

## PROJETO DE BALANCIM PARA IÇAMENTO E MONTAGEM DE PEÇAS PRÉ- MOLDADAS

**Alexandre de Oliveira<sup>1</sup>**

**José Luiz Salvador<sup>2</sup>**

**Resumo:** No cenário atual, empresas de construção civil precisam constantemente se adaptar para acompanhar as novas tecnologias e inovações e, dessa forma, se manterem competitivas no mercado. Nesse contexto as obras em concreto pré-moldado apresentam grandes vantagens sobre o método tradicional, pois possuem maior controle no processo e menor tempo de execução. Entretanto, esse tipo de construção requer equipamentos de grande porte que sejam capazes de movimentar e montar com segurança as peças pré-moldadas. Tais equipamentos tem um custo elevado de locação, por isso a otimização da operação é de suma importância para garantir os lucros da empresa. O objetivo desse trabalho é dimensionar um sistema de içamento telescópico com capacidade de elevação de até 20 ton. o qual será utilizado na movimentação e montagem de peças de concreto pré-moldado. Sua concepção simples e ajustável permite maior agilidade nos processos de montagem. O sistema foi dimensionado através de cálculos relacionados à resistência dos materiais, e seguiram as diretrizes das normas técnicas ABNT NBR 8400 e NBR 8800, o projeto do sistema foi desenvolvido através do software *Solidworks*<sup>®</sup>. Os resultados determinados através dos métodos analíticos mostraram que, os materiais comerciais selecionados visando à redução do custo de fabricação atendem com segurança as solicitações as quais serão submetidos uma vez que o menor coeficiente de segurança calculado foi de 1,50.

**Palavras-Chave:** Balancin. Dimensionamento. Içamento. Movimentação. Tensões.

### 1 INTRODUÇÃO

Devido à pandemia da COVID-19, o ano 2020 foi atípico para a economia mundial. Em contra partida o setor da construção civil começou 2021 com expectativa de crescimento 4% no ano. Com os desafios decorrentes da pandemia e a continuidade dos aumentos nos custos dos materiais, esse número foi reduzido para 2,5% em Março. Agora, apesar da capacidade de produção limitada, principalmente em função do desabastecimento e do aumento do preço do aço, a expectativa da Câmara Brasileira da Indústria da Construção (CBIC) para o PIB do

---

<sup>1</sup> Graduando em Engenharia de mecânica Ano 2021-2. E-mail: xandy\_ol@hotmail.com

<sup>2</sup> Professor do Cento Universitário UniSATC. E-mail: jl.salvador@hotmail.com

setor voltou a subir para 4%, o que seria seu maior crescimento desde 2013 (CBIC, 2021).

No cenário atual, empresas de construção civil precisam constantemente se adaptar para acompanhar as novas tecnologias e inovações e, assim, se manterem competitivas no mercado (ABRAIN, 2021).

Entre os diversos materiais disponíveis para a construção, os pré-moldados de concreto são muito populares em várias tipologias de obras. EL DEBS (2000) afirma que: “a pré-moldagem é caracterizada como um processo de construção em que a obra, ou parte dela, é moldada fora de seu local de utilização definitivo”. Além de serem produtos bastante viáveis do ponto de vista técnico, também é uma opção muito econômica que garante benefícios como rapidez, qualidade e durabilidade.

O pré-moldado é um material de construção fabricado em concreto, através do preenchimento de moldes específicos para cada tipo de peça. Após esse processo ainda no molde, esse concreto é controlado para garantir a cura e qualidade da peça. Quando pronta essa peça é transportada para a área de construção onde será montada, essa área também é conhecida como canteiro de obra.

O sistema de construção utilizando pré-moldados em comparação com os métodos convencionais oferece um processo mais rápido, seguro e acessível além de contribuir muito com a preservação do meio ambiente, pois existe uma enorme redução de resíduos gerados na construção.

Para acompanhar a evolução desse processo, se faz necessário buscar produtos e inovações que facilitem a produção, movimentação e montagem dessas estruturas. Conforme Langui (2001), realizar a análise dos sistemas e métodos de movimentação e armazenagem de materiais ou equipamento em uma empresa, pode influenciar diretamente na sua estrutura de custos, assim como, proporcionar operações mais eficientes.

Para o processo de içamento e montagem da estrutura pré-moldada, é necessário realizar a fixação ou conexão entre a peça pré-moldada e o guindaste por meio de dispositivos de içamento projetados especialmente para cada tipo de peça. A utilização de acessórios e dispositivos de içamento adequados geram

ganhos em eficiência e segurança nas operações com cargas, e possibilitam a otimização do uso dos guindastes, gerando redução dos custos com locação.

Dentre os acessórios utilizados na montagem de peças pré-moldadas destacam-se os balancins. O balancim de içamento de carga é uma ferramenta que possibilita o transporte de cargas diversificadas, que podem ter dimensões e formatos distintos. Assim, o balancim para içamento de carga realiza esse transporte de forma segura e seu uso pode ser voltado para os mais variados setores do mercado.

Atualmente a empresa BPM Pré-moldados localizada na cidade de Criciúma em Santa Catarina dispõe de diversos modelos próprios de balancins os quais são utilizados nos processos de montagem de suas obras. Por se tratar de uma empresa inovadora e estar em constante ampliação de seu portfólio de produtos, peças pré-moldadas de diferentes geometrias são produzidas diariamente, e com isso acaba gerando a necessidade de criação de novos modelos de acessórios de içamento e movimentação de cargas.

Desse modo, o propósito deste trabalho é desenvolver o projeto de um balancim telescópico para içamento de cargas, com esse dispositivo será possível fazer montagem de pilares pré-moldados, respeitando as possíveis posições de içamento.

Essa etapa será orientada pelas Normas ABNT NBR 8400 e NBR 8800, para desenvolver e verificar a estrutura principal, olhais e pino de içamento, bem como os cálculos analíticos relacionados à resistência dos materiais. Para definição do modelo e verificação do funcionamento da estrutura, será criado um modelo 3D através de recurso computacional *Solidworks*<sup>®</sup>.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Este capítulo através da revisão de literatura apresentará os fundamentos teóricos básicos e de maior relevância para compreensão e desenvolvimento desse trabalho, através dos seguintes tópicos: Revisão da Norma ABNT NBR 8400, projetos de máquinas, dispositivos de içamento de cargas, resistência dos materiais.

## 2.1 NORMA ABNT NBR 8400 (1984)

Os cálculos para dimensionamento do equipamento serão norteados pela Norma ABNT NBR 8400, a qual segundo PINHEIRO (2015) tem por objetivo fixar as diretrizes básicas para o cálculo das partes estruturais e componentes mecânicos dos equipamentos de levantamento e movimentação de cargas, independente do grau de complexidade e do tipo de serviço do equipamento, considerando as combinações de solicitações, condições de resistência dos diversos componentes e condições de estabilidade. Para sua aplicação será necessário a utilização de documento complementar ABNT NBR 8800 Projetos de estrutura de aço e estruturas mistas de aço e concreto de edifícios.

## 2.2 PROJETOS DE MÁQUINAS

Visando agilizar e facilitar alguns processos de trabalho, o homem vive em constante criação sempre em busca de máquinas e equipamentos que o auxiliem nas tarefas diárias gerando maior conforto e agilidade, além de aumentar a sua segurança. Segundo LEAKE, (2012) uma máquina, assim como qualquer produto, deve partir de uma necessidade, onde analisando possíveis soluções pós a coleta de informações, desenvolve-se um projeto que atenda a essa necessidade.

Para Budynas (2016) projetar consiste tanto em formular um plano para a satisfação de uma necessidade específica quanto em solucionar um problema, ou seja, o resultado da criação de algo físico deve ser funcional, seguro, confiável, competitivo, utilizável, manufaturável e mercável. Para isso o projetista/engenheiro deve explorar ao máximo sua criatividade e conhecimento técnico para que o projeto seja desenvolvido visando atender as necessidades ao qual foi proposto.

Por tanto para que um equipamento seja confiável e desempenhe sua função com a eficiência esperada, se faz necessário o projeto do mesmo, pois é através dele que será definida a forma construtiva, selecionados os materiais e peças para posterior fabricação, de acordo com os desenhos e detalhes descritos no final do projeto conceitual.

## 2.3 DISPOSITIVOS DE IÇAMENTO DE CARGA

Atualmente no mercado, encontra-se a disposição uma vasta gama de acessórios e equipamentos destinados à movimentação e içamento de cargas, dentre os quais destacamos para este estudo os balancins e lingas de corrente.

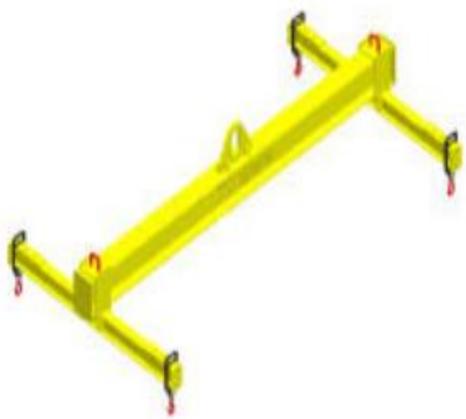
### 2.3.1 Balancim

O balancim para içamento e movimentação de cargas é comumente utilizado para transportar os mais diversos tipos de cargas, de diferentes formatos e dimensões, proporcionando melhor equilíbrio e distribuição da carga, gerando maior segurança no processo de elevação principalmente em pontes rolantes ou guindastes. Pode ser usado nos mais variados segmentos empresariais, como nas indústrias, construção civil, transportadoras, fábricas, armazéns, logísticas, agronegócios e estaleiros.

Uma vez fixado de maneira correta, o balancim eleva e movimenta qualquer material de forma precisa e segura, sem esforço e perda de tempo, impedindo deslocamento indesejado e o envolvimento de muitas pessoas na atividade.

Por se tratar de um dispositivo muito difundido, existem diversos modelos no mercado cada modelo para um uso específico. As Fig. 1 e 2 apresentam dois destes modelos.

Figura 1: Balancim duplo T



Fonte: Adaptado de Aricabos (2021)

Figura 2: Balancim travessa

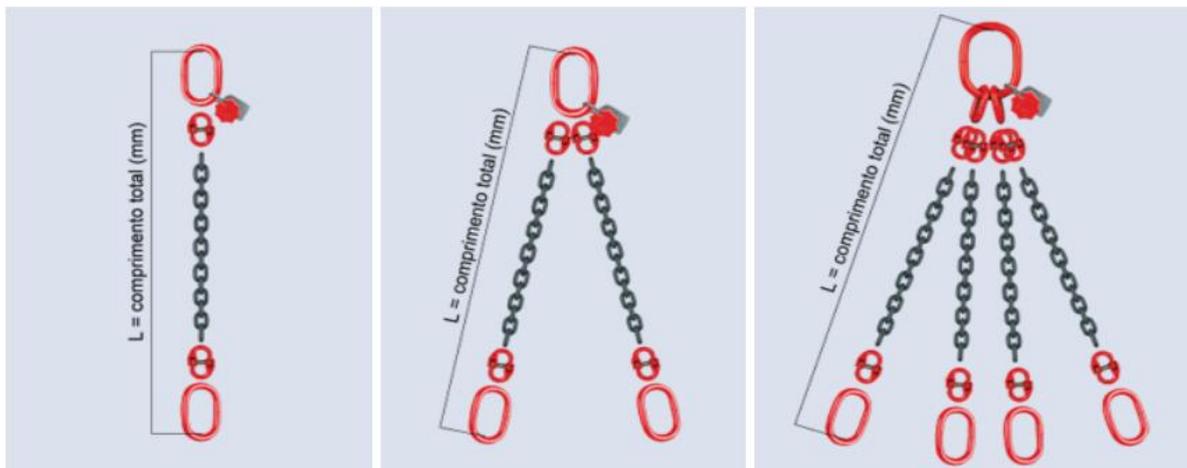


Fonte: Adaptado de RUD (2021)

### 2.3.2 Linguas de içamento

A lingua de içamento é um conjunto composto por cabos, correntes, cintas e acessórios. É o que promove a interligação entre o equipamento de movimentação de carga e a própria carga (PETROBRAS N-2170). As linguas estão disponíveis em várias configurações de montagens para aplicações distintas, comumente designadas pelo número de pernas. Muito utilizadas pela versatilidade que oferecem, tanto na forma de laço ou pelo engate do gancho, facilitando assim a movimentação de cargas em ponte rolante com talhas ou em guindastes de cargas. A Fig. 3 apresenta um modelo de lingua comumente utilizado.

Figura 3: Linguas Anel x Anel



Fonte: Adaptado de RUD correntes do Brasil (2021)

### 2.3.3 Manilhas de carga

As manilhas de carga são componentes auxiliares de fixação para levantamento e movimentação de cargas. Uma manilha é uma peça de metal em forma de U presa a um pino de engate ou parafuso através da abertura ou um laço de metal articulado, são facilmente desmontáveis. É constituído em corpo e pino forjado em aço alloy rosqueável, ou porca e contra pino.

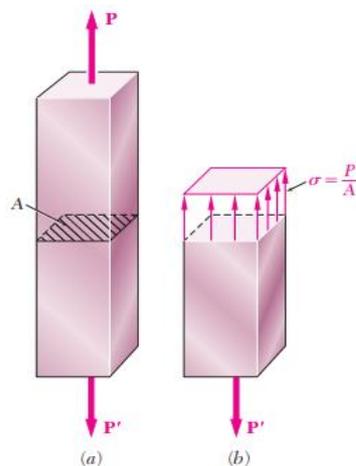
## 2.4 CARGAS E TENSÕES ATUANTES NAS ESTRUTURAS

Quando se trabalha com uma peça de qualquer estrutura ou máquina se faz necessário determinar quais cargas externas estão atuando sobre o sistema e quais reações internas são produzidas, essas reações surgem no interior do corpo como resposta às cargas externas e são necessárias para manter sua integridade (Norton, 2013). A distribuição desses esforços na seção do corpo é chamada de tensão, as distribuições que agem perpendiculares à seção do corpo são chamadas de tensões normais e as que agem paralelas à seção do corpo são chamadas de cisalhamento.

### 2.4.1 Tensão normal

A tensão normal age perpendicularmente ao plano da área e tende a unir ou separar dois segmentos do corpo. Beer e Johnston (2012) introduzem o conceito de tensão considerando uma barra sob uma carga axial. Assim, a tensão normal constante ou intensidade das forças distribuídas sobre uma dada seção, é obtida dividindo-se a intensidade  $P$  da carga, pela área  $A$  da seção transversal do elemento conforme indicado na Fig. 4.

Figura 4: Tensão na área transversal



Fonte: Beer e Johnston (2012).

Segundo Norton (2013), a sollicitação normal de tração é um dos tipos mais simples de carregamento que podem ser aplicados em um elemento.

Pressupõe-se que o carregamento é aplicado no centroide da área do elemento e que as duas forças opostas são colineares ao longo do eixo x. Dessa forma a tensão média pode ser obtida através da Eq. (1) onde o sinal positivo indica uma tensão de tração no componente e o sinal negativo indica compressão.

$$\sigma_n = \frac{P}{A} \quad (1)$$

Onde:

$\sigma_n$  = Tensão normal [Pa];

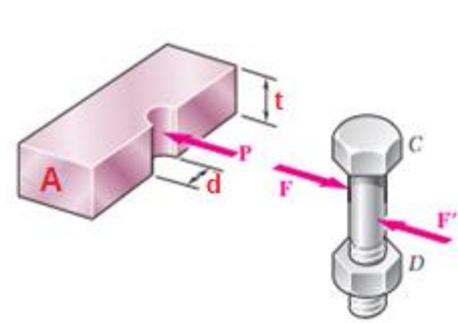
$P$  = Força aplicada [N];

$A$  = Área da seção transversal [m<sup>2</sup>].

#### 2.4.2 Tensão por esmagamento

De acordo com Beer e Johnston (2012), parafusos, pinos e rebites criam tensões ao longo da superfície de esmagamento, ou de contato, nos elementos que eles conectam. Como a distribuição dessas forças e as tensões correspondentes são muito complicadas, utiliza-se na prática um valor nominal médio para a tensão, chamado de tensão de esmagamento. A Fig. 5 apresenta como está força atua, o parafuso exerce na placa (A) uma força (P) igual e oposta à força (F) exercida pela placa no parafuso. A força (P) representa a resultante das forças elementares distribuídas na superfície interna de um meio-cilindro de diâmetro (d) e de comprimento (t) igual à espessura da placa.

Figura 5: Tensão de esmagamento



Fonte: Beer e Johnston (2012).

Logo segundo Norton (2013), a tensão de esmagamento é normal e de compressão, e pode ser calculada pela Eq. (2). Se o pino fica justo no furo, sem qualquer folga, a área usada para esse cálculo é geralmente obtida como a área de contato projetada do pino ou furo.

$$\sigma_e = \frac{P}{A_{esm}} = \frac{P}{t \cdot d} \quad (2)$$

Onde:

$\sigma_e$  = Tensão de esmagamento [Pa];

$P$  = Força aplicada [N];

$A_{esm}$  = Área de esmagamento [m<sup>2</sup>].

$t$  = Espessura da chapa de contato em compressão [m];

$d$  = diâmetro do pino ou furo [m].

### 2.4.3 Flexão

Para Beer e Johnston (2012) estudar a flexão é extremamente importante ao projetar barras prismáticas submetidas a cargas transversais ao eixo. A fórmula da flexão é resultado de um momento fletor que tende a produzir uma variação linear de deformação normal no interior de uma viga, desde que o material seja homogêneo e, que se aplique a lei de Hooke, assim, relaciona-se o momento interno na viga com a distribuição de tensão por meio da utilização do equilíbrio (HIBBELER, 2010).

Assim, segundo Norton (2013) a magnitude da tensão de flexão é zero na linha neutra e linearmente proporcional à distância  $y$  da linha neutra. E pode ser observada através da Eq. (3).

$$\sigma_x = \pm \frac{M \cdot Y}{I} \quad (3)$$

Onde:

$\sigma_x$  = Tensão de flexão [Pa];

$M$  = Momento fletor aplicado [N·m];

$Y$  = Distância da linha neutra até o ponto onde a tensão é calculada [m];

$I$  = Momento de inércia da área da seção transversal [m<sup>4</sup>].

O conceito de momento de inércia de área encontra diversas aplicações na mecânica dos materiais e contribui para determinar a intensidade das forças internas que surgem nos elementos como resposta à ação de cargas externas ou os deslocamentos angulares nas seções de interesse. Segundo (HIBBELER, 2010), o momento de inércia para uma área de seção transversal circular maciça é calculado em torno do eixo neutro, e pode ser expresso de acordo com a Eq. (4).

$$I = \frac{\pi \cdot R^4}{4} \quad (4)$$

Onde:

$I$  = Momento de inércia da área da seção transversal [ $m^4$ ];

$R$  = Raio da seção circular [ $m$ ].

#### 2.4.4 Tensão de cisalhamento

Esse tipo de solicitação ocorre principalmente em junções por pinos, parafusos ou rebites.

De acordo com Norton (2013), a tensão de cisalhamento ocorre quando a força é aplicada perpendicularmente ao comprimento da barra. O cisalhamento puro se dá em situações que não há flexão junto à mesma, conforme apresentado na Fig. 6a. A condição mais comum de solicitação de vigas é a combinação de força cortante e momento fletor aplicados a uma seção particular. Esse tipo de solicitação ocorre quando o sistema permite algum tipo de folga ( $x$ ), como a que podemos observar na Fig. 6b.

Figura 6a: Cisalhamento puro

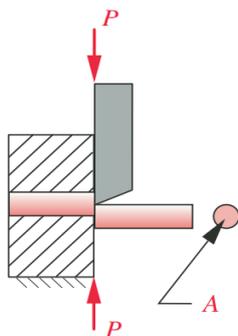
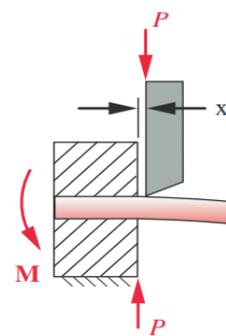


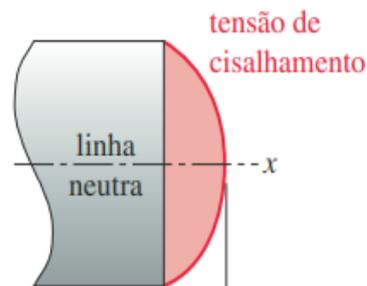
Figura 6b: Cisalhamento com flexão



Fonte: Adaptado de Norton (2013).

Norton (2013), ainda afirma que a máxima tensão de cisalhamento ocorre ao longo da linha neutra, e em uma barra maciça com seção transversal circular a tensão varia parabolicamente com a altura, como pode ser observada na Fig. 7.

Figura 7: Tensão de cisalhamento



Fonte: Norton (2013).

Sendo assim, se as duas lâminas ou superfícies de corte forem mantidas próximas de zero, trata-se de cisalhamento puro e a tensão média resultante na face de cisalhamento pode ser estimada pela Eq. (5).

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A_{cis}} \quad (5)$$

Onde:

$\tau_{xy}$  = Tensão de cisalhamento [Pa];

$P$  = Força aplicada [N];

$A_{cis}$  = Área de cisalhamento [m<sup>2</sup>].

Segundo Norton (2013), para casos como o da Figura 5b onde há cisalhamento com flexão, a máxima tensão de cisalhamento em viga maciça com seção transversal circular é na linha neutra, e pode ser calculada pela Eq. (6).

$$\tau_{Máx} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} \quad (6)$$

Onde:

$\tau_{Máx}$  = Tensão máxima de cisalhamento [Pa];

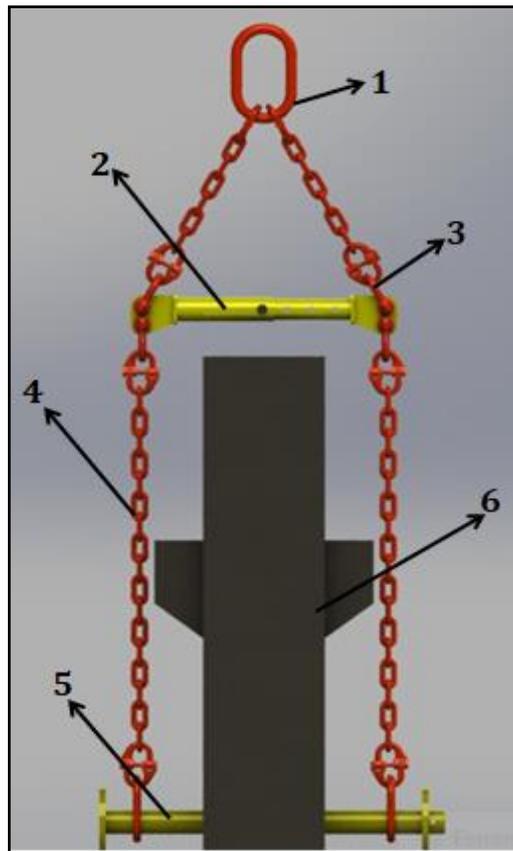
$V$  = Força máxima cortante aplicada [N];

$A$  = Área da seção transversal de cisalhamento [m<sup>2</sup>].

### 3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O balancim telescópico para içamento de cargas será utilizado em montagens de pilares pré-moldados, respeitando as possíveis posições de içamento. A Fig. 8 apresenta a imagem do dispositivo içando a carga.

Figura 8: Dispositivo de içamento



Fonte: Do autor (2021)

A seguir no Qd. 1 são apresentados os componentes do sistema.

Quadro 1: Componentes do sistema

Item	Descrição
1	Linga de içamento principal
2	Balancim telescópico
3	Manilha
4	Linga de içamento secundário
5	Pino de içamento
6	Pilar

Fonte: Do autor (2021)

### 3.1 CARGA DE IÇAMENTO QUE DEVE SER UTILIZADA NO CÁLCULO

A Norma ABNT NBR 8400, estabelece alguns critérios de redução ou majoração da carga nominal de cálculo, de acordo com a utilização do equipamento. Para o equipamento proposto serão utilizadas 5 tabelas que constam na norma, as quais estão expostas a seguir.

Tabela 1: Classe de utilização

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

Fonte: Adaptado de Norma ABNT NBR 8400

Tabela 2: Estado de carga

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

Fonte: Adaptado de Norma ABNT NBR 8400

Tabela 3: Classificação da estrutura dos equipamentos em grupos

Estado de carga	Classe de utilização			
	A	B	C	D
0 ( muito leve) $P = 0$	1	2	3	4
1 ( leve ) $P = 1/3$	2	3	4	5
2 ( médio ) $P = 2/3$	3	4	5	6
3 ( pesado ) $P = 1$	4	5	6	6

Fonte: Adaptado de norma ABNT NBR 8400

Tabela 4: Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais.

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

Fonte: Adaptado de norma ABNT NBR 8400

Tabela 5: Valores do coeficiente dinâmico  $\psi$ .

Equipamento	Coeficiente dinâmico $\Psi$ .	Faixa de velocidade de elevação da carga ( m/s)
Pontes ou Pórticos rolantes	1,15	$0 < V_L \leq 0,25$
	$1 + 0,6 V_L$	$0,25 < V_L < 1$
	1,60	$V_L \geq 1$
Guindaste com lanças	1,15	$0 < V_L \leq 0,5$
	$1 + 0,3 V_L$	$0,5 < V_L < 1$
	1,30	$V_L \geq 1$

Fonte: Adaptado de norma ABNT NBR 8400

### 3.1.1 Roteiro para identificação dos coeficientes

- Na tabela 1 define-se a classe de utilização **A**, **B**, **C**, ou **D** conforme a frequência de utilização do movimento de levantamento, dessa forma é estabelecido o número convencional de ciclos de levantamento.
- Na tabela 2 seleciona-se o estado de carga **0**, **1**, **2** ou **3** em função da definição, e simultaneamente, define-se a possível redução da carga conforme é apresentado na terceira coluna.
- Na tabela 3 identifica-se o grupo **1**, **2**, **3**, **4**, **5** ou **6** utilizando como referências o estado de carga e a classe de utilização, já definidos nas tabelas 1 e 2.
- Na tabela 4 obtém-se o coeficiente de majoração  $M_x$ , conforme o grupo definido na tabela 3.
- Na tabela 5 de acordo com o equipamento e a velocidade de elevação obtém-se o coeficiente dinâmico  $\Psi$ .

Com o coeficiente de majoração  $M_x$  e o coeficiente dinâmico  $\Psi$ , é possível determinar o valor da Força peso ( $F_p$ ) que deve ser utilizada no cálculo, através da Eq. (7), que consta na norma ABNT NBR 8400.

$$F_p = m \cdot g \cdot \Psi \cdot M_x \quad (7)$$

Onde:

$F_p$  = Força peso [N];

$m$  = Massa [kg];

$g$  = Aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>];

$M_x$  = Coeficiente de majoração [---];

$\Psi$  = Coeficiente dinâmico para movimento vertical [---].

### 3.2 TENSÕES ADMISSÍVEIS

Segundo a norma são previstos nos cálculos três casos de solicitações:

- Caso I – Serviço normal sem vento;
- Caso II – Serviço normal com vento limite de serviço;
- Caso III – Solicitações excepcionais.

Assim, o valor da Tensão admissível ( $\sigma_a$ ) é obtido através da utilização da Tab. 6 onde a tensão de escoamento do material ( $\sigma_e$ ) deve ser dividida por um coeficiente o qual é determinado em função do caso de solicitação que se aplica.

Tabela 6: Tensões admissíveis à tração (ou compressão) simples.

Casos de solicitação	Caso I	Caso II	Caso III
Tensão admissível: $\sigma_a$	$\frac{\sigma_e}{1,5}$	$\frac{\sigma_e}{1,33}$	$\frac{\sigma_e}{1,1}$

Fonte: Adaptado de norma ABNT NBR 8400

A norma define que nos elementos solicitados ao cisalhamento puro, a tensão admissível ao cisalhamento é dada por.

Tensão admissível ao cisalhamento: $\tau_a$	$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$
---	--------------------------------------

### 3.3 PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO ASTM A-36 E SAE 1045

O Qd. 2 apresenta as principais propriedades mecânicas dos aços utilizados na fabricação do equipamento proposto.

Quadro 2 – Propriedades mecânicas

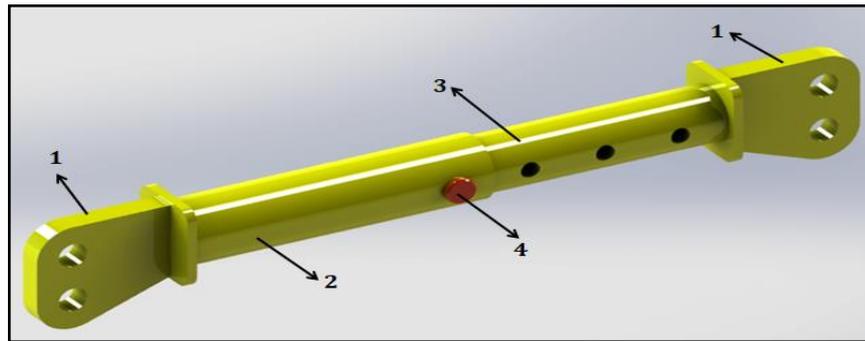
Propriedade	Símbolo	Aço ASTM-A36	Aço SAE 1045
Tensão de escoamento	<b>Fy</b>	250 MPa	310 MPa
Tensão de ruptura	<b>Fu</b>	400 MPa	570 MPa
Módulo de elasticidade	<b>E</b>	200 GPa	190 GPa
Módulo de elasticidade transversal	<b>G</b>	77 GPa	77 GPa

Fonte: Adaptado de Gelsonluz

### 3.4 BALANCIM TELESCÓPICO

Na Fig. 9 observa-se o balancim de içamento e no Qd 3 tem-se a descrição dos itens que compõe sua estrutura.

Figura 9: Balancim



Fonte: Do Autor

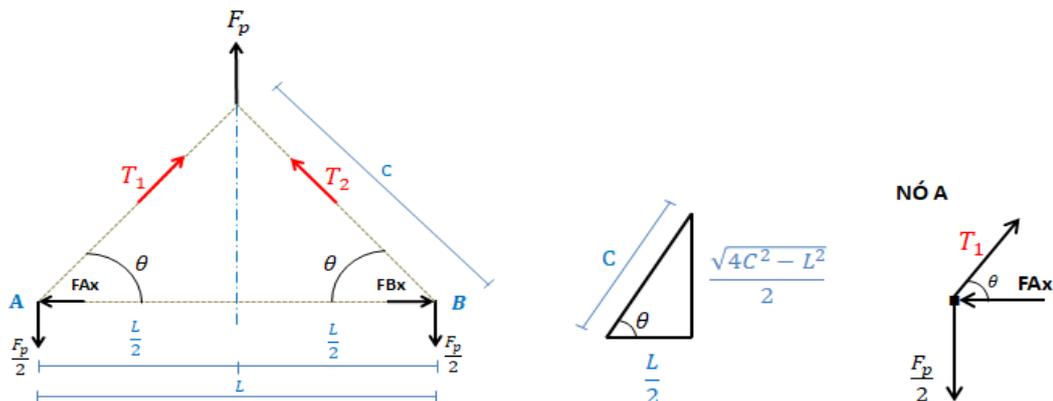
Quadro 3: Componentes do balancim

Item	Descrição
1	Olhal de içamento
2	Tubo fixo
3	Tubo ajustável
4	Pino de ajuste

Fonte: Do autor (2021)

Para esse trabalho o peso próprio dos elementos de içamento foram desconsiderados por serem irrelevantes em relação à carga. Assim admitiu-se que  $F_p = P$ , dessa forma pode-se identificar os esforços atuantes no balancim e lingas pelo diagrama apresentado na Fig. 10.

Figura 10: Diagrama de esforços



Fonte: Do autor (2021)

Com os dados do triângulo da Fig. 10, obtém-se as expressões para os valores do seno e cosseno do ângulo  $\theta$ , necessário para determinar os esforços atuantes.

$$\cos(\theta) = \frac{C.A}{HIP} \Rightarrow \cos(\theta) = \frac{L}{2C}$$

$$\text{sen}(\theta) = \frac{C.O}{HIP} \Rightarrow \text{sen}(\theta) = \frac{\sqrt{4C^2-L^2}}{2C}$$

Utilizando as equações de equilíbrio para as forças atuantes sobre o Nó A obtém-se as Eq. (8) e (9), as quais expressam a intensidade dos esforços axiais  $T_1$  e  $FA_x$ . O diagrama dos esforços apresentados na Fig. 10, por simetria nos permite concluir que  $T_1 = T_2$ , da mesma forma que  $FA_x$  e  $FB_x$  possuem a mesma intensidade de força.

$$\sum F_y = 0$$

$$T_1 \cdot \text{sen}(\theta) - \frac{F_p}{2} = 0 \Rightarrow T_1 = \frac{F_p}{2 \cdot \text{sen}(\theta)}$$

$$T_1 = \frac{F_p \cdot C}{\sqrt{4C^2-L^2}} \quad [N] \quad (8)$$

A força  $FA_x$  atuante na barra é dada pela Eq. (9).

$$T_1 \cdot \cos(\theta) - FA_x = 0 \Rightarrow FA_x = T_1 \cdot \cos(\theta)$$

$$FA_x = T_1 \cdot \frac{L}{2C} \Rightarrow FA_x = \frac{F_p \cdot C}{\sqrt{4C^2-L^2}} \cdot \frac{L}{2C}$$

$$FA_x = \frac{F_p \cdot L}{2 \cdot \sqrt{4C^2-L^2}} \quad [N] \quad (9)$$

### 3.4.1 Pino de ajuste

O balancim de içamento possui comprimento variável e os dois tubos são interligados por um pino denominado de pino de ajuste.

A Fig. 11 apresenta um corte onde observa-se que o pino de ajuste cruza a seção transversal dos tubos fixo e ajustável, e por esse motivo sofre cisalhamento duplo devido á intensidade da força  $FA_x$ . Adequando a Eq. (5) em

função do diâmetro ( $d$ ) vamos escrever a Eq. (10) que determina o diâmetro mínimo necessário para suportar a tensão de cisalhamento a que está submetido.

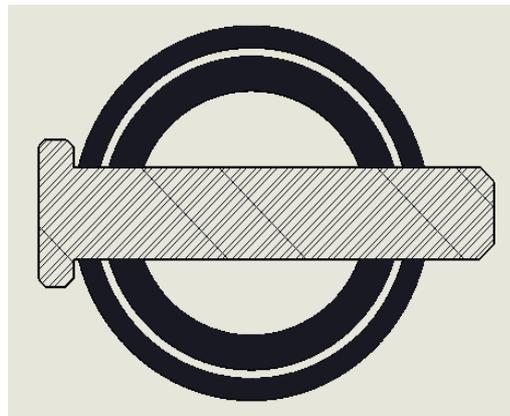
$$\tau_{xy} = \frac{P}{A_{cis}} \Rightarrow \tau_a = \frac{F_{ax}}{A_{cis}} \Rightarrow A_{cis} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow A_{cis} = \frac{\pi \cdot d^2}{2}$$

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot \tau_a}} \quad [mm] \quad (10)$$

Onde:

$\tau_a$  = Tensão máxima de cisalhamento [MPa]

Figura 11: Pino de ajuste



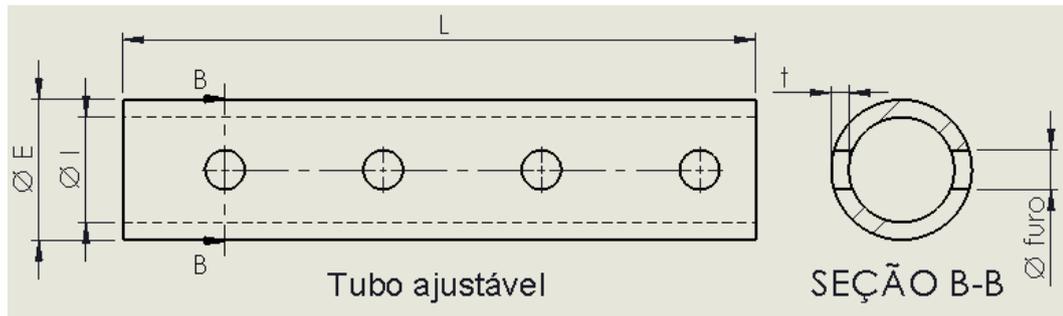
Fonte: Do Autor

### 3.4.2 Tubo fixo e tubo ajustável

Para confecção do equipamento foram selecionados previamente tubos comerciais de aço, visando reduzir os custos de aquisição e fabricação. Esses tubos serão submetidos a uma tensão axial de compressão, e para verificar se os mesmos atenderão com segurança tal solicitação foram seguidas as diretrizes da norma ABNT NBR 8800, de acordo com a sequência a seguir:

- Primeiramente foram calculadas as propriedades geométricas da seção transversal dos tubos selecionados. O desenho esquemático do tubo ajustável é apresentado na Fig.12 e as propriedades e fórmulas utilizadas são apresentadas no Qd.4 a seguir.

Figura 12: Desenho esquemático do tubo



Fonte: Do Autor

Quadro 4: Fórmulas das propriedades geométricas

Propriedades	Símbolo	Fórmula	
Área líquida	<b>Ag</b>	$Ag = \frac{(\Ø E^2 - \Ø I^2)}{4} - (2 \cdot t \cdot \Ø \text{furo})$	cm <sup>2</sup>
Momento de inércia de área	<b>Ix</b>	$Ix = Iy = \frac{\pi \cdot (\Ø E^4 - \Ø I^4)}{64}$	cm <sup>4</sup>
Raio de giração	<b>rx = ry</b>	$rx = ry = \sqrt{\frac{Ix}{Ag}}$	cm <sup>4</sup>
Centro de cisalhamento	<b>x0 = y0</b>	$x0 = 0, \quad y0 = 0$	
Constante de torção	<b>J1</b>	$J1 = 2 \cdot Ix$	cm <sup>4</sup>
Raio de giração Polar	<b>r0</b>	$r0 = \sqrt{x0^2 + y0^2 + rx^2 + ry^2}$	cm
Constante de empenamento	<b>Cw</b>	$cw = 0$	cm <sup>6</sup>

Fonte: Do Autor

- A partir do Qd. 2 coletamos os dados referentes às propriedades mecânicas do material: Tensão de escoamento, Tensão de ruptura, Módulo de elasticidade e Módulo de elasticidade transversal.
- Fazendo uso das propriedades geométricas e mecânicas, juntamente com o anexo F item F.4 (a) da norma NBR 8800, pode-se determinar o fator de redução associado à flambagem local.

Propriedades	Símbolo	Fórmula
Fator de redução flambagem local	$Q$	$Q = 1 \text{ para } \frac{D}{t} \leq 0,11 \cdot \frac{E}{f_y}$

- O próximo passo é calcular a força axial de flambagem elástica conforme indicado no anexo E item E 1.1 da norma NBR 8800.

Propriedades	Símbolo	Fórmula
Flambagem por flexão	$N_{ex}$	$N_{ey} = N_{ex} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_x}{(k \cdot L)^2}$

Flambagem por torção	$N_{ez}$	$N_{ez} = \frac{1}{r_0^2} \cdot \left( \frac{\pi^2 \cdot E \cdot C_w}{(k \cdot L)^2} + G \cdot J_1 \right)$
----------------------	----------	---

**Utiliza-se o menor valor encontrado para  $N_e$**

- Com os fatores de redução determinados nas seções anteriores calculamos o índice de esbeltez reduzido.

Propriedades	Símbolo	Fórmula
Índice de esbeltez reduzido	$\lambda_0$	$\lambda_0 = \sqrt{\frac{Q \cdot A_g \cdot F_y}{N_e}}$

- Na sequência o fator de redução associado à flambagem global é definido através do item 5.3.3.1 da norma NBR 8800.

Propriedades	Símbolo	Fórmula
Redução associado a flambagem global	$\lambda_0$	$x = 0,658^{\lambda_0^2} \text{ se } \lambda_0 \leq 1,5$

- Com os resultados anteriores obtém-se o valor da força resistente axial de cálculo  $N_{c,Rd}$  através da equação indicada no item 5.2.2 a da norma NBR 8800.

Propriedades	Símbolo	Fórmula
Cálculo da força resistente	$N_{c,Rd}$	$N_{c,Rd} = \frac{X \cdot Q \cdot A_g \cdot F_y}{\gamma_{al}}$

X : Fator de redução associado a flambagem global

Q : Fator de redução associado a flambagem local

$\gamma_{al}$  : Coeficiente de ponderação da resistência = 1.1

- A força característica  $F_k$  que indica qual carga pode ser aplicada com segurança ao tubo, é definida através da divisão da força resistente de cálculo por um coeficiente de ponderação, o qual foi considerado 1,5.

Propriedades	Símbolo	Fórmula
Cálculo da força característica	$F_k$	$F_k = \frac{N_{c,Rd}}{\gamma}$
Y: Coeficiente de ponderação considerado = 1,5		

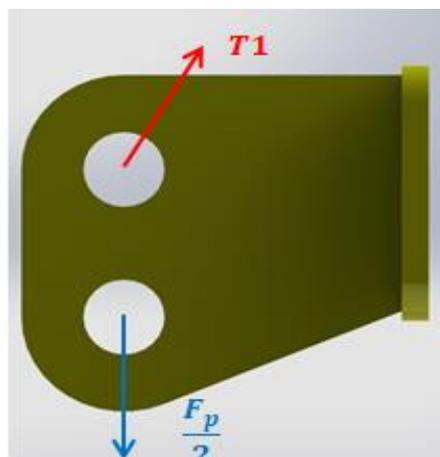
- Foi verificado o índice de esbeltez dos tubos dividindo o comprimento L do tubo pelo seu raio de giração  $r_x$ . De acordo com a norma NBR 8800, para barras circulares comprimidas o resultado dessa operação não deve ser superior a 200.

Propriedades	Símbolo	Fórmula
Índice de esbeltez do tubo	$\lambda_x$	$\lambda_x = \frac{K \cdot L}{r_x}$

### 3.4.3 Olhal de içamento

No olhal de içamento ocorrem solicitações ocasionadas pelas forças  $T_1$  e  $\frac{F_p}{2}$  as quais atuam sob os pinos das manilhas de conexão, e geram tensões de esmagamento na chapa do olhal. Tais forças podem ser observadas na Fig. 13.

Figura 13: Olhal



Fonte: Do Autor

Adequando a Eq. (2) em função da espessura ( $t$ ), pode-se determinar qual é a espessura mínima do olhal necessária para suportar as tensões de esmagamento, através da Eq. (11) apresentada a seguir:

$$t = \frac{P}{\sigma_a \cdot d} \quad (11)$$

Onde:

$\sigma_a$  = Tensão admissível [MPa];

$P$  = Força aplicada [N];

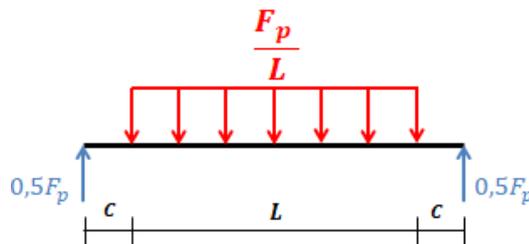
$t$  = Espessura da chapa de contato em compressão [mm];

$d$  = diâmetro do pino ou furo [mm].

### 3.5 PINO DE IÇAMENTO

O pino de içamento sofre um carregamento distribuído conforme apresentado na Fig. 14, desse modo para seu dimensionamento é necessário identificar os esforços internos que são o esforço cortante e o momento fletor, e dessa forma calcular o diâmetro do pino para cada solicitação.

Figura 14: Esforços pino de içamento.

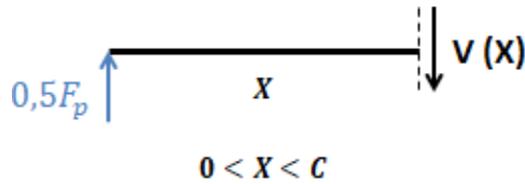


Fonte: Do Autor (2021).

Por se tratar de um carregamento simétrico pode-se afirmar que as reações nas duas extremidades possuem a mesma intensidade a qual é expressa pela metade do carregamento  $F_p$ .

O maior esforço cortante ocorre no trecho C, ou seja, no intervalo  $0 < X < C$ , conforme apresenta a Fig. 15.

Figura 15: Esforço cortante.



Fonte: Do Autor (2021).

Para estipular o maior esforço cortante ( $V$ ) utiliza-se a Eq. (12).

$$\sum F_y = 0 \therefore 0,5 \cdot F_p - V = 0$$

$$V = 0,5 \cdot F_p \quad [N] \tag{12}$$

Para verificar o diâmetro mínimo do pino de içamento devido à tensão de cisalhamento, pode-se a partir da Eq. (6) escrever uma fórmula em função do esforço cortante e da tensão de cisalhamento admissível.

Logo esse diâmetro é apresentado pela Eq. (13).

$$\tau_{Máx} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} \Rightarrow \tau_{adm} = \frac{4 \cdot V}{\frac{3 \cdot \pi \cdot d^2}{4}} \Rightarrow \tau_{adm} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{adm}}}$$

$$d = \left( \sqrt{\frac{V}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{adm}}} \right) \cdot 4 \tag{13}$$

Onde:

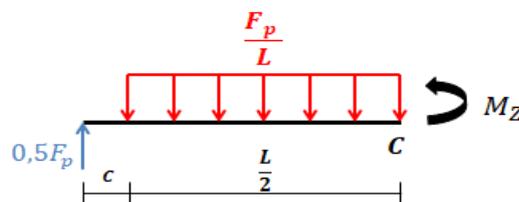
$\tau_{adm}$  = Tensão de cisalhamento admissível [MPa];

$V$  = Esforço cortante [N];

$d$  = diâmetro [mm].

O momento fletor máximo ( $M_z$ ) ocorre no ponto médio da seção do eixo apresentado na Fig. 16, e é obtido através da Eq. (14).

Figura 16: Momento fletor máximo.



Fonte: Do Autor (2021).

$$\sum M(c) = 0 \quad \therefore \quad M_z + \left( \frac{F_p \cdot L^2}{8L} \right) - \left( 0,5 \cdot F_p \cdot \left( \frac{L}{2} + c \right) \right) = 0$$

$$M_z = F_p \cdot (0,125 \cdot L + 0,5 \cdot C) \quad [N \cdot m] \quad (14)$$

A partir das Eq. (3) e (4), pode-se escrever uma equação em função da tensão normal admissível e do momento fletor máximo.

Dessa forma pode ser determinado através da Eq. (15) o menor diâmetro capaz de suportar essa solicitação.

$$\sigma_x = \pm \frac{M \cdot Y}{I} \Rightarrow \sigma_{adm} = \frac{M_z \cdot 0,5 \cdot d}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}} \Rightarrow \sigma_{adm} = \frac{32 \cdot M_z}{\pi \cdot d^3}$$

$$d = \left( \sqrt[3]{\frac{4 \cdot M_z}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} \right) \cdot 20 \quad (15)$$

Onde:

$\sigma_{adm}$  = Tensão admissível [MPa];

$M_z$  = Momento fletor máximo [N·m];

$d$  = diâmetro [mm].

Será adotado o pino de maior diâmetro, para que atenda de forma simultânea as solicitações ocasionadas devido ao esforço cortante e momento fletor.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nessa seção, serão apresentados os resultados obtidos a partir dos métodos analíticos realizados.

A maior solicitação do sistema proposto prevê uma carga de içamento máxima de 20 ton. quando o balancim estiver ajustado com a abertura de 1 metro. Nessas condições o Qd. 5 apresenta os dados de entrada do sistema os quais são utilizados na análise do diagrama apresentado na Fig. 10, para determinar as forças atuantes.

Quadro 5 - Dados de entrada

Descrição	Símbolo	Valor
Massa	m	20 ton.
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s <sup>2</sup>
Comprimento linga	L	1 m
Comprimento balancim	C	1 m

Fonte: Do Autor (2021).

Empregando a norma NBR 8400 e seguindo o roteiro 3.3.1 para identificação dos coeficientes, foi determinado à classificação do equipamento em função das solicitações do mecanismo, conforme apresentado na Tab. 7.

Tabela 7: Classificação equipamento

Tabela	Descrição	Item selecionado
01	Classe de utilização	D
02	Estado de carga	3
03	Classificação da estrutura dos equipamentos	6
--	Tensão admissível	Caso I

Fonte: Do autor (2021)

Através dessa classificação foi definido um coeficiente de majoração  $M_x$  de 1,20. Identificou-se que a velocidade de deslocamento vertical do balancim em relação ao guindaste será inferior a 0,5 m/s sendo então adotado um coeficiente dinâmico  $\Psi$  de 1,15. Com os coeficientes definidos pode-se através da Eq.(7) determinar a intensidade da força peso  $F_p$ , utilizada nos cálculos para dimensionamento e verificações dos componentes do equipamento.

$\Psi = 1,15$	$M_x = 1,20$	$F_p = m \cdot g \cdot \Psi \cdot M_x$	$F_p = 270756 \text{ N}$
---------------	--------------	--	--------------------------

Os esforços axiais atuantes no balancim em função da força peso são  $T_1$  e  $F_{Ax}$ , a intensidade desses esforços são determinadas pelas Eq. (8) e (9) seus valores são apresentados a seguir.

$T_1 = \frac{F_p \cdot C}{\sqrt{4C^2 - L^2}}$	$T_1 = 156320 \text{ N}$	$F_{Ax} = \frac{F_p \cdot L}{2 \cdot \sqrt{4C^2 - L^2}}$	$F_{Ax} = 78160 \text{ N}$
---	--------------------------	--	----------------------------

As tensões admissíveis são definidas de acordo com o caso de solicitação, o equipamento proposto é classificado como Caso I (serviço normal sem vento), dessa forma as tensões admissíveis para o aço ASTM A-36 e SAE 1045 são apresentadas a seguir.

Propriedade	Fórmula	Aço ASTM-A36	Aço SAE 1045
Tensão admissível tração e compressão	$\sigma_a = \frac{\sigma_e}{1,5}$	166,67 MPa	206,67 MPa
Tensão admissível à cisalhamento puro	$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$	96,22 MPa	119,32 MPa

## 4.1 DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA PRINCIPAL DO BALANÇIM

### 4.1.1 Verificação do pino de ajuste

O pino de ajuste será fabricado em aço SAE 1045 e seu diâmetro mínimo foi calculado com a Eq.(10). Na Tab. 8 observa-se o diâmetro mínimo calculado, e o diâmetro adotado com seu respectivo coeficiente de segurança, em relação ao diâmetro calculado.

Tabela 8 – Diâmetro mínimo, Diâmetro adotado e Coeficiente de segurança

Desc.	Tensão admissível	Diâmetro mínimo	Diâmetro adotado	C.S
Símb.	$\tau_a$	d	d	
Valor	119,32 MPa	20,42 mm	25 mm	<b>1,50</b>

Fonte: Do Autor (2021).

### 4.1.2 Verificação da segurança dos tubos

Para fabricação da estrutura principal do balancim optou-se por tubos comerciais de aço ASTM A-36, visando facilitar a aquisição do material, evitar usinagens e conseqüentemente reduzir o custo de fabricação.

A seguir na Tab. 9 são apresentadas as dimensões dos tubos.

Tabela 9 – Dimensões dos tubos

Propriedades	Símbolo	Tubo fixo	Tubo ajustável
Diâmetro externo	$\varnothing$ Ext	10,16 cm	8,89 cm
Diâmetro interno	$\varnothing$ Int	9,12 cm	6,66 cm
Diâmetro do furo	$\varnothing$ furo	2,5 cm	2,5 cm
Comprimento do tubo	L	40 cm	40 cm
Espessura parede	t	0,52 cm	1,12 cm

Fonte: Do Autor (2021).

Na Tab. 10 são apresentados os resultados dos cálculos das propriedades geométricas da seção transversal dos tubos fixo e ajustável.

Tabela 10 – Propriedades geométricas

Propriedades	Símbolo	Tubo fixo	Tubo ajustável
Área bruta descontando os furos	<b>Ag</b>	13,148 cm <sup>2</sup>	21,660 cm <sup>2</sup>
Momento de inércia	<b>Ix</b>	180,87 cm <sup>4</sup>	204,45 cm <sup>4</sup>
Raio de giração	<b>rx = ry</b>	3,71 cm <sup>4</sup>	3,71 cm <sup>4</sup>
centro de cisalhamento	<b>x0 = y0</b>	0	0
Constante de torção	<b>J1</b>	361,73 cm <sup>4</sup>	408,91 cm <sup>4</sup>
Raio de giração Polar	<b>r0</b>	5,25 cm	4,34 cm
Constante de empenamento	<b>Cw</b>	0 cm <sup>6</sup>	0 cm <sup>6</sup>

Fonte: Do Autor (2021).

Com as propriedades geométricas, e utilizando o roteiro de cálculos estabelecidos na Norma NBR 8800, obteve-se a força axial de compressão máxima de trabalho que pode ser aplicada com segurança nos tubos selecionados, bem como o índice de esbeltez. Os resultados dessa força e coeficiente de segurança (C.S) para o tubo ajustável são apresentados a seguir nas Tab. 11.

Tabela 11 – Resultados Tubo ajustável

Desc.	Força característica do tubo	Força compressão calculada	C.S
Símb.	Fk	Fax	
Valor	<b>325,24 kN</b>	<b>78,16 kN</b>	<b>4,16</b>

Desc.	Índice de esbeltez do tubo	Índice de esbeltez máximo	
Símb.	$\lambda_x$	$\lambda_x$	
Valor	<b>13,02</b>	<b>200</b>	<b>15,36</b>

Fonte: Do Autor (2021).

Com os resultados obtidos pode-se verificar que os tubos selecionados previamente atendem com êxito as solicitações do sistema, uma vez que o menor coeficiente de segurança obtido para o tubo ajustável é de 4,16.

#### 4.1.3 Verificação do olhal de içamento

O olhal de içamento possui dois furos ambos com diâmetro de 38 mm, sendo que cada furo sofre uma solicitação distinta ocasionada por  $T_1$  e  $\frac{F_p}{2}$ . Dessa forma calculou-se através da Eq. (11) a espessura mínima da chapa capaz de

suportar tais solicitações. O olhal será fabricado em chapa de aço SAE 1045, os resultados referentes à espessura mínima são apresentados na Tab. 12.

Tabela 12 – Espessura mínima do olhal de içamento

Material	Força aplicada	Espessura (t) min.
Aço SAE 1045	T1= 153320 N	<b>19,9 mm</b>
	Fp/2= 135378 N	<b>17,24 mm</b>

Fonte: Do Autor (2021).

Através dos resultados da Tab. 12 se observou que a maior espessura necessária para o olhal é de 19,9 mm devido à força T1. Sendo assim foi adotado para fabricação do olhal chapa de aço comercial de espessura 22,22 mm.

#### 4.2 DIMENSIONAMENTO DO PINO DE IÇAMENTO

O pino de içamento está sujeito à tensão de cisalhamento e tensão normal por flexão. Sendo assim, será adotado o diâmetro do pino que atender simultaneamente, as duas tensões admissíveis. O material selecionado para fabricar o pino de içamento é o aço SAE 1045, no Qd. 6 são apresentados dados do carregamento.

Quadro 6 - Dados de carregamento

Descrição	Símbolo	Valor
Carga	$F_p$	270756 N
Distribuição carga	L	0,5 m
Distância do apoio	C	0,25 m

Fonte: Do Autor (2021).

Para determinar o diâmetro do pino devido à tensão de cisalhamento inicialmente foi definido a tensão admissível adotando o critério de Tresca que afirma que no momento em que a tensão normal atinge a tensão de escoamento, a tensão ao cisalhamento é numericamente igual a metade do seu valor. O maior esforço cortante é determinado através da Eq. (12) e através da Eq. (13) o menor diâmetro necessário para o pino, devido ao cisalhamento. Os resultados são apresentados a seguir.

$\tau_{adm} = 103,33 \text{ MPa}$	$V = 135378 \text{ N}$	$d = 47,16 \text{ mm}$
-----------------------------------	------------------------	------------------------

Para o dimensionamento do pino de içamento devido a tensão normal de flexão, foi adotado a tensão admissível de acordo com a norma NBR8400, e na sequência calculado o momento fletor máximo através da Eq. (14).

Sendo estabelecidos os valores de tensão admissível e momento fletor máximo, foi definido através da Eq. (15) o menor diâmetro do pino necessário para suportar a tensão normal de flexão, os resultados são apresentados a seguir.

$\sigma_{adm} = 206,67 \text{ MPa}$	$M_z = 50766,75 \text{ N} \cdot \text{m}$	$d = 135,76 \text{ mm}$
-------------------------------------	---	-------------------------

Com esses resultados observa-se que o maior diâmetro necessário para o pino é devido à tensão normal de flexão, sendo adotado para fabricação pino de diâmetro 136 mm.

#### 4.3 ESPECIFICAÇÕES DOS MATERIAIS ADOTADOS

No Qd.7 são apresentadas as especificações dos materiais adotados para fabricação dos componentes que compõe a estrutura principal o sistema proposto.

Quadro 7 – Materiais adotados

Descrição	Material	Dimensões adotadas
Tubo fixo	Aço ASTM A-36	Diâmetro externo 101,6 mm Diâmetro interno 91,2 mm
Tubo ajustável	Aço ASTM A-36	Diâmetro externo 88,9 mm Diâmetro interno 66,6 mm
Olhal de içamento	Aço SAE 1045	Espessura 22,22mm
Pino de ajuste	Aço SAE 1045	Diâmetro 25 mm
Pino de içamento	Aço SAE 1045	Diâmetro 136 mm

Fonte: Do Autor (2021).

## 5 CONCLUSÕES

Na revisão da literatura, pode-se verificar que a utilização do balancim de içamento para a movimentação e transporte de cargas, contribui para o aumento da eficiência e segurança nas operações, durante a montagem de peças em concreto pré-moldado.

O desenvolvimento desse projeto teve grande valia para o aprendizado, pois permitiu através do uso de normas técnicas aprimorar o conhecimento acerca da segurança necessária nos elementos de içamento de cargas. Este projeto foi regido através da Norma ABNT NBR-8400 e NBR-8800, a utilização de normas técnicas durante o processo de desenvolvimento foi de suma importância, uma vez que trazem as metodologias para determinação da classificação das estruturas, forças atuantes e tensões admissíveis. Assim, contribuindo na obtenção de resultados mais assertivos, e possibilitando o dimensionamento de equipamentos mais seguros.

Através dos cálculos analíticos os materiais previamente selecionados visando à redução do custo de aquisição e fabricação foram validados de forma satisfatória, uma vez que o menor coeficiente de segurança obtido para o equipamento foi de 1,50.

Deixa-se como sugestão para trabalhos futuros, a simulação dos componentes da estrutura através de análise de elementos finitos, para comparação com os resultados analíticos.

## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8400 – **Cálculo de equipamentos para elevação e movimentação de carga**. Rio de Janeiro. 1984.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8800 – **Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios**. Rio de Janeiro. 2008.

ABRAINCA, associação brasileira de incorporadoras imobiliárias. **Tendências da construção civil para 2021**. Disponível em: <[https://produtividadedomesmoldado.com.br/2021/01/15/tendencias-da-construcao-civilpara2021/?gclid=EAlaIQobChMIwC3YvoTC8glVQQeRCh3logYtEAAYAiAAEgJvY\\_D\\_BwE](https://produtividadedomesmoldado.com.br/2021/01/15/tendencias-da-construcao-civilpara2021/?gclid=EAlaIQobChMIwC3YvoTC8glVQQeRCh3logYtEAAYAiAAEgJvY_D_BwE)> Acesso em: 21 de Ago. 2021.

ARICABOS. **Equipamentos para movimentação de carga, Balancim Duplo T**. Catalogo.Aricabos.

Disponível em:  
< <http://aricabos.com.br/balancim-duplo-t/>>  
Acesso em: 22 Ago.2021 às 15:47.

BUDYNAS, R. **Elementos de Máquinas de Shigley**. São Paulo: Amgh Editora, 2016. 1096 p.

BEER, F.P.; JOHNSTON, E.R. **Mechanics of Materials**. 6. ed. New York: McGrawHill, 2012.

CBIC, câmara brasileira da indústria da construção. **Construção prevê maior crescimento para o setor desde 2013 e diz que avanço poderia ser maior**. Disponível em: < <https://cbic.org.br/construcao-preve-maior-crescimento-para-o-setor-desde-2013-e-diz-que-avanco-poderia-ser-ainda-maior/>> Acesso em: 21 de Ago. 2021

EL DEBS, M. K. **Concreto Pré-Moldado: Fundamentos e Aplicações**. 1o ed. São Carlos: EESC USP, 2000.

HIBBELER, R. C. **Mechanics of Materials**. 8. ed. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 2010

LEAKE, James M. **Manual de desenho técnico para Engenharia: Desenho, modelagem e visualização**. Rio de Janeiro: LTC, 309 p., 2012.

LANGUI, C. A. **Pontes Rolantes - A importância do equipamento nas áreas de produção industrial - Pontes rolantes**. 50p. Monografia (MBA em Gerência Empresarial) - Departamento de Economia, Contabilidade, Administração e Secretariado, Universidade de Taubaté, Taubaté, 2001.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4º Edição, Ed. Bookman, 2013.

PETROBRAS. **N-2170: critérios para execução da inspeção em serviço de manilhas de carga, ganchos, lingas e moitões com seus acessórios**. REV. Agosto, 2004.

PINHEIROS, J. C. C. **Projeto e desenvolvimento de uma linha de pontes rolantes padronizadas para uma empresa metal mecânica**. Trabalho de Conclusão de Curso - Departamento de Engenharia Mecânica, Unijuí, 2015.

RUD.**Balancim, Balancim Travessa**. Catalogo.RUD.

Disponível em:

< <https://www.rud.com.br/pdf/catalogo-sistemas-icamento-grau8.pdf>>

Acesso em: 22 Ago.2021 às 15:20.

RUD.**Lingas, Montagem padrão de lingas**. Catálogo.RUD.

Disponível

em:<<https://www.rud.com.br/produtos/movimentacao-amarracao-cargas/lingas-grau-8/lingas/>>Acesso em: 04 Set.2021 às 10:19.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao Prof. José Luiz Salvador por sua dedicação e conhecimentos transmitidos, à minha esposa Deise Cheruti pelo apoio e compreensão, à minha família e amigos pelo incentivo, aos colegas de trabalho e de classe que de alguma forma me ajudaram na elaboração desse trabalho.