

DIMENSIONAMENTO DA VIGA PRINCIPAL DE UMA PONTE ROLANTE

João Pedro Castro Azevedo¹ Mara Regina dos Santos Barcelos² Layzza Tardin da Silva Soffner²

RESUMO

AZEVEDO, J. P.; BARCELOS, M. R. S.; SOFFNER, L. T. S. Dimensionamento da viga principal de uma ponte rolante para o setor automobilístico. **Perspectivas Online: Exatas & Engenharia**, v.15, n.40, p. 1-11, 2025.

Os equipamentos de elevação são maquinários muito utilizados nas indústrias atualmente para acelerar os processos. As pontes rolantes são os equipamentos de elevação mais escolhidos pela sua versatilidade. O objetivo deste projeto foi o dimensionamento da viga principal de uma ponte rolante utilizando as normas NBR 8800: 2019 e NBR 8400: 2008, em conjunto com o software *FTOOL*. Já para a modelagem e simulação por elementos finitos utilizamos o software *SolidWorks*. Após determinar as cargas de serviço, o local a ser instalado e, os equipamentos com o *FTOOL*, foi determinado o perfil de viga

W250 x 115 (H) da Gerdau para utilizar como viga principal e de acordo com os cálculos de verificação o perfil foi aprovado com um fator de segurança de 2,732. As verificações feitas por meio do *SolidWorks* com o perfil mostraram-se adequado para as condições adotadas. Na simulação por elementos finitos a tensão encontrada foi superior a encontrada pelas fórmulas, chegando a 215 MPa, abaixo da tensão admissível e com um fator de segurança de 1,07. Foi encontrando um fator de segurança cerca de 39% menor, permitindo a segurança do projeto com o material escolhido, sem ocorrer a falha.

Palavras-chave: Dimensionamento; Ponte Rolante; Viga Principal.

¹Aluno de graduação/ Institutos Superiores de Ensino do CENSA – ISECENSA, Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil

²Professora pesquisadora - Laboratório de Análise e Projetos de Sistemas Mecânicos (LAPSIM)/ISECENSA, Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil;

(*) e-mail: layzza.soffner@isecensa.edu.br

DIMENSIONING OF THE MAIN BEAM OF AN OVERHEAD CRANE FOR THE AUTOMOTIVE SECTOR

João Pedro Castro Azevedo¹ Layzza Tardin da Silva Soffner² Mara Regina dos Santos Barcelos²

ABSTRACT

AZEVEDO, J. P.; SOFFNER, L. T. S.; BARCELOS, M. R. S. Dimensioning of the main beam of an overhead crane for the automotive sector. **Online Perspectives: Exact & Engineering**, v.15, n.40, p. 1-11, 2025.

Lifting equipment is a type of machinery widely used in industries today to speed up processes. Overhead cranes are the most popular lifting equipment due to their versatility. The objective of this project was to design the main beam of an overhead crane using the NBR 8800: 2019 and NBR 8400: 2008 standards, in conjunction with the FTOOL software. For finite element modeling and simulation, we used the SolidWorks software. After determining the service loads, the location to be installed, and the equipment with FTOOL, the Gerdau W250 x 115 (H) beam profile was determined to be used as the

main beam and, according to the verification calculations, the profile was approved with a safety factor of 2.732. The verifications carried out using SolidWorks with the profile proved to be adequate for the adopted conditions. In the finite element simulation, the stress found was higher than that found by the formulas, reaching 215 MPa, below the admissible stress and with a safety factor of 1.07. A safety factor of approximately 39% lower was found, allowing the design to be safe with the chosen material, without failure occurring.

Keywords: Dimensioning; Over Head Crane; Main Beam.

¹Aluno de graduação/ Institutos Superiores de Ensino do CENSA – ISECENSA, Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil

²Professora pesquisadora - Laboratório de Análise e Projetos de Sistemas Mecânicos (LAPSIM)/ISECENSA, Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil;

(*) e-mail: layzza.soffner@isecensa.edu.br

1 INTRODUÇÃO

As máquinas de elevação e transporte estão presentes em grande parte das indústrias modernas. Esses equipamentos possuem uma vasta variedade que podem ser utilizados em todos os setores industriais sendo cada um responsável por uma operação (RUDENKO, 1976) e é trabalho do engenheiro conhecer todos os tipos e analisar qual projeto é o ideal para cada indústria de acordo com as normas de projetos e condições básicas que devem ser obedecidas (COSTA, 2012).

De todas as máquinas de elevação, as pontes rolantes são as mais utilizadas em indústrias, podendo ser compostas por uma ou duas vigas principais e que essas são ligadas a elementos chamadas cabeceiras que são posicionadas nos trilhos montados em pilares geralmente de concreto para haver a movimentação (ALMEIDA, 2015), tanto vertical quanto horizontal, ela realiza uma varredura completa no espaço demarcado (BRASIL, 1985).

As pontes rolantes são selecionadas em função de algumas variáveis tais como peso, volume, centro de gravidade, condições do terreno, condições climáticas e altura de içamento (PASSOS, 2011). Existem três tipos de ponte rolante: Apoiada – univiga ou duplaviga –, Suspensa e a de Console. Os principais componentes da ponte rolante são: viga principal – construída a partir de uma viga “W” – (SORDI, 2016), cabeceiras, caminho do rolamento, trolley e talha.

Desta forma, para projetar máquinas é fundamental estudar os setores da engenharia moderna e ter conhecimento nos campos da resistência dos materiais, materiais de construção mecânica, elementos de máquinas, estruturas metálicas e eletrotécnica (SHIGLEY, 2005).

As instituições de engenharia e agências governamentais desenvolveram e vem desenvolvendo muitas normas para áreas específicas da Engenharia. A maioria delas são apenas recomendações para reforçar a segurança dos projetos, mas algumas delas têm poder de lei e devem ser cumpridas (NORTON, 2013). Sendo assim, a norma utilizada para a realização do dimensionamento foi a “Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para Projeto” (NBR 8400 – 2019). Neste trabalho foi desenvolvido um projeto de uma ponte rolante univiga apoiada para atender as necessidades da indústria automobilística de uma oficina mecânica que necessita de uma ponte rolante para realizar serviços de manutenção de veículos na cidade de São Fidélis – RJ e conseqüentemente para baratear o custo do projeto.

2. METODOLOGIA

2.1. Equipamento considerado

Para a confecção dos cálculos de acordo com a NBR 8400/19 foram considerados de uma oficina mecânica com as seguintes dimensões e indigências:

- Carga Nominal – 5 toneladas
- Altura de Elevação – 6 metros
- Vão – 6 metros

Diante da necessidade proposta pela oficina de uma ponte univiga rolante, foi realizada a construção do projeto da estrutura (Figura 1).

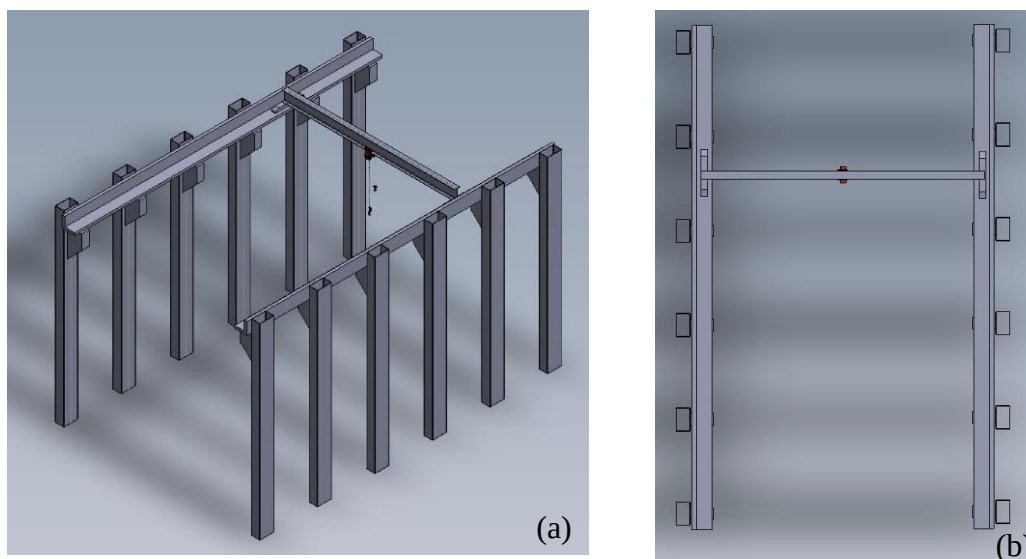


Figura 1: Estrutura completa com vista (a) frontal; (b) superior.

Fonte: Elaboração própria.

Para a realização do trabalho proposto foi escolhido também a talha elétrica de corrente da LODESTAR XL com capacidade de 5 toneladas com as seguintes características.

- Velocidade de deslocamento – 0,1524 m/s
- Velocidade de elevação – 0,254 m/s.
- Peso do Equipamento – 333 kg

A escolha da talha foi feita pelo proprietário da oficina, por já conhecer o fabricante e confiar nos seus produtos.

Para a classificar o equipamento quanto ao Grupo do Equipamento e Classe de Elevação, foi considerado a sugestão do Quadro 1, e que o material de estudo é direcionado para uma oficina mecânica, serão considerados os valores do grupo A3 e classe HC2 (NBR 8400 – 2019). A norma, em seu tópico 6.2.1, considera as cargas como as principais que devem ser consideradas para o dimensionamento.

- Cargas devido ao peso morto dos componentes
- Cargas devido à carga de serviço
- Cargas devido ao movimento vertical

Para o proposto foi escolhido uma viga W (perfil I da Gerdau), utilizando o material ASTM A572 Grau 50. As características do aço escolhido são demonstradas na Tabela 1.

Tabela 1: Propriedades do Material

Propriedade	ASTM A572 Grau 50
Limite de Escoamento (MPa)	345 mín
Limite de Resistencia (MPa)	450 mín
Alongamento após ruptura (%)	18 mín

Fonte: Adaptada da Gerdau (2023)

2.2.Cálculos considerados

Os valores das cargas devido ao movimento vertical são considerados pelo coeficiente dinâmico “ Ψ ” que é dado pela Equação 1.

$$\Psi = \Psi_{\min} + \beta_2 \times V_h \quad (1)$$

A norma traz também um coeficiente para o ensaio dinâmico da estrutura, sendo esse multiplicado pela carga de serviço do equipamento. O valor escolhido é uma relação entre a capacidade nominal e o coeficiente dinâmico, descrito na NBR 8400/19. Sendo assim, para determinar a tensão máxima a fim de tornar o equipamento seguro, a norma definiu um coeficiente de segurança que é relacionado quanto a classificação do caso ao qual o equipamento é submetido.

Para a tensão admissível cisalhante, a norma vem conceituando de acordo com a Equação 2.

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{adm}}}{\sqrt{3}} \quad (2)$$

Para realizar o dimensionamento do perfil, levamos em consideração também a NBR 8800/2008 para determinar o valor máximo da deflexão. Após ter esse valor da deflexão, realizamos os cálculos para descobrir o momento de inércia mínimo, definido pela Equação 3.

$$I_{\min} = \frac{(2.R.\Psi.M_x).L^3}{48.E.\delta_{\max}} \quad (3)$$

Para determinar o valor mínimo para a resistência a flexão, a Equação 4 foi utilizada.

$$S_{\min} = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} \quad (4)$$

A partir dos valores encontrados, escolhemos o perfil com as condições determinadas pelas condições analisadas. Em seguida foi realizada a verificação da estrutura para as forças normais que é demonstrada na Equação 5, cisalhantes na Equação 6 e cargas combinadas na Equação 7.

$$\sigma = \frac{M.c}{I} \quad (5)$$

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (6)$$

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (7)$$

2.3.A estrutura: simulação por FTOOL

Para a determinação da carga, devemos calcular a carga de serviço do equipamento, que é dada pela Equação 8.

$$Cs = ((Ce \cdot \psi e) + Mt) \cdot g \quad (8)$$

Logo após foi realizado os cálculos chegando então a carga de serviço com valor de Cs = 62126,73 N. Na sequência foi calculado as reações Ra e Rb, encontrando a metade do valor de Cs, com valores de Ra = Rb = 31063,365 N.

O coeficiente dinâmico (ψ) foi calculado de acordo com a Equação 1, utilizando os valores da Tabela de Classe de Elevação do equipamento descrito na NBR 8400/19. Visto que a classe de elevação do equipamento foi classificada como HC2, foram adotados os seguintes valores $\psi_{min} = 1,10$ e $\beta_2 = 0,34$. O valor utilizado para a velocidade de elevação foi $V_h = 0,254$ m/s. O valor obtido do coeficiente dinâmico foi de $\psi = 1,18636$.

Outro coeficiente que deve ser considerado é o coeficiente de majoração (M_x). O equipamento se classificou quanto ao grupo como A3 (NBR 8400/19), chegando assim ao valor de $M_x = 1,05$.

Para calcularmos a deflexão máxima da viga, utilizamos a tabela de deslocamentos máximos (NBR 8800/2008), obtendo um valor de $\delta = 0,01$ m e, para calcular o momento máximo na viga consideramos o trole no meio da estrutura (Equação 9) com carga nominal inferior a 200kN, obtendo um valor de $M_{máx} = 116084,85$ Nm.

$$M_{máx} = M_x \cdot \psi \cdot R_a \cdot \left(\frac{L}{2}\right) \quad (9)$$

O valor da cortante máxima, consideramos o trole a 60 cm da extremidade, chegando assim ao valor de $V = 69633,4$ N.

Os valores encontrados por meio das fórmulas foram comparados com os valores encontrados com o software FTOOL. Considerando a força no centro da estrutura, como é mostrado na Figura 2, para essa simulação, os valores de momento são mostrados na Figura 3, enquanto os valores de cortante são mostrados na Figura 4.



Figura 2: Carga no centro da Estrutura.

Fonte: Elaboração própria

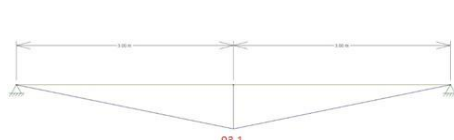


Figura 3: Momento no centro da estrutura

Fonte: Elaboração própria

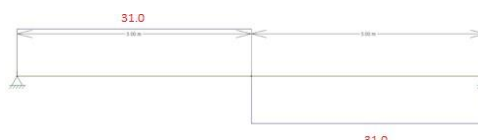


Figura 4: Cortante no centro da estrutura

Fonte: Elaboração própria

Considerando a força a 60 cm da extremidade para haver uma distância de segurança e o sistema de içamento não colidir com os apoios, a simulação obteve a estrutura com a carga na extremidade (Figura 5), o valor do momento (Figura 6) e o valor da cortante (Figura 7).



Figura 5: Carga a 60 cm da extremidade.

Fonte: Elaboração própria

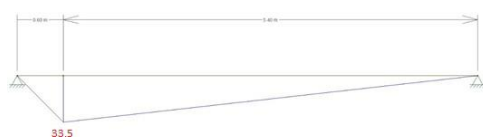


Figura 6: Momento a 60 cm da extremidade.

Fonte: Elaboração própria



Figura 7: Cortante a 60 cm da extremidade.

Fonte: Elaboração própria

2.4.A estrutura: simulação por SolidWorks

Após os cálculos feitos com base nos valores encontrados pelo FTOOL, também foi feito a simulação do equipamento utilizando elementos finitos através do SolidWorks. Segundo Fonseca et al. (2020) o uso desse recurso ajuda a encontrar os valores de tensão normal, cisalhante e crítica onde a carga de serviço é aplicada, a deformação, e o critério de falhas por Von Mises.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1. Simulação por FTOOL

Os valores encontrados pelo software FTOOL não considera os coeficientes M_x e ψ (FALCÃO, 2023). Sendo assim, os valores encontrados após a simulação foram multiplicados pelos coeficientes M_x e ψ , encontrando assim valores muito próximos aos encontrados pelas equações descritas na metodologia. Os valores obtidos não foram iguais devida as aproximações que o próprio software realiza.

Portanto, o momento de inercia mínimo calculado a partir da Equação 3, chegou ao valor de $I_{mín} = 16988 \text{ cm}^4$. A resistência a flexão mínima determinada pela Equação 4, obteve valor de $S_{mín} = 464,34 \text{ cm}^3$.

Após a determinação desses valores, o perfil escolhido foi o W 250x115H, como é mostrado na Tabela 2.

Tabela 2: Tabela de Bitolas Perfis Estruturais W e HP

Tipo	d(mm)	b _f (mm)	t _w (mm)	t _f (mm)	kg/m	A(cm ²)	I _x (cm ⁴)	S _x (cm ³)
W 250x115(H)	269	259	13,5	22,1	115	146,1	18920	1406,7

Fonte: Adaptada da Gerdau (2023)

Com o perfil e cargas determinados, foi verificado quanto aos esforços sofridos. Ao iniciar a verificação da flexão sofrida pela viga, determinada pela Equação 5, chegamos ao valor de $\sigma = 82,52 \text{ MPa}$. Para verificar a força cisalhante, foi utilizada a equação 6, obtendo resultado $\tau = 4,766 \text{ MPa}$. A carga combinada foi calculada por meio da Equação 7, encontrando assim o valor $\sigma_c = 84,465 \text{ MPa}$.

3.2. Simulação por SolidWorks

O software encontrou valor de tensão igual a 215 MPa, conforme é ilustrado na Figura 8 e uma deformação de 5,75 milímetros que é mostrado na Figura 9.

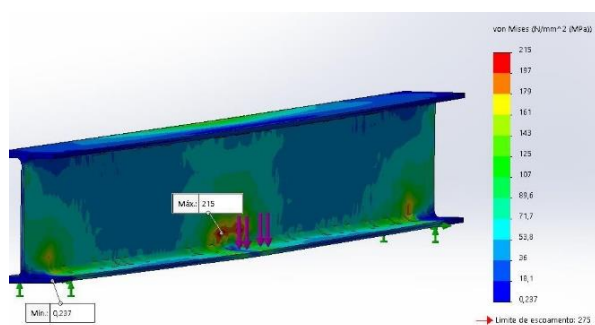


Figura 8: Ponto de Tensão Máximo
Fonte: Elaboração própria

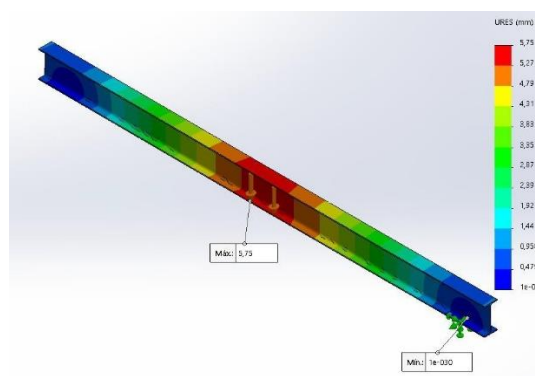


Figura 9: Deformação na Estrutura
Fonte: Elaboração própria

A Figura 10 mostra uma tensão de 171 MPa onde a carga de serviço é aplicada. Enquanto a Figura 11 demonstra a posição onde a carga é aplicada.

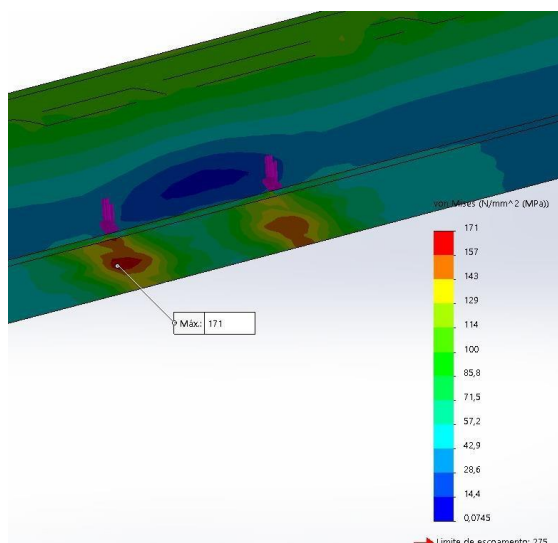


Figura 10: Tensão gerada pela carga de serviço
Fonte: Elaboração própria

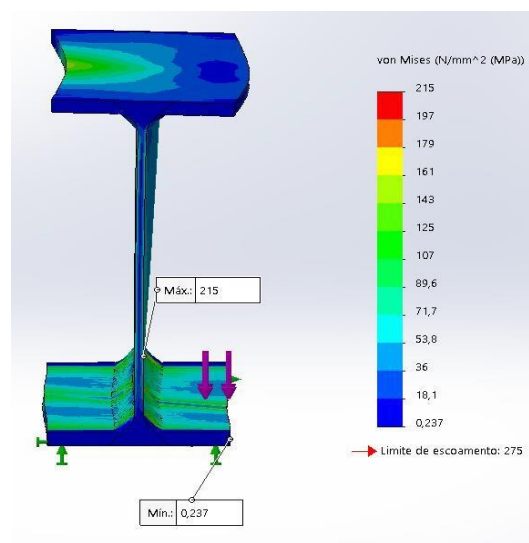


Figura 11: Posição de aplicação da carga
Fonte: Elaboração própria

A escolha do perfil como viga principal da ponte rolante, de acordo com as normas NBR 8400/2019 e NBR 8800/2008 e em conjunto com os dados obtidos pelas simulações atenderam este projeto para uma oficina mecânica a fim de realizar manutenção de veículos.

Os dados da simulação demonstraram uma tensão crítica de 2,732 vezes menor que a tensão admissível, conforme pode ser observado na Tabela 3.

Tabela 3: Tensões Calculadas

Tensão	Resultados	Admissível	F. de Segurança
Normal	82,52 MPa	230 MPa	2,79
Cisalhante	4,766 MPa	132,8 MPa	27,864
Crítica	84,465 MPa	230 MPa	2,732

Fonte: Elaboração própria

Para os valores encontrados utilizando a simulação por elementos finitos, encontramos um fator de segurança de 1,07, ou seja, cerca de 39% menor do valor calculado na tensão crítica. O fator de segurança encontrado pela simulação foi embasado no critério de falhas por Von Mises que também é conhecido como critério da energia de distorção máxima (BEER, 2021), utilizado para prever o ponto de falha de um material sujeito a diferentes tipos de tensões, associado diretamente a variação de deformação do material.

O critério de falhas por Von Mises (BUDYNAS & NISBETT, 2016), é bastante utilizado para materiais dúcteis, que são aqueles que apresentam um limite de escoamento bem definido. Essa teoria afirma que um material dúctil começa a escoar no local onde a tensão de Von Mises se iguala ao limite de escoamento do material (FONSECA et al., 2020). Apesar do valor do critério de falha encontrado pela simulação ser bem menor do que foi encontrado por meio das equações, os valores das tensões estão abaixo do que é permitido pelo fabricante.

Todavia, a simulação ajudou a encontrar um fator de segurança menor, permitindo a segurança do projeto com o material escolhido, sem ocorrer a falha, demonstrando que o projeto está com uma margem de segurança aceitável.

À vista disso, o material escolhido apresentou valores das tensões para a carga de serviço abaixo da tensão admissível e da tensão crítica tanto para os valores encontrados por meio dos cálculos quanto por simulação por elementos finitos (ALMEIDA, 2015). Embora na simulação por elementos finitos a tensão encontrada foi superior a encontrada pelas equações, chegando a 215 MPa, não ultrapassou a tensão crítica do material (FONSECA et al., 2020). É possível observar que a tensão de cisalhamento atingida com a mesma carga de serviço é inferior a admissível do material, demonstrando que os esforços utilizados no projeto estão dentro do limite permitido pelo fabricante e pela norma.

5. CONCLUSÕES

O trabalho em questão teve o objetivo de dimensionar a viga principal de uma ponte rolante para auxiliar no setor automobilístico com o auxílio das normas brasileiras NBR 8400: 2019 e NBR 8800: 2008. Pelo dimensionamento determinamos o Perfil W250x115 (H) da Gerdau para utilizar na viga principal do equipamento e de acordo com os cálculos de verificação o perfil foi aprovado com um fator de segurança de 2,732.

Na simulação por elementos finitos a tensão encontrada foi superior a encontrada pelas fórmulas, chegando a 215 MPa, abaixo da tensão admissível e com um fator de segurança de 1,07. Com isso concluímos que o perfil escolhido se encontra de acordo com as normas utilizadas e com tensões abaixo do admissível.

5. REFERÊNCIAS

ABNT NBR 8800 – Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço

ABNT. NBR 8400 – Equipamentos de elevação e movimentação de cargas. 2019.

ALMEIDA, Rian Felipe Soares de. **Desenvolvimento de uma ferramenta paramétrica em linguagem APDL para o cálculo da estrutura de um pórtico rolante**. Guaratinguetá, 2015.

BRASIL, Haroldo Vinagre. **Máquinas de Levantamento**. Editora Guanabara S.A, 1985.

COSTA, Luís do Rosário. **Máquinas de Elevação e Transportes**. São Luís, 2012.

e concreto de edifícios. 2008.

FONSECA, W. M.; ARAÚJO, W. H. S.; SANTOS, A. J. **Simulação computacional de tensões mecânicas pelo método dos elementos finitos: estudo de caso da tampa de uma caixa de gordura.** Exatas & Engenharias, v. 10, n. 30, p. 30-45, 2020.

GERDAU. Disponível em: <<https://mais.gerdau.com.br/cotacao/construcao/perfil-estrutural/>>. Acesso: 10/11/2023, 2023.

GERDAU. Disponível em: <https://www2.gerdau.com/sites/gln_gerdau/files/downloadable_files/Folder%20Perfis%20Estruturais%20Gerdau%20-%20Informa%C3%A7%C3%B5es%20T%C3%A9cnicas.pdf>. Acesso: 23/10/2023, 2023.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada, 4ª edição.** Editora Bookman, 2013.

PASSOS, Lucas da Costa dos. **Pontes rolantes, guindastes giratórios e acessórios de movimentação de carga.** 2011.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte.** Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1976.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R. **Projeto de Engenharia Mecânica.** Editora Bookman, 2005.

SORDI, Giovanni. **Dimensionamento da Viga Principal de uma Ponte Rolante.** Lajeado, 2016.