

DESENVOLVIMENTO DE UMA ROTINA DE CÁLCULO PARA O PRÉ-DIMENSIONAMENTO DA TRAVESSA DE UMA PONTE ROLANTE

Guilherme Cardoso Brocca¹

José Luiz Salvador²

Resumo: A movimentação de cargas, está presente nos mais variados ramos de atividades, tais como indústria, comércio, construção civil e na prestação de serviço. A ponte rolante é um equipamento muito utilizado para esse fim, movimentando cargas nos sentidos vertical, longitudinal e transversal. Por este atuar em diversas áreas, o mesmo se torna um equipamento sob medida, com um alto grau de dificuldade na elaboração de seu projeto e conseqüentemente na estimativa de seu custo de fabricação. Então desenvolveu-se uma rotina de cálculo baseado na norma ABNT NBR 8400 e nos conceitos da mecânica clássica aplicado ao Excel no formato VBA, do pré-dimensionamento da travessa principal da ponte rolante verificando sua segurança em relação a tensão normal, tensão de cisalhamento e flecha máxima, permitindo de forma rápida a elaboração dos custos de fabricação, sem que haja necessidade da elaboração de um projeto definitivo. Para a validação do estudo, executou-se o ensaio em elementos finitos com intuito de analisar e comparar resultados como: tensões e deslocamentos. A comparação dos cálculos com o ensaio apresentou um valor de 159 MPa calculado e 155 MPa simulado com uma aproximação de 98,38 % referindo-se a tensão normal. Em relação ao cisalhamento, os cálculos apresentaram uma tensão de 28,5 MPa enquanto a simulação indicou 31,2 MPa, sendo 320,0 MPa a tensão admissível. O deslocamento máximo calculado com intensidade de 30,03 mm ficou abaixo do valor máximo exigido pela norma de 33,33 mm, enquanto o simulado obteve uma importância de 41 mm. Corroborando com o literatura onde para vigas longas a tendência é que a tensão normal seja notavelmente maior que a de cisalhamento, sendo por ela dimensionada a viga.

Palavras-chave: Dimensionamento. Projeto. Custo. Tensões. Deslocamentos.

1. INTRODUÇÃO

A movimentação de cargas em uma indústria é fundamental para o aumento de competitividade dentro do mercado. Há centenas de anos, as pontes rolantes são utilizadas para o içamento e deslocamento de cargas que não podem ser efetuadas manualmente, com movimentos longitudinais, transversais e verticais. Atuam transportando as mais variadas cargas, como matérias-primas, insumos,

¹ Graduando em Engenharia Mecânica. E-mail: guilhermecardosobrocca@gmail.com

² Prof. José Luiz Salvador. E-mail: jl.salvador@hotmail.com

máquinas e no escoamento de produção, fornecendo agilidade e segurança no deslocamento (Sordi, 2016).

Dentre todas as áreas da engenharia mecânica, o campo de projetos mecânicos é difundido pelo mundo visando a elaboração de máquinas e equipamentos, através de esboços, croquis ou desenhos tridimensionais com auxílio de *softwares*.

Uma das aplicações de projetos mecânicos é na elaboração deste equipamento, que está presente em várias indústrias de nossa região como: metalúrgicas, fundições, mineradoras, cerâmicas, portos, entre outros.

Devido as pontes rolantes serem equipamentos produzidos sob medida e com muita dificuldade na elaboração de seu projeto, a busca por uma resposta rápida e segura de um orçamento é fundamental para a concretização do serviço. Na fabricação de pontes rolantes não existem parâmetros seguros que permitem, a partir de dados básicos apresentados pela empresa solicitante, estimar com precisão seu custo (Rozzanti, 2013). Assim, torna-se arriscado apresentar um orçamento sem a realização de um anteprojeto, pois esse pode ser superestimado, com risco de não ser aceito, ou subestimado, tornando-se um grande prejuízo.

O desenvolvimento de uma rotina de cálculo de um pré-dimensionamento com especificações bem próximas do que serão executadas, traz segurança na elaboração do orçamento e principalmente maior competitividade, uma vez que existem planilhas de dimensionamento no mercado, mas que não abrangem a projeção de custos referente a fabricação do equipamento.

Analisando todos os fatores, este estudo tem como objetivo desenvolver uma rotina de cálculo em Excel VBA, que possa ser utilizado por qualquer profissional do ramo, visando a elaboração de um anteprojeto da viga principal de uma ponte rolante, estimando o custo de fabricação. O trabalho será desenvolvido segundo os conceitos da mecânica clássica, obedecendo os requisitos das normas ABNT NBR 8400 e ABNT NBR 8800, sendo todas as rotinas de cálculos realizadas com o auxílio das ferramentas do Excel, do qual se espera uma resposta rápida e segura.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para um melhor entendimento, nessa seção serão explanados conceitos de estática, resistência dos materiais e fundamentos que envolvam o projeto de uma ponte rolante.

2.1 VIGA PRINCIPAL (TRAVESSA)

A viga principal é o componente do equipamento que recebe maiores solicitações de cargas, pois nela o trole é apoiada na mesa inferior da viga, podendo se movimentar em todo o vão.

Na montagem do modelo de ponte univiga geralmente são utilizados perfis “I” ou “W” laminados comerciais quando seu vão e sua carga admitem valores menores. Já para uma maior exigência com vão maior e cargas maiores, um conjunto de chapas soldadas formando uma caixa é a opção mais utilizada, pois com esta alternativa é possível desenvolver diversas configurações e otimizar o modelo de viga para cada projeto (Rozzanti, 2013). A Fig. 1 mostra uma viga principal univiga.

Figura 1: Viga principal univiga com capacidade de 5t.



Fonte: Mecalux logismarket (2020)

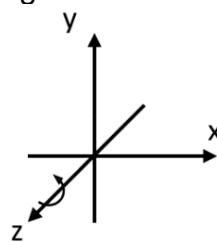
2.2 ABNT NBR 8400 (1984)

Os cálculos de componentes e equipamentos para elevação e movimentação de cargas são regidos pela norma ABNT NBR 8400, onde a mesma estabelece parâmetros para cálculos estruturais, independente do grau de complexibilidade ou aplicação, tendo última atualização no ano de 1984 (Moraes, 2013). Para aplicação da norma é necessário documentos complementares, tais como: ABNT NBR 8800, ASTM A 36, ABNT NBR 6152, entre outras.

2.3 REAÇÕES DE APOIO

As reações de apoio em vigas são responsáveis pelo vínculo da estrutura ao solo ou a qualquer parte rígida, de maneira que garanta sua imobilidade. A Fig. 2 mostra os três movimentos em relação ao plano XYZ, o de translação no eixo X, o de translação no eixo Y e o de rotação no eixo Z (Beer, 1995).

Figura 2: Planos.



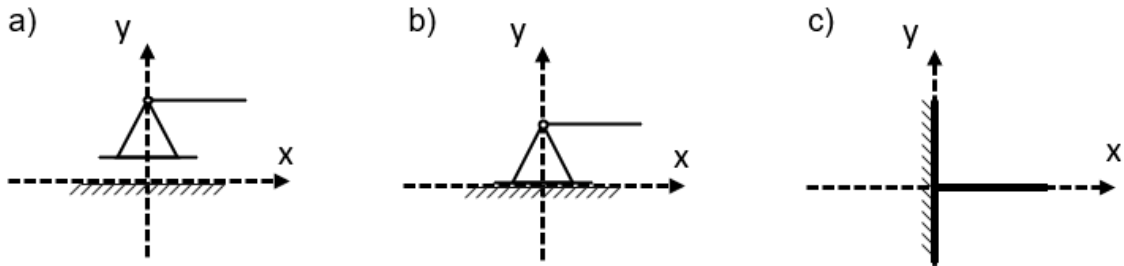
Fonte: do Autor (2020)

2.3.1 Tipos de movimentos

O número de movimentos que impedem o descolamento classifica os vínculos, assim possuindo apoios com três graus de liberdade podendo ser dividido em vínculo simples, duplo e triplo (Beer, 1995). A Fig. 3 apresenta os esquemáticos dos vínculos.

O vínculo simples atua como apoio móvel impedindo apenas um movimento, de translação. Já o vínculo duplo atua como apoio fixo e impede dois movimentos, permitindo apenas o de rotação. Quanto ao vínculo triplo, atua engastado e impede os três movimentos, os dois de translação e o de rotação.

Figura 3: Tipos de vínculos: a) simples, b) duplo e c) triplo.



Fonte: do Autor (2020)

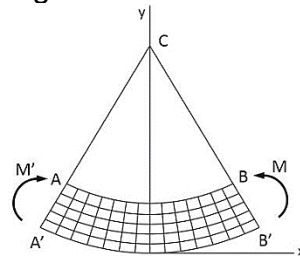
2.4 MOMENTO FLETOR

O momento fletor é a resultante das forças e momentos relativos à seção XY , oriundas de cargas aplicadas transversalmente ao eixo longitudinal, representando a flexão ou dobramento em uma seção transversal de uma barra provocando tensões normais de tração e compressão na estrutura (Hibbeler, 2010).

2.4.1 Convenção de sinal para momento fletor

Convenção de sinal do momento, obedece ao sentido horário (negativo) anti-horário (positivo). Já para as vigas o momento fletor se refere à deformação devido a flexão. Na Fig. 4 a viga está sob a ação de um momento fletor positivo, já os momentos aplicados: M' é negativo e M é positivo (Hibbeler, 2010).

Figura 4: Momento fletor.



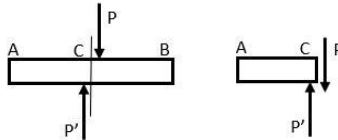
Fonte: do Autor (2020)

2.5 ESFORÇO CORTANTE

O esforço cortante pode ser definido como a resultante de forças na direção transversal ao eixo da barra na seção transversal de corte. É conhecida também como força de cisalhamento, sendo a força interna desenvolvida em

membros estruturais (Hibbeler, 2010). A Fig. 5 apresenta uma viga indicada pelos pontos A e B aplicando um esforço cortante em C.

Figura 5: Esforço cortante.



Fonte: do Autor (2020)

2.6 EIXOS CENTROIDAIS

Trata-se dos eixos horizontal e vertical, que se interceptam em um ponto denominado centroide da seção. O centroide pode ser definido como sendo o centro geométrico em relação a um determinado plano de um corpo, de uma superfície ou de uma linha. Matematicamente é dado pelo ponto cujas coordenadas são obtidas pelas médias das coordenadas (Simões, 2014).

2.7 MOMENTO DE INÉRCIA

Segundo Hibbeler (2010), o momento de inércia I_b de uma figura plana pode ser obtido através de algumas equações definidas. Para um retângulo o I_b em relação a seu eixo centroidal é obtido através da Eq. (1):

$$I_b = \frac{1}{12} \cdot (b \cdot h^3) \quad [\text{m}^4] \quad (1)$$

2.7.1 Teoria dos eixos paralelos

Conhecendo o momento de inércia I_b , a utilização do teorema dos eixos paralelos torna possível a obtenção do momento de inércia da mesma área em relação a um outro eixo paralelo ao já mencionado (Beer, 1995).

O momento de inercia I é calculado pela Eq. (2) (Beer, 1995):

$$I = \sum (I_b + A \cdot d^2) \quad [\text{m}^4] \quad (2)$$

2.8 MOMENTO ESTÁTICO

O momento estático de uma área, em relação a um eixo, é o produto da área do elemento por sua ordenada em relação ao eixo considerado.

Para obter o momento estático utiliza-se a seguinte Eq. (3). (Beer, 1995):

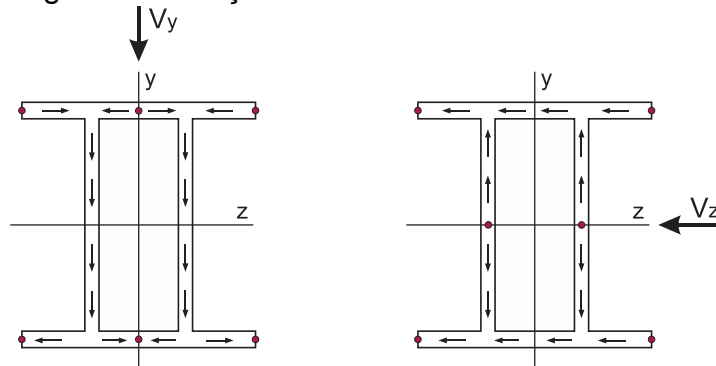
$$Q = \sum Y_i \cdot A_i \quad [m^3] \quad (3)$$

2.8.1 Fluxo de cisalhamento em membros de paredes finas

O conhecimento do fluxo de cisalhamento é necessário para a seleção da área a qual se deve utilizar no cálculo do momento estático, uma vez que os fluxos dos esforços cortante V_y e V_z são independentes, onde o momento estático de V_y é calculado em relação ao eixo z , enquanto que o momento estático de V_z , é calculado em relação ao eixo y .

Nos pontos em que os sentidos do fluxo são os mesmos, as tensões de cisalhamento serão adicionadas. Se apresentarem sentidos contrários as tensões de cisalhamento serão subtraídas. A Fig. 6 apresenta os pontos em que o momento estático é zero em função dos esforços cortantes.

Figura 6: Esforço cortantes.



Fonte: do Autor (2020)

2.9 FLEXÃO FORA DO PLANO DE SIMETRIA

A flexão fora do plano de simetria admite planos resultantes de flexão não paralelos aos eixos centroidais (Beer, 1995).

Segue a Eq. (4) para flexão σ_x fora do plano de simetria:

$$\sigma = \pm \frac{(M_z \cdot y)}{I_z} \pm \frac{(M_y \cdot z)}{I_y} \quad [\text{Pa}] \quad (4)$$

2.10 TENSÃO CISALHANTE

Quando uma viga é submetida a um carregamento, surgem momentos fletores e por efeito tensões normais de flexão variáveis com relação à altura da viga. Quando há uma variação de momento fletor ao longo do eixo, ocorrerá a existência de forças cortantes, que por sua vez originam tensões de cisalhamento ao longo da altura da seção (Borges, 2017).

Para a tensão de cisalhamento na viga utiliza-se a Eq. (5). (Beer, 1995):

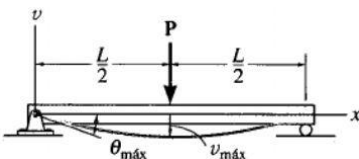
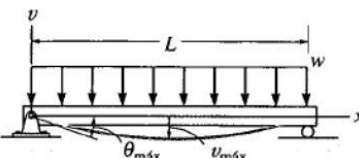
$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot b} \quad [\text{Pa}] \quad (5)$$

2.11 FLECHA MÁXIMA

Para vigas com diversos carregamentos, pode-se utilizar o método da superposição e as tabelas com as equações como: deslocamento máximo, linha elástica e sua inclinação (Beer, 1995).

A Tab.1 apresenta as equações para uma viga bi apoiada com a força aplicada no centro, e as equações para uma viga com carregamento distribuído.

Tabela 1: Inclinações e deslocamento de vigas simplesmente apoiadas.

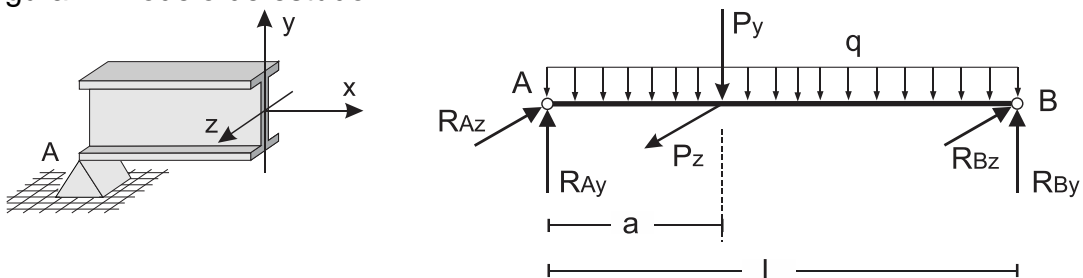
Viga	Inclinação	Deslocamento	Linha elástica
	$\theta_{\text{máx}} = \frac{-PL^2}{16EI}$	$v_{\text{máx}} = \frac{-PL^3}{48EI}$	$v = \frac{-Px}{48EI} (3L^2 - 4x^2)$ $0 \leq x \leq L/2$
	$\theta_{\text{máx}} = \frac{-wL^3}{24EI}$	$v_{\text{máx}} = \frac{-5wL^4}{384EI}$	$v = \frac{-wx}{24EI} (x^3 - 2Lx^2 + L^3)$

Fonte: do Autor (2020)

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a elaboração de estudos sobre o comportamento de um determinado perfil que possa ser utilizado em uma ponte rolante, faz-se necessário escrever as equações dos esforços internos atuantes, que por sua vez necessitam de um modelo, para que se possa estabelecer relações entre as equações escritas. O modelo adotado está representado na Fig. 7, onde o carregamento distribuído q representa o peso próprio da viga, P_y a carga máxima de içamento, L seu comprimento, a expressando a posição da carga de içamento em relação ao apoio A, e R_{Ay} assim como R_{By} as respectivas intensidades das reações dos apoios A e B.

Figura 7: Modelo de estudo.



Fonte: do Autor (2020)

Quando o *trolle* é movimentado horizontalmente a uma velocidade o mesmo ocasiona uma força horizontal P_z e suas respectivas reações de apoio R_{Az} e R_{Bz} decorrente a inércia da carga P_y

O efeito torsor ocasionado pelas cargas P_y e P_z não serem aplicadas na centróide da viga, foi desconsiderado pois sua grandeza é muito pequena comparado com as demais forças atuantes no sistema. Por se tratar de um pré dimensionamento a verificação da compressão da mesa e da alma quanto a uma possível flambagem localizada conforme descrito na ABNT NBR 8800 em seu anexo G na tabela G1, não foi utilizada.

3.1 CARGA ÚTIL

Conforme cada aplicação, a norma ABNT NBR 8400 estabelece alguns parâmetros a serem selecionados através de tabelas. O primeiro parâmetro é a classe de utilização, que possui relação com a quantidade de ciclos de levantamento

da carga P_y . Já o estado de carga leva em consideração a frequência de içamento da carga nominal e outro fator a ser considerado é o grupo da classe da estrutura que é definido pelo cruzamento dos dois parâmetros selecionados anteriormente: classe de utilização e estado de carga. Empregando esse grupo de parâmetros, define-se o fator de majoração F_m (ABNT NBR 8400, 1984).

Levando em consideração o tempo médio de utilização diária do equipamento, é possível definir a classe de funcionamento. Para estabelecer o coeficiente dinâmico, é necessário então analisar a aplicação do equipamento para selecionar na Tab. 6 da norma a velocidade, tempo médio T_m e aceleração média a_m do mesmo (ABNT NBR 8400, 1984). É essencial definir as solicitações dos mecanismos e em sequência o grupo de mecanismos, ambos estão relacionados a fração da solicitação máxima, ou seja, o quanto o equipamento vai ser submetido ao içamento da carga máxima. As variáveis podem ser obtidas pela Tab. 2:

Tabela 2: Seleção de variáveis.

Seleção NBR 8400		
Nº	Parâmetro	Coefficientes selecionados
Tab. 1	Classe de utilização	B
Tab. 2	Estado de carga	1
Tab. 4	Classe da estrutura	3
Tab. 20	Classe de funcionamento	V3
Tab. 10	Fator de majoração	1
Tab. 6	Velocidade, tempo e aceleração	0,4 - 4,1 - 0,098
Tab. 5	Coefficiente dinâmico	1,24
Tab. 21	Solicitação dos mecanismos	2
Tab. 23	Grupo de mecanismos	3m

Fonte: do Autor (2020)

Para determinar a carga útil P_y , é necessário determinar as solicitações devido ao peso próprio S_G , através da Eq. (6) e determinar a solicitação devido a carga de serviço S_L (Eq. 7). Em seguida, utiliza-se a Eq. (8), também definida pela norma, aplicando todos os fatores selecionados anteriormente (ABNT NBR 8400, 1984).

$$S_G = P_t + P_a + P_v \quad [N] \tag{6}$$

$$S_L = P_{carga} + S_G \quad [N] \quad (7)$$

$$P_y = F_m \cdot (S_G + \psi \cdot S_L) \quad [N] \quad (8)$$

3.2 CARGA HORIZONTAL

A norma ABNT NBR 8400 estabelece o método de cálculo para determinar as solicitações horizontais ocasionada pela inércia da carga P_y . Para determinar a força de inércia média F_{Im} faz o uso da Eq. (9) que relaciona a massa da carga máxima e a aceleração média a_m selecionada anteriormente na norma.

$$F_{Im} = m_c \cdot a_m \quad [N] \quad (9)$$

Outro fator a ser considerado é o período de oscilação T_1 ocasionado pelo acionamento do movimento horizontal. Este período é obtido através da Eq. (10) também fornecido pela norma.

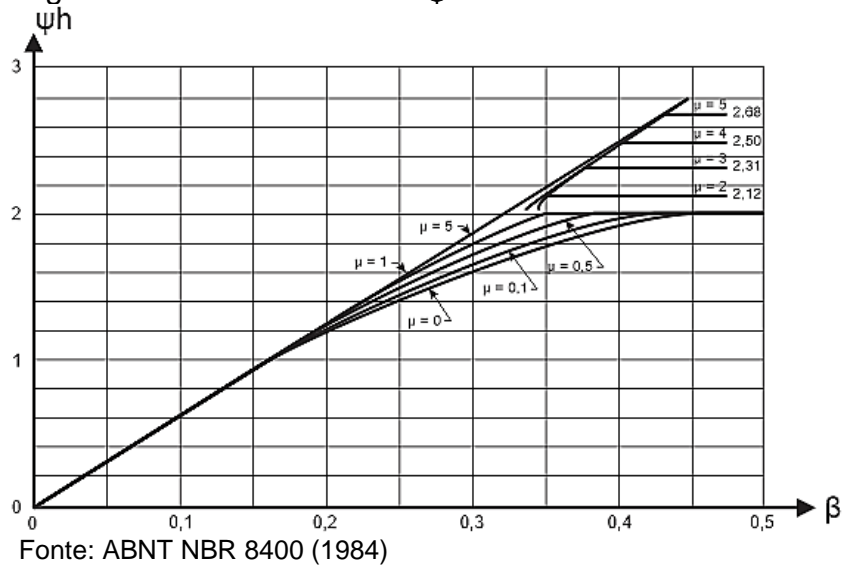
$$T_1 = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{L_v}{g}} \quad [s] \quad (10)$$

Segundo a norma, o coeficiente μ é zero quando o acionamento do *trolle* possuir um controle de velocidade e aceleração no decorrer do movimento, portanto utiliza-se essa condição para este projeto. Já o coeficiente β relaciona a duração média de aceleração T_m pelo período de oscilação T_1 e é dada pela Eq. (11).

$$\beta = \frac{T_m}{T_1} \quad [---] \quad (11)$$

Cruzando os valores de μ e β na Fig. 8 é possível encontrar o valor do coeficiente ψ_h para utilizar na Eq. (12) que representa a intensidade da força horizontal P_z .

Figura 8: Tabela coeficiente ψ_h .

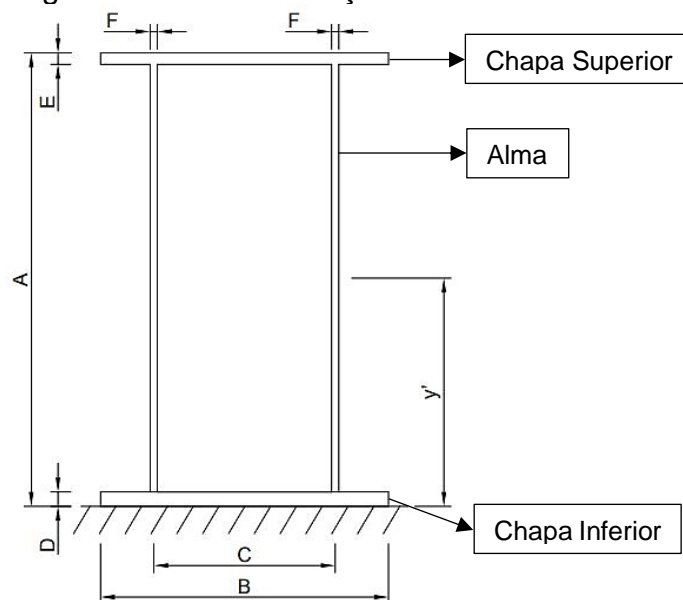


$$P_z = \psi_h \cdot F_{lm} \quad [\text{N}] \quad (12)$$

3.3 DEFINIÇÃO DA SEÇÃO

A Fig. 9 apresenta o modelo de seção adotado nesse estudo, utilizando a alma da viga de chapas de mesma espessura e a chapa inferior mais espessa que a chapa superior, condição está devido ao desgaste da chapa inferior ao longo do tempo, ocasionado pelo atrito das rodas do *trolle*.

Figura 9: Modelo de seção adotado.



Fonte: do Autor (2020)

3.4 CARREGAMENTO DISTRIBUÍDO

Com a seção definida é possível obter o carregamento distribuído através da Eq. (13):

$$q = 9,81 \cdot (E \cdot B \cdot \rho + D \cdot B \cdot \rho + (2 \cdot (A - E - D) \cdot F \cdot \rho)) \text{ [N/m]} \quad (13)$$

3.5 REAÇÕES DE APOIO

Os carregamentos apresentados na Fig. 9, sendo eles a carga de içamento P_y e o peso distribuído da viga q , geram reações de sentidos contrários indicados como R_{Ay} e R_{By} nas extremidades da viga. Efetuando o somatório dos momentos em relação ao ponto B, e o somatório dos momentos em relação ao ponto A é possível escrever equações que representam suas intensidades (Beer, 1995).

As intensidades das reações nos apoios A e B são obtidas pelas equações Eq. (14) e Eq. (15):

$$R_{Ay} = \frac{2 \cdot P_y \cdot (L - a) + q \cdot L^2}{2 \cdot L} \text{ [N]} \quad (14)$$

$$R_{By} = \frac{2 \cdot P_y \cdot a + q \cdot L^2}{2 \cdot L} \text{ [N]} \quad (15)$$

Já a força horizontal P_z gera reações de sentidos contrários indicados como R_{Az} e R_{Bz} nas extremidades da viga. A Eq. (16) representa a intensidade da reação no apoio A.

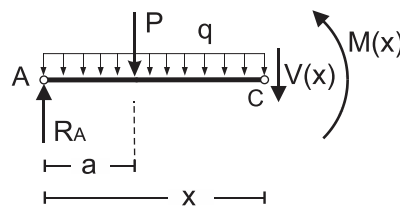
$$R_{Az} = \frac{P_z \cdot (L - a)}{L} \text{ [N]} \quad (16)$$

3.6 MOMENTOS FLETORES

3.6.1 Equação singular do momento fletor em relação ao eixo z

Para desenvolver a equação singular que rege o momento fletor M_z na viga em estudo é necessário fazer uma secção no intervalo $a < x < L$ como mostra o diagrama da Fig. 10, e verificar a condição de equilíbrio, utilizando o somatório dos momento em relação ao ponto C, que se encontra a uma distância x do ponto A.

Figura 10: diagrama seccionado.



Fonte: do Autor (2020)

O momento fletor no intervalo $0 \leq x \leq L$ pode ser obtido pela Eq. (17):

$$M_{z(x)} = \frac{2 \cdot P_y \cdot (L - a) + q \cdot L^2}{2 \cdot L} \cdot x - x^2 \cdot \frac{q}{2} - P_y < x - a > \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (17)$$

3.6.2 Momento fletor máximo em relação ao eixo z

O momento fletor é máximo quando a carga P_y de içamento estiver localizada no ponto médio do vão L , assim substituindo x por $0,5 \cdot L$ na Eq. (17) escreve-se a Eq. (18), que representa o momento máximo que a viga é submetida.

$$M_{z(\max)} = \frac{L \cdot (q \cdot L + 2 \cdot P_y)}{8} \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (18)$$

3.6.3 Momento fletor máximo em relação ao eixo y

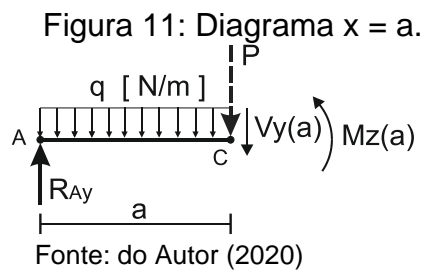
O momento fletor é máximo quando a carga P_z se encontra no centro da viga, sendo $a=0,5 \cdot L$, tem-se a Eq. (19):

$$M_{y(\max)} = \frac{P_z \cdot L}{4} \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (19)$$

3.7 ESFORÇOS CORTANTES MÁXIMOS

O esforço cortante é máximo quando a distância **a** for a menor possível, **a** representa a distância entre a extremidade da viga e o centro da talha (equipamento de içamento da carga **P_y**). A Eq. (20) corresponde o esforço cortante na seção onde o momento fletor é máximo, enquanto a Eq. (21) expressa o esforço cortante máximo a que a viga está submetida, considerando **a = 0,5 m**.

A Fig. 11 ilustra o diagrama **x=a**:



$$V_{y(max)} = \frac{P_y}{2} \text{ [N]} \quad \text{condição: } a = 0,5 \cdot L \quad (20)$$

$$V_{y(max)} = \frac{q \cdot L \cdot (L - 1) + P_y \cdot (2 \cdot L - 1)}{2 \cdot L} \text{ [N]} \quad \text{condição: } a = 0,5 \quad (21)$$

As Eq. (22) e Eq. (23) representam o esforço cortante máximo em **z**:

$$V_{z(max)} = \frac{P_z}{2} \text{ [N]} \quad \text{condição: } a = 0,5 \cdot L \quad (22)$$

$$V_{z(max)} = \frac{P_y \cdot (2 \cdot L - 1)}{2 \cdot L} \text{ [N]} \quad \text{condição: } a = 0,5 \quad (23)$$

3.8 EIXO CENTROIDAL

A seção que adotamos é simétrica em relação ao eixo **y**. Para o eixo **z** onde não ocorre a simetria é necessário obter a posição do eixo centroidal horizontal **y'**, como apresenta a Fig. 9, através da Eq. (24):

$$y' = \frac{B \cdot D^2 + B \cdot E \cdot (2 \cdot A - E) + 2 \cdot F \cdot (A - E - D) \cdot (A + D - E)}{2 \cdot B \cdot (D + E) + 4 \cdot F \cdot (A - E - D)} \quad [\text{mm}] \quad (24)$$

3.9 DEFLEXÃO MÁXIMA DA VIGA

A norma ABNT NBR 8800 cita que para pontes rolantes siderúrgicas com capacidade nominal inferior a 200kN a máxima deflexão aceitável é dada pela Eq. (25) (Sordi, 2016).

$$y_{(\text{max})} = \frac{L}{600} \quad [\text{m}] \quad (25)$$

3.10 FLECHA

Na fabricação de uma viga de ponte rolante é necessário considerar a contraflecha, sendo a deflexão ocasionada pelo peso próprio da viga e da carga máxima (ABNT NBR 8400, 1984).

A flecha máxima ocorre no centro da viga quando $a = 0,5 \cdot L$. Utilizando o método da superposição e as equações das flechas máximas da Tab.1, obtemos a flecha máxima para o carregamento combinado, carga concentrada e carga distribuída.

Para determinar o valor da flecha utiliza-se a Eq. (26) (Beer, 1995):

$$y = \frac{-8P \cdot L^3 - 5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad [\text{m}] \quad (26)$$

3.11 MOMENTO DE INÉRCIA MÍNIMO PARA A SEÇÃO

Com a deflexão máxima obtida através da Eq. (25) e a flecha máxima determinada através da Eq. (26) é possível determinar o momento mínimo da seção para que satisfaça a expressão $y = y_{\text{max}}$.

A Eq. (27) representa o momento mínimo da seção:

$$I_{(\text{min})} = \frac{25 \cdot L^2 \cdot (8 \cdot P + 5 \cdot q \cdot L)}{16 \cdot E} \quad [\text{m}^4] \quad (27)$$

3.12 MOMENTO DE INÉRCIA

Através dos conceitos explanados no item 2.6, para definir momento de inércia I_z , utilizou-se a Eq. (1), associada com a Eq. (2), já para o momento de inércia I_y utilizou-se apenas a Eq. (1).

A Eq. (28) e Eq. (29) representam os momentos de inércias da seção adotada anteriormente:

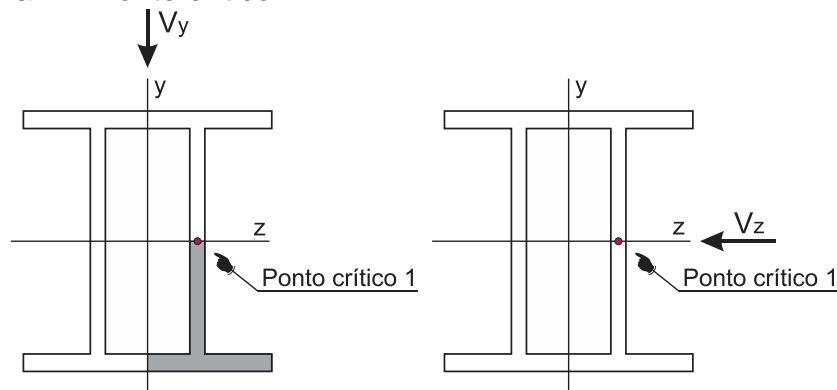
$$I_z = \frac{B}{12} \cdot (D^3 + E^3) + \frac{F \cdot (A - D - E)^3}{6} + \frac{B}{4} \cdot (D \cdot (2 \cdot y' - D)^2 + E \cdot (2 \cdot A - E - 2 \cdot y')^2) + F \cdot (A - D - E) \cdot (A + D - E - 2 \cdot y') \quad [\text{mm}^4] \quad (28)$$

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot [(D + E) \cdot B^3 + (A - D - E) \cdot ((C + F)^3 - (C - F)^3)] \quad [\text{mm}^4] \quad (29)$$

3.13 MOMENTO ESTÁTICO

Para calcular a tensão de cisalhamento é necessário definir os momentos estáticos referente aos pontos críticos da seção adotada. Para determina-los utiliza-se a Fig. 12 e Fig. 13 e suas respectivas equações.

Figura 12: Ponto crítico 1.

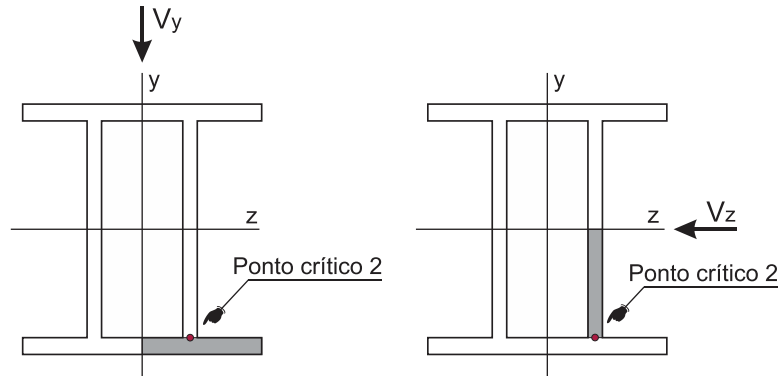


Fonte: do Autor (2020)

$$Q_{z(1)} = 0,5 \cdot B \cdot D \cdot (y' - 0,5 \cdot D) + 0,5 \cdot F \cdot (y' - D)^2 \quad [\text{mm}^3] \quad (30)$$

$$Q_{y(1)} = 0 \quad [\text{mm}^3] \quad (31)$$

Figura 13: Ponto crítico 2.



Fonte: do Autor (2020)

$$Q_{z(2)} = 0,5 \cdot B \cdot D \cdot (y' - 0,5 \cdot D) \quad [\text{mm}^3] \quad (32)$$

$$Q_{y(2)} = 0,5 \cdot F \cdot (y' - D) \cdot (C - F) \quad [\text{mm}^3] \quad (33)$$

3.14 TENSÃO NORMAL ADMISSÍVEL

Segundo a norma ABNT NBR 8400 a tensão admissível à tração ou compressão para serviços normais sem ação do vento é dada pela Eq. (34) .

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{1,5} \quad [\text{Pa}] \quad (34)$$

3.15 TENSÃO NORMAL MÁXIMA

Para mesurar o valor da tensão normal, utiliza-se a Eq. (35) que leva em consideração dois eixos: o eixo z, que realiza movimento de flexão devido ao carregamento vertical e o eixo y devido os esforços horizontais, utilizando os momentos fletores máximos e os momentos de inércias dos eixos em questão.

$$\sigma_x = \frac{(M_{z(\max)} \cdot (A - y'))}{I_z} + \frac{(M_{y(\max)} \cdot 0,5 \cdot B)}{I_y} \quad [\text{Pa}] \quad (35)$$

3.16 TENSÃO ADMISSÍVEL DE CISALHAMENTO

Segundo a norma ABNT NBR 8400 a verificação do equipamento em relação ao cisalhamento efetua-se selecionando na norma o grupo de mecanismo **gm** e o fator de serviço **Fsr**. Considerando que a tensão admissível calculada não ultrapasse a tensão de ruptura do material utilizado, através da Eq. (36) (ABNT NBR 8400, 1984).

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_r}{g_m \cdot F_{sr}} \text{ [Pa]} \quad (36)$$

3.17 TENSÃO DE CISALHAMENTO

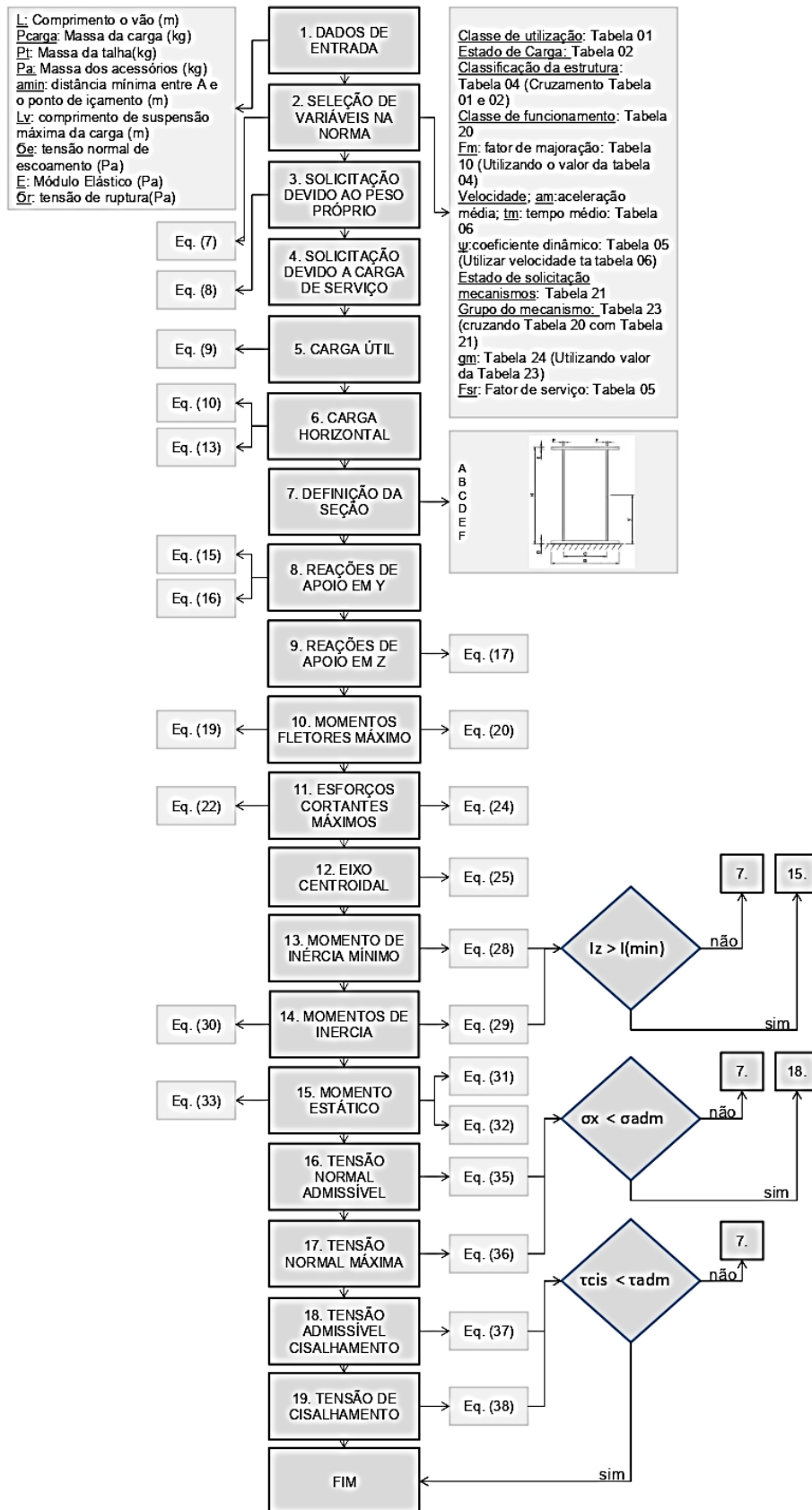
Para mensurar o valor da tensão de cisalhamento aplica-se a Eq. (37), sendo que a expressão $\tau_{cis} < \tau_{adm}$ deve ser satisfeita.

$$\tau = \frac{(V_z \cdot Q_z)}{I_z \cdot b} + \frac{(V_y \cdot Q_y)}{I_y \cdot b} \text{ [Pa]} \quad (37)$$

3.18 FLUXOGRAMA DE CÁLCULO

O roteiro de cálculo utilizado no Excel para o dimensionamento da viga da ponte rolante, segue o fluxograma apresentado na Fig. 14:

Figura 14: Fluxograma de cálculos.



3.19 ENSAIO DE ELEMENTOS FINITOS

Para comparar e validar os cálculos executados pelo *software*, desenvolveu-se dois ensaios de elementos finitos pelo *SolidWorks®*, um com as cargas aplicadas no ponto médio da viga, sendo $a = 0,5 \cdot L$, com intuito de obter os resultados da tensão normal máxima e deslocamento máximo.

O outro ensaio foi elaborado com a aplicação das cargas na extremidade da viga onde ocorre o cortante máximo, sendo $a = 0,5$, com intuito de obter a máxima tensão cisalhante. Utilizou-se também os mesmos dados de entrada do programa.

A Tab. 3 indica os parâmetros de entrada utilizados.

Tabela 3: Dados de entrada.

Dados de entrada			
VARIÁVEL	VALOR	UNIDADE	DESCRIÇÃO
Pcarga	3.000,00	kg	Massa da carga máxima de içamento
Pt	365,00	kg	Massa da talha
Pa	100,00	kg	Massa dos acessórios
L	20,00	m	Comprimento da viga
amin	0,50	m	Distância mínima entre o apoio A e o ponto de içamento
Lv	5,00	m	Comprimento de suspensão máxima da carga
σ_e	250,00	MPa	Tensão normal de escoamento
E	200,00	MPa	Módulo elástico
σ_r	400,00	MPa	Tensão de ruptura
Dados da seção			
A	600,00	mm	Indicados através da Fig. 10
B	400,00	mm	
C	250,00	mm	
D	19,05	mm	
E	15,88	mm	
F	6,35	mm	

Fonte: do Autor (2020)

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos através do programa e do ensaio de elementos finitos serão apresentados e discutidos nesta etapa, realizando uma análise e comparação dos resultados com intuito de validação do estudo.

4.1 PROGRAMA

O Overhead Crane R1, nome ao qual foi intitulado o programa de dimensionamento de travessa de ponte rolante possui algumas etapas definidas, sendo elas: tela inicial, instrução de uso, seleção de variáveis referente a norma ABNT NBR 8400, definição da seção, resultados e custos para fabricação. A Fig. 15 apresenta a tela inicial do programa:

Figura 15: Tela inicial.



Fonte: do Autor (2020)

4.1.1 Instruções de uso

Na segunda aba do programa são indicadas algumas instruções de uso para minimizar erros de dimensionamento e facilitar a utilização do programa, conforme apresenta a Fig. 16.

Figura 16: Instrução de uso.

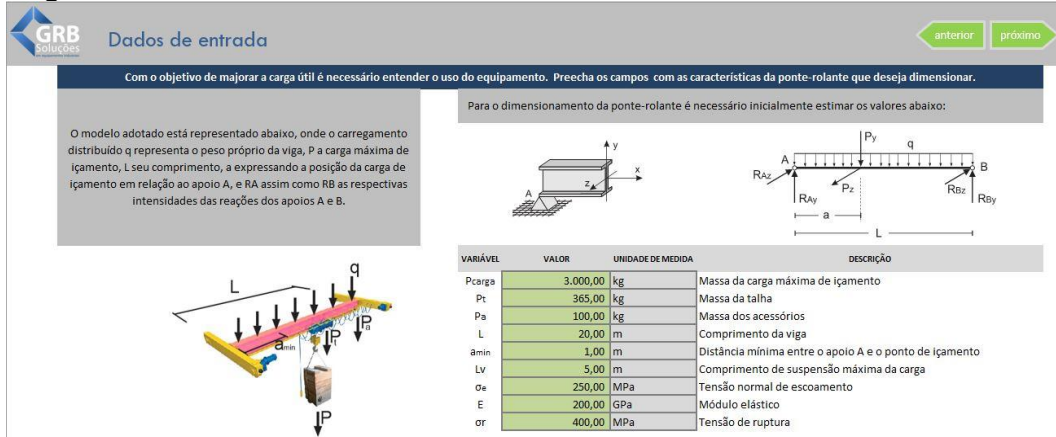


Fonte: do Autor (2020)

4.1.2 Dados de entrada

Foram criados parâmetros para coibir possíveis erros de digitação do usuário, caso aconteça, o programa emite um alerta explicativo para ajuste dos dados impossibilitando a continuação do dimensionamento sem que os mesmos sejam ajustados, segundo apresenta a Fig. 17:

Figura 17: Dados de entrada.



Com o objetivo de majorar a carga útil é necessário entender o uso do equipamento. Preencha os campos com as características da ponte-rolante que deseja dimensionar.

Para o dimensionamento da ponte-rolante é necessário inicialmente estimar os valores abaixo:

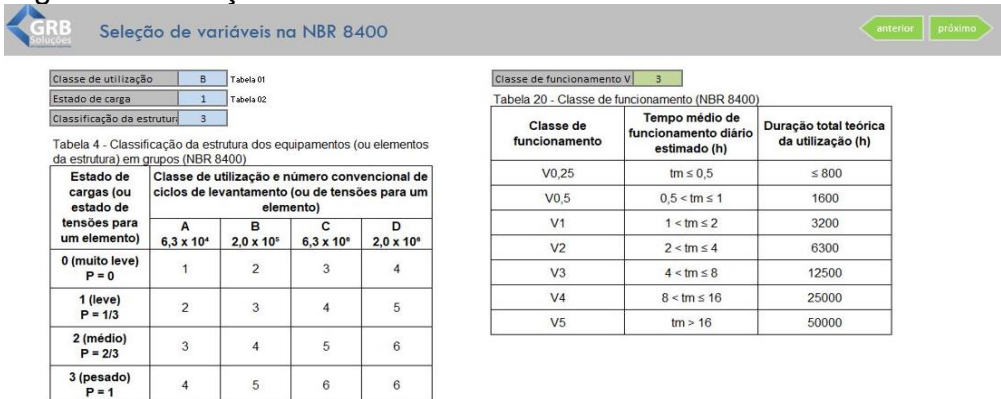
VARIÁVEL	VALOR	UNIDADE DE MEDIDA	DESCRIÇÃO
Pcarga	3.000,00	kg	Massa da carga máxima de içamento
Pt	365,00	kg	Massa da talha
Pa	100,00	kg	Massa dos acessórios
L	20,00	m	Comprimento da viga
amin	1,00	m	Distância mínima entre o apoio A e o ponto de içamento
Lv	5,00	m	Comprimento de suspensão máxima da carga
oe	250,00	MPa	Tensão normal de escoamento
E	200,00	GPa	Módulo elástico
or	400,00	MPa	Tensão de ruptura

Fonte: do Autor (2020)

4.1.3 Seleção de variáveis

A ABNT NBR 8400 determina algumas variáveis para o dimensionamento do projeto, elas podem ser selecionadas através de tabelas definidas pela norma. A Fig. 18 apresenta uma das telas de seleção:

Figura 18: Seleção de variáveis.



Classe de utilização: B (Tabela 01)
Estado de carga: 1 (Tabela 02)
Classificação da estrutura: 3

Tabela 4 - Classificação da estrutura dos equipamentos (ou elementos da estrutura) em grupos (NBR 8400)

Estado de cargas (ou estado de tensões para um elemento)	Classe de utilização e número convencional de ciclos de levantamento (ou de tensões para um elemento)			
	A	B	C	D
0 (muito leve) P = 0	6,3 x 10 ⁴	2,0 x 10 ⁵	6,3 x 10 ⁶	2,0 x 10 ⁷
1 (leve) P = 1/3	1	2	3	4
2 (médio) P = 2/3	2	3	4	5
3 (pesado) P = 1	3	4	5	6
	4	5	6	6

Classe de funcionamento V: 3

Tabela 20 - Classe de funcionamento (NBR 8400)

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

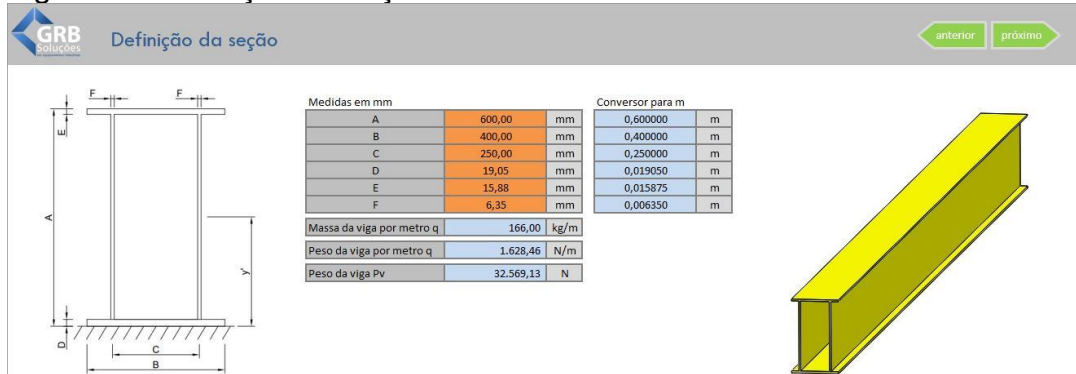
Fonte: do Autor (2020)

4.1.4 Definição da seção

O usuário necessita definir as medidas da seção da viga para que os cálculos possam ser executados. Caso a seção seja insuficiente, uma mensagem em alerta aparece indicando quais condições não estão sendo atendidas, sendo elas: $I_z < I_{zmin}$, $\sigma_x > \sigma_{adm}$, $\tau_{cis} > \tau_{adm}$, para continuar com o dimensionamento novas medidas deverão ser inseridas e o cálculo será refeito. O mesmo procedimento também será utilizado caso a seção seja exagerada.

A Fig. 19 demonstra a tela de definição da seção.

Figura 19: Definição da seção.



Medidas em mm			Conversor para m	
A	600,00	mm	0,600000	m
B	400,00	mm	0,400000	m
C	250,00	mm	0,250000	m
D	19,05	mm	0,019050	m
E	15,88	mm	0,015875	m
F	6,35	mm	0,006350	m

Massa da viga por metro q	166,00	kg/m
Peso da viga por metro q	1.628,46	N/m
Peso da viga Pv	32.569,13	N

Fonte: do Autor (2020)

4.1.5 Resultados

Com todos os parâmetros definidos e todas as condições respeitadas os resultados são apresentados e devem ser analisados. Caso as tensões estejam muito inferiores às tensões admissíveis, um alerta explicativo é emitido ao usuário para que ele altere as medidas da seção novamente pois o projeto está superdimensionado. Não aparecendo o alerta, os resultados estão prontos para serem coletados do programa. Os valores estão indicados na Fig. 20.

Figura 20: Resultados.

As condições devem ser atendidas:				$I_z > I(\min)$	$\sigma_x < \sigma_{adm}$	$\tau_{cis} < \tau_{adm}$
Momentos fletores máximo	Mzmax	679.794,45	N.m	Tensão normal admissível	σ_{adm}	166.666.666,67 Pa
Momentos fletores máximo	Mymax	2.940,00	N.m	Tensão normal máxima	σ_x	161.143.911,70 Pa
Esforços cortantes máximo	Vymax (a=0,5)	132.152,77	N	Tensão admissível cisalhamento	τ_{adm}	320.000.000,00 Pa
Esforços cortantes máximo	Vzmax (a=0,5)	116.681,01	N	Tensão de cisalhamento	τ_{cis}	28.483.248,00 Pa
Flecha máxima permitida	y(máx)	0,0333333	m			
Flecha calculada	y	3,03E-02	m			
Momento de inércia mínimo	I(min)	0,0012447	m ⁴			
Momentos de inércia	Iz	0,0013682164	m ⁴			
Momentos de inércia	Iy	0,0002984485	m ⁴			

Fonte: do Autor (2020)

4.1.6 Custos de fabricação

Com a seção definida a última etapa do programa trata do custo de fabricação da travessa principal da ponte rolante de modelo univiga. O custo está diretamente associado as medidas da viga, abrangendo toda a matéria-prima, insumos, mão de obra e custo fixo. A Fig. 21 apresenta a tela dos custos.

Figura 21: Custos de fabricação.

Estime seus custos para o cálculo do custo total:		
Custo fixo da empresa por mês	30.000,00	R\$
Custo da mão de obra por hora da fabricação	30,00	R\$
Custo da mão de obra por hora da pintura	9,50	R\$
Horas estimada de fabricação	85	Horas
Horas estimada de pintura	8,5	Horas
Custo do aço ASTM A36 por kilogramas	7,80	R\$
Custo do arame de solda por kilogramas	15,50	R\$
Custo da tinta e diluente por Litro	27,00	R\$
Despesas gerais	1.500,00	R\$
Frete, consumíveis, componentes		

SERVIÇO	CUSTO
MÃO DE OBRA DE FABRICAÇÃO	R\$ 2.550,00
MÃO DE OBRA DE PINTURA	R\$ 80,75
AÇO ASTM A36	R\$ 25.895,95
INSUMOS DE SOLDA	R\$ 5.145,99
INSUMOS DE ABRASIVO	R\$ 1.660,00
CUSTO FIXO	R\$ 12.750,00
PINTURA ESMALTE SINTÉTICO	R\$ 720,00
CUSTO TOTAL	R\$ 48.802,68




Fonte: do Autor (2020)

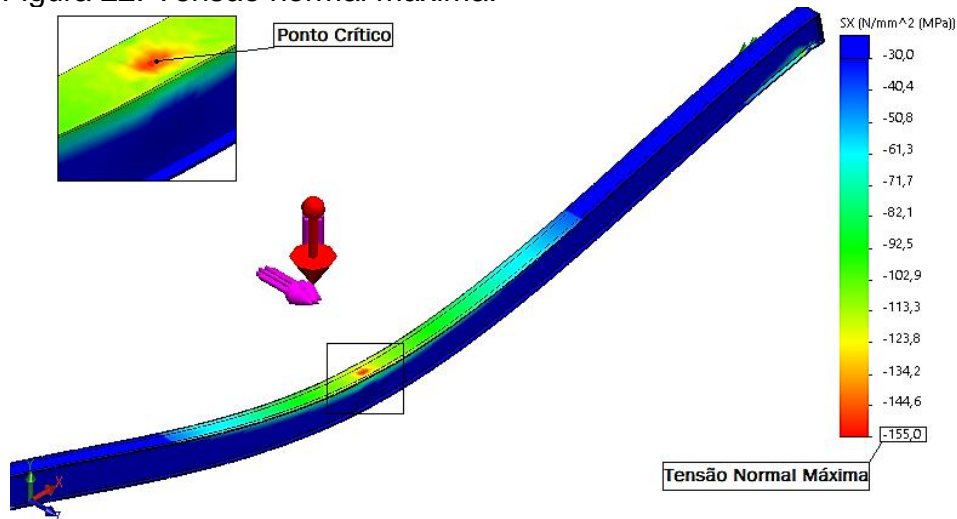
4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

O ensaio foi executado para analisar principalmente os valores da tensão de cisalhamento e tensão normal máxima, e a flecha da viga, uma vez que com esses dados é possível fazer uma comparação com o dimensionamento do programa.

4.2.1 Tensão normal

Com o modelamento da viga, conforme a seção definida, foi possível ensaiá-la através da simulação de elementos finitos tendo, dentre os resultados, a tensão normal máxima com uma intensidade de 155,0 MPa (compressão), o ponto onde a mesma ocorre é apresentado na Fig. 22. Analisando o gráfico que indica os valores da tensão no decorrer da viga correlacionado com a cor dela, observa-se dois acúmulos de tensão, no centro e no apoio da viga (extremidade). Os cálculos mostraram que a tensão máxima ocorreria no centro, logo, o ponto crítico que se situa na extremidade foi ocasionado pelo método de fixação do apoio, uma vez que o método realizado na simulação não condiz totalmente com a realidade.

Figura 22: Tensão normal máxima.



Fonte: do Autor (2020)

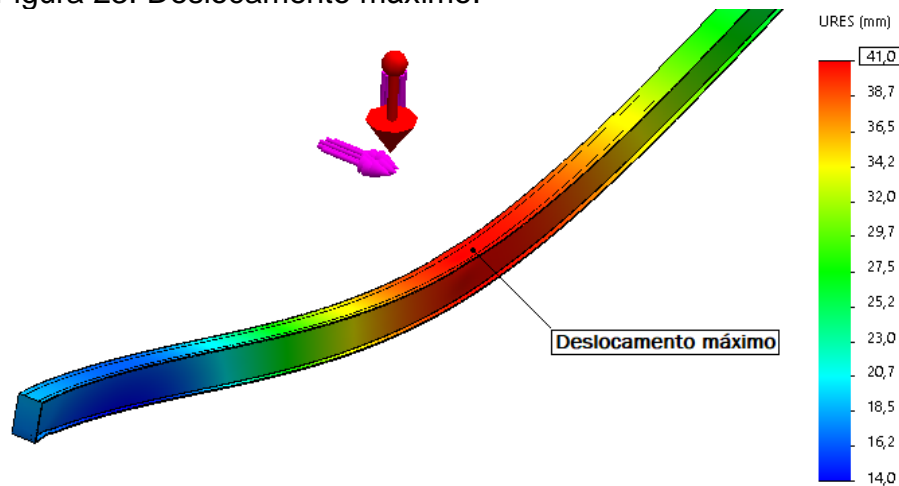
Para não ocasionar falha na simulação, foi necessário definir um apoio como fixo, sem deslocamento, sendo que no caso real é utilizado um apoio deslizando, tendo deslocamento quando sujeito a carga.

Borges, em seu estudo apresenta uma seção de viga semelhante. O mesmo expõe, em seus resultados, que a tensão normal máxima ocorre no centro da viga quando considerado o momento fletor máximo, corroborando com a análise de elementos finitos ilustrados pela Fig. 22 e com os cálculos apresentados.

4.2.2 Deslocamento máximo

Outro fator importante a ser analisado é o máximo deslocamento da viga em função das cargas aplicadas, como ilustra o gráfico indicado pela Fig. 23:

Figura 23: Deslocamento máximo.



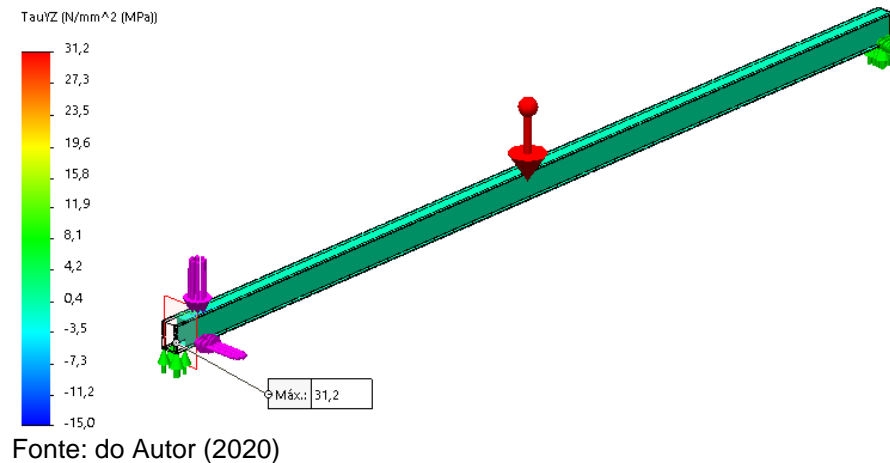
Fonte: do Autor (2020)

Analisando o deslocamento no decorrer da viga, observa-se que há um aumento gradual na medida em que se aproxima do centro, isso, devido ao momento fletor ser máximo neste ponto. Para os carregamentos aplicados, o deslocamento máximo indicado pela norma é de 33,33 mm. Os cálculos apresentaram um deslocamento de 30,03 mm, e a simulação um valor de 41,00 mm. Essa disparidade entre o calculado e o simulado ocorre por conta do método de fixação da viga na simulação, uma vez que o *SolidWorks* não permite utilizar dois apoios móveis, como acontece na prática.

4.2.3 Tensão de cisalhamento máxima

A viga, submetida a uma variação de momento fletor ao longo do eixo, apresenta a existência de forças cortantes, que por sua vez originam tensões cisalhantes (Borges, 2017). A Fig. 24 ilustra a simulação em relação ao cisalhamento.

Figura 24: Tensão de cisalhamento



Analisando a tensão de cisalhamento no decorrer da geometria, nota-se que em quase toda a viga a tensão se manteve abaixo de 4,0 Mpa, tendo seu ponto crítico de cisalhamento extremidade da viga com uma intensidade de 31,2 MPa, devido ao esforço cortante ser máximo nesse ponto.

4.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Desenvolveu-se a Tab. 4 para fazer a comparação dos resultados entre o programa e o ensaio de elementos finitos.

Tabela 4: Comparação dos resultados.

Comparação dos resultados					
Tensão normal σ_x adm=166Mpa		Tensão cisalhamento τ adm=320Mpa		Flecha máxima $y_{max} = 33,33$ mm	
Valores encontrados		Valores encontrados		Valores encontrados	
σ_x programa	159,2 MPa	τ_x programa	28,5 MPa	y programa	30,30 mm
σ_x ensaio	155,0 MPa	τ_x ensaio	31,2 MPa	y ensaio	41,00 mm
Proximidade dos resultados		Proximidade dos resultados		Proximidade dos resultados	
97,378%		91,292%		73,902%	

Fonte: do Autor (2020)

A comparação dos métodos de dimensionamento da travessa principal indicou proximidade dos resultados, atingindo os valores da tensão normal e de cisalhamento acima de noventa por cento, e deslocamento acima de setenta por cento. Devido a algumas condições de contorno na simulação variarem da condição real, os resultados do cisalhamento e deslocamento tiveram uma maior variação.

5. CONCLUSÃO

A tensão que apresentou maior solicitação foi a tensão normal com uma intensidade de 159,2 MPa calculada e de 150,0 MPa simulada, com uma aproximação de 97,38%, corroborando com a literatura onde em vigas longas a tendência é que a tensão normal seja notavelmente maior que a tensão de cisalhamento. Essa aproximação comprova que ambos os métodos são válidos para o dimensionamento.

Os valores da tensão de cisalhamento e deflexão da viga exibiram uma maior variação, porém, o cisalhamento apresentou um valor de 28,5 MPa calculado e 31,2 MPa simulado, sendo que a tensão cisalhante admissível é de 320 MPa.

Com relação a flecha os resultados apresentaram uma diferença significativa, sendo o valor calculado 30,30 mm, enquanto que a simulação apresentou 41,0 mm. Faz-se necessário comentar que tal resultado foi agravado pelas condições necessárias dos apoios da viga para a realização da simulação.

O estudo se mostrou satisfatório, pois atendeu as expectativas da elaboração de uma rotina de cálculo que possibilita dimensionar e estimar o custo de uma travessa principal de ponte rolante univiga de uma forma rápida e segura podendo ser utilizada por qualquer profissional da área.

Com a utilização desse estudo é possível dimensionar uma travessa de ponte rolante do zero e entender o dimensionamento de uma viga. Utilizando o programa, identifica-se de forma rápida quais medidas da seção são primordiais para a alteração das tensões máximas e deslocamentos máximos.

Em estudos futuros, é possível efetuar a complementação do programa estabelecendo parâmetros em função da carga e do vão livre para determinar o tipo da seção, analisando a utilização de outras formas construtivas da viga principal e suas respectivas medidas. É interessante também a implementação de tabelas de fabricantes de itens comerciais para a conferência de suas características como peso dos acessórios, velocidade da talha, dimensões da talha. Fica também a sugestão de considerar a utilização de controle de velocidade e aceleração na translação da ponte rolante com intuito de diminuir ainda mais a seção.

Agradecimentos

Agradeço a minha esposa e minha família por todo incentivo e apoio recebido. Também agradeço todos os meus professores por todos os conhecimentos transmitidos e em especial ao professor Richard de Medeiros Castro e ao meu orientador José Luiz Salvador que não mediu esforços para me auxiliar neste estudo.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR 6152, Materiais Metálicos – Ensaio de Tração a Temperatura Ambiente, Comissão de Estudo de Ensaio Mecânicos Estáticos, 1992.

ABNT NBR 8400, Cálculo de Equipamento para Levantamento e Movimentação de Cargas, Comissão de Estudo de Pontes Rolantes, 1984.

ABNT, NBR8800. 8800: Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008.

BEER, F. P., e Johnston Jr, E. R., Resistência dos Materiais, 3ª edição, São Paulo, 1995.

BORGES, Paulo Ricardo. Dimensionamento da viga principal de ponte rolante com capacidade 05 toneladas e 15 metros de vão. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso.

HALLACK, Joao Chafi et al. Apostila de Resistência dos Materiais I. 2013.

HIBBELER, R. C. Resistência dos Materiais. 7ª Edição. São Paulo: Person Prentice Hall, 2010.

ROZZANTI, Fábio de Oliveira. Estudo de uma ponte rolante comercial no transporte de bobina de aço de 12 toneladas. Guaratinguetá. Brasil. 2013.

SIMÕES, Rogério; SIPLE, IZ FIGUEIREDO; DE FIGUEIREDO, Elisandra Bar. Aplicação da integral na determinação de características geométricas de seções planas de estruturas em barras. IV Simpósio Nacional de Ensino de Ciência e Tecnologia, Ponta Grossa/PR, 2014.

SORDI, Giovani. Dimensionamento da viga principal de uma ponte rolante. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso.

LISTA DE SÍMBOLOS

P_y	[N]	Carga útil
F_m	[---]	Fator de majoração
S_G	[N]	Peso total dos componentes (talha, acessórios e viga)
ψ	[---]	Coeficiente dinâmico
S_L	[N]	Peso da carga e componentes
P_t	[N]	Peso da talha
P_a	[N]	Peso dos acessórios
P_v	[N]	Peso da viga
P_{carga}	[N]	Peso da carga
F_{Im}	[N]	Força de inércia média
m_c	[Kg]	Massa da carga
a_m	[m/s ²]	Aceleração média
T_1	[s]	Período de oscilação
L_v	[m]	Comprimento de suspensão máxima da carga
g	[m/s ²]	Aceleração da gravidade
β	[---]	Coeficiente beta
T_m	[s]	Tempo médio
P_z	[N]	Força horizontal
q	[N.m]	Carregamento distribuído (Peso da Viga)
L	[m]	Comprimento do vão
R_{ay}	[m]	Reação de apoio no ponto A
R_{by}	[N]	Reação de apoio no ponto B
a	[m]	Distância da extremidade da travessa até a carga
R_{az}	[N]	Reação de apoio em A
μ	[---]	Coeficiente μ
Ψ_h	[---]	Coeficiente Ψ_h
R_{bz}	[N]	Reação de apoio no ponto B
$M_z(x)$	[N.m]	Momento fletor
x	[m]	Comprimento da extremidade até o ponto analisado
$M_z(máx)$	[N.m]	Momento máximo em z

$M_y(\text{máx})$	[N.m]	Momento máximo em y
$V_y(\text{máx})$	[N]	Cortante em y
$V_z(\text{máx})$	[N]	Cortante em z
$y(\text{máx})$	[m]	Deslocamento máxima
y	[m]	Flecha
y'	[m]	Centroide
$I(\text{min})$	[mm ⁴]	Momento de inércia mínimo
I_z	[mm ⁴]	Momento de inércia z
I_y	[mm ⁴]	Momento de inércia y
Q_y	[mm ³]	Momento estático y
Q_z	[mm ³]	Momento estático z
$y(\text{máx})$	[mm]	Deslocamento máximo
τ_{adm}	[Pa]	Tensão de cisalhamento admissível
σ_{adm}	[Pa]	Tensão normal admissível
σ_e	[Pa]	Tensão de escoamento
σ_x	[Pa]	Tensão normal
E	[Pa]	Modulo elástico
σ_r	[Pa]	Tensão de Ruptura
gm	[---]	Grupo dos mecanismos
F_{sr}	[---]	Fator de serviço
τ	[Pa]	Tensão de cisalhamento
ρ	[Kg/m ³]	Densidade Aço ASTM A36