo tipo “I” laminada ou viga do tipo “caixão” soldada. (SORDI, 2016).

A Figura 4 apresenta uma ponte rolante uni viga suspensa, com a viga principal do tipo “I”, cujo o carro trole corre na aba inferior da viga.

Figura 4 - Ponte Rolante uni viga suspensa tipo "I"



Fonte: Mdcranes (2019)

PONTE ROLANTE DUPLA VIGA OU BIVIGA

A ponte rolante é constituída por duas cabeceiras, duas viga e um ou dois carros trole que sustenta a talha. O carro trole corre em trilhos que são fixados na parte superior da viga da ponte rolante. Geralmente esse tipo de ponte rolante pode atender uma capacidade de carga de até 300 toneladas com um vão de 70 metros (SORDI, 2016).

A Figura 5 apresenta uma ponte rolante dupla viga apoiada, onde o carro trole se encontra na parte superior do caminho de rolamento.

Figura 5 - Ponte rolante dupla viga ou bi viga



Fonte: Mdcranes (2019)

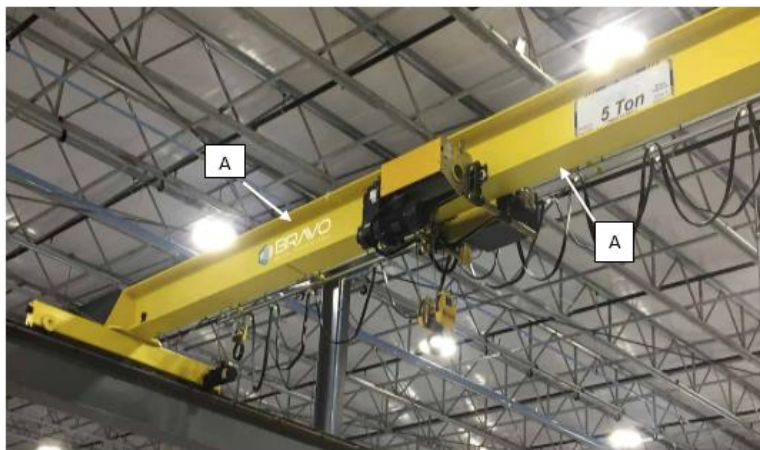
2.4.2 Componentes da ponte rolante

As pontes rolantes são formadas pelos seguintes elementos principais: viga principal, cabeceira, caminho de rolamento, carro, talha e rodas.

VIGA PRINCIPAL OU PONTE

É a estrutura basal do equipamento, que faz o movimento de translação da ponte e cobre o vão de trabalho. Pode ter uma única viga (uni viga) ou duas (bi viga). As vigas principais suportam maior parte dos demais componentes do equipamento, pois é nela que o carro trole é fixado. Normalmente construídas no formato “I” ou no formato de “caixa”. A Figura 6 apresenta a viga principal representado pela letra A.

Figura 6 - Viga principal da ponte rolante



Fonte: Bravo metal engenharia, adaptado (2019)

CABECEIRAS

As cabeceiras estão localizadas nas extremidades da viga principal. Nelas estão fixadas as rodas que permitem o movimento de translação da ponte rolante. Estas rodas se movem sobre os trilhos que compõem o caminho de rolamento. Na Figura 7, a cabeceira está representada na letra B.

Figura 7 - Cabeceira da ponte rolante



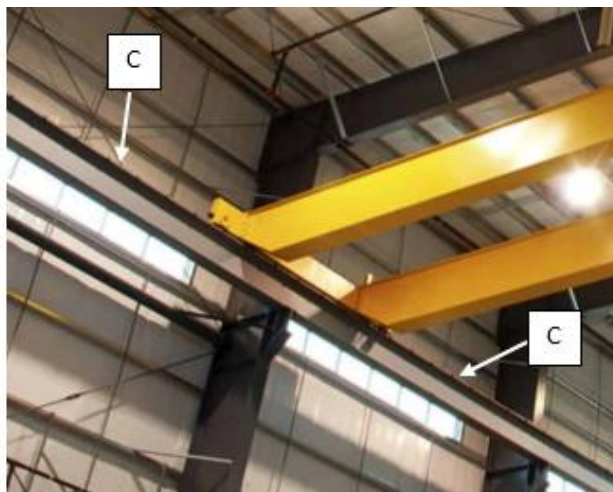
Fonte: Bravo metal engenharia, adaptado (2019)

CAMINHO DE ROLAMENTO

Também chamado de viga de rolamento, faz a escora dos trilhos sobre os quais as cabeceiras da ponte se deslocam. Normalmente, as vigas de rolamento são instaladas na estrutura da edificação em que a ponte rolante opera. Em pórticos

rolantes esse caminho de rolamento é instalado diretamente no chão. Na Figura 8, o caminho de rolamento está representado na letra C.

Figura 8 - Caminho de rolamento



Fonte: Bravo metal engenharia, adaptado (2019)

CARRO

Também chamado de carro trole, esse componente se movimenta sobre as vigas principais da ponte. Ele abriga os mecanismos do sistema de elevação (talha). Por isso, o carro é responsável pelo deslocamento transversal e vertical da carga. Na Figura 9, o carro trole está representado pela letra D.

Figura 9 - Carro trole



Fonte: Bravo metal engenharia, adaptado (2019)

TALHA

Acoplada ao carro da ponte, a talha é responsável pelo movimento de elevação da carga. Geralmente ela utiliza um cabo de aço para levantar um bloco de gancho e motor elétrico e outros dispositivos como freio eletromagnético.

TALHA MANUAL

É uma ferramenta constituída de roldanas e correntes, desenvolvida para facilitar o içamento de cargas pesadas. Diferentemente das talhas elétricas, o içamento se faz de modo manual através das correntes. Tem como principal característica o fácil funcionamento, segurança, menor necessidade de assistência técnica, entre outras. E não necessariamente pode ser instalada só em pontes rolantes, mas também em cavaletes, monovias, guindastes, etc. Dependendo do modelo da talha, podem variar sua capacidade de suspensão de carga, de 250kg até 60 toneladas. A Figura 10 apresenta um modelo de talha manual.

Figura 10 - Talha manual

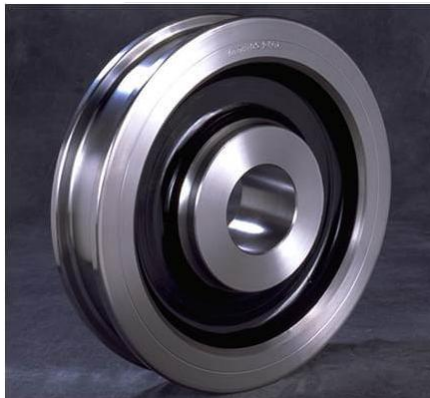


Fonte: Casa do mecânico (2019)

RODAS

As rodas de uma ponte rolante são fabricados conforme o formato do trilho que irão se deslocar. As rodas possuem abas nos dois lados para evitar de saírem fora do caminho.

Figura 11 - Rodas de trilho ponte rolante



Fonte: Xtec (2019)

2.5 NORMAS DE PROJETO

Para o desenvolvimento desse trabalho utilizou-se como base principal a norma ABNT NBR 8400 1984.

¹NORMA ABNT NBR 8400 1984

Título - Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas.

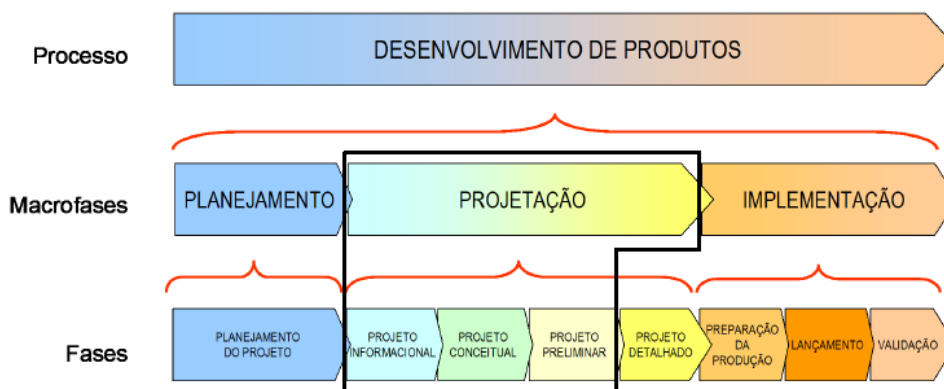
Esta norma apresenta diretrizes básicas para o cálculo de componentes mecânicos dos equipamentos de levantamento e elevação de cargas, independentemente do tipo de serviço desse equipamento.

¹ Essa norma fixa as diretrizes básicas para o cálculo das partes estruturais e componentes mecânicos dos equipamentos de levantamento e movimentação de cargas, independentemente do grau de complexidade ou do tipo de serviço do equipamento, determinando: a) as solicitações e combinações de solicitações a serem consideradas; b) condições de resistência dos diversos componentes do equipamentos em relação as solicitações consideradas; c) condições de estabilidade a serem consideradas.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho utiliza uma metodologia baseada em Romano (2003), que possui macro fases de planejamento, projeção e implementação, dando maior ênfase a macro fase em projeção, contendo as fases de projeto informacional, conceitual e preliminar. A Figura 12, apresenta o processo do desenvolvimento de produto, estando destacado a macro fase e as fases que serão apresentadas nesse trabalho.

Figura 12 - Processo de desenvolvimento de produto



Fonte: Adaptado (ROMANO 2003)

3.1 PROJETO INFORMACIONAL

O projeto informacional consiste na análise detalhada do problema de projeto, destinado a buscar todas as informações necessárias para que se tenha entendimento do problema. O modelo de produto obtidos ao final dessa fase são as especificações de projeto, que consiste em uma lista de objetivos que o produto a ser projetado deve conter, o que chamamos de requisitos para o projeto.

3.1.1 Identificação dos requisitos

Os requisitos são subdivididos em requisitos básicos, técnicos e de atratividade.

- *Requisitos básicos*: São requisitos que não são expressados diretamente pelo cliente pois são considerados óbvios e vitais.

- *Requisitos técnicos*: São requisitos expressados diretamente para o cliente de forma clara e precisa.

- *Requisitos de atratividade*: Esse requisitos apresenta como diferenciais importantes na comparação entre dois produtos concorrentes. Por mais que tal produto seja mais interessante que outro, muitos não estão dispostos a pagar pelo mais caro.

3.1.2 Requisitos de projeto

A determinação dos requisitos de projeto é feita com base nos requisitos já identificados. Tem como principal característica a expressão desses requisitos em uma forma mensurável. Essa mensuração é importante pois está associada as características físicas que o produto poderá ter.

3.2 PROJETO CONCEITUAL

Nesta etapa é abordado o projeto conceitual da ponte rolante em desenvolvimento. Realizar uma análise detalhada das especificações do projeto com o intuito de determinar o escopo do problema.

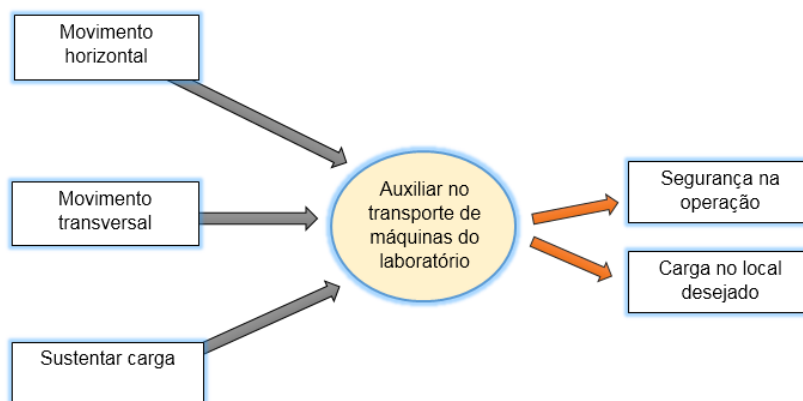
O escopo do problema desse projeto consiste em elevar e transportar uma carga de maneira segura e ágil, garantindo confiabilidade do equipamento de elevação e transporte.

3.2.1 Determinação da estrutura funcional

Essa etapa é onde determinamos todas as entradas e saídas em uma forma simplificada, com a função global do produto (Figura 13).

A função global do equipamento é auxiliar no transporte de máquinas do laboratório, sendo as principais entradas o movimento vertical e transversal e como saída a carga no local desejado.

Figura 13 - Estrutura funcional



Fonte: Autor (2019)

3.3 PROJETO PRELIMINAR

Nesta etapa estão definidos os detalhes da geometria do projeto, depois de ter recolhido as informações suficientes na parte do projeto conceitual.

O objetivo dessa etapa é voltado para dimensionamento da ponte rolante, mais especificamente da viga principal. Deve-se as características da ponte, como, o movimento transversal, vertical, colocação de motor elétrico, definição do tipo de motor e que movimentação irá realizar. Assim segue o mesmo conceito no caso de cabos de aço, roldanas, rodas dentadas e corrente.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta etapa são apresentados todas as fases seguidas da metodologia de projeto e produto citado acima, para que no final se possa chegar aos resultados que se deseja e que atendam a todos os objetivos propostos durante todo o desenvolvimento do trabalho.

REQUISITOS PARA O PROJETO

No Quadro 1 estão identificados os requisitos para o projeto.

Quadro 1 - Identificação dos requisitos.

Nº	Requisito	Descrição	Classificação
1	Oferecer segurança aos operadores	A segurança ao operar um equipamento é uma das prioridades. Esse requisito refere-se a segurança que o equipamento oferece ao operador.	Requisito Básico
2	Ter baixo custo de produção	Refere-se ao custo de fabricação do equipamento	Requisito de Atratividade
3	Possuir manutenção simples	Se a manutenção é simples, os custos serão menores.	Requisito de Atratividade
4	Ser de fácil operação	O operador é capaz de operar o equipamento sem treinamento, utilizando apenas instruções breves.	Requisito Técnico
5	Elevada vida útil	O equipamento deve utilizar componentes que tenham uma vida de longo prazo.	Requisito Básico
6	Possuir deslocamento transversal	O deslocamento transversal será elétrico para maior facilidade de operação.	Requisito Técnico
7	Ser compatível com a estrutura de instalação	O equipamento deve possuir dimensões compatíveis com o local de instalação	Requisito Técnico
8	Ter capacidade de elevação de carga de 10 toneladas	O equipamento deverá suportar a carga máxima solicitada no projeto	Requisito Básico.

Fonte: Autor (2019)

REQUISITOS DE PROJETOS

A conversão dos requisitos descritos em requisitos de projeto é apresentada no Quadro 2.

Quadro 2 - Conversão de requisitos para o projeto para requisitos de projeto.

Requisitos de clientes	Requisitos de projeto (mensuráveis)	
Oferecer segurança aos operadores	Alerta sonoro de emergência	
Ter baixo custo de produção	Custo de produção (\$)	Baixo custo da matéria-prima (\$)
Possuir manutenção simples	Comandos simples	Utilizar processos usuais
Ter fácil operação	Custo de operação (\$)	
Ser durável	Suportar ciclos de operação (h)	
Possuir deslocamento horizontal	Acionamento por controle horizontal	Pouco esforço para o operador
Ser compatível com a estrutura de instalação	Dimensões adequadas para o equipamento (mm)	Fácil fixação
Ter capacidade de elevação de carga de 10 toneladas	Capacidade de carga (N)	

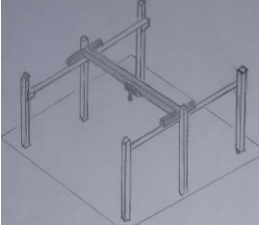
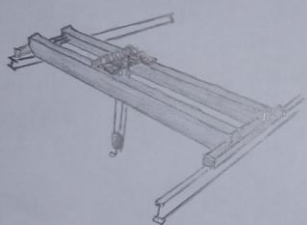
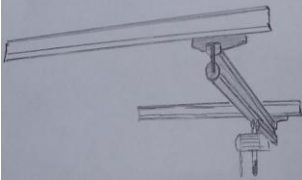



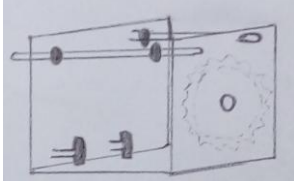
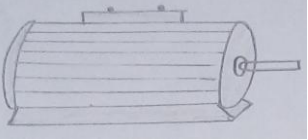

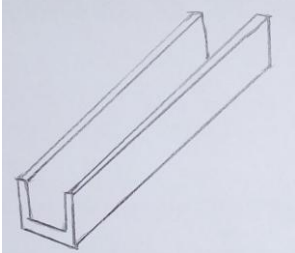
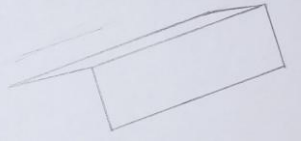

Fonte: Autor (2019)

PRINCÍPIOS DE SOLUÇÕES

Após determinado a função global do equipamento e seu desdobramento, partiu-se para a elaboração dos princípios de solução, desse modo, foi montado uma matriz morfológica (Quadro 3), onde mostra visualmente, através de esboços as soluções encontradas. Em seguida, as soluções foram combinadas a fim de encontrar concepções para o produto. Foram adotados no mínimo duas soluções para cada função elementar. As soluções não apresentadas não se mostram viáveis dentro do contexto do projeto.


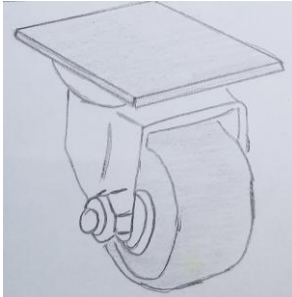
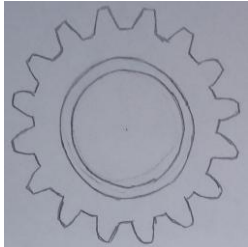
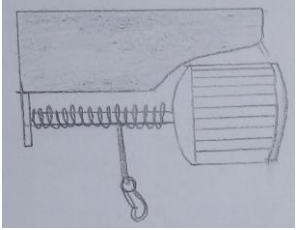

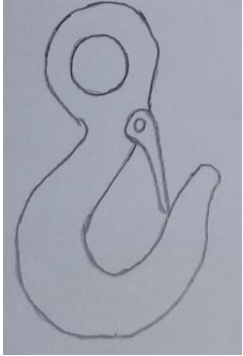
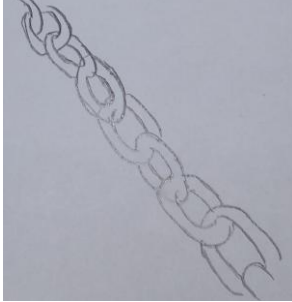

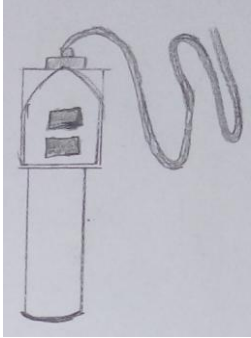
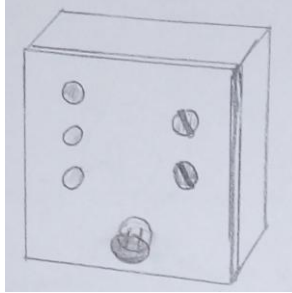
Quadro 3 - Matriz morfológica do sistema estrutural

(Continua)

Função Elementar	Solução I	Solução II	Solução III
a) Estrutura do equipamento	 <p data-bbox="582 629 692 658">Uni viga</p>	 <p data-bbox="906 629 995 658">Bi viga</p>	 <p data-bbox="1230 607 1362 636">Suspensa</p>
b) Viga principal	 <p data-bbox="488 898 715 927">Viga perfil tipo W</p>	 <p data-bbox="863 887 1054 965">Viga perfil tipo redondo</p>	 <p data-bbox="1134 898 1417 927">Viga perfil tipo caixão</p>
c) Carro trole	 <p data-bbox="488 1200 783 1279">Carro com quatro rodas</p>	 <p data-bbox="807 1178 1102 1312">Carro composto por rodas, rolamentos e engrenagem</p>	
d) Sistema de Deslocamento transversal	 <p data-bbox="544 1592 730 1621">Motor elétrico</p>	 <p data-bbox="906 1592 1007 1621">Manual</p>	
e) Método de deslocamento transversal	 <p data-bbox="544 1962 730 1991">Trilho perfil U</p>	 <p data-bbox="871 1924 1046 1953">Trilho perfil V</p>	 <p data-bbox="1190 1906 1370 1935">Trilho correia</p>

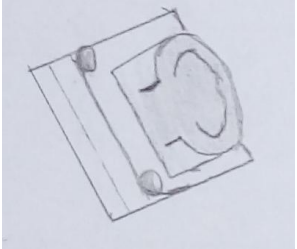
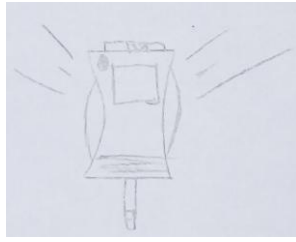
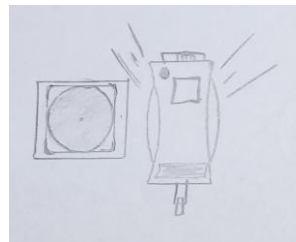
Quadro 3 - Matriz morfológica do sistema estrutural

(continuação)

Função Elementar	Solução I	Solução II	Solução III
f) Dispositivos de movimentação	 Roda perfil V	 Rodas	 Engrenagem
g) Sistema de elevação de cargas	 Talha elétrica	 Talha manual	
h) Dispositivo de fixação da carga	 Gancho	 Corrente	 Sistema de garra
i) Sistema de acionamento do equipamento	 Controle com cabo	 Painel elétrico	

Quadro 3 - Matriz morfológica do sistema estrutural

(Conclusão)

Função Elementar	Solução I	Solução II	Solução III
j) Sistemas de Segurança	 Botão de emergência	 Alerta sonoro	 Sistema de segurança






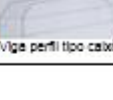
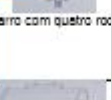
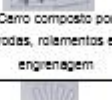
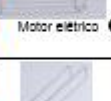





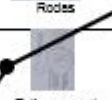








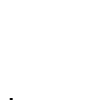


Fonte: Autor (2019)

COMBINAR PRINCÍPIOS DE SOLUÇÕES

Após realizada algumas propostas de solução, foi construída uma matriz com os princípios de soluções com a finalidade de encontrar a melhor combinação e que venha a atender melhor às necessidades e objetivos do projeto do equipamento.

Para isso foram feitas duas concepções alternativas que compõem a estrutura funcional do equipamento (Quadro 4). Para a concepção 1, foi representada com a linha de cor preta e para a concepção 2, representada com a linha de cor laranja.

Quadro 4 - Combinação dos princípios de solução

Função Elementar	Princípio de Solução I	Princípio de Solução II	Princípio de Solução III
a) Estrutura do equipamento	 U-viga	 O-viga	 Suspensa
b) Viga principal	 Viga perfil tipo W	 Viga perfil tipo redondo	 Viga perfil tipo caixa
c) Carro trole	 Carro com quatro rodas	 Carro composto por rodas, rolamentos e engrenagem	
d) Sistema de Deslocamento horizontal	 Motor elétrico	 Manual	
e) Método de deslocamento horizontal	 Trilho perfil U	 Trilho perfil V	 Trilho correia
f) Dispositivos de movimentação	 Roda perfil V	 Rodas	 Engrenagem
g) Sistema de elevação de cargas	 Talha elétrica	 Talha manual	
h) Dispositivo de fixação de carga	 Gancho	 Corrente	 Sistema de garra
i) Sistema de acionamento do equipamento	 Controle com botão	 Pedal elétrico	
j) Sistema de Segurança	 Botão de emergência	 Alerta sonoro	 Sistema de segurança

Fonte: Autor (2019)

Na concepção 1, foi definido como estrutura principal, sistema de uma viga apenas e essa viga consiste na viga tipo I. O carro trole para esse modelo deve ser de um sistema que desliza na parte externa da viga. Para o deslocamento transversal, deve possuir o motor elétrico acoplado junto ao carro trole e o método desse deslocamento, deve conter algum tipo de correia/coroa ou cremalheira, que será acionado pelo motor elétrico. Para o sistema de elevação de cargas, será utilizado talha manual, pois o custo é muito mais inferior do que um sistema elétrico por botoeiras e essa talha está disponível para uso no laboratório. Para prender a carga ao equipamento foi selecionado o sistema de gancho, cujo sistema já vem acoplado junto a talha manual. Para a segurança de todos os operadores, foi selecionado um sistema de segurança, para que não ocorra nenhum tipo de acidente

Na concepção 2, foi selecionado um sistema com duas vigas cujo essas são no formato do tipo caixão. O carro trole selecionado é do tipo que desliza com rodas podendo estar preso por cima da viga ou mais abaixo. Para o deslocamento transversa foi selecionado o motor elétrico acoplado junto ao carro trole e para o método desse deslocamento, selecionado trilhos do tipo U e rodas. Para elevação de cargas foi selecionado o sistema de talha elétrica, cujo operador não realiza esforço algum para elevação das cargas, apenas utiliza um controle com botoeiras (sobe/desce). Para fixação das cargas no equipamento selecionado o tipo gancho. Assim como na concepção 1, terá um sistema de segurança, sempre pensando no operador para que não ocorra nenhum acidente.

AVALIAÇÃO DAS CONCEPÇÕES ALTERNATIVAS

Após elaborada as duas concepções para o projeto, os mesmos são avaliados para atendimento dos requisitos. Afim de se obter a melhor alternativa e que melhor se adequa para sua instalação no laboratório. O método de avaliação a ser utilizado é a matriz decisão.

Na matriz decisão, os requisitos foram listados e as concepções avaliadas com os seguintes valores: 1 (atende fracamente), 3 (atende mediamente) ou 5 (atende bem). A concepção que obteve a maior somatório foi a escolhida, tendo como critério de avaliação os requisitos de projeto. A Tabela 5 apresenta a matriz de decisão.

Quadro 5 - Matriz decisão requisitos para o projeto.

Requisitos de Projetos	Concepção 1 Nota	Concepção 2 Nota
Capacidade de carga	5	5
Acionamento por controle transversal	5	5
Alerta sonoro de emergência	5	5
Dimensões adequadas	5	5
Baixo custo de operação	5	3
Fácil fixação	5	3
Suportar ciclos de operação	5	5
Comandos simples	5	3
Baixo custo da matéria prima	5	3
Utilizar processos usuais	5	3
Pouco esforço para o operador	3	5
TOTAL	53	45

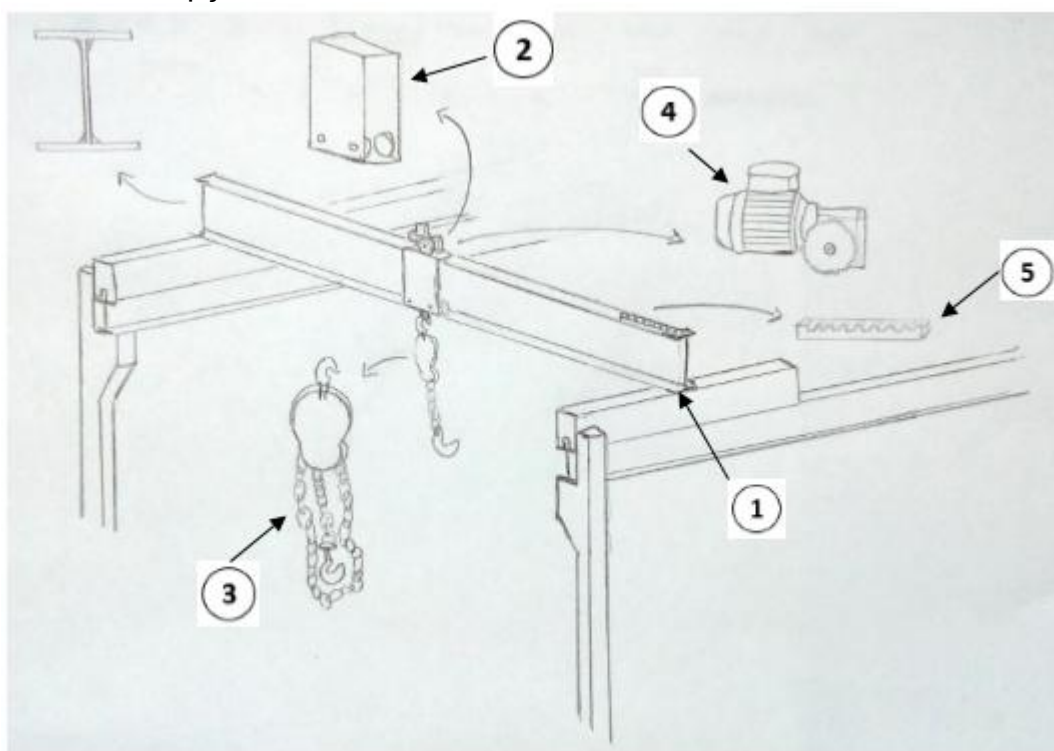
Fonte: Autor (2019)

Em vários aspectos ambas as concepções se mostraram muito semelhantes, a escolha das duas decisões são bem interessantes e adequadas. A escolha da concepção 1 é a que melhor se enquadra pensando em custos e simplicidade de fabricação. A concepção 2 com certeza é mais eficiente e otimizada, pois exerce pouco esforço humano. Considerando que o local de instalação não será para grandes usos do equipamento, o esforço humano em alguns momentos não será problema.

CONCEPÇÃO FINAL

Essa concepção é o que determina o fim do projeto conceitual. A concepção final apresentada na (Figura 14) servirá de base para o desenvolvimento dos desenhos detalhados e modelagem CAD para a próxima etapa do projeto.

Figura 14 - Concepção final



Fonte: Autor (2019)

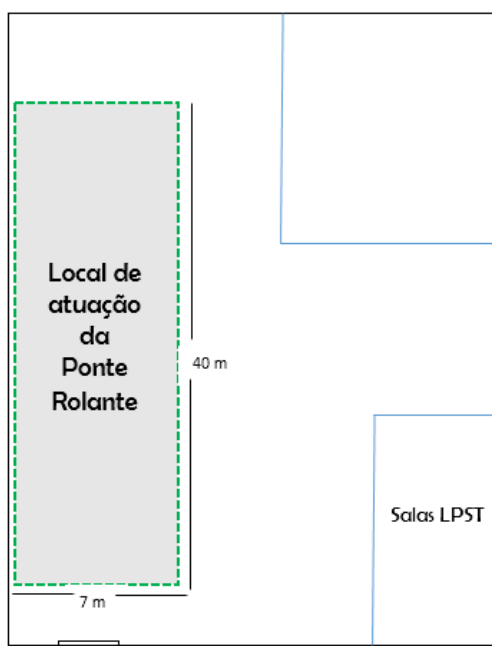
A concepção final é composta por apenas uma viga (1) que nela está presente o carro trole (2) que fará a movimentação transversal da talha manual (3). O sistema do carro trole terá sua movimentação motorizada que será acionado por um painel elétrico (4) e se deslocar por um conjunto pinhão/cremalheira (5) que está na parte

superior da viga. A movimentação longitudinal foi desconsiderada para o presente trabalho.

DIMENSIONAMENTOS DO PROJETO

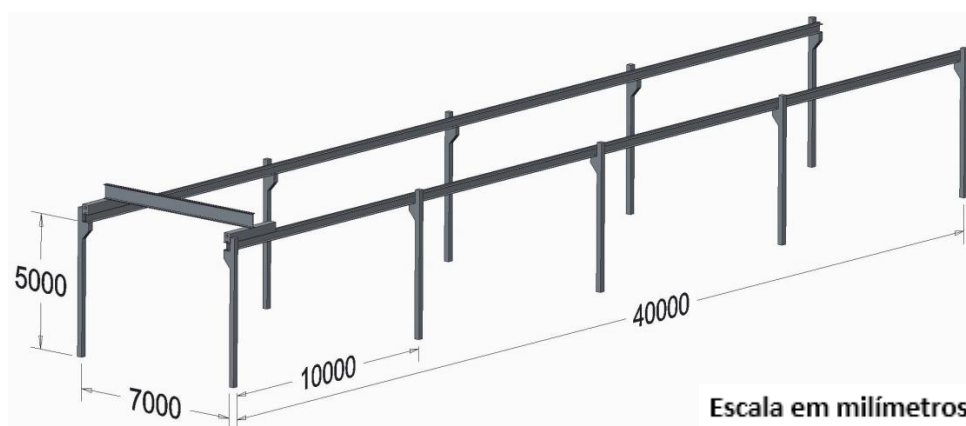
Primeiramente foi analisado o local onde a ponte rolante será instalada. Deve-se observar qual é o melhor local para o posicionamento da ponte, onde se consegue ter um maior vão para a movimentação de cargas e que não venha atrapalhar futuramente a instalação de outras máquinas (Figura 15). Após, foi realizado um esboço da ponte rolante com suas respectivas dimensões, como, altura, comprimento e largura de vão (Figura 16). O Anexo (A) apresenta imagens do laboratório, local onde será instalada futuramente a ponte rolante.

Figura 15 - Leiaute do local da ponte rolante



Fonte: Autor (2019)

Figura 16 - Esboço da ponte rolante com suas dimensões



Fonte: Autor (2019)

Características da Ponte Rolante

- Carga nominal: A ponte rolante foi dimensionada para um carregamento de 10 toneladas;
- Altura de elevação: 5 metros;
- Comprimento de vão: 7 metros;
- Comprimento longitudinal: 40 metros.

Dimensionamento da viga principal

Será realizado o dimensionamento da estrutura da viga principal da ponte, assim analisando os casos para evitar possíveis falhas do equipamento ou estrutura.

Como falado anteriormente, será trabalhado com uma viga apenas. Então todo o carregamento, considerando as talhas e suas cargas máximas será nessa única viga.

Como no sistema desse trabalho será colocado duas talhas, então a carga solicitada será duas vezes maior. Nesse caso a talha selecionada tem capacidade máxima de 5 toneladas.

- Todo o dimensionamento da viga será abordado dentro da norma NBR 8400 1984.

- Os resultados dos cálculos estão representados em formato de tabela ao fim dessa etapa de dimensionamento da viga.

Condições críticas da ponte rolante:

1°. Quando a carga está no centro: Carga no centro, momento fletor máximo, teoricamente deflexão também máxima.

2°. Quando a carga se desloca em direção aos apoios: Onde o momento fletor tende a zero e a força cortante tende ao máximo.

Segundo a norma NBR 8400, são previstos nos cálculos três casos de solicitação.

Caso I – serviço normal sem vento

Caso II – serviço normal com vento limite de serviço

Caso III – solicitações excepcionais

No caso dessa ponte rolante, a instalação será em ambiente fechado, sem ação do vento (caso I).

Para definir qual o grupo a classificar, devemos seguir alguns passos.

1° PASSO – DEFINIR CLASSE DE UTILIZAÇÃO:

A frequência de utilização do momento de levantamento foi definido como uma utilização ocasional não regular, seguida de longos períodos de repouso, com número convencional de ciclos de $6,3 \times 10^4$, ou seja, a classe A (Quadro 6)

Quadro 6 - Classe de utilização.

Classe de Utilização	Frequência de Utilização do movimento de levantamento	Número convencional de ciclos de levantamento
A	<u>Utilização ocasional não regular, seguida de longos períodos de repouso</u>	<u>$6,3 \times 10^4$</u>
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.	$2,0 \times 10^5$

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

2° PASSO – DEFINIR ESTADO DE CARGA

O sistema não levantará frequentemente sua carga máxima, mas sempre uma carga média, cerca de 2/3 da carga nominal. Assim definimos o estado de carga (Quadro 7) como sendo 2 (médio).

Quadro 7 - Estado de cargas

Estado de Carga	Definição	Fração mínima de carga máxima
0 (muito leve)	Equipamentos levantando excepcionalmente a carga nominal e comumente cargas muito reduzidas.	P=0
1 (leve)	Equipamentos de raramente levantam a carga nominal e comumente cargas de ordem de 1/3 da carga nominal.	P=1/3
<u>2 (médio)</u>	<u>Equipamentos que frequentemente levantam a carga nominal e comumente a carga compreendida entre 1/3 e 2/3 da carga nominal.</u>	<u>P=2/3</u>
3 (pesado)	Equipamentos regularmente carregados com a carga nominal.	P=1

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

3° PASSO – DEFINIR CLASSIFICAÇÃO DA ESTRUTURA

Com a classe de utilização do momento de levantamento e o estado de carga determinados, classificou-se a estrutura como sendo grupo 3 (Quadro 8), possibilitando definir o coeficiente de majoração M_x que caracteriza o dimensionamento da estrutura (Quadro 9).

Quadro 8 - Grupos, classificação da estrutura

Estados de cargas (ou estados 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 $2,0 \times 10^6$
0 (muito leve) P=0	1	2	3	4
1 (leve) P=1/3	2	3	4	5
2 (médio) P=2/3	<u>3</u>	4	5	6
3 (pesado) P=1	4	5	6	6

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

Quadro 9 - Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais

Grupos	1	2	<u>3</u>	4	5	6
Mx	1	1	<u>1</u>	1,06	1,12	1,20

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

4° PASSO – CLASSE DE FUNCIONAMENTO

Pelo tempo médio de funcionamento do equipamento que será de 2 a 4 horas diárias, definiu-se a classe de funcionamento (Quadro 10) como sendo V2.

Quadro 10 - Classe de funcionamento

Classe de Funcionamento	Tempo médio de funcionamento diário estimado (h)	Duração total teórica da utilização (h)
V 0,25	$tm \leq 0,5$	800
V 0,5	$0,5 < tm \leq 1$	1600
V 1	$1 < tm \leq 2$	3200
<u>V 2</u>	<u>$2 < tm \leq 4$</u>	<u>6300</u>
V 3	$4 < tm \leq 8$	12500
V 4	$8 < tm \leq 16$	25000
V 5	$tm > 16$	50000

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

5° PASSO – DEFINIR SOLICITAÇÕES DEVIDO AOS MOVIMENTOS VERTICAIS

“As solicitações devidas aos movimentos verticais são provenientes do içamento relativamente brusco da carga de serviço, durante o levantamento, e de choques verticais devidos ao movimento sobre o caminho de rolamento” (ABNT 8400, 1984). Diante disso deve-se definir a velocidade do equipamento baseando no que será carregado, para em seguida atribuir um valor ao coeficiente dinâmico. A talha instalada será manual, então, não se sabe a velocidade correta que irá atingir, podendo variar bastante, dependerá do tipo da carga a ser içada. Mas para definição do projeto utilizaremos uma velocidade de aproximadamente 10 [m/min], portanto a velocidade a se atingir está entre 0,16 e 0,25 [m/s] (Quadro 11).

Logo o coeficiente dinâmico é de 1,15 (Quadro 12).

Quadro 11 - Tempos de acelerações

Velocidade a atingir		Equipamentos de velocidade lenta e média	
(m/s)	(m/min)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)
4,00	240,00	-	-
3,15	189,00	-	-
2,50	150,00	-	-
2,00	120,00	9,1	0,220
1,60	96,00	8,3	0,190
1,00	60,00	6,6	0,150
0,63	37,80	5,2	0,120
0,40	24,00	4,1	0,098
<u>0,25</u>	<u>15,00</u>	<u>3,2</u>	<u>0,078</u>
<u>0,16</u>	<u>9,60</u>	<u>2,5</u>	<u>0,064</u>

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

Quadro 12 - Valores do coeficiente dinâmico Ψ

Equipamentos	Coeficiente dinâmico ψ	Faixa de velocidade de elevação da carga (m/s)
<u>Pontes ou pórticos rolantes</u>	<u>1,15</u>	<u>$0 < VL \leq 0,25$</u>
	$1 + 0,6VL$	$0,25 < VL \leq 1$
	1,60	$VL \leq 1$
Guindastes com lanças	1,15	$VL \leq 1$
	$1 + 0,3VL$	$0,5 < VL \leq 1$
	1,3	$VL \leq 1$

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

6° PASSO – DEFINIR CARGA TOTAL E MOMENTO FLETOR ATUANTE SOBRE A VIGA

Seguindo a norma, considerando as solicitações estáticas devido ao peso próprio Sg , as solicitações devido a carga de serviço Sl , multiplicado pelo coeficiente dinâmico, desconsiderando qualquer movimentação horizontal e vertical da carga. Após, o conjunto dessas solicitações é multiplicado pelo coeficiente de majoração Mx . Desse modo, tem-se a Equação (1):

$$C = Mx.(Sg + \psi Sl + Sh) + Sw \quad (1)$$

- Desconsiderando a ação do vento podemos eliminar Sh e Sw .
- Para a escolha do coeficiente de Majoração Mx , dependerá do grupo no qual o equipamento está classificado, nesse caso $Mx = 1$
- Carga devido ao peso próprio Sg , (sistema trole e talha manual).
- Somatória de todas as cargas Sl , (carga máxima de içamento mais sistema trole e talha)

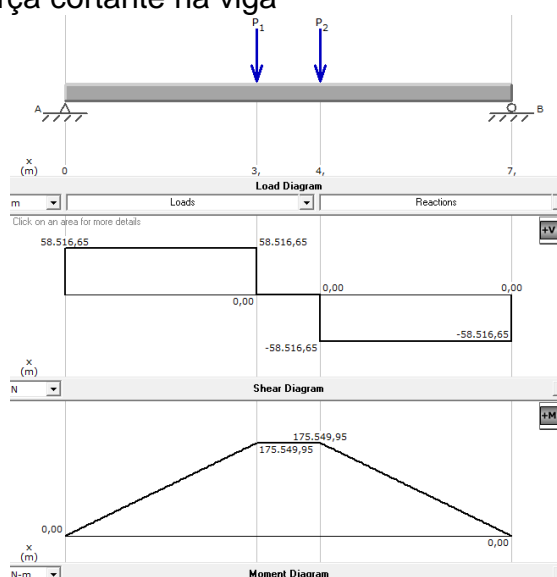
Com a carga máxima de içamento que a talha suporta de (5000 kg) e do sistema trole e talha de (100 kg), calcula-se a carga total sobre a viga pela Equação (2).

$$C = Mx.(Sg + \psi Sl) \quad (2)$$

Com a carga total no centro da viga, “considerando dois carros trole” Figura (17) calcula-se o momento fletor e forças cortantes utilizando o software MDsolids.

Obtemos então o momento fletor como sendo $M = 175549,095 Nm$ e as forças cortantes como sendo $RA = RB = 58516,65 N$.

Figura 17 - Momento e força cortante na viga



Fonte: Software MDsolid, autor (2019)

7º PASSO - DEFINIÇÃO DO ESTADO DE SOLICITAÇÃO E DO GRUPO DE MECANISMOS

Como os mecanismos operam nem sempre com a carga máxima, definiu-se o estado de tensão como sendo 2 (Quadro 13), logo o grupo de mecanismos será 2m (Quadro 14).

Quadro 13 - Estado de solicitação dos mecanismos

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

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

Quadro 14 - Grupos dos mecanismos

Estados de solicitações	Classe de funcionamento						
	V 0,25	V 0,5	V1	<u>V2</u>	V3	V4	V5
1	1 Bm	1 Bm	1 Bm	1 Am	2m	3m	4m
<u>2</u>	1 Bm	1 Bm	1 Am	<u>2m</u>	3m	4m	5m
3	1 Bm	1 Am	2m	3m	4m	5m	5m

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

8° PASSO - VERIFICAÇÃO DOS MECANISMOS EM RELAÇÃO A RUPTURA

A verificação dos elementos dos mecanismos em relação a ruptura efetua-se considerando que a tensão calculada não ultrapasse uma tensão admissível relacionada com a tensão de ruptura do material utilizado (ABNT, 1984). A Equação (5) fornece a tensão admissível:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_r}{q \cdot FSr} \quad (5)$$

Onde:

σ_{adm} : Tensão de ruptura [Mpa ou GPa]; σ_r : Limite de resistência do aço [Mpa ou GPa]; FSr : Fator de serviço; q : Constante.

Os valores de q (Quadro 15) e FSr (Quadro 16), são fornecidos com o grupo de mecanismos e pelo caso de solicitação.

Quadro 15 - Valores de q

Grupos de mecanismos	q
1 Bm	1,00
1 Am	1,00
<u>2m</u>	<u>1,12</u>
3m	1,25
4m	1,40
5m	1,60

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

Quadro 16 - Valores de FSr

Casos de solicitação	FSr
<u>Casos I e II</u>	<u>2,8</u>
Caso III	2,00

Fonte: ABNT 8400 1984, adaptado pelo autor (2019)

9° PASSO – DEFINIR QUAL MATERIAL A SER UTILIZADO

A ABNT NBR (8400, 1984) aconselha o uso dos aços da norma ASTM (American Society for Testing and Materials) na construção de estruturas. Foi verificado que o aço carbono A 36 tem um teor de carbono mais elevado que o A 572 grau 50. O aço A 572 grau 50, possui baixa liga, ou seja, é acrescido de elementos de liga que melhoram suas propriedades mecânicas. Alguns desses elementos de liga aumentam a resistência do aço através da modificação da microestrutura para grãos finos. Devido a isso, pode-se obter uma resistência elevada com teor de carbono de 0,20%, permitindo assim a soldagem do mesmo sem maiores preocupações (WALTER, 2009). Esse aço também possui um limite de resistência maior que o A 36 (Apêndice D) o que resulta em uma viga mais leve. Portanto o aço recomendável na montagem viga principal da ponte rolante é o A 572 grau 50.

Logo, sendo $q = 1, 12$ e $F_{Sr} = 2,8$ e conhecendo o limite de resistência do aço (Anexo B) calcula-se a tensão admissível. Utilizando a Equação (5):

Com a tensão de cisalhamento admissível calcula-se o módulo resistente, Equação (6), o qual indicará uma aproximação das dimensões da viga a se usar.

$$W_{min} = \frac{|M_{max}|}{|\sigma_{adm}|} \quad (6)$$

10° PASSO – VERIFICANDO A TENSÃO NORMAL

O módulo resistente calculado na seção anterior auxilia a encontrar as dimensões da viga. Tendo em vista que uma viga com menor área proporciona maior leveza, busca-se valores acima de 1223.10^3 mm^3 (coluna: eixo X-X, S. Anexo C). Definiu-se então a viga (Figura 18), com perfil (W460x68) com $W = 1300,7 \text{ mm}^3$ que

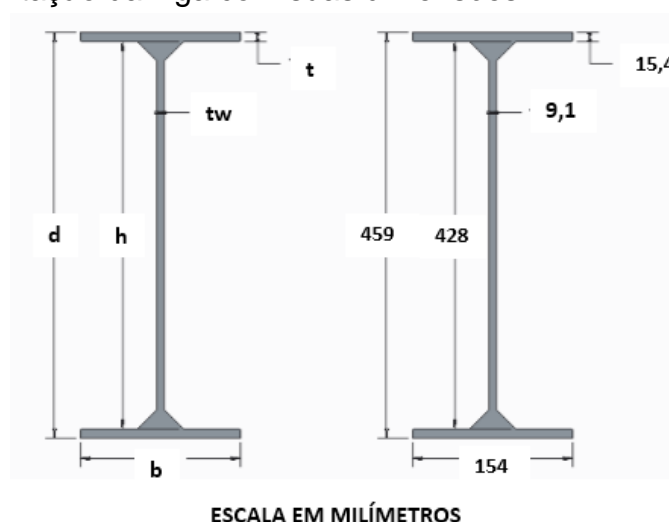
possui valor de inércia igual à ($I = 29851 \text{ cm}^4$) e área de ($A = 87,6 \text{ cm}^2$), assim com as respectivas dimensões (Figura 19).

Figura 18 - Perfis estruturais Gerdau

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			
				t _w mm	t _f mm				I _x cm ⁴	W _x cm ³	r _x cm	Z _x cm ³
W 460 x 60,0	60,0	455	153	8,0	13,3	428	404	76,2	25.652	1.127,6	18,35	1.292,1
W 460 x 68,0	68,0	459	154	9,1	15,4	428	404	87,6	29.851	1.300,7	18,46	1.495,4
W 460 x 74,0	74,0	457	190	9,0	14,5	428	404	94,9	33.415	1.462,4	18,77	1.657,4

Fonte: gerdau.com.br

Figura 19 - Representação da viga com suas dimensões



Fonte: Autor (2019)

Com as dimensões da viga calcula-se o valor de y pela Equação (7):

$$y = \frac{h}{2} + t \quad (7)$$

Em seguida é calculada a tensão normal (tração/compressão) pela equação (8):

$$\sigma_x = \frac{M_{max} \cdot y}{I} \quad (8)$$

Como $\sigma_x < \sigma_{adm}$ a viga está pré-selecionada para a montagem da ponte rolante.

11° PASSO – VERIFICAÇÃO EM RELAÇÃO AO LIMITE DE ESCOAMENTO

A tensão de cisalhamento do material utilizado é 60% da tensão limite de escoamento (Equação 9). De acordo com a tabela da Gerdau (Anexo C), o aço ASTM A 572 grau 50 possui 345 [MPa] de tensão limite de escoamento. Sendo assim, calcula-se a tensão de cisalhamento do material.

$$\sigma_a = \sigma_{esc} \cdot 0,6 \quad (9)$$

Segundo NBR (8400, 1984), a tensão admissível ao cisalhamento para os elementos que sofrem cisalhamento puro é dada pela Equação (10).

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} \quad (10)$$

Portanto, 120 [MPa] é o valor da tensão que a viga pode trabalhar. Desse modo calcula-se então a tensão de cisalhamento τ_x (“esforço cisalhante”, ou seja, quando a força cortante é máxima), que ocorre quando a talha se desloca para um dos apoios. Conhecendo a área da alma da viga, e a força cortante máxima definida na situação mais desfavorável em relação ao cisalhamento, ou seja, quando o peso de 117033 [N] está sobre um dos apoios, verifica-se pela Equação (11) se a viga irá suportar a tensão de cisalhamento admissível.

$$\tau_{cix} = \frac{|V_{max}|}{|A_{alma}|} \quad (11)$$

Onde:

τ_{cix} = Tensão de cisalhamento τ [MPa]; V_{max} = Força cortante máxima [N]; A_{alma} = Área da alma da viga (428x9,1) mm².

Como $\tau_{cix} < \tau_a$, a viga suporta o esforço cisalhante.

12° PASSO – VERIFICANDO A DEFLEXÃO

Segundo Resnick (2016) a deflexão causada na viga é dada pela Equação (12). “O módulo de elasticidade é praticamente igual para todos os tipos de aço, variando entre 200 GPa e 210 GPa” (MACHADO, 2010). Diante disso, como as demais grandezas são conhecidas, calcula-se a deflexão causada na viga. Adotando $E = 200 \text{ GPa}$.

$$Y = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (12)$$

A norma NBR (ABNT, 1984) estabelece que para pontes com capacidade inferior a 200 [kN], a flecha máxima admissível (δm) é $L/600$. Logo, será adotado para este projeto $L/600$. (Equação 13)

$$\delta m = \frac{l}{600} \quad (13)$$

Portanto, como $Y \leq \delta m$ a viga está apta para o projeto.

Na Tabela 16, está representado os resultados das equações de número 2 a 13.

Tabela 1 - Respostas dos cálculos I

N° equação	Propriedade	Resultado	Unidade
2	Carga Total	58516,65	<i>Kgf</i>
3	Momento Fletor	175594,95	<i>Nm</i>
4	Força Cortante	$Ra = Rb = 58516,6$	<i>N</i>
5	Tensão Admissível	143,5	<i>MPa</i>
6	Módulo Resistente	$1223 \cdot 10^3$	<i>mm³</i>
7	Centro da viga	229,4	<i>mm</i>
8	Tensão Normal	134,9	<i>MPa</i>
9	Tensão Cisalhamento	207	<i>MPa</i>
10	Tensão C. Puro	120	<i>MPa</i>
11	Tensão C. em X	15	<i>MPa</i>
12	Deflexão na Viga	7,00	<i>mm</i>
13	Flecha Máxima	11,66	<i>mm</i>

Fonte: Autor (2019)

Sistema de Elevação da carga

O sistema de elevação da carga utilizada será a talha manual apenas. Para isso foi montado um carro trole especial para fixação dessa talha manual junto com um sistema de deslizamento transversal. Na viga deverá conter as duas talhas manuais fixas, no entanto serão dois carros trole, para que se possa movimentá-las separadamente.

A talha manual tem capacidade de carga de 5 toneladas (Figura 20). Algumas informações da talha estão disponíveis no Anexo (D)

Figura 20 - Talha manual 5 toneladas.



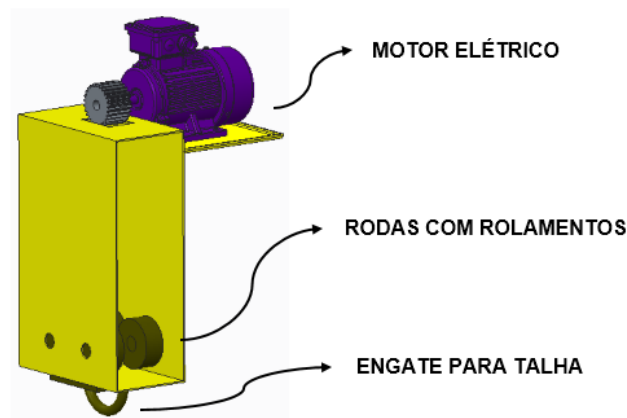
Fonte: ferramentas gerais (2019)

Sistema carro trole

Normalmente os carro trole são adquiridos em lojas de ferramentas gerais, com suas especificações técnicas, como capacidade máxima, comprimento, largura, distância de encaixe, etc. Como já citado anteriormente, para que se possa fixar a talha manual, será montado um carro trole especial para a dada viga. Não ocorrendo elevação da carga por motor elétrico, apenas para a movimentação horizontal.

Construção: utilizando apenas chapa de aço, em formato retangular pode-se fazer um sistema de carro trole, que ficará em volta da viga, com um engate para fixar a talha, rodas com rolamentos que terão como função guiar o carro trole e acima ficará o motor elétrico, que para movimentação transversal terá um sistema de pinhão/cremalheira. A Figura 21 representa basicamente como será o carro trole.

Figura 21 - Representação carro trole



Fonte: Autor (2019)

Dimensionamento de rolamentos

Para dimensionar um rolamento, é importante definir inicialmente o tipo de solicitação ao qual estará submetido. Carga estática equivalente (P_o), é uma suposta carga resultante, determinada em função das cargas axiais e radiais que atuam simultaneamente no rolamento. Quando o rolamento for solicitado por uma carga radial ou axial isoladamente, esta será a carga equivalente (LOSEKANN, 2008), determinada pela Equação (14):

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (14)$$

Onde:

" P_o ", carga estática equivalente [kN,kgf]: " X_o ", fator radial [adimensional]: " Y_o ", Fator axial [adimensional]: " F_r ", carga radial [kN,kgf]: " F_a ", carga axial [kN,kgf].

A Figura 22 apresenta o direcionamento da força axial e radial.

Figura 22 – Direcionamento da força axial e radial



Fonte: Shigley, adaptado (2019)

No presente projeto foi considerado rolamento de uma carreira de rolos cônicos, que funcionará submetido a ação de apenas carga radial, ou seja, a carga axial será nula $F_a = 0$, com diâmetro interno de 45 mm. A temperatura de funcionamento encontra-se em torno de 60°C. As equações para rolamentos cônicos estão descritos abaixo.

$$fl = fn \cdot \frac{C}{P} \quad (15)$$

$$fn = \left(\frac{10^6}{500 \cdot 60 \cdot n} \right)^{3/10} \quad (16)$$

$$Ln = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad (17)$$

Onde:

C – é a capacidade de carga dinâmica [kN,kgf]; P – Carga dinâmica equivalente [kN,kgf]; fn – Fator de rotação [adimensional]; fl – Fator de esforço dinâmico [adimensional], n – rotações por minuto [rpm]; Ln – Vida nominal do rolamento [adimensional].

Primeiramente, calcula-se o número de rotações do rolamento, pela seguinte Equação (18):

$$nt = \frac{v}{\pi \cdot D} \quad (18)$$

Onde:

v – velocidade [10 m/min]; D – Diâmetro externo do rolamento que se deseja [68 mm].

Após, pela Equação (16) encontramos o fator de rotação (fn). Sabendo o fn , isolamos a capacidade de carga dinâmica (C) na Equação (15).

O fator de esforço dinâmico (fl) foi extraído da apostila (LOSEKANN, 2008), “para acionamento de máquinas em geral, utiliza-se ($2 \leq fl \leq 3$).” Para fins de cálculos optou-se por um valor intermediário, sendo $fl = 2,5$. Para encontrarmos a carga dinâmica equivalente (carga radial), basta dividir a carga total de içamento (carga + carro trole) pelo número de rolamentos conforme Equação (19).

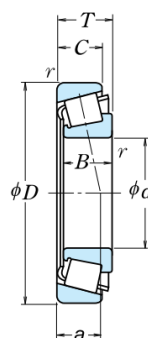
$$P = \frac{F_{max}}{n^{\circ} \text{ de rolamentos}} \quad (19)$$

Encontrado o valor da capacidade dinâmica, utilizamos a tabela da NSK da apostila (LOSEKANN, 2008), onde contém as dimensões e cargas de cada tipo de rolamento. A capacidade dinâmica à selecionar deve estar acima do calculado. A Tabela 2 apresenta o rolamento escolhido para fins de cálculos.

Figura 23 - Rolamentos de uma carreira de rolos cônicos

ROLAMENTOS DE UMA CARREIRA DE ROLOS CÔNICOS

Diâmetro do Furo 15 – 28 mm



Fonte: catálogo NSK (2019)

Tabela 2 - Dimensões e carga dinâmica do rolamento selecionado

<i>d</i> (mm)	<i>D</i> (mm)	<i>B</i> (mm)	<i>r</i> (mm)	<i>Cr</i> (N)	<i>Rolamento NSK</i>
45	68	15	0,6	3500	HR32909J

Fonte: Losekann, adaptado (2019)

Com a nova carga dinâmica (C), resolvemos a Equação (17) e encontrando um $Ln = 10993,2$ horas, ou seja, pode-se trabalhar esse número de horas com o rolamento sem substituição. Após essas horas trabalhadas deve-se fazer uma manutenção, até mesmo a troca do rolamento, evitando a fadiga do material. Se deseja ter um número maior de horas, deve-se acrescentar um lubrificante para o rolamento.

A fabricação das rodas vai depender do formato do trilho para o deslocamento. Geralmente possuem abas laterais que impedem o carro trole de sair da viga.

Na Tabela (3) está representado os resultados das equações 15 a 19.

Tabela 3 - Respostas dos cálculos II

Nº equação	Propriedades	Resultados	Unidade
15	Fator de esforço dinâmico	$C = 34622,77$	N
16	Fator de rotação	0,9031	Adimensional
17	Vida nominal	10993,2	horas
18	Número de rotações	46.81	rpm
19	Carga radial	12507,55	N

Fonte: Autor (2019)

Calculando a potência de translação

Para que se tenha um correto funcionamento do sistema, devemos calcular a potência dos motores ideais que vão permitir o movimento da talha. Essa sendo definida como a taxa com qual força realiza trabalho sobre um objeto.

Segundo a norma NBR 8400 1984, a potência do motor que permite a *elevação da carga* é calculada pela Equação (20).

$$P = \frac{Fs.Vl}{1000\eta} \quad (20)$$

Onde:

Fs representa a carga de serviço em [N], Vl a velocidade de elevação da carga em [m/s] e η o rendimento total do mecanismo.

- **Rendimento:** Devido à falta de informações sobre a talha e seus componentes, não é possível calcular o rendimento aproximado. De acordo com Michels (2012) o rendimento é de aproximadamente 0,7.

No presente trabalho não será utilizado a Equação (20), apenas a equação da *potência de translação*, que segundo a norma NBR 8400 o cálculo da potência necessária para realizar o movimento da talha sobre viga é dado pela Equação (21).

$$P = \frac{M.n}{9550.\eta} \quad (21)$$

Onde:

M representa o torque em [N/m], n a rotação por minuto (rpm) e η o rendimento total do mecanismo.

Para calcular o *torque*, é necessário primeiramente o cálculo da força que atua movimentando a carga. A força responsável pelo movimento é a própria força de atrito. O coeficiente de atrito depende dos materiais, das partes a serem montadas e da preparação da superfície (ABNT NBR 8400, 1984). Segundo Ashby (2011), o coeficiente de atrito entre aços em sistemas não lubrificados é de 0,7.

Utilizando o coeficiente de atrito e sabendo que a força normal equivale ao peso do conjunto da talha e a carga dado por $F = 50031$ [N], encontra-se a força de atrito pela Equação (22):

$$F_{at} = F \cdot \alpha \quad (22)$$

Conhecida a força de atrito e sabendo-se o diâmetro da roda (120 mm), calcula-se o torque, pela Equação (23):

$$M = F_{at} \cdot R \quad (23)$$

Para o cálculo de rotações por minuto (rpm), considerando o motor acoplado diretamente ao eixo da roda, obtém-se a mesma velocidade angular. Sendo a velocidade escalar de 0,166 [m/s], é possível calcular a velocidade angular pela Equação (24).

$$\omega = \frac{V}{R} \quad (24)$$

Sabendo a velocidade angular, pode-se calcular a rpm aproximada, pela Equação (25):

$$n = \frac{\omega}{2\pi} \cdot 60 \quad (25)$$

Conhecendo todas as variáveis, é possível calcular a *potência de translação* aproximada pela Equação (21), que tem como resultado:

$$P = 1499,93 \text{ watts} \rightarrow P = 2,04 \text{ cv}$$

Selecionando o motor ideal

Os motores elétricos para serem instalados de forma correta é necessário que sejam feitos alguns cálculos para o dimensionamento de seus componentes de proteção. Para dimensionar é preciso colher algumas informações, como: qual a

tensão na rede; a tensão de alimentação do motor; o ambiente onde será instalado o motor se ficará exposto a poeira, umidade, elementos químicos ou gases; qual o torque do motor; quantidade de fases e polos do motor; potência de kW; frequência da rede; se o motor irá funcionar de forma contínua ou apenas em certos períodos, o tipo de carga que será ligada ao motor e qual o ciclo de aplicação da carga.

Os dados fornecidos para calcular a potência são as seguintes:

- Tensão da rede: 380 V;
- Frequência: 60 Hz;
- Tensão de alimentação do motor: 380 V;
- Motor Trifásico de quatro polos;
- Eficiência de 80%
- Corrente: 4 A

Desse modo para calcular a rpm do motor, utilizamos a Equação (26).

$$ns = \frac{120 \cdot f}{n^\circ \text{ de polos}} \quad (26)$$

Onde:

f é a frequência de 60 Hz e número de polos igual a 4.

Para o cálculo da potência correta do motor utilizamos a Equação (27).

$$P = V \cdot I \cdot Ef \quad (27)$$

Onde:

V tensão de 380 V, I corrente de 4 A e Ef eficiência de 80%:

Sendo assim, sabendo a potência de translação e a rotação mínima do motor, podemos consultar o catálogo da WEG para saber qual o motor comercial mais próximo dos nossos cálculos. Lembrando que devemos selecionar um motor com valores acima do calculado.

Do catálogo WEG foi selecionado o seguinte motor e com as seguintes características, Quadro 17.

Quadro 17 - Características do motor elétrico escolhido

Motor Elétrico Trifásico de uso geral com Alto torque – W22 IR2
Potência 3 cv
Polaridade de 4 pólos
Tensão de 220/380v
Categoria D
Classe de isolamento F
Fator de serviço 1
Frequência de 60 Hz
Rotação de 1735 rpm
Proteção IP55
Rendimento de 80%

Fonte: Autor (2019)

De acordo com a norma NBR 17094 2018 existem três categorias que compõem os motores de indução trifásicos, onde cada um se adequa ao tipo de carga. Nesse caso a **categoria D** utilizada em elevadores e maquinários que necessitam de carga com partidas mais elevadas e esse modelo de motor é utilizado onde há picos periódicos.

De acordo com a norma NBR 17094 2018 a **proteção IP55** protege contra o acúmulo de poeiras prejudiciais ao motor e contra jatos de água de todas as direções.

Classe de isolamento F é para temperatura ambiente de 40°C, temperatura máxima de operação de 100°C.

O **fator de serviço 1** significa que o motor não foi projetado para funcionar continuamente acima de sua potência nominal.

No Anexo (E) pode-se visualizar mais características sobre motor elétrico.

A Figura 24, representa o motor elétrico selecionado.

Figura 24 - Motor elétrico trifásico W22 IR2



Fonte: catálogo WEG (2019)

Contudo, pode-se observar que para o movimento de translação a velocidade aproximada necessária é de 13,26 rpm e o motor elétrico selecionado produz uma velocidade de 1735 rpm, ou seja, cerca de 130 vezes mais velocidade. Então optou-se por adicionar junto ao motor elétrico um **reductor de velocidade**. Esse reductor é um dispositivo mecânico que reduz a velocidade(rotação) de um acionador. É utilizado quando há necessidade de adequação da rotação do acionador para a rotação requerida no dispositivo a ser acionado e segundo as leis da física, quando a redução da rotação, aumenta-se o torque disponível.

De forma geral, a função do reductor de velocidade é reduzir as rotações e aumentar o torque a um certo acionador.

Para a seleção do reductor, foi realizado uma pesquisa no site www.liloredutores.com.br. O reductor escolhido possui uma redução de 1:100, ou seja, irá reduzir a rotação do motor em 100 vezes, conforme a Equação (28).

$$n_{reductor} = \left(\frac{1}{100}\right) \cdot n_{motor} \quad (28)$$

Dividindo a rotação do motor em 100 vezes encontra-se uma rotação reduzida, bem mais próxima do movimento de translação que é de 13,26 rpm.

Na Figura (25), está representado o reductor de velocidade acoplado a um motor elétrico.

Figura 25 - Redutor de velocidade acoplado ao motor elétrico.



Fonte: Lilo redutores (2019)

Na Tabela (19) está representado os resultados das equações 21 a 28.

Tabela 4 - Respostas dos cálculos III

Nº equação	Propriedade	Resultado	Unidade
21	Potência Translação	2,04	<i>cv</i>
22	Força de Atrito	6300	<i>N</i>
23	Torque	756	<i>Nm</i>
24	Velocidade Angular	1,388	<i>rad/s</i>
25	RPM aproximado	13,26	<i>rpm</i>
26	RPM do motor	1800	<i>rpm</i>
27	Potência do Motor	1,65	<i>cv</i>
28	RPM redutor	17,35	<i>rpm</i>

Fonte: Autor (2019)

Dimensionamento do conjunto pinhão/cremalheira

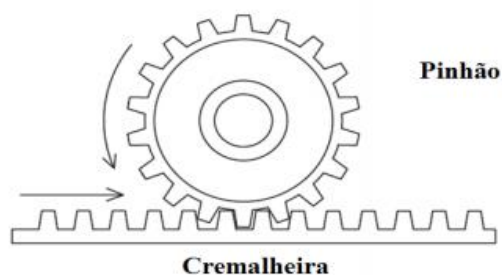
O conjunto pinhão/cremalheira é um sistema onde a coroa, que é a cremalheira, tem diâmetro infinito, tornando-se reta. O dimensionamento é semelhante as engrenagens cilíndricas retas ou helicoidais, mas pelo fato de a cremalheira ser linear faz com que alguns parâmetros sejam diferentes.

Consiste em um dispositivo mecânico projetado para funcionar por longos períodos de trabalho, sempre mantendo sua funcionalidade. Para que se possa realizar um projeto desse condão, é necessário o emprego da ciência em conjunto com toda a criatividade e arte inerente à engenharia (SHIGLEY, 1984).

Utilizando-se o modelo de dentes retos, facilita-se a realização do dimensionamento e também se tem a vantagem de permitir grandes relações de transmissão. Por outro lado, há uma desvantagem na utilização desses modelos, qual seja, a geração de ruídos excessivos quando submetidos a altas rotações.

A Figura (26) ilustra o conjunto pinhão cremalheira.

Figura 26 - Conjunto pinhão/cremalheira



Fonte: Galdino e Lopes (2013).

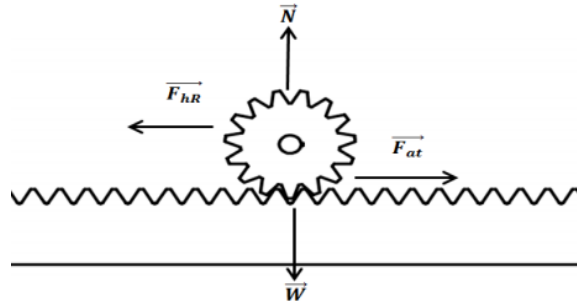
Os passos necessários para fazer o dimensionamento são apresentados em detalhes neste trabalho.

A função da cremalheira é de fazer a transformação de um movimento circular gerado por um motor e transmitida por um pinhão em movimento retilíneo ou vice-versa, dependendo da necessidade.

O primeiro passo é determinar a velocidade linear máxima desejada para o projeto e também sua aceleração. Serão utilizados os mesmos resultados obtidos para dimensionamento da viga (Tabela 10), sendo a velocidade linear $v = 10m/min$ e aceleração como sendo $a = 0,065 m/s^2$.

O próximo passo é determinar as forças que estão envolvidas nessa transmissão. Nesse caso, é considerado a força tangencial horizontal (Figura 27).

Figura 27 - Forças envolvidas na transmissão.



Fonte: Galdino e Lopes (2013).

A força tangencial horizontal real é definida a partir da segunda lei de Newton (Equação 29) e dependerá da força de atrito (F_{at}) e da força peso (W) e da força normal (N).

$$\sum \vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (29)$$

Onde:

m – massa a ser movida [kg]; a – aceleração linear [m/s^2].

Substituindo as forças envolvidas (Figura 31) na Equação (30), tem-se:

$$F_{hr} - F_{at} = m \cdot a \quad (30)$$

A força de atrito é dada por $F_{at} = \mu \cdot N$. Sendo a força peso dada por $W = m \cdot g$ e a força normal igual ao peso ($N = W$). Podemos determinar a seguinte equação:

$$\begin{aligned} F_{hr} - \mu \cdot m \cdot g &= m \cdot a \\ F_{hr} &= m \cdot (g \cdot \mu + a) \end{aligned} \quad (31)$$

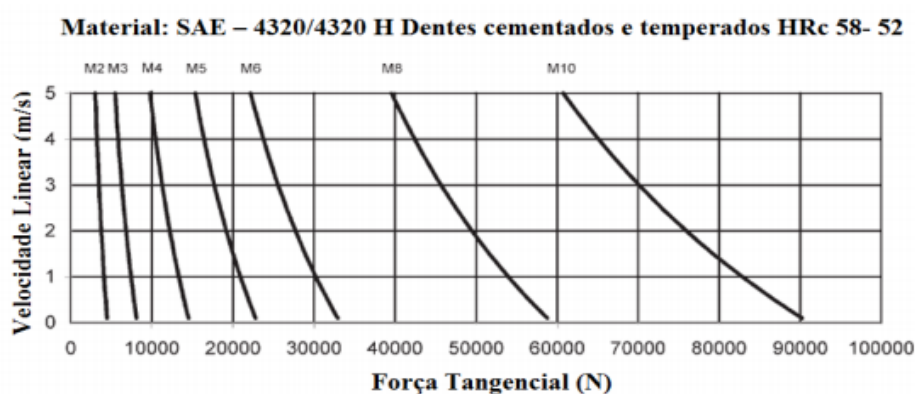
Onde:

F_{hr} – força horizontal real [N]; g – aceleração da gravidade [m/s^2]; μ – coeficiente de atrito [adimensional], citado anteriormente.

Tendo os valores da força e da velocidade podemos determinar o módulo adequado (Figura 28). A análise é feita cruzando a força tangencial (eixo x) com velocidade linear (eixo y) sendo que o ponto de intersecção marca o módulo de

transmissão. Se o ponto de intersecção estiver entre dois módulos é conveniente escolher o maior, não havendo risco de selecionar um módulo cuja força tangencial esteja abaixo do calculado.

Figura 28 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial



Fonte: Galdino e Lopes (2013).

Com o valor do módulo determinado $m = 3$. Basta selecionar o número de dentes e a distância do centro do pinhão à base da cremalheira (Tabela 5).

Tabela 5 - Escolha da distância entre eixos e base da cremalheira.

DIMENSÕES DA COTA “D”							
Módulo do pinhão com dentes retos (m)							
Z	2	<u>3</u>	4	5	6	8	10
18	-	62	81	104	-	157	195
20	-	65	85	109	125	165	205
22	-	68	89	114	131	173	215
24	50	71	93	119	137	181	225
<u>26</u>	52	<u>74</u>	97	124	143	189	235
28	54	-	-	129	149	197	-
30	56	-	-	-	155	-	-
32	58	-	-	-	161	-	-

Fonte: Galdino e Lopes (2013).

Obtido os valores de número de dentes ($Z = 26$), de distância do centro do pinhão à base ($D = 74$) e de módulo $m = 3$. Podemos determinar o diâmetro primitivo (d_p) através da Equação (32).

$$dp = m.z \quad (32)$$

Em seguida podemos determinar a largura do pinhão a qual será a mesma para a cremalheira, conforme Equação (33).

$$y = \frac{b}{dp}$$

$$b = y.dp \quad (33)$$

Onde:

b – largura do pinhão/cremalheira [mm]; y – para engrenagem em balanço o valor de y deve ser $\leq 0,75$. (MELCONIAN, 2008).

Deve-se analisar o critério de resistência a flexão no pé do dente para verificar se as dimensões do pinhão estão corretas. Para isso, calcula-se a tensão máxima do pé do dente (Equação 34) e comparar com a tensão admissível do material utilizado.

$$\sigma_{max} = \frac{F.q.\varphi}{b.m} \quad (34)$$

Onde:

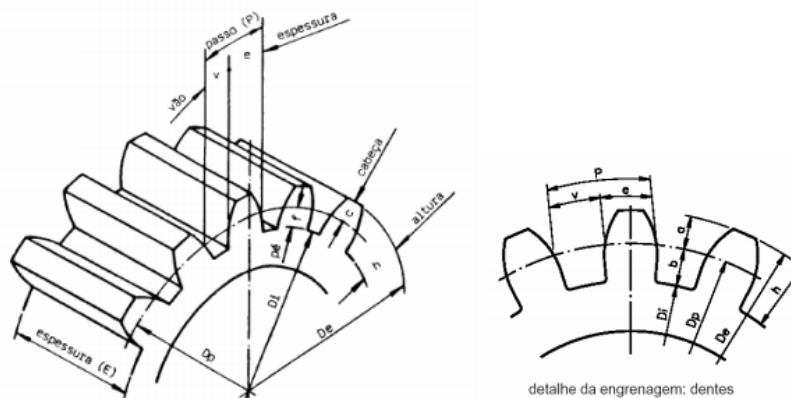
σ_{max} – tensão máxima no pé do dente [MPa]; F – força tangencial [N]; q – fator de forma [adimensional], obtido em função do número de dentes, que é 26 dentes, então $q = 3,36$, (MELCONIAN, 2008); φ – fator de serviço (AGMA), para aplicações de cargas pesadas $\varphi = 1,25$ [adimensional] (MELCONIAN, 2008) .

Se $\sigma_{max} \leq \sigma_{mat} = 170 \text{ N/mm}^2$, o dimensionamento do pinhão está aprovado, caso contrário temos que redimensionar.

No caso desse projeto, $\sigma_{max} = 162,18 \text{ N/mm}^2$ então, podemos manter esse dimensionamento para o pinhão.

Obtidos os valores iniciais para o dimensionamento, como: módulo, diâmetro primitivo e número de dentes, podemos dimensionar o restante do pinhão. A Figura 29 apresenta a nomenclatura técnica das regiões do pinhão.

Figura 29 - Nomenclatura técnica da região do pinhão.

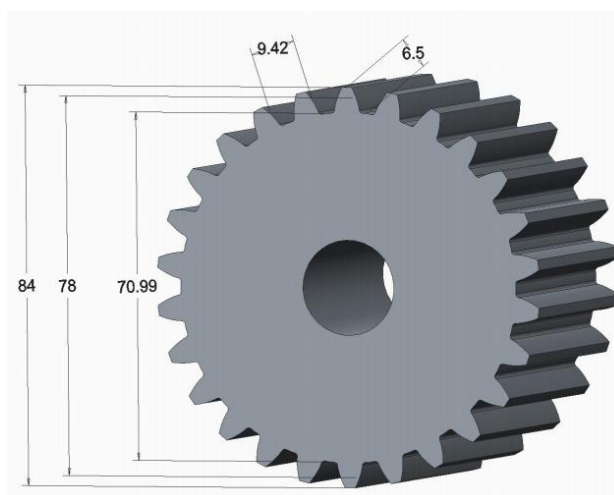


Fonte: Losekann (2008)

As fórmulas e resultados do restante do dimensionamento estão no Apêndice (D), referentes ao diâmetro interno, diâmetro externo, diâmetro de base, passo, altura.

A Figura 30 apresenta o pinhão com dimensões básicas.

Figura 30 - Pinhão dimensionado.

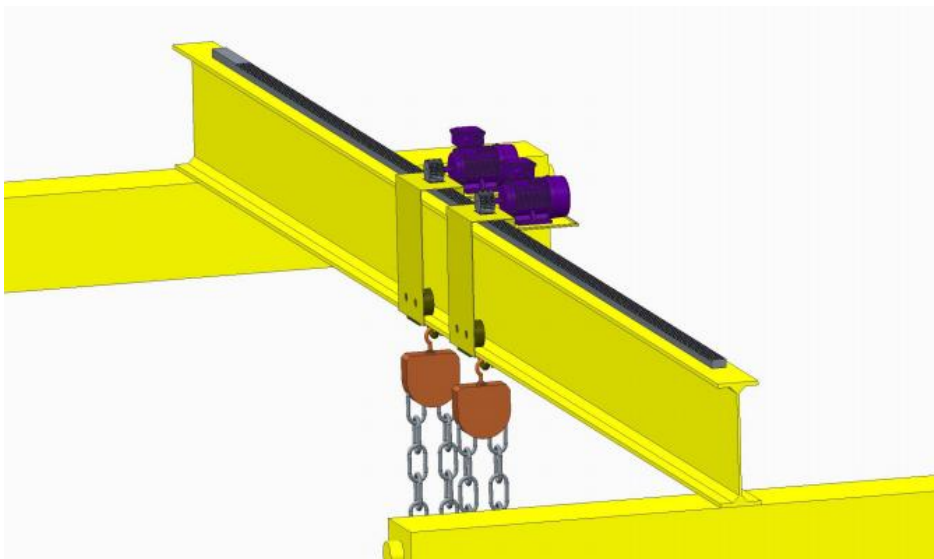


Fonte: Autor (2019)

Lembrando: Para ter uma boa relação e funcionamento pinhão/cremalheira, ambos devem ter as mesmas dimensões.

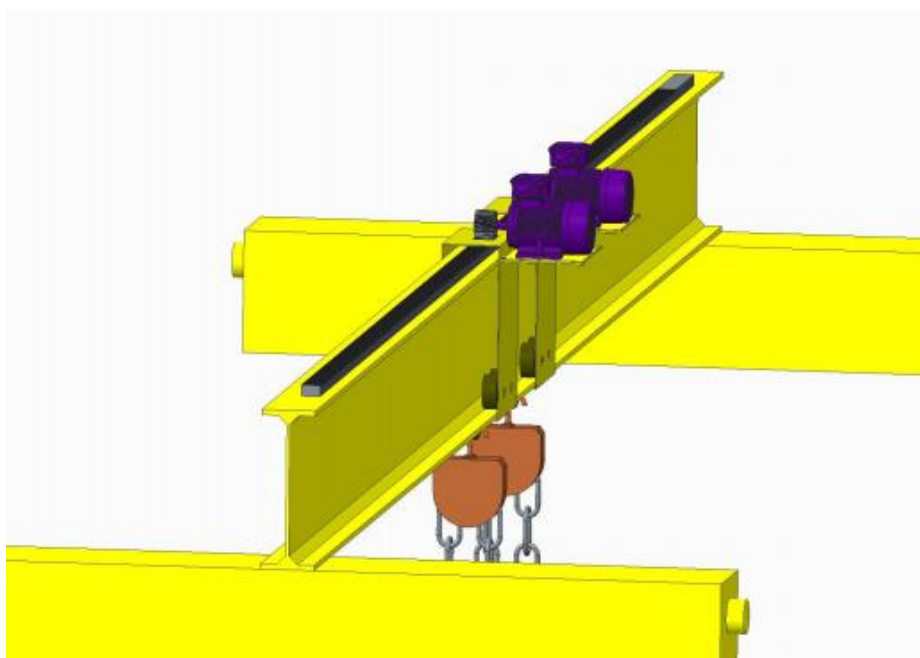
A Figura 35 e 36 representa o conjunto completo da viga principal e a Figura 37 representa o conjunto completo da ponte rolante apoiado sobre o caminho de rolamento que é sustentado pelos pilares do prédio onde a mesma será instalada.

Figura 31 - Conjunto completo da viga principal I.



Fonte: Autor (2019)

Figura 32 - Conjunto completo da viga principal II



Fonte: Autor (2019)

Figura 33 - Conjunto completo da ponte rolante apoiado sobre os trilhos.



Fonte: Autor (2019)

LISTA DE MATERIAIS E ESTIMATIVA DE CUSTOS

Essa etapa apresenta uma lista de materiais e estimativa de custos para construção da ponte rolante em questão, Tabela 6.

Tabela 6 - Estimativa de custos da viga e trole transversal

Nº	COMPONENTE	DESCRIÇÃO	QT.	VALOR UNIT. (R\$)	TOTAL (R\$)
1	Viga W460x68	Peso da viga de 7 metros, cerca de 476 kg.	01	R\$ 3.000,00	R\$ 3.000,00
2	Motor elétrico	Modelo WEG W22 IR2, potência 3 cv.	01	R\$ 1.000,00	R\$ 1.000,00
3	Rolamentos	Modelo NSK HR32909J.	04	R\$ 50,00	R\$ 200,00
4	Cremalheira	Comprimento de 7 metros para montagem na viga.	07	R\$ 23,00	R\$ 161,00
5	Pinhão	O pinhão com 26 dentes, dp Ø 74 mm e módulo 3	02	R\$ 300,00	R\$ 600,00
6	Estrutura do carro trole	Chapa de aço 4,75mm, tamanho 3000x1200mm.	01	R\$ 687,00	R\$ 687,00
7	Redutor de velocidade	Redutor de velocidade acoplado ao motor elétrico, função de reduzir a rotação em 100 vezes.	01	R\$ 3.800,00	R\$ 3.800,00
8	Rodas lisas	Dimensões de Ø230mm com dupla aba.	04	R\$ 400,00	R\$ 1.600,00
				TOTAL	R\$ 11.048,00

Fonte: Autor (2019)

Desconsiderando o movimento longitudinal que não foi projetado para esse trabalho. Os valores podem variar de fabricante para fabricante

5 CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

No presente trabalho, foi desenvolvido o dimensionamento da viga e trole transversal de um sistema de elevação e transporte de cargas do tipo ponte rolante, para movimentação de máquinas e quaisquer produtos do núcleo de automação e processos de fabricação (NAFA). A principal finalidade do trabalho foi o desenvolvimento de um equipamento prático e simples.

O projeto da ponte rolante contém duas talhas manuais com capacidade de 5 toneladas cada uma, totalizando 10 toneladas. Além disso, o sistema conta com um dispositivo de deslocamento transversal composto por dois carros trole que realizam a movimentação das talhas, de forma individual. Para essa movimentação, o carro trole dispõem de motorização elétrica, rodas com rolamentos e um conjunto de pinhão/cremalheira, cujos elementos foram dimensionados dentro da norma e não excedendo a tensão admissível do material para que não venha ocorrer a ruptura dos mesmos.

O uso da norma ABNT 8400 1984, é imprescindível para o desenvolvimento do projeto. Nela que se determina as tensões e esforços que a estrutura pode sofrer e assim obtendo um perfil de estrutura que melhor se adequa ao projeto.

Como sugestões para trabalhos futuros, são sugeridos os seguintes tópicos:

- Projeto detalhado da ponte rolante.
- Dimensionamento da estrutura do local de instalação da ponte.
- Dimensionamento de ligações soldadas e parafusadas na viga principal.
- Desenvolvimento do sistema de movimentação longitudinal.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHBY, M. F. *Materials selection in mechanical design*, 4° ed, 2011 .
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 8400**. Cálculo de Equipamentos para Levantamento e Movimentação de Cargas. Sao Paulo, 1984.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 17094** - Máquinas elétricas gigantes - motores de indução. Fevereiro, 2018.
- BAXTER, M. **Projeto de Produto** - Guia prático para o design de novos produtos. Editora Edgard Blucher. 1995.
- BRASIL, H. V. **Máquinas de Levantamento**. Editora Guanabara, Rio de Janeiro. 1985.
- BUDYNAS, R.G.; NISBETT, J.K. **Elementos de máquinas de Shigley**: projeto de engenharia mecânica. 8° ed. Porto Alegre; AMGH. 2011.
- GALDINO, L. LOPES, J.C.L. **Dimensionamento do sistema pinhão/cremalheira para dentes retos**. Revista acadêmica Augusto Guzzo N°12,127-139, 2013.
- GENEROSO, D. J. **Elementos de Máquinas**. Instituto Federal de Ciência e Tecnologia de Santa Catarina. 2009.
- GERDAU. **Tabelas de bitolas**. Disponível em: www.gerdau.com.br/produtos-e-servicos. Acesso em: maio 2019.
- LILO redutores. Disponível em: <https://www.liloredutores.com.br>. Acesso em: maio 2019.
- LOSEKANN, C. R. **Apostila de elementos de máquinas II**. Universidade Federal de Santa Maria. 2008.
- MACHADO, V. **Estruturas metálicas e de madeira**. 10 2010
- MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 9°ed. Editora Érica. São Paulo 2008
- MICHELS, E. **Projeto detalhado de uma máquina de elevação e transporte – FAHOR** - Curso de Engenharia Mecânica. Horizontina, Brasil. 2012
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas, uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Bookman. 2013.
- PASSOS, L. d. **Apostila**: Técnicas de instalação, operação, manutenção testes e inspeção: pontes rolantes, guindastes giratórios e acessórios de movimentação de cargas. 2011.

RAUBER, R. **Projeto preliminar de uma ponte rolante para o manuseio de fardos de produtos recicláveis**. Universidade Federal de Santa Maria UFSM, RS, Brasil. 2018

REMOR, G. S. **Projeto Conceitual de um Pórtico Rolante para movimentação de Pallets**. Horizontina, Brasil. 2012.

RESNICK, D. H. **Fundamentos de Física mecanica**. 10^oed vol1. 2016.

ROMANO, L. N. **Desenvolvimento de máquinas agrícolas: planejamento, projeto e produção**. São Paulo: Blücher Acadêmico, 2013.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte**. Tradução de João Plaza. Rio de Janeiro: Livros técnicos e científicos, 1976.

TAMASAUKAS, A. **Metodologia do Projeto Básico de Equipamentos de Manuseio e Transporte de Carga – Ponte Rolante**. Dissertação apresentada em escola politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção de título em mestre em engenharia mecânica. São Paulo. 2000.

WALTER, P. **Estruturas de aço**, dimensionamento prático de acordo com a norma NBR 8400:2008. 8^o edição. Rio de Janeiro. 2009.

WEG S.A - **Fabricantes de equipamentos elétricos**. Disponível em: WEG S.A: <https://www.weg.net>. Acesso: maio, 2019.

APENDICE A - CÁLCULOS PARTE I

(Continuação)

Definir carga Total				
Mx	1	$C = Mx \cdot (Sg + \psi \cdot Sl)$		
Sg (kg)	100			
Sl (kg)	5100			
ψ	1,15			
		C	5965	Kgf

Cálculo Momento Fletor				
F (kgf)	5965	MDsolids		
g (m/s ²)	9,81			
L (m)	7			
		Mmax	175549,95	Nm

Força Cortante				
F (kgf)	5965	MDsolids		
g (m/s ²)	9,81			
Fmax (N)	58516,65			
		Ra	58516,65	(N)
		Rb	58516,65	(N)

Verificação dos mecanismos em relação a ruptura				
σ_r	Limite resistencia do aço	450	$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_r}{q \cdot Fsr}$	
Fsr	Fator de serviço	2,8		
q	Constante	1,12		
		σ_{adm}	143,5	Mpa

Módulo resistente				
$W_{min} = \frac{ M_{max} }{ \sigma_{adm} }$				
		Wmin	1223388	mm ³

Verificando a Tensão Normal				
y (m)	0,2294 m	$\sigma_x = \frac{M_{max} \cdot y}{I}$		
I (m ⁴)	0,00029851 m ⁴			
		σ_x	134907234,36	Pa

Verificação ao Limite de Escoamento				
σ_{esc}	345 Mpa	$\sigma_a = \sigma_{esc} \cdot 0,6$		
	0,6 60%			
		σ_a	207	Mpa

Fonte: Autor (2019)

APÊNDICE A - CÁLCULOS PARTE I

(Conclusão)

Tensão admissível ao cisalhamento puro	
$\sigma_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$	
σ_a	120 Mpa

Verificação, Tensão de cisalhamento admissível			
Aalma	5428x9,1 mm	0,003894 m ²	$\tau_{cisx} = \frac{ V_{max} }{ A_{alma} }$

Verificação		Verificação	
$\sigma_{cisx} \leq \sigma_a$		$\sigma_x < \sigma_{adm}$	
τ_{cisx}	σ_a	σ_x	σ_{adm}
15,0	120	134,91	143,5

Verificando a Deflexão			
P	58516,65 N	$Y = \frac{P.L^3}{48.E.I}$	
L	7 metros		
E	200000000000 Gpa		
I	0,00029851 m		
		Y 0,007003957 m	

Flecha máxima admissível pela NORMA 8400		
L	7 metros	$\partial m = \frac{l}{600}$
600		
		∂m 0,011666667 m

Verificação	
$Y \leq \partial m$	
Y	∂m
0,007003957	0,011666667
7,00	11,67
mm	mm



Fonte: Autor (2019)

APÊNDICE B - CÁLCULOS PARTE II

DIMENSIONAMENTO ROLAMENTO		
		$fl = fn \cdot \left(\frac{C}{P}\right)$
d	45 mm	$C = \left(\frac{fl}{fn}\right) \cdot P$
fl	2,5	
D	0,068 m	C 34622,77
v	10 m/min	
π	3,1415	$fn = \left(\frac{10^6}{500 \cdot 60 \cdot n}\right)^{3/10}$
Fmax	50031 N	fn 0,903145
n°	4 rolamentos	
		$Ln = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}$
C	35000 escolhido	
		Ln 10993,2 horas
		Ln 458,0501 dias
		$nt = \frac{v}{\pi \cdot D}$
		nt 46,81166 rpm
		$P = \frac{Fmax}{n^\circ \text{ de rolamentos}}$
		P 12507,75 N

Fonte: Autor (2019)

APÊNDICE C - CÁLCULOS PARTE III

Trabalho		
F	50031 N	$W = F \cdot d$
d	7 metros	
		W 350217 Nm

Coeficiente de Atrito		
α	0,7 atrito	$Fat = F \cdot \alpha$
F	9000 N	
		Fat 6300 N

Conhecida a força de atrito, calcula-se o Torque		
Fat	6300 Nm	$M = Fat \cdot R$
R	0,12 m diam.roda	
		M 756 Nm

Velocidade Angular		
V	10 m/min	$\omega = \frac{V}{R}$
	0,166666667 m/s	
R	0,12 m diam.roda	
		ω 1,388889 rad/s

RPM aproximado		
ω	1,388889 rad/s	$n = \left(\frac{\omega}{2\pi}\right) \cdot 60$
2π	6,283	
		n 13,2633 rpm

Potência de Translação		
M	756 Nm	$P = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta}$
n	13,2633 rpm	
η	0,7 rendimento	P 1,499934 Kw
		P 1499,934 watts
		P 2,040726 CV

Torque do Motor Elétrico		
F	50031 N	$T = F \cdot D$
D	0,116 m dist.eixo	
		T 5803,596 Nm

APÊNDICE D - CÁLCULOS PARTE IV

DIMENSIONAMENTO PINHÃO/CREMALHEIRA

π	3,1415		$Fhr = m. (g. \mu + a)$
v	10	m/min	
v	0,166	m/s	Fhr 6325,3 N
a	0,065	m/s ²	
m	921	kg	
g	9,81		$dp = m. z$
u	0,7	atrito	dp 78 Nmm
			$Mt = \frac{d. F}{2. \eta}$
η	0,7	rendim	Mt 352409,5714 Nmm
tabela 1			
m	3		
D	75		$P = \frac{F. v}{\eta}$
z	26		P 1499,999714 wats
q	3,36		
φ	1,25		$Y = \frac{b}{dp}$ $b = Y. dp$
	$Y = 0,5 \leq 0,75$	ok	b 54,6 mm
	distancia percorrida a cada volta		$e = \pi. dp$
	$\sigma_{material} = 170 N/mm^2$		e 245,037 mm
	$\sigma_{max} \leq \sigma_{material}$		$\sigma_{max} = \frac{F. q. \varphi}{b. m}$
	ok		σ_{max} 162,1871795 N/mm²
α	20°	0,93	$de = dp + (2. m)$
	diâmetro externo		de 84 mm
	diâmetro de base		$dbase = dp * \cos(\alpha)$
			db 72,54 mm
	diâmetro interno		$di = m. (z - 2,334)$
			di 70,998 mm
	altura do dente		$h = m + 1,167. m$
			h 6,501 mm
	passo do dente		$p = m. \pi$
			p 9,4245 mm

ANEXO A – IMAGENS DO LOCAL DE INSTALAÇÃO DA PONTE ROLANTE



Fontes: Autor (2019)

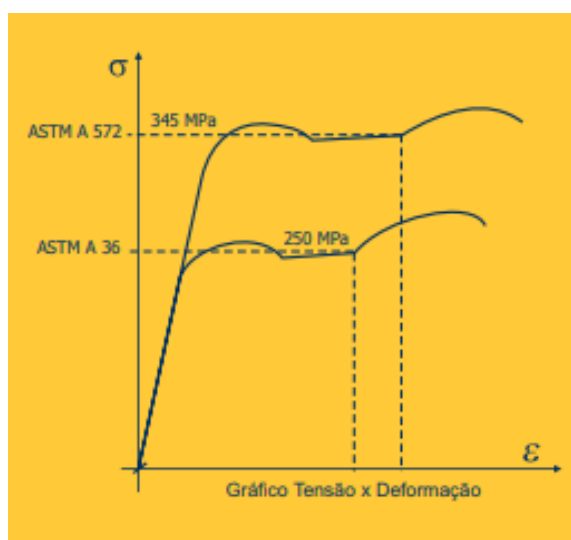
ANEXO B – SOBRE O AÇO ASTM A 572 GRAU 50

PROPRIEDADES MECÂNICAS		
	ASTM A 572 Grau 50	AÇO COR 500
Limite de Escoamento (MPa)	345 mín.	370 mín.
Limite de Resistência (MPa)	450 mín.	500 mín.
Alongamento após ruptura, % ($l_0 = 200$ mm)	18 mín.	18 mín.

Especificações de aço de acordo com a Norma NBR 7007:2002 são AR 350 e AR 350 COR, respectivamente.


Fonte: Gerdau, adaptado (2019)

Comparativo de Resistência ASTM A 572 e ASTM A 36



Fonte: Gerdau, adaptado (2019)

ANEXO D - INFORMAÇÕES TALHA MANUAL 5 TONELADAS


COMPRA POR TELEFONE

MEUS PEDIDOS
MEU CARRINHO


DEPARTAMENTOS

ARQUIVOS

[Clique para visualizar o Manual](#)

ESPECIFICAÇÕES

MODELO	BRL
CAPACIDADE (KG)	5000
ELEVAÇÃO (M)	5
REFERÊNCIA	BRL-5.0T
MARCA	CM
UNIDADE	PEÇA
OBSERVAÇÃO	2 RAMAIS
PESO (KG)	46

TALHA MANUAL DE CORRENTE 5,0 TONELADAS 5M - CM
 Avalie agora!
~~RS 2.684,99~~
RS 2.026,90 ou 6x de RS 337,81 sem juros
[ver opções de parcelamento](#)
1 **COMPRAR**
 FRETE E PRAZO DE ENTREGA

Não sei meu CEP

Fonte: ferramentas gerais (2019)

ANEXO E – CARACTERÍSTICAS DO MOTOR ELÉTRICO

Motor Elétrico Trifásico W22 de uso geral

Características

- Rendimento IR1
- Grau de proteção: IP55 carcaças 63 a 132M/L; IPW55 a partir da carcaça 160M
- Potência: 1 a 60 cv
- Carcaças: 63 a 355A/B
- Polaridade: 4 e 6 polos
- Tensão: 220/380V com 6 terminais da carcaça 63 a 200L e 220/380/440 V com 12 cabos para a carcaça 225S/M e acima
- Categoria D
- Flexibilidade da posição da caixa de ligação acima da carcaça 225S/M (B3D, B3E e B3T)
- Defletora de chapa carcaças 63 a 132M/L
- Defletora em ferro fundido a partir da carcaça 160M
- Grau de vibração A
- Sistema de vedação V'ring para as carcaças 63 a 200M e WSeal a partir da carcaça 225S/M
- Sistema de isolamento WISE (WEG Insulation System Evolution) - Apto a operar com inversores de frequência para tensões até 575 V
- Classe de isolamento "F" (ΔT 80 K)
- Dois pontos de aterramento na carcaça
- Fator de serviço: 1,00
- Plano de pintura: 207A para as carcaças 63 a 132M/L e 203A a partir da carcaça 160M - resistência ao teste de salt spray (no mínimo, 120 horas, conforme ASTM B117-03)
- Cor: Azul RAL 5009

Fonte: catálogo WEG (2019)



Fonte: catálogo WEG (2019)