

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**GUILHERME CROCOLI TEIXEIRA**

**ESTUDO DOS CARREGAMENTOS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM  
GUINDASTE E DIMENSIONAMENTO DAS VIGAS DAS LANÇAS HIDRÁULICAS**

Caxias do Sul

2014

GUILHERME CROCOLI TEIXEIRA

ESTUDO DOS CARREGAMENTOS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM  
GUINDASTE E DIMENSIONAMENTO DAS VIGAS DAS LANÇAS HIDRÁULICAS

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado  
como requisito parcial para a conclusão do Curso  
de Engenharia Mecânica na Universidade de  
Caxias do Sul.

Supervisor: Prof. M. Eng. Paulo R. Linzmaier

Caxias do Sul

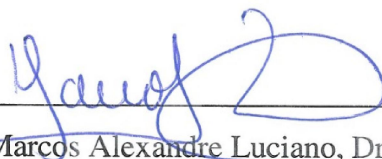
2014

GUILHERME CROCOLI TEIXEIRA

**ESTUDO DOS CARREGAMENTOS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM  
GUINDASTE E DIMENSIONAMENTO DAS VIGAS DAS LANÇAS  
HIDRÁULICAS**

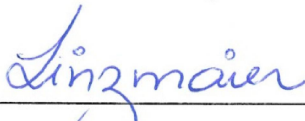
ESTE RELATÓRIO DE ESTÁGIO SUPERVISIONADO DE ENGENHARIA  
MECÂNICA, NA UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL, FOI APROVADO

Caxias do Sul, 10 de Julho de 2014



Prof. Marcos Alexandre Luciano, Dr. Eng. Mec.

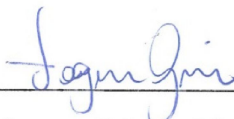
Coordenador de Estágio II em Engenharia Mecânica



Prof. Paulo R. Linzmaier, M. Eng. Mec.

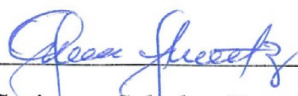
Supervisor de Estágio / Universidade de Caxias do Sul

COMISSÃO EXAMINADORA:



Prof. Vagner Grison, M. Eng. Mec.

Professor Convidado / Universidade de Caxias do Sul



Gutierres Schultz, Eng. Mec.

Orientador de Estágio na empresa Hyva do Brasil

## RESUMO

Este trabalho apresenta o estudo para desenvolvimento de um procedimento de cálculo para levantamento dos efeitos dos carregamentos envolvidos na operação de um guindaste hidráulico veicular, e também se realizou em um guindaste pré-existente uma alteração estrutural no conjunto de lanças, incrementando o número de lanças hidráulicas de 4 para 6, aumentando seu alcance. As novas vigas das lanças do conjunto foram calculadas e projetadas de acordo com os conceitos de resistência dos materiais. Baseando-se em fontes confiáveis de referência para fundamentação teórica do estudo. Parte desta fundamentação é firmemente embasada nas normas nacionais (ABNT NBR) e internacionais (EN e DIN). Primeiramente as principais características do guindaste em estudo foram apresentadas. Em seguida iniciou-se a metodologia para os cálculos dos efeitos causados pelos carregamentos, tornando assim possível verificar se a mudança estrutural proposta não afetou a integridade estrutural do restante do guindaste.

**Palavras-chave:** Guindaste Hidráulico Veicular, Efeitos dos Carregamentos, Resistência dos Materiais.

## **ABSTRACT**

The main target was to conduct a study to develop a calculation method of involved load effects in the operation of a hydraulic crane, and also was carried out in a pre-existing crane a structural modification in the boom set, increasing the number of hydraulic booms from 4 to 6, enhancing its reach. The new assembly boom's beams was calculated and designed according to the concepts of material strength. Grounded on reliable reference sources for theoretical foundations of the study. Part of this reasoning is firmly grounded on the national standards (ABNT NBR) and international (EN and DIN ). First, the main crane features used in the study were presented. Then the methodology for calculation of the effects caused by loads has started, therefore making possible to verify whether the proposed structural modification affected the structural integrity of other parts of the crane.

**Keywords:** Hydraulic Crane, Load Effects, Material Strength.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\Phi_1$	Fator dinâmico dos efeitos de içamento e gravidade agindo na massa do guindaste [-]
$\Phi_2$	Fator dinâmico dos efeitos inerciais e gravidade agindo verticalmente na carga [-]
$\beta_2$	Termo usado no cálculo de $\Phi_2$ [mm <sup>2</sup> ]
$v_{h,máx}$	Velocidade máxima de içamento [m/s]
$\Phi_3$	Fator dinâmico dos efeitos inerciais e gravidade causados pela liberação repentina de parte da carga [-]
$\Delta m_H$	Parte da carga liberada [kg]
$m_H$	Massa total da carga içada [kg]
$\beta_3$	Termo usado para definir $\Phi_3$ [-]
$F_h$	Força horizontal de giro [kgf]
$\Phi_{5h}$	Fator utilizado para obter $F_h$ [-]
$q$	Pressão do vento [MPa]
$c$	Coefficiente aerodinâmico do elemento em questão [-]
$A$	Área do elemento em questão [mm <sup>2</sup> ]
$P_d$	Carga de teste dinâmico [kg]
$P$	Carga de serviço [kg]
$\Phi_6$	Fator dinâmico para cargas de testes [-]
$P_t$	Carga de teste estático [kg]
A1 e A2	Combinação de cargas regulares [-]
B1 e B2	Combinação de cargas regulares e ocasionais [-]
C1 e C3	Combinação de cargas regulares, ocasionais e excepcionais [-]
$\sigma_f$	Tensão de flexão nominal [MPa]
$c$	Maior distância do plano neutro até a fibra externa da viga [mm]
$M$	Momento fletor aplicado na seção estudada [N.mm]
$I$	Momento de inércia da seção transversal [mm <sup>3</sup> ]
$\sigma_{fr}$	Tensão de flexão resultante em um ponto [MPa]
$y, z$	Coordenadas do ponto relativas aos eixos principais [mm]
$M_y, M_z$	Componentes do momento resultante ao longo dos eixos principais [MPa]
$I_y, I_z$	Momentos principais de inércia calculados relativamente aos eixos principais [mm <sup>4</sup> ]
$\tau_{méd}$	Tensão cisalhante média [MPa]
$T$	Torque aplicado [N.mm]

$t$	Espessura do tubo onde $\tau_{\text{méd}}$ deve ser determinado [mm]
$A_m$	Área média limitada pela linha de centro da espessura do tubo [mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{\text{cis}}$	Tensão cisalhante transversal [MPa]
$V$	Força cisalhante [N]
$b$	Largura da seção no ponto onde a $\tau_{\text{cis}}$ deve ser calculada [mm]
$\bar{Y}'$	Distância do eixo neutro ao centroide de área $A'$ [mm]
$A'$	Área superior ou inferior da seção do elemento transversal acima de $y$ [mm <sup>2</sup> ]
$\Delta\sigma$	Variação da tensão máxima e mínima [MPa]
$\sigma_{\text{max}}$	Tensão máxima [MPa]
$\sigma_{\text{min}}$	Tensão mínima [MPa]
$\sigma_m$	Tensão média [MPa]
$\sigma_a$	Tensão alternada [MPa]
$\sigma_e$	Tensão de escoamento [MPa]
$S_{e'}$	Limite de fadiga não corrigido [MPa]
$S_e$	Limite de fadiga corrigido [MPa]
$S_f$	Resistência à fadiga não corrigida [MPa]
$S_f$	Resistência à fadiga corrigida [MPa]
$S_{ut}$	Resistência à tração [MPa]
$C_{\text{carreg}}$	Fator de correção devido ao carregamento [-]
$C_{\text{tam}}$	Fator de correção devido ao tamanho [-]
$C_{\text{superf}}$	Fator de correção devido ao acabamento superficial [-]
$C_{\text{temp}}$	Fator de correção devido à temperatura [-]
$C_{\text{conf}}$	Fator de correção devida à confiabilidade [-]
$N_f$	Coefficiente de segurança em relação à fadiga [-]
$N$	Número de ciclos até a falha [ciclos]
$a$	Constante
$b$	Constante
$f$	Fator de correção em relação à resistência à tração [MPa]
$M_{\text{est}}$	Momento de carga estática do guindaste [N.mm]
$v_{h,\text{máx}}$	Velocidade máxima de içamento [m/s]
$VR$	Velocidade de recuo do cilindro de elevação [m/s]
$RG$	Distância máxima da articulação superior da coluna até o gancho de elevação [m]
$\beta$	Ângulo de inclinação entre as lanças e o plano horizontal [°]

Rcil	Raio formado pela interpolação do avanço do cilindro de elevação e RG [-]
$\alpha$	Ângulo formado entre eixo do cilindro e lanças [°]
1b	Primeiro braço [-]
Art	Cilindro articulação [-]
L0	Segundo braço [-]
cil1	Primeiro cilindro de extensão das lanças [-]
L1	Primeira lança [-]
cil2	Segundo cilindro de extensão das lanças [-]
L2	Segunda lança [-]
cil3	Terceiro cilindro de extensão das lanças [-]
L3	Terceira lança [-]
cil4	Quarto cilindro de extensão das lanças [-]
L4	Quarta lança [-]
cil5	Quinto cilindro de extensão das lanças [-]
L5	Quinta lança [-]
cil6	Sexto cilindro de extensão das lanças [-]
L6	Sexta lança [-]
W6	Carga içada na posição 6 [-]
t5	Combinação dos centros de gravidade com 6° lança recuada [-]
W5	Carga içada na posição 5 [-]
t4	Combinação dos centros de gravidade com 5° e 6° lanças recuadas [-]
W4	Carga içada na posição 4 [-]
t3	Combinação dos centros de gravidade com 4°, 5° e 6° lanças recuadas [-]
W3	Carga içada na posição 3 [-]
t2	Combinação dos centros de gravidade com 3°, 4°, 5° e 6° lanças recuadas [-]
W2	Carga içada na posição 2 [-]
t1	Combinação dos centros de gravidade com 2°, 3°, 4°, 5° e 6° lanças recuadas [-]
W1	Carga içada na posição 1 [-]
t0	Combinação dos centros de gravidade com 1°, 2°, 3°, 4°, 5° e 6° lanças recuadas [-]
W0	Carga içada na posição 0 [-]
$M_{dym}$	Momento de carga dinâmico do guindaste [N.mm]
$F_h$	Força horizontal de giro [kgf]
$\Delta P_g$	Pressão cilindro de giro [bar]
$A_{ig}$	Área interna da camisa do cilindro de giro [cm <sup>2</sup> ]



$D_p$	Diâmetro primitivo do pinhão de giro da coluna [cm]
$R$	Raio de giro do guindaste [cm]
$M_h$	Momento causado pela força horizontal ( $F_h$ ) do giro [N.mm]
$T_h$	Torque causado pela força horizontal ( $F_h$ ) do giro [N.mm]
$M_v$	Momento causado pela força vento ( $F_v$ ) [N.mm]
$T_v$	Torque causado pela força vento ( $F_v$ ) [N.mm]
$V_x$	Força cortante em x [N]
$V_z$	Força cortante em z [N]
$\sigma_y$	Tensão normal ao plano y [MPa]
$\sigma_x$	Tensão normal ao plano x [MPa]
$\sigma_z$	Tensão normal ao plano z [MPa]
$\tau_{xy}$	Tensão cisalhante no plano yz com direção em y [MPa]
$\tau_{xz}$	Tensão cisalhante no plano xz com direção em z [MPa]
$\tau_{zy}$	Tensão cisalhante no plano xy com direção em y [MPa]
$\sigma'$	Máxima tensão [MPa]
$D_{AB}$	Distância (em x) entre a carga içada e os ponto A e B [mm]
$D_C$	Distância (em x) entre a carga içada e os ponto C [mm]
$H_W$	Distância (em y) entre a carga içada o centro das lanças [mm]
$\sigma_{comp}$	Tensão de compressão [MPa]
$\tau_{trans}$	Tensão de cisalhamento transversal [MPa]
$\tau_{torção}$	Tensão de cisalhamento por torção [MPa]
$\sigma_u$	Tensão de ruptura [MPa]
$\sigma_{adm}$	Tensão admissível [MPa]

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Guindaste hidráulico veicular.....	15
Figura 2 – Desenho representativo vista lateral de um guindaste. ....	16
Figura 3 – Guindaste guardado junto a carroceria.....	21
Figura 4 – Momento fletor qualquer aplicado em uma direção qualquer. ....	23
Figura 5 – Momento fletor decomposto nos eixos principais. ....	24
Figura 6 – Superposição de efeitos e eixo neutro.....	24
Figura 7 – Tensão cisalhante em vigas em flexão.....	26
Figura 8 – Cargas que variam com o tempo.....	27
Figura 9 – Diagrama S-N para um aço qualquer. ....	28
Figura 10 – Fator de Correção de Superfície em Relação à Rugosidade Superficial.....	30
Figura 11 – Diagrama de Goodman modificado. ....	31
Figura 12 – Descrição das partes principais do guindaste.....	34
Figura 13 – Fluxograma. ....	36
Figura 14 – Gráfico de carga do equipamento pré-modificação (4 lanças hidráulicas). ....	37
Figura 15 – Momento de carga.....	38
Figura 16 – Vista superior sistema de giro.....	39
Figura 17 – Posições do guindaste. ....	40
Figura 18 – Seção das vigas das lanças hidráulicas.....	42
Figura 19 – Componentes determinados para análise. ....	44
Figura 20 – Pinhão de giro da coluna.....	45
Figura 21 – Velocidade máxima de içamento.....	47
Figura 22 – Pinhão de giro da coluna.....	50
Figura 23 – Sistema de coordenadas pinhão de giro da coluna.....	55
Figura 24 – Diagrama de corpo livre do pinhão de giro da coluna. ....	55
Figura 25 – Estado de tensões pinhão de giro.....	57
Figura 26 – Terceira Lança hidráulica.....	61
Figura 27 – Gráfico demonstrativo de tendência do $M_{dym}$ na 3ª lança em função do alcance. ....	62
Figura 28 – Exemplo de gráfico para retirada do $M_{dym}$ em uma seção qualquer. ....	63
Figura 29 – Diagrama corpo livre lança hidráulica.....	66
Figura 30 – Estado de tensões nos pontos analisados das lanças.....	67
Figura 31 – Seção terceira lança hidráulica.....	68

Figura 32 – Calços de nylon das lanças.....	69
Figura 33 – Tensão de compressão nos pontos “A” e “B”.....	69
Figura 34 – Tensão de compressão nos pontos “A” e “B”.....	70
Figura 35 – Chapa de aço de alta resistência.....	73
Figura 36 – Quinta e sexta lanças hidráulicas. ....	75
Figura 37 – Seções da quinta e sexta lanças hidráulicas. ....	77
Figura 38 – Gráfico de cargas HBR 430 ( $E_6$ ).....	80
Figura 39 – Componentes que influenciam a estabilidade. ....	81

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes $\Phi_{2,\min}$ e $\beta_2$ .....	19
Tabela 2 – Combinação de cargas.....	22
Tabela 3 – Fator de Confiabilidade.....	30
Tabela 4 – Descrição das partes principais do guindaste. ....	34
Tabela 5 – Força peso e centros de gravidade dos componentes em relação ao centro do pinhão da coluna de giro ( $E_4$ ).....	41
Tabela 6 – Força peso e centros de gravidade das cargas içadas em relação ao centro do pinhão da coluna de giro ( $E_4$ ).....	41
Tabela 7 – Força peso e centros de gravidade dos componentes em relação ao centro do pinhão da coluna de giro ( $E_4$ ).....	42
Tabela 8 – Força peso e centros de gravidade das cargas içadas em relação ao centro do pinhão da coluna de giro ( $E_4$ ).....	43
Tabela 9 – Somatórios dos momentos estáticos ( $M_{est}$ ) no centro da coluna de giro).....	46
Tabela 10 – Velocidades nos centros de massa).....	47
Tabela 11 – Valores dos efeitos dinâmicos $\Phi_1$ e $\Phi_2$ .....	48
Tabela 12 – Somatório dos momentos dinâmicos ( $M_{dym}$ ) no centro da coluna de giro.....	49
Tabela 13 – Carregamentos causados no pinhão pela aceleração/desaceleração do sistema do giro ( $E_4$ ). ....	51
Tabela 14 – Carregamentos causados no pinhão pela aceleração/desaceleração do sistema do giro ( $E_6$ ).....	51
Tabela 15 – Forças do vento e distâncias para o ponto analisado do pinhão de giro ( $E_4$ ).....	52
Tabela 16 – Forças do vento e distâncias para o ponto analisado do pinhão de giro ( $E_6$ ).....	53
Tabela 17 – Somatório das forças do vento, momentos e torques atuantes no pinhão de giro.....	54
Tabela 18 – Forças cortantes atuantes nos pontos A e B do pinhão de giro ( $E_4$ ).....	56
Tabela 19 – Tensões calculadas – Pinhão de giro da coluna ( $E_4$ ).....	59
Tabela 20 – Tensões calculadas – Pinhão de giro da coluna ( $E_6$ ).....	59
Tabela 21 – Tensões máximas no pinhão de giro da coluna ( $E_4$ ) .....	60
Tabela 22 – $M_{dym}$ terceira lança.....	63
Tabela 23 – Forças horizontais ( $F_h$ ) da terceira lança.....	64

Tabela 24 – Momentos e torques causados por $F_h$ na 3ª lança hidráulica.....	64
Tabela 25 – Forças do vento ( $F_v$ ) incidentes na 3ª lança.....	65
Tabela 26 – Momentos e torques causados por $F_v$ na 3ª lança hidráulica.....	65
Tabela 27 – Forças cortantes atuantes na terceira lança hidráulica .....	66
Tabela 28 – Tensões calculadas - Terceira lança hidráulica (E4) .....	71
Tabela 29 – Tensões calculadas - Terceira lança hidráulica (E6) .....	72
Tabela 30 – Tensões Máximas - Terceira lança hidráulica. (E6) .....	72
Tabela 31 – $M_{dym}$ da 5ª e 6ª lanças hidráulicas.....	74
Tabela 32 – Forças horizontais da 5ª e 6ª lanças hidráulicas .....	75
Tabela 33 – Momentos e torques causados por $F_h$ na 5ª e 6ª lanças hidráulicas.....	75
Tabela 34 – Forças do vento ( $F_v$ ) incidentes na 5ª lança.....	76
Tabela 35 – Forças do vento ( $F_v$ ) incidentes na 6ª lança.....	76
Tabela 36 – Momentos e torques causados por $F_v$ na 5ª e 6ª lanças hidráulicas.....	76
Tabela 37 – Forças cortantes atuantes na 5ª e 6ª lanças hidráulicas.....	76
Tabela 38 – Tensões calculadas - Quinta lança hidráulica.....	78
Tabela 39 – Tensões calculadas - Sexta lança hidráulica.....	78
Tabela 40 – Tensões Máximas – Quinta e sexta lanças hidráulicas.....	79

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	15
1.1	JUSTIFICATIVA DE ESTÁGIO .....	15
1.2	OBJETIVOS.....	16
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral</b> .....	16
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos</b> .....	17
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	18
2.1	CARREGAMENTOS E FORÇAS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM GUINDASTE .....	18
<b>2.1.1</b>	<b>Carregamentos Regulares</b> .....	18
<b>2.1.2</b>	<b>Carregamentos Ocasionais</b> .....	20
<b>2.1.3</b>	<b>Carregamentos Excepcionais</b> .....	20
2.2	COMBINAÇÃO DE CARGAS .....	22
2.3	FLEXÃO EM VIGAS .....	23
<b>2.3.1</b>	<b>Momento Aplicado em Direção Qualquer</b> .....	23
<b>2.3.2</b>	<b>Orientação do Eixo Neutro</b> .....	25
2.4	TORÇÃO EM TUBOS DE PAREDES FINAS E SEÇÃO TRANSVERSAL FECHADA .....	25
2.5	TENSÃO DE CISALHAMENTO TRANSVERSAL.....	26
2.6	FADIGA .....	26
<b>2.6.1</b>	<b>Cargas de Fadiga</b> .....	27
<b>2.6.2</b>	<b>Critérios para Estimar Falhas por Fadiga</b> .....	28
<b>2.6.2</b>	<b>Concentração de Tensões e Entalhes</b> .....	31
<b>2.6.3</b>	<b>Determinação do Número de Ciclos e do Coeficiente de Segurança à Fadiga para Tensões Uniaxiais pulsantes</b> .....	31
<b>3.</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b> .....	34
3.1	CARACTERÍSTICAS E REQUISITOS DO PRODUTO .....	34

3.2	PROPOSTA DE TRABALHO.....	35
3.3	FLUXOGRAMA DE DESENVOLVIMENTO DE TRABALHO .....	36
3.4	POSIÇÕES DE OPERAÇÃO DO EQUIPAMENTO.....	39
3.5	DEFINIÇÃO DOS PESOS PRÓPRIOS DOS COMPONENTES E CARGAS IÇADAS .....	40
3.6	CARREGAMENTOS ENVOLVIDOS NA OPERAÇÃO DO GUINDASTE.....	43
<b>3.6.1</b>	<b>Carregamentos Atuantes no Pinhão de Giro da Coluna .....</b>	<b>45</b>
<b>3.6.2</b>	<b>Cálculo da Resistência do Pinhão de Giro da Coluna.....</b>	<b>56</b>
<b>3.6.3</b>	<b>Carregamentos Atuantes na Terceira Lança Hidráulica (L3).....</b>	<b>61</b>
<b>3.6.4</b>	<b>Cálculo da Resistência da Terceira Lança Hidráulica.....</b>	<b>67</b>
3.7	TENSÃO ADMISSÍVEL DO MATERIAL.....	73
3.8	CARREGAMENTOS ATUANTES NOS NOVOS COMPONENTES .....	74
<b>3.8.1</b>	<b>Carregamentos Atuantes na Quinta e Sexta Lanças Hidráulicas.....</b>	<b>74</b>
<b>3.8.2</b>	<b>Cálculo da Resistência da Quinta e Sexta Lanças Hidráulicas.....</b>	<b>77</b>
3.9	CONSIDERAÇÕES A RESPEITO DA ESTABILIDADE DE OPERAÇÃO DO GUINDASTE .....	80
<b>4.</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>81</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>83</b>
	<b>ANEXOS.....</b>	<b>84</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Guindastes são máquinas utilizadas para elevação e movimentação de cargas, e são equipamentos muito antigos, acredita-se que os primeiros foram construídos 4500 anos atrás no Egito, ganhando notoriedade nas grandes construções da Roma antiga. Com o avanço da sociedade, a tecnologia empregada nos guindastes evoluiu drasticamente, tornando-os equipamentos muito mais complexos, com alto grau de confiabilidade e segurança.

Os guindastes hidráulicos veiculares (figura 1), tem dependência de um acionamento auxiliar mecânico, proveniente da transmissão do próprio caminhão onde está instalado, que transfere energia para um sistema hidráulico. Este por sua vez é responsável por transmitir energia para os cilindros que exercem a função de movimentar as articulações do equipamento. Um projeto de um guindaste deve ser baseado nas condições de uso e nas combinações das diversas cargas exercidas sobre a estrutura do equipamento, variáveis estas que devem ser estudadas e quantificadas de acordo com as normas vigentes no país. No caso do Brasil NBR 14768 (2012) é a principal norma em questão.

Figura 1 – Guindaste hidráulico veicular.



Fonte: Empresa Hyva (2013).

### 1.1 JUSTIFICATIVA DE ESTÁGIO

Este estágio foi desenvolvido na empresa Hyva do Brasil, subsidiária do Grupo Hyva, um grupo multinacional presente em 27 países, fabricante de cilindros hidráulicos telescópicos, componentes hidráulicos para sistemas de carregamento e descarregamento, e o

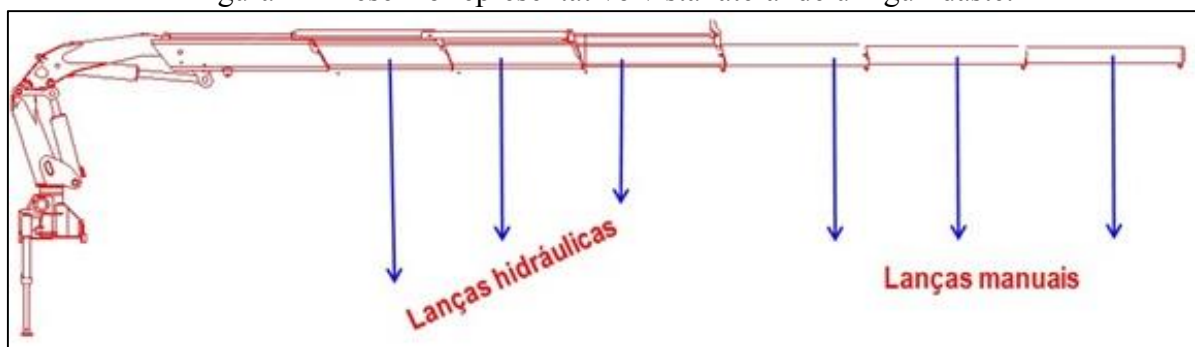


alvo dos estudos deste trabalho, guindastes. A Hyva do Brasil possui uma planta inaugurada em 2013, com o objetivo de produzir guindastes hidráulicos do tipo veicular, utilizando os projetos já mundialmente consolidados fornecidos pelo centro de excelência em engenharia localizado na Itália. Mas com a necessidade de adequação dos guindastes para o mercado brasileiro e suas normas vigentes, torna-se necessário os estudos contidos nesse trabalho para no futuro esta planta tornar-se produzir projetos próprios.

Com a necessidade da empresa de tornar-se uma planta autossuficiente em projetos, se faz necessário o início dos estudos para a verificação da competência estrutural do guindaste projetado, ou verificação de uma alteração de projeto já existente. Primeiramente necessita-se que todos os carregamentos envolvidos na operação do equipamento sejam levantados e quantificados de forma que se possa retirar as informações necessárias para a abertura do projeto.

Somente o fato do acréscimo de uma lança no guindaste, modifica os níveis de tensão exercida na lança seguinte, e por consequência em todos os componentes subsequentes. Além de aumentar o alcance do guindaste, as velocidades de movimentação da carga também aumentam em função do aumento do raio de ação do mesmo, interferindo significativamente nos fatores. Portanto, para qualquer alteração que se deseje fazer em um guindaste pré-existente, deve-se recalcular todas as mudanças nos esforços causados pela nova configuração do guindaste. Na figura 2 exemplifica-se a vista lateral de um guindaste.

Figura 2 – Desenho representativo vista lateral de um guindaste.



Fonte: Empresa Hyva (2013).

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Neste trabalho foi realizado um estudo dos carregamentos envolvidos na operação de um guindaste e dimensionamento das lanças hidráulicas.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Definir conceitos, teorias e normas sobre o estudo da resistência dos materiais relacionados às solicitações mecânicas envolvidas no projeto de um guindaste;
- Influência da dinâmica sobre essas solicitações.
- Desenvolver um procedimento para levantamento dos carregamentos e solicitações envolvidos na operação de um guindaste.
- Desenvolver de um procedimento de cálculo para dimensionamento de lanças, realizando um estudo estático.
- Realizar todos gráficos de carga necessários para a correta utilização do guindaste.
- Dimensionar as vigas de um conjunto de lanças.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os assuntos de maior pertinência para a execução deste trabalho estão sendo explicitados de maneira sucinta e objetiva com base em fontes confiáveis e aplicáveis, a fim de se alcançar os objetivos finais deste trabalho, conforme citado anteriormente.

### 2.1 CARREGAMENTOS E FORÇAS ATUANTES NA ESTRUTURA DE UM GUINDASTE

Conforme EN 13001-2 (2009), carregamentos que atuam em um guindaste são divididos em três categorias: regulares, ocasionais e excepcionais.

#### 2.1.1 Carregamentos Regulares

De acordo com EN 13001-2 (2009), carregamentos regulares são os efeitos do içamento e da gravidade agindo na massa do guindaste, efeitos inerciais e da gravidade agindo verticalmente na carga içada, cargas causadas pela aceleração de todos os sistemas de movimentação, cargas causadas pelo transporte em superfícies irregulares e cargas induzidas por deslocamentos.

Neste estudo serão abordados apenas os três primeiros carregamentos citados acima, os dois últimos não são relevantes ao tipo de guindaste em questão.

Segundo NBR14768 (2012), os efeitos dinâmicos causados pela vibração da estrutura quando há elevação ou descida de cargas, devem ser levados em conta aplicando-se o fator  $\Phi_1$  nas forças gravitacionais atuantes nas massas do guindaste. Esse efeito deve ser usado para o cálculo da estrutura do guindaste e seus acessórios. O valor de  $\Phi_1$  deve ser o menor entre 1,1 e  $\Phi_2$ , expressada pela equação 1.

$$\Phi_1 = \min(1,1; \Phi_2) \quad (1)$$

De acordo com NBR14768 (2012), no caso de elevar ou descer uma carga não restringida ou começar ou parar um movimento vertical, os efeitos causados pela vibração da carga devem ser levados em consideração multiplicando a força gravitacional causada pela carga içada pelo fator  $\Phi_2$ , expressado pela equação 2.

$$\Phi_2 = \Phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_{h,\max} \quad (2)$$

Valores para  $\Phi_2$  e  $\beta_2$  são definidos de acordo com a categoria de içamento, de acordo com a tabela 1.

Tabela 1-Coefficientes  $\Phi_{2,\min}$  e  $\beta_2$

<b>Categoria de Içamento</b>	<b><math>\beta_2</math></b>	<b><math>\Phi_{2,\min}</math></b>
HC1	0,17	1,05
HC2	0,34	1,10
HC3	0,51	1,15
HC4	0,68	1,20

Fonte: Adaptado de EN13001-2, 2009

Onde, HC1: Para guindastes montados em veículos, ou em fundação com flexibilidade equivalente; HC2: Para guindastes montados em fundações estáticas; HC3 e HC4 : Não são aplicáveis para o guindaste em estudo.

Em guindastes que operam liberando parte da carga bruta como parte do procedimento padrão de operação, o efeito dinâmico máximo pode ser simulado multiplicando-se a carga bruta pelo fator  $\Phi_3$  equação 3.

$$\Phi_3 = 1 - \frac{\Delta mH}{mH} \cdot (1 + \beta_3) \quad (3)$$

Onde,  $mH$ = massa da carga bruta içada [kg];  $\Delta mH$ =parte da carga bruta liberada [kg];  $\beta_3=0,5$  para guindastes equipados com garras ou similares que proporcionam uma liberação lenta da carga [-];  $\beta_3=1$  para guindastes equipados com imãs ou similares que proporcionam uma liberação rápida da carga [-];

Cargas causadas pela aceleração dos sistemas de movimentação, contemplam as forças causadas pela aceleração/desaceleração do sistema de giro e também as forças centrífugas.

A força  $F_h$ , é uma força horizontal que age sobre todos componentes que se movem pela ação da aceleração/desaceleração do sistema de giro do guindaste, e deve ser quantificada através de um modelo cinético de corpo rígido. Segundo NBR 14768 (2012), a força  $F_h$  deve ser multiplicada pelo fator  $\Phi_{5h}$ . Onde  $\Phi_{5h}=1,05$  [-] para uso com gancho, e  $\Phi_{5h}=1,3$  [-] para uso com garra ou cesto.

De acordo com NBR 14768 (2012), as forças centrífugas que atuam no giro dos guindastes apenas devem ser calculadas a partir da carga içada, dos componentes da lança, e se aplicável do contrapeso e da carga bruta, sem a aplicação de fatores dinâmicos.

### 2.1.2 Carregamentos Ocasionais

De acordo com EN 13001-2 (2009), são considerados carregamentos ocasionais a cargas causadas pelo vento em serviço, por neve e gelo e por variação de temperatura. Neste estudo foi abordada apenas a carga causada pelo vento em serviço.

Segundo EN 13001-2 (2009), assume-se que as cargas causadas pelo vento em serviço agem perpendicularmente ao eixo longitudinal do componente do guindaste, e se expressa pela equação 5.

$$F_v = q \cdot c \cdot A \quad (5)$$

Onde,  $q$  = Pressão do vento [MPa];  $c$  = Coeficiente aerodinâmico do elemento em questão [-];  $A$  = Área do elemento em questão [mm<sup>2</sup>];

### 2.1.3 Carregamentos Excepcionais

Cargas excepcionais agem em situações extremas, não ocorrendo normalmente na operação diária, podem ser causadas por vários eventos, como rupturas de linhas de pressão, falhas em componentes ou mecanismos estruturais, movimentações do solo, entre outras. Neste estudo apenas serão abordadas cargas de testes, cargas causadas por ventos fora de serviço e carregamentos causados por içamentos de cargas sob excepcionais circunstâncias.

As cargas de teste se dividem em cargas dinâmica e estática. De acordo com EN 13001-2 (2009), a carga de teste dinâmica (equação 7), deve ser movida de modo a simular o uso normal de operação do guindaste, e deve ser ao menos 10% maior que a carga de içamento nominal do equipamento multiplicando-se pelo fator dinâmico para cargas de teste  $\Phi_6$  (equação 6).

$$\Phi_6 = 0,5 \cdot (1 + \Phi_2) \quad (6)$$

$$P_d = 1,1 \cdot P \quad (7)$$

Onde,  $P_d$  = Carga de teste dinâmico [kg];  $P$  = Carga de serviço [kg];  $\Phi_6$  = Fator dinâmico para cargas de testes [-].

Segundo EN 130001-2 (2009), a carga de teste estático (equação 8) é aumentada para o teste sem o uso dos dispositivos de levantamento do próprio guindaste, portanto não há interferência dinâmica nos carregamentos. A carga de teste estático deve 125% da carga de serviço.

$$P_t = 1,25 \cdot P \quad (8)$$

Onde,  $P_t$  = Carga de teste estático [kg].

Em guindastes hidráulicos veiculares não se leva em consideração os ventos enquanto o mesmo encontra-se fora de serviço, pois ele é facilmente articulado e guardado junto à carroceria do caminhão, como mostrado na figura 3.

Figura 3 – Guindaste guardado junto a carroceria.



Fonte: Empresa Hyva (2013).

Carregamentos causados pelo içamento de uma carga sob excepcionais circunstâncias segundo EN 130001-3 (2009), são causadas por simultâneos picos dinâmicos causados pelo

içamento de uma carga em repouso no chão, à máxima velocidade, isto é, soma de todos dispositivos de elevação, levando em conta a vazão de óleo disponível.

## 2.2 COMBINAÇÃO DE CARGAS

Combinações de carga básicas para cálculo estrutural do guindaste, para prevenir escoamento e ruptura estão apresentados na tabela 2.

Tabela 2 – Combinação de cargas

CATEGORIA DE CARGA	CARGAS		COMB. A		COMB. B		COMB. C	
			A1	A2	B1	B2	C1	C3
Regular	Aceleração Gravidade e Dispositivos de Elevação	Próprio Peso em movimento	$\phi_1$	$\phi_1$	$\phi_1$	$\phi_1$	$\phi_1$	1
		Carga Útil	$\phi_2$	$\phi_3$	$\phi_2$	$\phi_3$	-	-
	Aceleração Rotação	Próprio Peso em movimento	$\phi_{5h}$	$\phi_{5h}$	$\phi_{5h}$	$\phi_{5h}$	-	-
		Carga Útil	$\phi_{5h}$	$\phi_{5h}$	$\phi_{5h}$	$\phi_{5h}$	-	-
Ocasional	Efeitos do Clima	Vento em Serviço	-	-	1	1	-	-
Excepcional	Forças Causadas por Efeitos Excepcionais		-	-	-	-	$\phi_2$	1

Fonte: Adaptado de EN 12999, 2006

A combinação de carga A, é usada para guindastes submetidos à cargas regulares e operando em condições normais, sendo A1 condição normal de operação, içamento/descida de cargas com picos dinâmicos causados por qualquer função hidráulica atuando sozinha enquanto o giro do guindaste é acionado, sendo A2 condição normal de operação, equipado com garra, imã ou acessório similar que permite a liberação instantânea de parte da carga enquanto o giro do guindaste é acionado.

A combinação de carga B, é usada para guindastes submetidos à cargas regulares combinadas com cargas ocasionais, Sendo B1 equivalente à condição A1, combinado a carregamentos ocasionais e B2 equivalente à condição A2, combinado a carregamentos ocasionais.

Combinação de carga C, é usada para guindastes submetidos à cargas regulares combinadas com cargas ocasionais e excepcionais, sendo C1 simultâneos picos dinâmicos causados pelo içamento de uma carga em repouso, somando todos dispositivos de elevação, levando em conta a vazão de óleo disponível, e C3 guindaste avaliado em condição de teste.

## 2.3 FLEXÃO EM VIGAS

GROEHS (2002, p. 5-11) afirma que: “quando um corpo é constituído de um material que apresenta as mesmas propriedades em todos seus pontos, o material do corpo é dito como homogêneo”.

Sendo a viga homogênea e as tensões permanecendo abaixo do limite de escoamento do material, e obedecendo à lei de Hooke, conforme Norton (2004), a máxima tensão normal de flexão ocorre nas fibras externas e é expressa pelas equações 9 e 10.

$$\sigma_f = \frac{M}{Z} \quad (9)$$

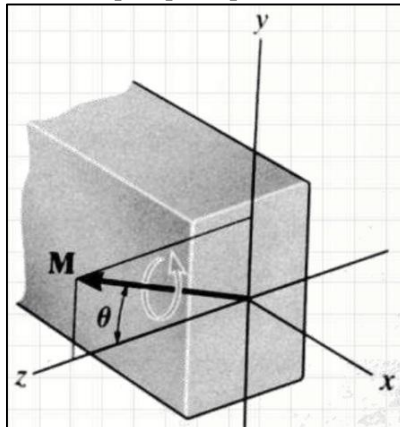
$$Z = \frac{I}{c} \quad (10)$$

Onde,  $\sigma_f$  = tensão de flexão nominal [MPa];  $c$  = Maior distância do plano neutro até a fibra externa da viga [mm];  $M$  = Momento fletor aplicado na seção estudada [N.mm];  $I$  = Momento de inércia da área da seção transversal da viga em relação ao plano neutro [mm<sup>4</sup>];  $Z$  = módulo de resistência à flexão [mm<sup>3</sup>].

### 2.3.1 Momento Aplicado em Direção Qualquer

Algumas vezes a viga pode ser carregada de forma que o momento fletor interno resultante não atue relativamente a um dos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ , como mostrado na figura 4.

Figura 4 – Momento fletor qualquer aplicado em uma direção qualquer.

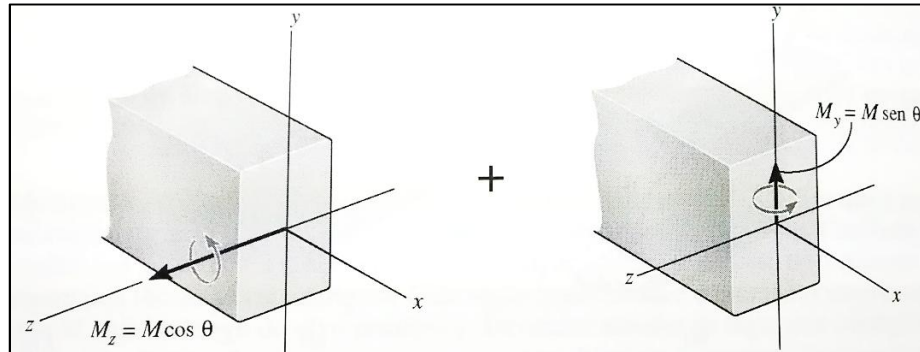


Fonte: Hibbeler (2000).



Segundo Hibbeler (2000), quando isso ocorre, o momento deve ser decomposto em componentes dos eixos principais, mostrado na figura 5.

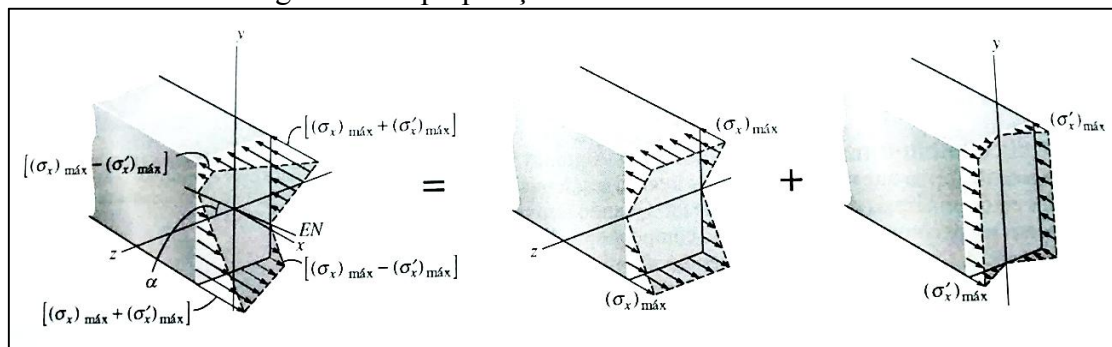
Figura 5 – Momento fletor decomposto nos eixos principais.



Fonte: Hibbeler (2000).

Então, após a decomposição, a fórmula da flexão pode ser utilizada para determinar as tensões normais causadas pelos componentes de cada momento fletor. Finalmente, utilizando o princípio de superposição de efeitos mostrado na figura 6, a tensão normal resultante em cada ponto da seção pode ser determinada.

Figura 6 – Superposição de efeitos e eixo neutro.



Fonte: Hibbeler (2000).

Decompondo um momento tensor em dois eixos a equação 11.

$$\sigma_{fr} = \frac{Mz \cdot y}{Iz} + \frac{My \cdot z}{Iy} \quad (11)$$

Onde,  $\sigma_{fr}$  = Tensão de flexão resultante em um ponto [MPa];  $y, z$  = Coordenadas do ponto relativas aos eixos principais [mm];  $My, Mz$  = Componentes do momento interno resultante ao longo dos eixos principais [MPa];  $Iy, Iz$  = Momentos principais de inércia calculados relativamente aos eixos principais [mm<sup>4</sup>];

### 2.3.2 Orientação do Eixo Neutro

De acordo com Hibbeler (2000), o eixo neutro pode ser determinado aplicando a fórmula 10 e aplicando  $\sigma_{fr} = 0$ , pois na linha neutra a tensão de flexão é nula, conforme equação 12.

$$0 = \frac{Mz \cdot y}{I_z} + \frac{My \cdot z}{I_y} \quad (12)$$

Sendo  $Mz = M \cdot \sin\Phi$  e  $My = M \cdot \cos\Phi$  se obtém a equação 13.

$$y = \left( \frac{I_z}{I_y} \cdot \text{tg}\Phi \right) \cdot z \quad (13)$$

Esta é a equação da reta que define o eixo neutro para seção transversal. Como a inclinação desta reta é definida por  $\text{tg}\alpha = y/z$  a equação 14 define-se:

$$\text{tg}\alpha = \left( \frac{I_z}{I_y} \cdot \text{tg}\Phi \right) \quad (14)$$

## 2.4 TORÇÃO EM TUBOS DE PAREDES FINAS E SEÇÃO TRANSVERSAL FECHADA

Segundo Hibbeler (2000), seção transversal fechada significa que o tubo não apresenta fendas ou quebras ao longo de seu comprimento, e uma vez que as paredes são finas, pode-se obter uma solução aproximada para a tensão cisalhante admitindo que esta tensão seja uniformemente distribuída ao longo da espessura do tubo. E pode-se determinar a tensão cisalhante média em qualquer ponto da parede do tubo de acordo com a equação 15.

$$\tau_{\text{med}} = \frac{T}{2 \cdot t \cdot A_m} \quad (15)$$

Onde,  $\tau_{\text{med}}$  = Tensão cisalhante média atuando sobre a espessura do tubo [MPa]; T = Torque aplicado [Nmm]; t = espessura do tubo onde  $\tau_{\text{med}}$  deve ser determinado [mm];  $A_m$  = Área média limitada pela linha de centro da espessura do tubo [mm<sup>2</sup>].

## 2.5 TENSÃO DE CISALHAMENTO TRANSVERSAL

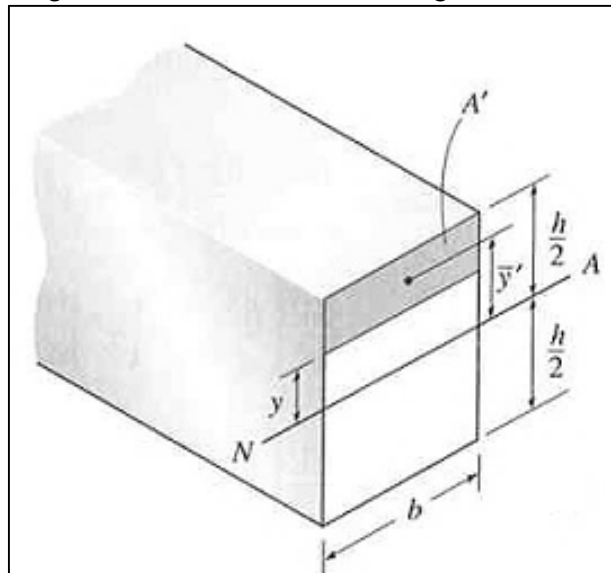
Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2011), a maioria das vigas tem tanto forças de cisalhamento como momentos fletores. Apesar disso, a fórmula de flexão foi desenvolvida sob a hipótese de flexão pura. Para fins de engenharia, a fórmula de flexão é válida independentemente de uma força de cisalhamento estar presente ou não.

A equação 16 descreve a tensão de cisalhamento para vigas em flexão e está exemplificada na figura 7.

$$\tau_{cis} = \frac{V \cdot \bar{Y}' \cdot A'}{I \cdot b} \quad (16)$$

Onde,  $\tau_{cis}$  = Tensão cisalhante,  $V$  = Força cisalhante [N];  $I$  = Momento de inércia em relação ao eixo neutro [ $\text{mm}^4$ ];  $b$  = Largura da seção no ponto onde a  $\tau_{cis}$  deve ser calculada [mm];  $\bar{Y}'$  = É a distância do eixo neutro ao centroide de área  $A'$  [mm];  $A'$  = Área superior ou inferior da seção do elemento transversal do elemento acima de  $y$  [mm].

Figura 7 – Tensão cisalhante em vigas em flexão.



Fonte: Hibbeler (2000).

## 2.6 FADIGA

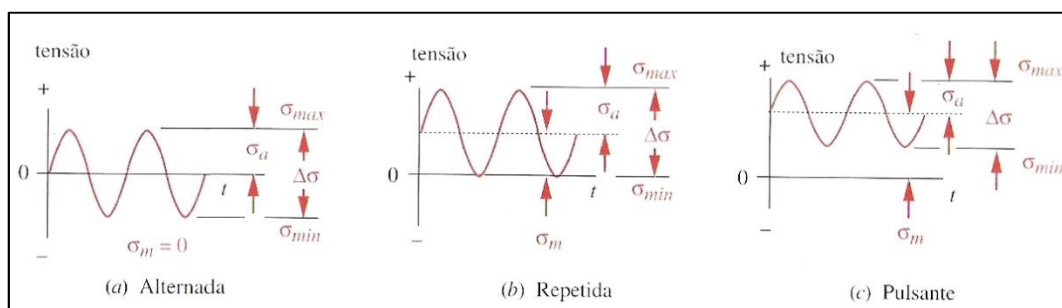
Segundo Verschoof (2002), fadiga em construções, estruturas e mecanismos são fenômenos muito perigosos, pois podem levar a avarias graves. O cálculo de

resistência mecânica da estrutura de um guindaste e de resistência à fadiga são dois itens bastante diferentes. No cálculo de resistência mecânica da estrutura, as cargas e as tensões máximas em uma área qualquer devem ser calculadas, e os coeficientes de segurança e tensões admissíveis devem ser respeitados. No entanto, quando a mesma parte analisada deve suportar 2 milhões ou até mesmo de 4 milhões ciclos e carga flutuante pesada, o valores permitidos de tensões não são os mesmos, mas inferiores, especialmente quando os detalhes do componente são levados em conta. Para o cálculo da fadiga, a tensão máxima e tensão mínima devem ser calculadas. O processo da falha por fadiga é dividido em três etapas: início da trinca, propagação da trinca e ruptura repentina causada pelo crescimento da trinca. O primeiro estágio tem uma pequena duração, podendo até já existir na peça devido a sua fabricação, antes mesmo do seu emprego. A propagação da trinca é o processo mais demorado que constitui na própria vida da peça. E por fim, a ruptura da peça, que acontece instantaneamente.

### 2.6.1 Cargas de Fadiga

Cargas, variantes no tempo, podem provocar falhas devido à fadiga. O comportamento destas cargas varia conforme a sua aplicação. No geral a função carga é descrita com uma onda senoidal ou na forma dente de serra. Norton (2004, p.300) afirma que “os fatores significativos são a amplitude e o valor médio da onda de tensão-tempo (ou deformação-tempo) e o número total de ciclos de tensão/deformação a que a peça é submetida”. A figura 8 mostra as funções típicas de tensão-tempo, ilustradas como ondas do tipo senoidal.

Figura 8 – Cargas que variam com o tempo.



Fonte: Norton (2004).

O intervalo de tensões é obtido através da equação 17.

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (17)$$

A amplitude da variação de tensão é dada pela equação 18, e a tensão média pela 19.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (18)$$

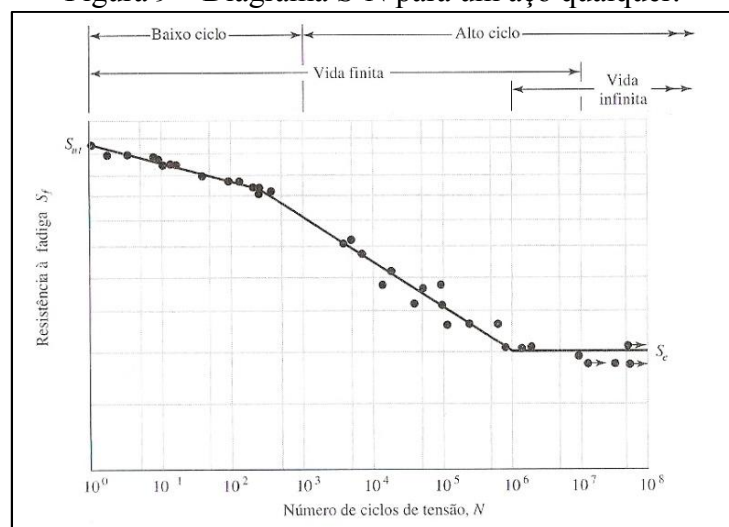
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (19)$$

### 2.6.2 Critérios para Estimar Falhas por Fadiga

Um método para obter valores de resistência à fadiga de um material, provém do ensaio de montagens reais. Os ensaios realizados em aços através de flexão rotativa, mostram que ao longo do tempo o valor de resistência à fadiga do aço decai linearmente, até por volta de  $10^6$  e  $10^7$  ciclos, quando atinge uma inflexão. Esta inflexão define o limite de fadiga  $S_e$ , que é o nível de tensão abaixo do qual não ocorre mais falhas por fadiga.

A figura 9 mostra um diagrama S-N de um aço qualquer, onde se percebe que até  $10^3$  ciclos o valor de resistência à fadiga  $S_f$  é ligeiramente inferior que o valor de resistência à tração do material. Entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos o valor decresce até ser igual ao limite de resistência à fadiga corrigido  $S_e$  e a partir deste ponto, a curva do gráfico se mantém constante no valor de  $S_e$ .

Figura 9 – Diagrama S-N para um aço qualquer.



Fonte: Shigley; Mischke e Budynas (2011).

Quando não é possível realizar métodos experimentais, a melhor alternativa para de definição de resistência à fadiga  $S_f$ , ou o limite de fadiga  $S_e$ , é através de informações sobre a resistência à tração do material  $S_{ut}$ . De acordo com Norton (2004), através de alguns experimentos relacionando resistência a tração e o limite a fadiga do material se constatou que, para aços com alto valor de resistência a tração, o limite de fadiga tende a estabilizar-se. Para aços com  $S_{ut} < 1400$  MPa, estas relações estão definidas na Equação 20.

$$S_e = 0,5.S_{ut} \quad (20)$$

Já aços com  $S_{ut} > 1400$  MPa, o valor de  $S_e$  é igual a 700 MPa.

Este valor de limite de fadiga deve ser corrigido, já que os valores de resistência à tração dos materiais são obtidos em testes de laboratório, através de ensaios de corpos de prova padrão e com controle de temperatura, meio ambiente, etc., para que se aproxime ao máximo da aplicação real do componente. Assim, o limite de fadiga corrigido,  $S_e$ , para uma aplicação específica é dado através da Equação 21.

$$S_e = C_{carreg} \cdot C_{tam} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot S_e' \quad (21)$$

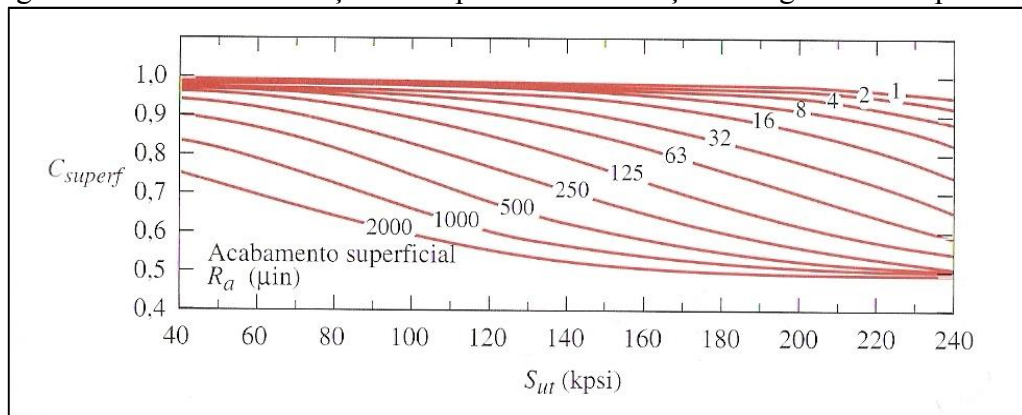
Os efeitos da sollicitação são analisados através das relações entre a resistência à tração e o limite de fadiga do material, obtidos através de ensaios aplicando flexão rotativa. Então para componentes sob força de flexão, deve-se aplicar um fator de correção igual  $C_{carreg} = 1$ , de acordo com Norton (2004).

Os corpos de prova utilizados em ensaios possuem dimensões próximas à 7,62 mm. Segundo Norton (2004), para efeitos do tamanho, se a peça for maior que o corpo de prova utilizado, deve-se aplicar uma correção de tamanho, devido a peças maiores terem uma maior probabilidade de falharem sob tensões menores. Conforme Norton (2004) para tamanhos maiores que 250 mm, usa-se  $C_{tam} = 0,6$ .

Corpos de prova possuem um acabamento polido para impedir que imperfeições na superfície acelerem a falha. Na maioria das peças reais, os processos de fabricação utilizados não resultam em acabamentos tão precisos, então também se deve aplicar um fator de correção em relação à superfície.

O gráfico da figura 10 relaciona o valor de resistência à tração do material com o valor de rugosidade superficial ( $R_a$ ). Através destes dois valores, chega-se a um valor de  $C_{superf}$ .

Figura 10 – Fator de Correção de Superfície em Relação à Rugosidade Superficial.



Fonte: Norton, 2004

Materiais como aços sofrem grande efeito em relação à temperatura. Em temperaturas baixas a tenacidade à fratura diminui e aumenta em temperaturas moderadamente elevadas (até por volta de 350 °C). Ensaios são realizados em laboratórios com temperatura controlada. Como cada aplicação tem uma temperatura de operação, é necessário corrigir o valor de resistência à fadiga em relação à temperatura.

Shigley, Mischke e Budynas (2011), sugerem para corpos que operam a uma temperatura abaixo de 450 °C, o valor de resistência à fadiga não necessita de correção, assim  $C_{temp}=1$ .

Muitos dados de resistência à fadiga dos materiais obtidos através de ensaios, quando comparados com os dados dos mesmos materiais em aplicações semelhantes ao ensaio, apresentam certa dispersão. Levando isso em consideração é necessário aplicar um valor de correção em relação à confiabilidade que se deseja obter. A Tabela 3 relaciona o  $C_{conf}$  para alguns valores de confiabilidade. Por exemplo, usando um valor de confiabilidade de 90%, isso quer dizer que o valor de resistência à fadiga encontrado tem 90% de probabilidade de ser igual ou menor ao valor real do material, para isso deve-se usar  $C_{conf}$ .

Tabela 3 – Fator de Confiabilidade

Confiabilidade %	$C_{conf}$
50	1
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Fonte: Norton, 2004

### 2.6.2 Concentração de Tensões e Entalhes

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2011), furos, reentrâncias, rasgos, etc., também conhecidos como entalhes, quando existem em um componente, aumentam significativamente as tensões na vizinhança imediata da descontinuidade. Espera-se do Engenheiro ou Projetista que leve sempre em consideração este fator no momento de projetar uma peça, pois furos, rasgos para anéis elásticos, etc., também são entalhes e são muito utilizados nos mais diversos projetos. Sempre que houver a necessidade de usá-los, deve-se procurar fazê-los com o maior tamanho possível, já que, quanto menor o entalhe, maior a concentração de tensão.

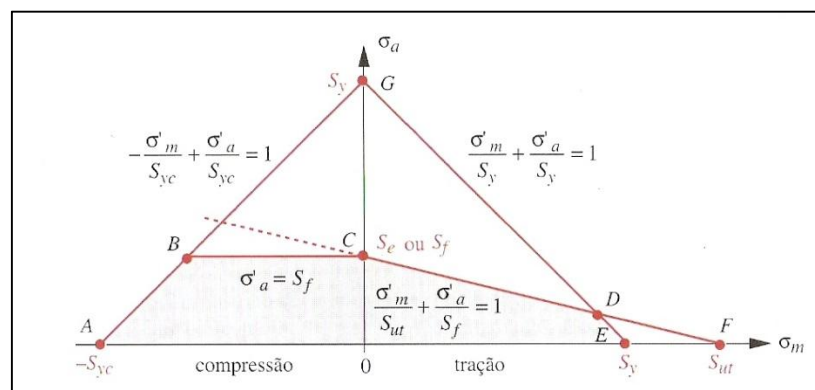
Os materiais apresentam diferentes sensibilidades ao entalhe; quanto maior a ductilidade do material, menor a sensibilidade. Em materiais frágeis, deve-se cuidar com entalhes, pois nestes a concentração de tensão é elevada. Raios de arredondamento nas descontinuidades são uma boa saída para diminuir a concentração de tensão nestas regiões.

Em peças que possuem estas características, é necessário multiplicar o valor de tensão nominal por um fator de concentração de tensão.

### 2.6.3 Determinação do Número de Ciclos e do Coeficiente de Segurança à Fadiga para Tensões Uniaxiais pulsantes

Diagramas são largamente utilizados para definir o comportamento do material em relação à vida em fadiga. Através destes diagramas pode se obter os pontos onde a peça está segura. Tensões repetidas possuem um valor de tensão média diferente de zero. Nestes casos, o digrama de Goodman modificado, mostrado na figura 11, é um dos usados pelos engenheiros e apresenta resultados em favor da segurança em função de ser conservador.

Figura 11 – Diagrama de Goodman modificado.



Fonte: Norton, 2004



Pode-se ver que o digrama é dividido em uma parte de compressão e outra de tração. No eixo de tensão média, o limite de escoamento  $S_y$  e o limite de ruptura  $S_{ut}$  do material estão definidos nos pontos A, E e F. No eixo da tensão alternada, o limite de escoamento  $S_y$  e a resistência à fadiga do material em um certo número de ciclos estão plotados nos pontos C e G. Na região onde existe tração, a curva GE, define o limite de escoamento estático, já as curvas CD e DE definem tanto a falha por fadiga quanto a falha estática. A região segura é definida pela área sombreada denominada ABCDEA. Qualquer combinação de tensões que caiam dentro desta região não irá falhar, tanto estaticamente quanto por fadiga.

O coeficiente de segurança à fadiga depende de como a combinação entre a tensão média e a tensão alternada irão variar em serviço. No caso de tensão repetida, ambas as tensões podem variar durante o serviço, porém a relação entre elas permanece constante. Para tensões repetidas não existe tensão de compressão, assim o diagrama de Goodman modificado, geralmente, é mostrado apenas na região de tração. O valor do coeficiente de segurança  $N_f$  pode ser definido através da Equação 22.

$$\sigma_f = \frac{S_e \cdot S_{ut}}{\sigma_a \cdot S_{ut} + \sigma_m \cdot S_e} \quad (22)$$

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2011), o número de ciclos até a falha de um componente para um carregamento flutuante pode ser definido através da Equação 23, seguindo o critério de Goodman.

$$N = \left( \frac{S_f}{a} \right)^{1/b} \quad (23)$$

Onde  $N$  é o número de ciclos até a falha, a resistência à fadiga  $S_f$  pode ser encontrada através da Equação 24.

$$S_f = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (24)$$

Os valores de  $a$  e  $b$  são definidos pelas Equações 25 e 26 respectivamente.

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (25)$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \left( \frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right) \quad (26)$$

Onde  $f$  é uma fração de  $S_{ut}$  que representa a resistência à fadiga do material para  $10^3$  ciclos. Valores de  $f$  são dados em função de  $S_{ut}$ , sendo  $f = (0,93)$ ,  $(0,86)$ ,  $(0,82)$  e  $(0,77)$ , respectivamente para  $S_{ut} = 413$ ,  $620$ ,  $827$  e  $1379$  MPa.

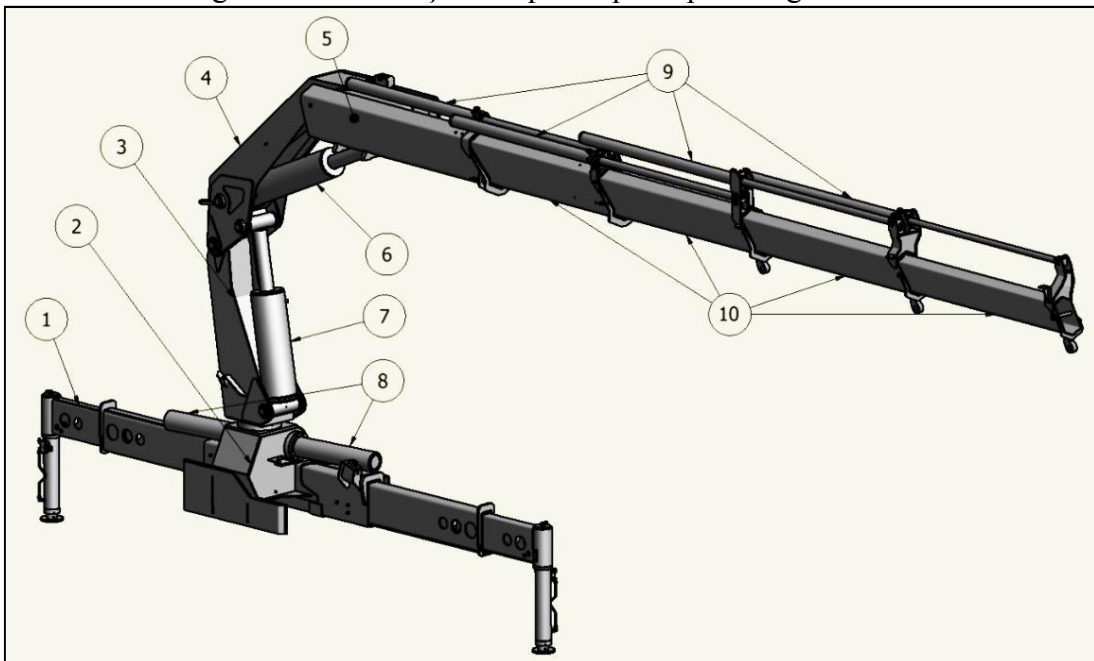
### 3. DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo serão abordados assuntos referentes ao projeto das novas lanças hidráulicas do guindaste, mostrando o equipamento escolhido para o estudo, caracterizando suas principais funções, juntamente com dados, informações e requisitos. E por fim será apresentada uma proposta indicando o que será realizado e como será realizado.

#### 3.1 CARACTERÍSTICAS E REQUISITOS DO PRODUTO

O guindaste hidráulico veicular HBR430 com capacidade de içamento de 427570 N.m (43,6 tonf.m) que será alvo deste estudo, é fabricado pela empresa Hyva do Brasil e seus principais componentes são mostrados na figura 12, e suas respectivas descrições são mostrados na tabela 4.

Figura 12 – Descrição das partes principais do guindaste.



Fonte: Hyva do Brasil (2013)

Tabela 4 – Descrição das partes principais do guindaste.

(continua)

Item	Denominação	Características
1	Patolas	Fornecem estabilidade ao guindaste em operação.
2	Base	Conecta o guindaste ao caminhão,
3	Coluna	Equipada com o pinhão de giro, sustenta o 1º Braço e o cil. elevação.
4	1º Braço (1ºBr)	Estrutura que conecta coluna com 2º Braço.
5	2º Braço (2ºBr)	Responsável pela sustentação das vigas telescópicas das lanças.
6	Cilindro inclinação	Responsável pela articulação do 2º Braço.

(conclusão)

7	Cilindro elevação	Responsável pela articulação do 1º Braço.
8	Cilindro giro	Acoplado a uma cremalheira/pinhão, responsável pelo giro do equipamento.
9	Cil. das Lanças	Responsável pelos movimentos de extensão e recuo das lanças.
10	Lanças hidráulicas	Suportam altas tensões de flexão e definem o alcance de içamento.

Fonte: O autor

Os requisitos mais relevantes do guindaste atual HBR430 são listados abaixo:

- Máximo momento teórico de içamento da carga: 427570 N.m (43,6 tonf.m).
- Máxima pressão de trabalho: 25 MPa (250 bar).
- Máxima pressão de trabalho do giro: 25 MPa (250 bar).
- Vazão do óleo: 50 l/min.
- Número de lanças hidráulicas: 2 à 4.
- Número de cilindros de extensão de lança: 2 à 4.
- Máximo alcance hidráulico horizontal: 11,5m.
- Máximo alcance hidráulico vertical: 15,46m.
- Força máxima cilindro elevação: 1324594 N (135071 kgf).
- Força máxima cilindro inclinação: 1026324,8 N (104656 kgf).

Os requisitos propostos são listados abaixo:

- Número de lanças hidráulicas: 2 à 6.
- Máximo alcance hidráulico horizontal: 15,5m.
- Máximo alcance hidráulico vertical: 19,46m.
- Número de cilindros de extensão de lança: 2 à 6.

### 3.2 PROPOSTA DE TRABALHO

A proposta do trabalho consiste em realizar em um guindaste hidráulico veicular pré-existente, uma alteração estrutural no conjunto de lanças, incrementando o número de lanças hidráulicas de 4 para 6, aumentando seu alcance hidráulico, mantendo todos os carregamentos na estrutura iguais aos encontrados antes da modificação ou ainda dentro dos limites admissíveis de tensão para os materiais empregados, com o mínimo possível de perdas nos valores de cargas içadas.

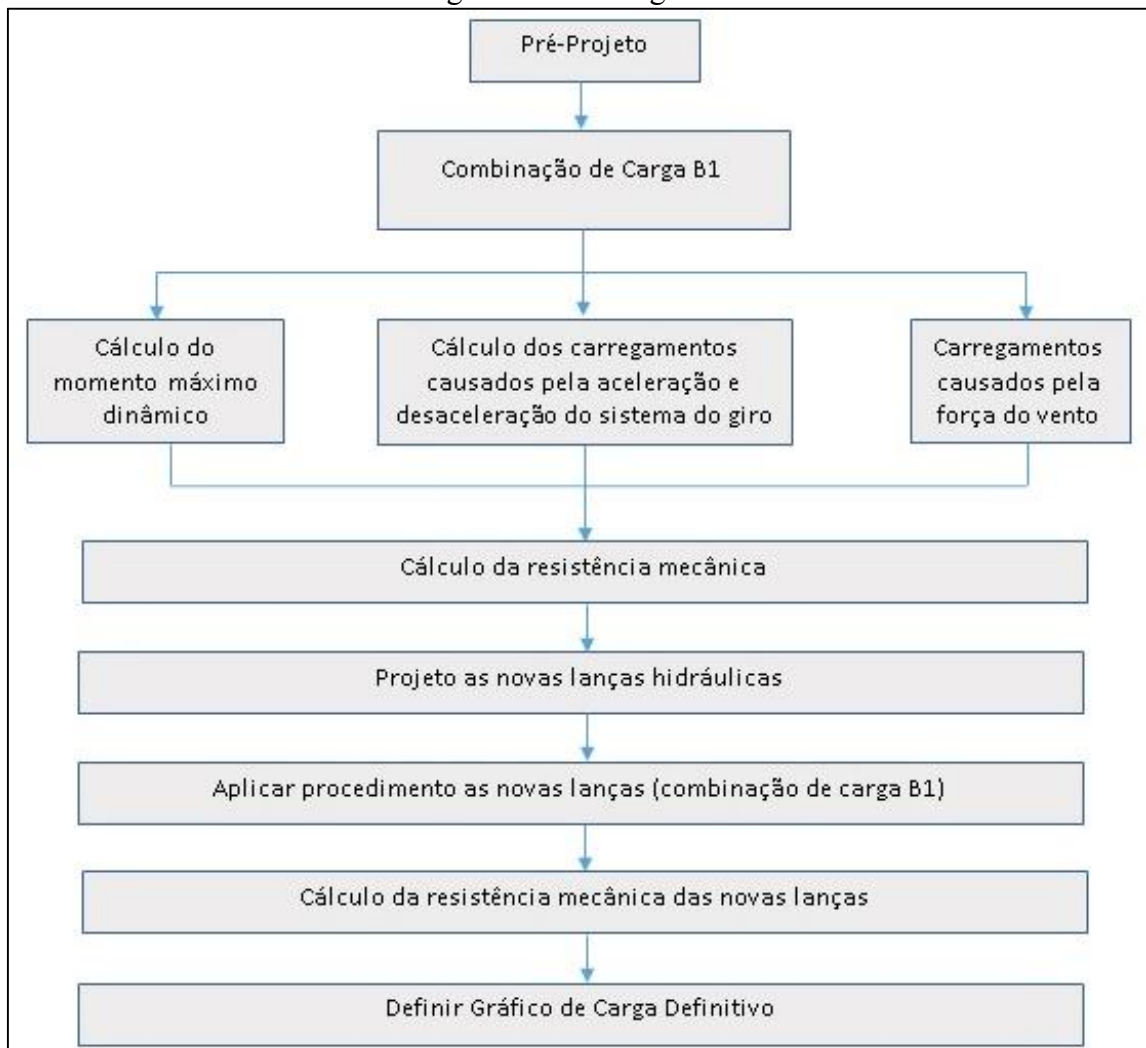
O guindaste escolhido para o estudo atende em totalidade os requisitos estruturais da norma NBR 14768 (2012), sendo assim, alterações promovidas no guindaste, assim como

todos os procedimentos de cálculos desenvolvidos, serão baseados na mesma norma em questão.

### 3.3 FLUXOGRAMA DE DESENVOLVIMENTO DE TRABALHO

A forma de como o trabalho proposto foi realizado apresenta-se através de um fluxograma (figura 13), apresentando simplificadaamente quais os passos que foram dados para se atingir o objetivo final. O trabalho subdivide-se em três partes: procedimento de cálculo dos carregamentos, cálculo da resistência, e por fim dimensionamento e cálculo das vigas das lanças. Repetiu-se as duas primeiras partes de acordo com o número de componentes escolhidos para comprovação estrutural, no caso deste trabalho somente dois, e serão devidamente apresentados no decorrer do estudo.

Figura 13 – Fluxograma.

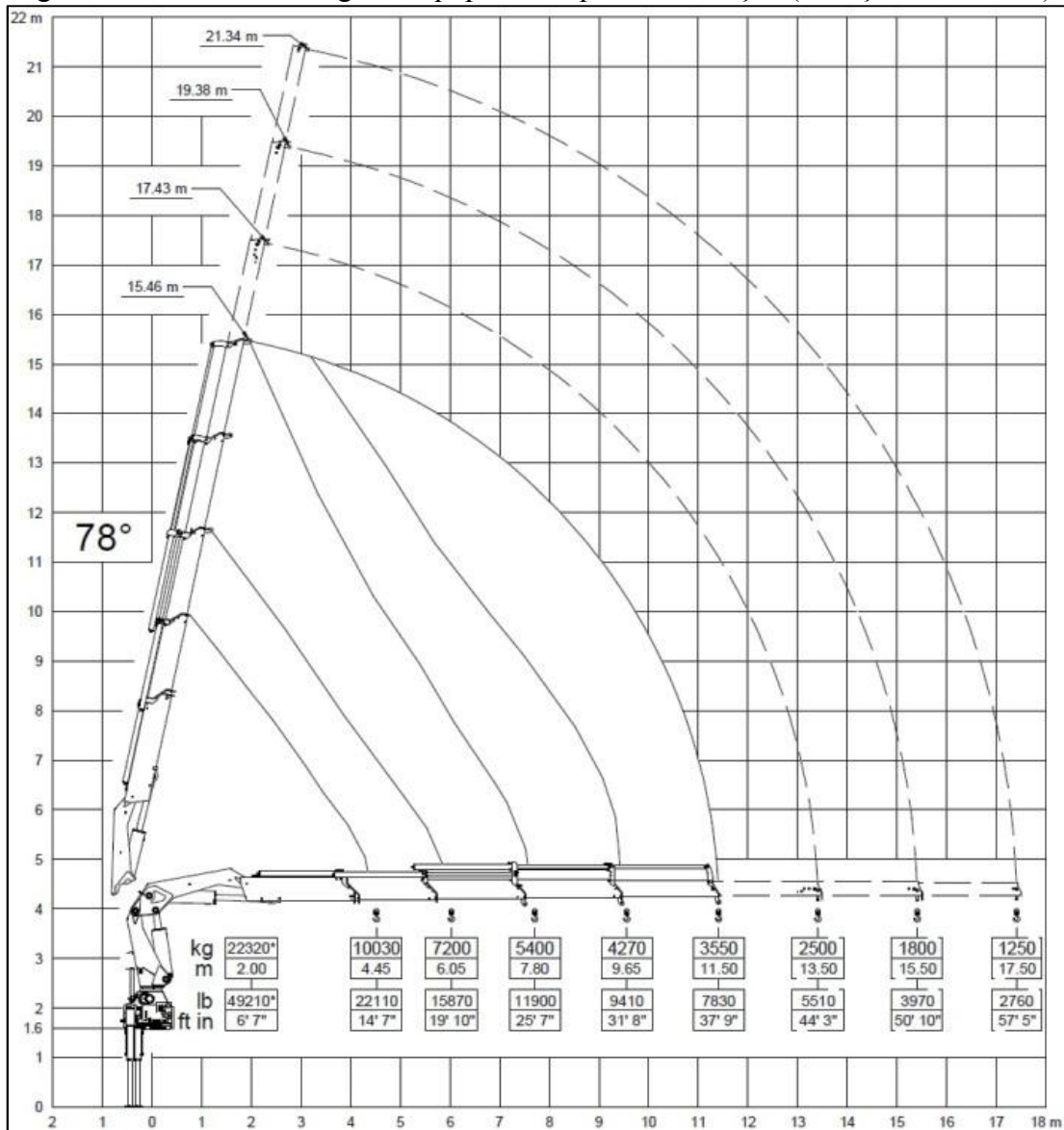


Fonte: O autor (2014).

O pré-projeto da 5ª e 6ª lança consiste em modelar as novas lanças hidráulicas utilizando o software 3D (Solid Works). Tem-se como objetivo levantar valores de peso e centros de massa aproximados, para aplicação nos cálculos necessários mostrados no capítulo 2.

Inicialmente para a abertura de um projeto de guindaste, um dado essencial é o gráfico de cargas provisório. É ele que define os içamentos verticais máximos em relação ao centro da coluna de operação do guindaste. Neste caso como foi feito uma alteração em um guindaste existente, utilizou-se como base o gráfico do guindaste atual (figura 14) que posteriormente foi modificado de acordo com a nova estrutura de lanças, com alcances e pesos próprios aproximados.

Figura 14 – Gráfico de carga do equipamento pré-modificação (4 lanças hidráulicas).

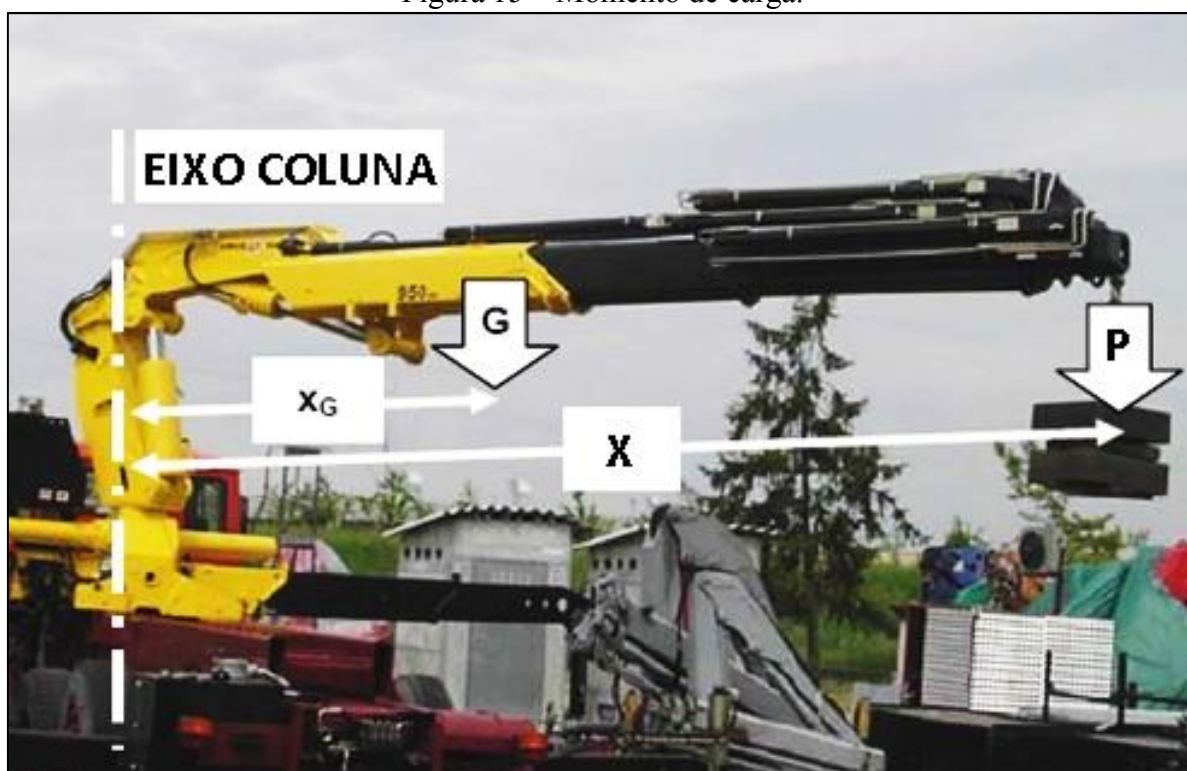


Fonte: Hyva do Brasil (2013)

As mudanças promovidas no gráfico de cargas serão baseadas na combinação de carga B1 (ver seção 2.2), já com definições de içamentos em todas posições de lança. Basicamente a combinação de cargas B1 utiliza quatro fatores para sua determinação: momento de carga estático, máximo momento de carga dinâmico, carregamento causado por acelerações do sistema de giro e carregamentos causados pelas forças do vento.

A definição do “momento de carga” é a carga içada multiplicada pela distância horizontal entre a carga e o centro da coluna, somada ao próprio peso multiplicado pela distância entre o centro de massa dos componentes e o eixo da coluna. A figura 15 exemplifica a definição do momento de carga.

Figura 15 – Momento de carga.



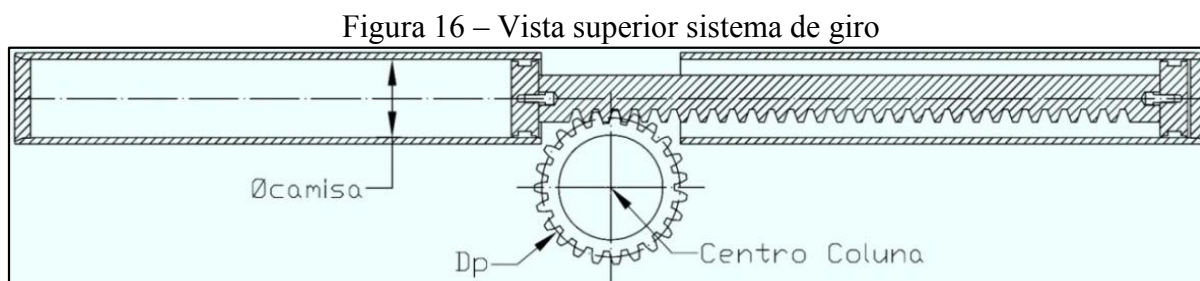
Fonte: Hyva do Brasil (2014)

Mas como abordado na seção 2.2, existem algumas variáveis que interferem nos efeitos causados por estas cargas. Com a adição dos efeitos dinâmicos citados no capítulo 2, um novo parâmetro de projeto chamado de Máximo Momento Dinâmico ( $M_{dyn}$ ) foi utilizado.

O máximo momento dinâmico foi calculado em 03 angulações da lança definidas ( $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ ), e todas posições de lanças, para assim definirmos as cargas içadas com maior precisão em qualquer ponto do gráfico.

Conforme citado anteriormente, na combinação de cargas B1, foi adicionado ao  $M_{dyn}$  o carregamento regular causado pela aceleração do giro e carregamento ocasional causado pelo

vento. A figura 16 exemplifica o sistema de giro do guindaste, onde fica claro como o giro atua na movimentação da carga, e de acordo com as características desse sistema, definiu-se como os valores pertinentes à combinação de cargas B1 foram extraídos.



Fonte: O Autor (2014)

Os carregamentos causados pelo vento devem ser quantificados utilizando  $F_v$ , de acordo com seção 2.1.2.

Com a combinação de cargas B1 definida, partiu-se para o cálculo da resistência mecânica do componente. O procedimento descrito até o presente momento repetiu-se quatro vezes nesta etapa de projeto, para dois componentes distintos que compõem o guindaste em estudo, e os mesmos dois componentes que compõem o guindaste modificado. O motivo desta repetição é garantir a resistência mecânica dos componentes mesmo com a variação dos carregamentos que acontecem com o acréscimo das lanças. Os dois componentes citados terão a devida apresentação no decorrer do estudo.

Após a garantia de que o guindaste não foi sobrecarregado, o pré-projeto das lanças foi revisado e passou de preliminar para definitivo. Aplicou-se a combinação de cargas B1 às novas lanças, e calcularam-se também os valores de tensões máximas, escolhendo o material adequado para sua fabricação.

Por fim, o gráfico de carga para o equipamento com seis lanças hidráulicas foi definido.

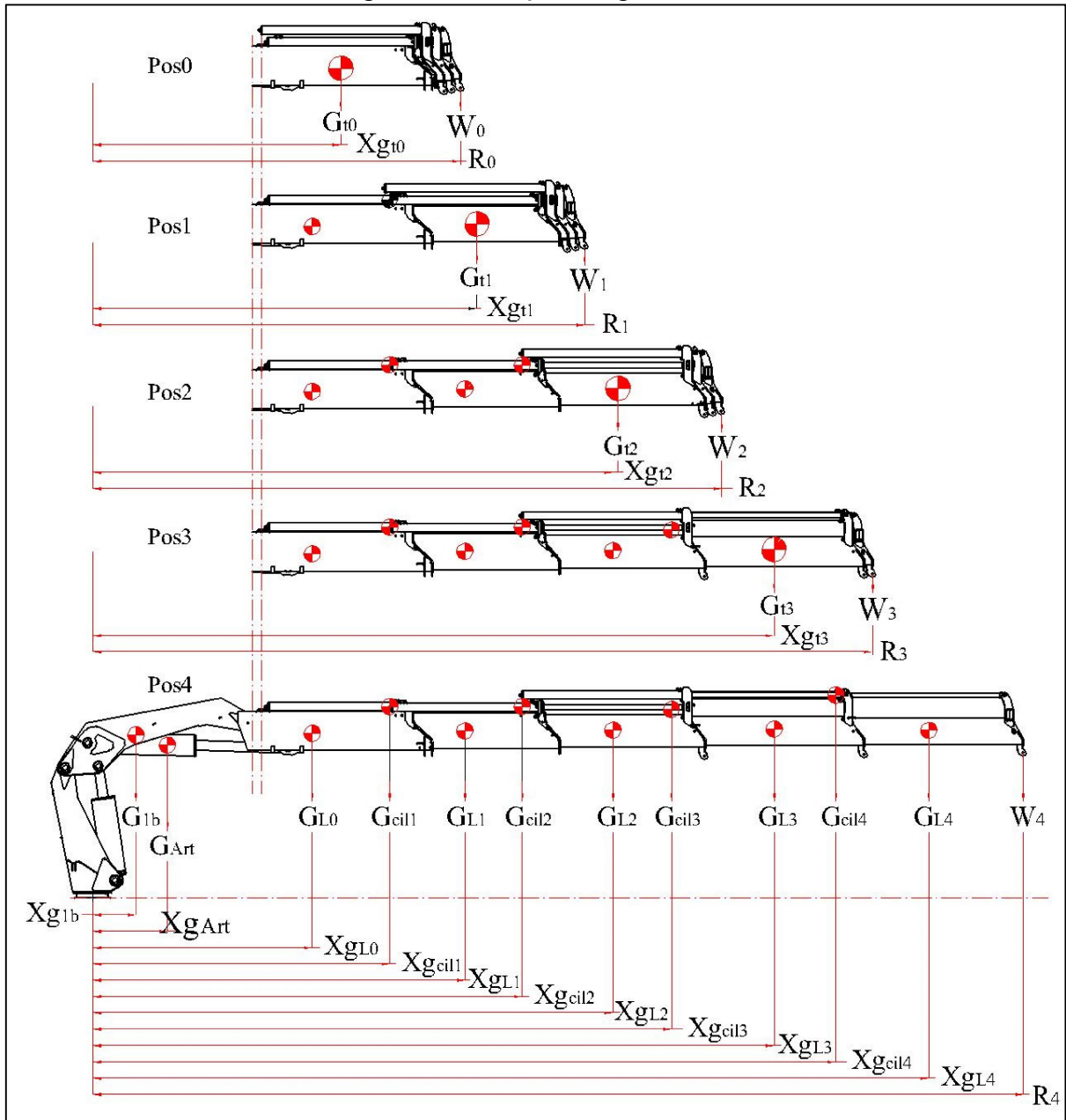
### 3.4 POSIÇÕES DE OPERAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Os carregamentos atuantes na estrutura do equipamento se alteram de acordo com a variação do alcance e angulação das lanças durante a operação do equipamento, portanto para um melhor entendimento das posições das lanças utilizadas neste trabalho, a figura 17 mostra as 04 posições do equipamento E<sub>4</sub>, porém as lanças estão posicionadas à 0° como referência, para os cálculos foram usadas posições angulares de 0°, 30° e 60°. No equipamento E<sub>6</sub>, com a



adição de 02 lanças hidráulicas, as posições passam de 04 para 06, também sendo avaliada nas três posições angulares selecionadas.

Figura 17 – Posições do guindaste.



Fonte: O autor.

### 3.5 DEFINIÇÃO DOS PESOS PRÓPRIOS DOS COMPONENTES E CARGAS IÇADAS

A identificação dos dados pertinentes ao guindaste antes da modificação deu-se através da denominação  $E_4$ , e para dados pertinentes ao guindaste após a modificação, usou-se a denominação  $E_6$ , ambas denominadas em alusão ao número de lanças.

O guindaste E<sub>4</sub>, teve os pesos próprios dos componentes (tabela 5) retirados de um modelo sólido com o auxílio do software gráfico 3D Solid Works®, e os pesos içados (tabela 6) em cada posição foram retirados da figura 14 encontrada na seção 3.3.

Tabela 5 – Força peso dos componentes e centros de gravidade em relação ao centro do pinhão da coluna de giro (E<sub>4</sub>).

Componente	G	Força peso (N)	Xg	0° (mm)	30° (mm)	60° (mm)
<b>Lb</b>	G <sub>Lb</sub>	3511	Xg <sub>Lb</sub>	530	211,1	-252
<b>Art</b>	G <sub>Art</sub>	3609	Xg <sub>Art</sub>	920	609,5	50,6
<b>L0</b>	G <sub>L0</sub>	3883	Xg <sub>L0</sub>	2700	2083,5	817,8
<b>cil1</b>	G <sub>cil1</sub>	696	Xg <sub>cil1</sub>	3640	2732,4	1003,3
<b>L1</b>	G <sub>L1</sub>	1853	Xg <sub>L1</sub>	4560	3682,6	1727,2
<b>cil2</b>	G <sub>cil2</sub>	745	Xg <sub>cil2</sub>	5270	4139,4	1815,7
<b>L2</b>	G <sub>L2</sub>	1844	Xg <sub>L2</sub>	6380	5245,2	2620
<b>cil2</b>	G <sub>cil3</sub>	745	Xg <sub>cil3</sub>	7090	5738,6	2758,2
<b>L3</b>	G <sub>L3</sub>	1589	Xg <sub>L3</sub>	8350	6950,4	3596,8
<b>cil2</b>	G <sub>cil4</sub>	696	Xg <sub>cil4</sub>	9110	7398,6	3616,9
<b>L4</b>	G <sub>L4</sub>	1206	Xg <sub>L4</sub>	10250	8575,7	4517,9
<b>t0</b>	G <sub>t0</sub>	13258	Xg <sub>t0</sub>	3040	2315,5	883
<b>t1</b>	G <sub>t1</sub>	8679	Xg <sub>t1</sub>	4710	3767,6	1730
<b>t2</b>	G <sub>t2</sub>	6080	Xg <sub>t2</sub>	6440	5278,7	2614,6
<b>t3</b>	G <sub>t3</sub>	3491	Xg <sub>t3</sub>	8350	6937,6	3580,4

Fonte: O Autor.

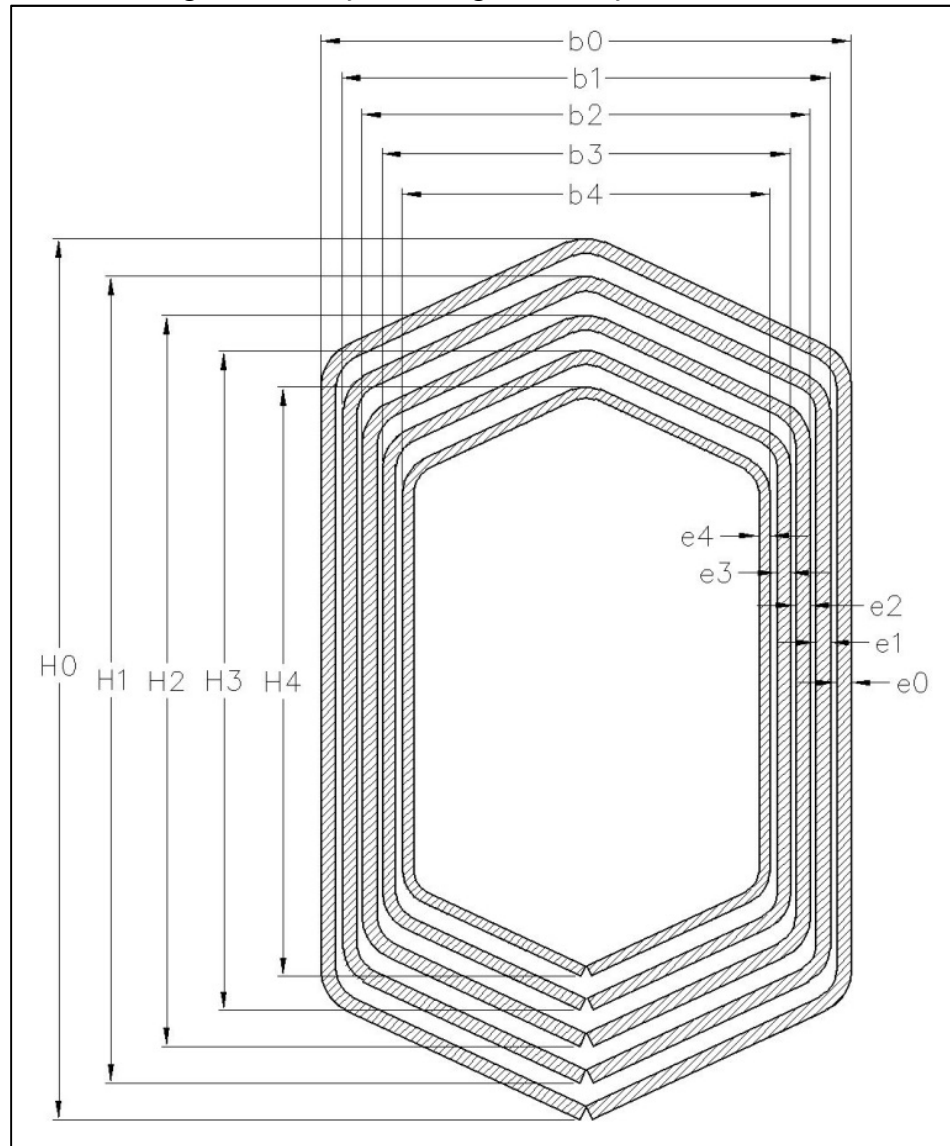
Tabela 6 – Força peso das cargas içadas e centros de gravidade em relação ao centro do pinhão da coluna de giro (E<sub>4</sub>).

Carga	W	Carga içada (N)	R	0° (mm)	30° (mm)	60° (mm)
<b>4</b>	W <sub>4</sub>	33342,61	R <sub>4</sub>	11410	9874,2	5608,7
<b>3</b>	W <sub>3</sub>	40010,73	R <sub>3</sub>	9560	8272,4	4684,4
<b>2</b>	W <sub>2</sub>	50406,18	R <sub>2</sub>	7710	6670,3	3759,3
<b>1</b>	W <sub>1</sub>	65704,5	R <sub>1</sub>	6030	5215,3	2919,3
<b>0</b>	W <sub>0</sub>	93163,17	R <sub>0</sub>	4510	3899,0	2159,3

Fonte: O Autor.

Para a definição dos pesos próprios dos novos componentes do guindaste E<sub>6</sub>, foi necessário um pré-projeto da quinta e sexta lanças hidráulicas. E em função do conceito pré-estabelecido de não alterar qualquer outro componente estrutural do guindaste, uma condição de contorno bem definida foi imposta, o tamanho máximo de seção base (b) x altura (H), a figura 18 mostra a seção das vigas e suas dimensões.

Figura 18 – Seção das vigas das lanças hidráulicas.



Fonte: O Autor (2013)

Com o auxílio do Solid Works®, o pacote de lanças foi modelado, e deste modelo retirado novos valores de pesos próprios (tabela 7). Para a definição das cargas içadas provisórias do guindaste  $E_6$  (tabela 8), valores foram estimados a partir cálculos simples e experiência de projeto que no decorrer do trabalho foram confirmados e modificados de acordo com todos os conceitos de resistência dos materiais e normas regulamentadoras.

Tabela 7 – Força peso dos componentes e centros de gravidade em relação ao centro do pinhão da coluna de giro ( $E_6$ ).

Componente	G	Força peso (N)	Xg	(continua)		
				0° (mm)	30° (mm)	60° (mm)
Lb	$G_{lb}$	3511	$X_{g_{lb}}$	530	211	-252
Art	$G_{Art}$	3609	$X_{g_{Art}}$	920	610	51

(conclusão)

Componente	G	Força peso (N)	Xg	0° (mm)	30° (mm)	60° (mm)
L0	G <sub>L0</sub>	3883	Xg <sub>L0</sub>	2700	2084	818
cil1	G <sub>cil1</sub>	696	Xg <sub>cil1</sub>	3640	2732	1003
L1	G <sub>L1</sub>	1863	Xg <sub>L1</sub>	4575	3693	1733
cil2	G <sub>cil2</sub>	745	Xg <sub>cil2</sub>	5266	4139	1816
L2	G <sub>L2</sub>	1765	Xg <sub>L2</sub>	6305	5183	2584
cil2	G <sub>cil3</sub>	745	Xg <sub>cil3</sub>	7093	5739	2758
L3	G <sub>L3</sub>	1471	Xg <sub>L3</sub>	8230	6844	3535
cil2	G <sub>cil4</sub>	696	Xg <sub>cil4</sub>	9110	7399	3617
L4	G <sub>L4</sub>	1255	Xg <sub>L4</sub>	10168	8507	4478
cil5	G <sub>cil5</sub>	686	Xg <sub>cil5</sub>	10899	8948	4512
L5	G <sub>L5</sub>	1196	Xg <sub>L5</sub>	12130	10204	5455
cil6	G <sub>cil6</sub>	804	Xg <sub>cil6</sub>	13090	10846	5607
L6	G <sub>L6</sub>	883	Xg <sub>L6</sub>	14150	11950	6460
t0	G <sub>t0</sub>	16691	Xg <sub>t0</sub>	3091	2271	753
t1	G <sub>t1</sub>	12111	Xg <sub>t1</sub>	4737	3713	1607
t2	G <sub>t2</sub>	9503	Xg <sub>t2</sub>	6457	5220	2497
t3	G <sub>t3</sub>	3491	Xg <sub>t3</sub>	8359	6885	3478
t4	G <sub>t4</sub>	4825	Xg <sub>t4</sub>	10264	8553	4461
t5	G <sub>t5</sub>	2883	Xg <sub>t5</sub>	12210	10256	5465

Fonte: O Autor.

Tabela 8 – Força peso das cargas içadas e centros de gravidade em relação ao centro do pinhão da coluna de giro ( $E_6$ ).

Carga	W	Força peso (N)	R	0° (mm)	30° (mm)	60° (mm)
6	W <sub>6</sub>	21084	R <sub>6</sub>	15000	12987	7406
5	W <sub>5</sub>	25497	R <sub>5</sub>	13150	11385	6482
4	W <sub>4</sub>	30400	R <sub>4</sub>	11300	9783	5556
3	W <sub>3</sub>	38246	R <sub>3</sub>	9450	8181	4631
2	W <sub>2</sub>	50013	R <sub>2</sub>	7600	6578	3706
1	W <sub>1</sub>	64233	R <sub>1</sub>	5920	5123	2866
0	W <sub>0</sub>	91691	R <sub>0</sub>	4400	3807	2106

Fonte: O Autor.

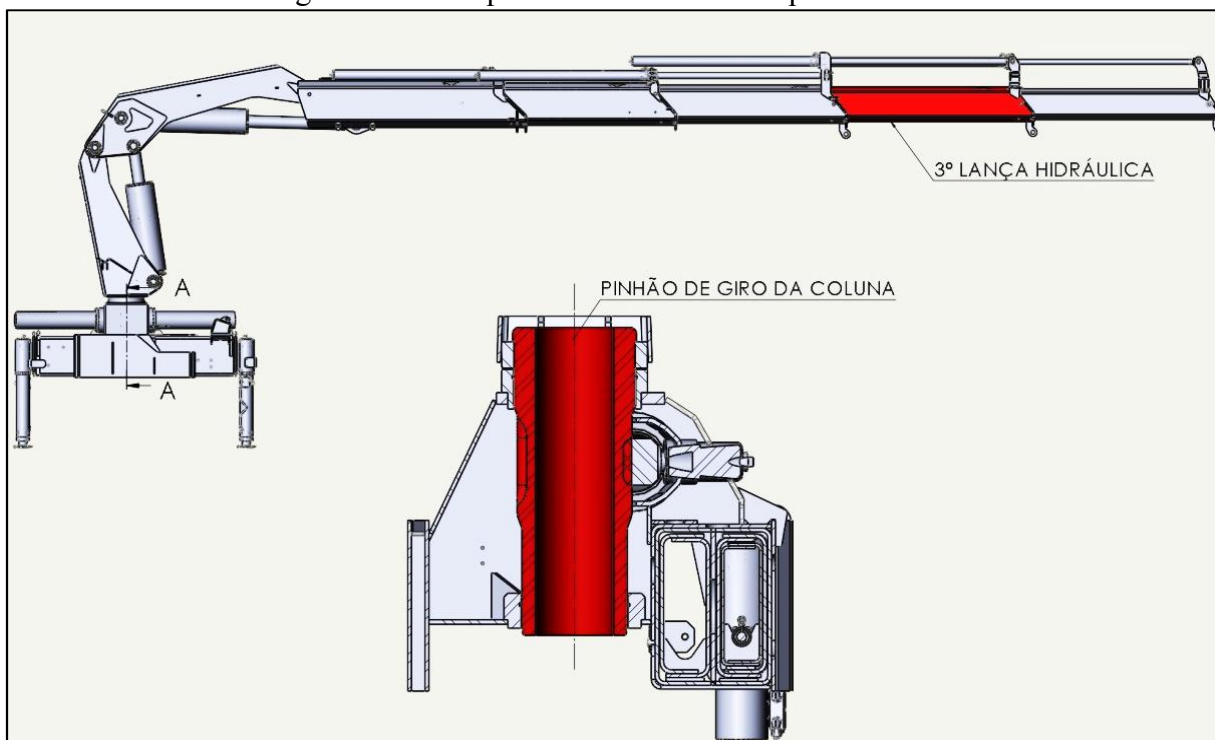
### 3.6 CARREGAMENTOS ENVOLVIDOS NA OPERAÇÃO DO GUINDASTE

O princípio básico que foi utilizado nessa fase do trabalho é que para manter a integridade estrutural de um equipamento após uma modificação qualquer, é preciso que além garantir que os novos componentes estejam bem dimensionados para suportarem os esforços, os componentes remanescentes também precisam ser certificados de que não estão sendo sobrecarregados com a nova configuração.

O procedimento usado a seguir, visou obter um meio de garantir que os novos esforços produzidos pelo acréscimo de duas lanças hidráulicas ao guindaste, não ultrapassem as tensões admissíveis de cada material, ou que seja o mais similar possível com os esforços antes da modificação.

Para fins deste TCC, em função do tempo disponível, foram escolhidos dois componentes críticos do guindaste para efetuar os cálculos da comprovação estrutural quanto à resistência, o pinhão de giro da coluna e a 3ª lança hidráulica. Porém sabe-se que o guindaste inteiro deve passar pelo procedimento de cálculo antes de seu início de produção, a fim de que se tenha total segurança na operação do produto. Na figura 19, estão indicados os componentes referidos.

Figura 19 – Componentes determinados para análise.



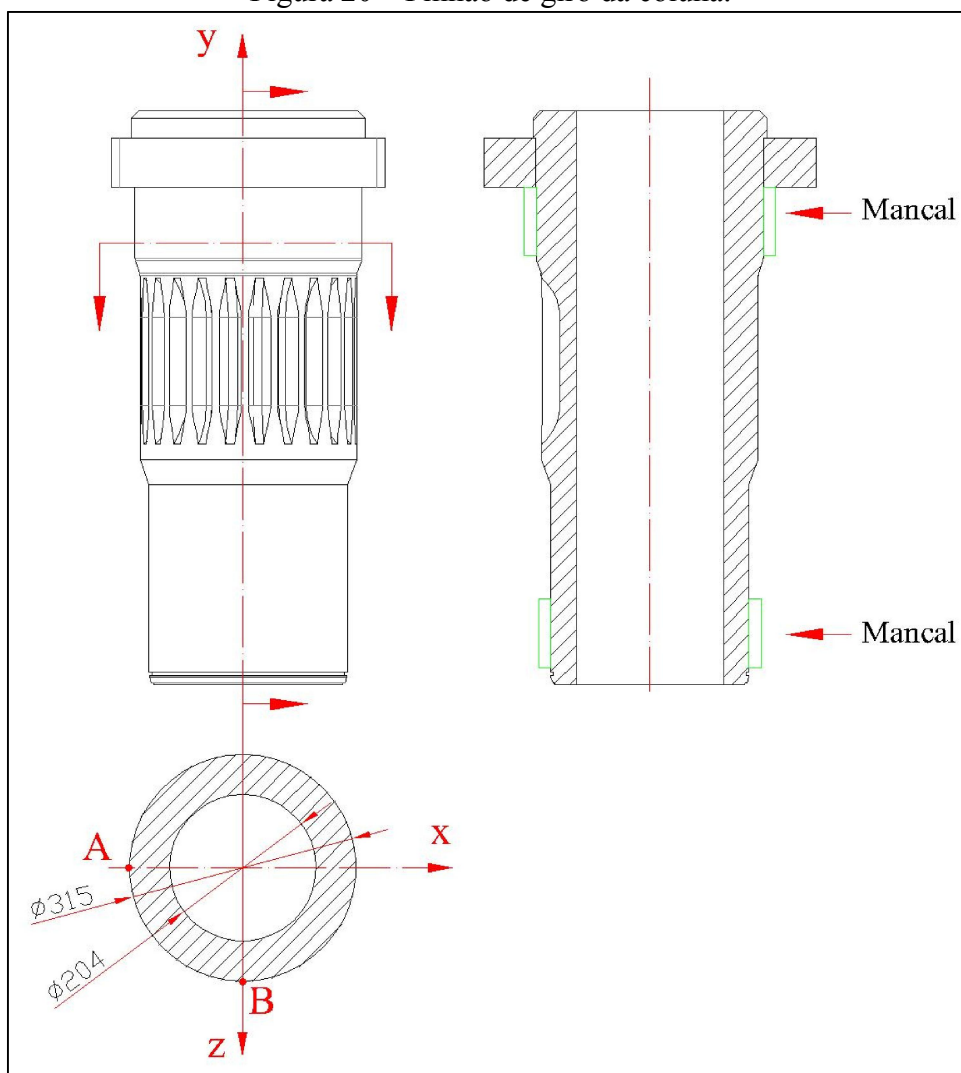
Fonte: O autor (2014).

Utilizando a combinação de carga B1 segundo NBR 14768 (2012), para cálculo em condições regulares de operação, determinou-se o máximo momento de carga dinâmico ( $M_{dym}$ ), carregamento causado por acelerações do sistema de giro e carregamentos causados pelas forças do vento. A comprovação de integridade estrutural dos componentes compartilhados por E<sub>4</sub> e E<sub>6</sub>, dividiu-se em duas partes: pinhão da coluna de giro (seções 3.6.1 e 3.6.2) e vigas das lanças hidráulicas (seções 3.6.3 e 3.6.4).

### 3.6.1 Carregamentos Atuantes no Pinhão de Giro da Coluna

A primeira parte dos cálculos refere-se ao pinhão de giro da coluna. Na figura 20, o componente pode ser visto com maiores detalhes, juntamente com os pontos A e B que foram escolhidos para os cálculos.

Figura 20 – Pinhão de giro da coluna.



Fonte: O autor.

A obtenção do máximo momento dinâmico se deu através do momento de carga estático ( $M_{est}$ ), definido pela carga içada multiplicada pela distância horizontal entre a carga e o ponto à ser analisado, somado aos pesos dos componentes multiplicados pela distância horizontal entre seu centro de massa e o ponto à ser analisado. Os dados necessários para o cálculo descrito são: pesos próprios, cargas içadas e distância dos centros de gravidade em relação à coluna que se encontram nas tabelas 5, 6, 7 e 8 descritas na seção (3.5).

Substituindo os valores na equação 27, obteve-se os valores do  $M_{est}$  resultante no centro do pinhão de giro para ambos guindastes (tabela 9).

$$M_{est} = (W.R) + (G.Xg) \quad (27)$$

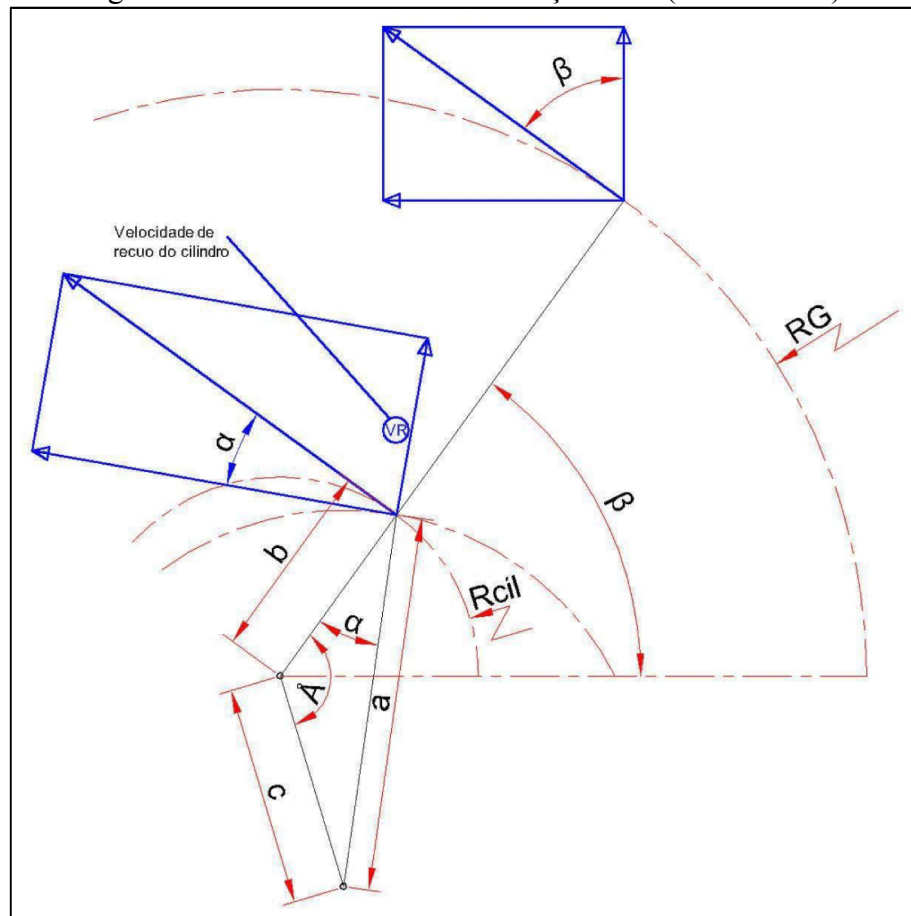
Tabela 9 – Somatório dos momentos estáticos ( $M_{est}$ ) no centro da coluna de giro.

	$E_4$	$E_6$
<b>Posição</b>	<b><math>M_{est}</math> (N.mm)</b>	<b><math>M_{est}</math> (N.mm)</b>
Pos <sub>0,0°</sub>	46521x10 <sup>4</sup>	46020x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,0°</sub>	45495x10 <sup>4</sup>	45582x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,0°</sub>	45814x10 <sup>4</sup>	47210x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,0°</sub>	45908x10 <sup>4</sup>	46692x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,0°</sub>	45988x10 <sup>4</sup>	45855x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,0°</sub>	-	45624x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,0°</sub>	-	43954x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,30°</sub>	39688x10 <sup>4</sup>	38991x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,30°</sub>	38830x10 <sup>4</sup>	38700x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,30°</sub>	39116x10 <sup>4</sup>	40151x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,30°</sub>	39200x10 <sup>4</sup>	39733x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,30°</sub>	39255x10 <sup>4</sup>	39020x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,30°</sub>	-	38823x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,30°</sub>	-	37366x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,60°</sub>	21217x10 <sup>4</sup>	20494x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,60°</sub>	21000x10 <sup>4</sup>	20670x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,60°</sub>	21312x10 <sup>4</sup>	21682x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,60°</sub>	21455x10 <sup>4</sup>	21580x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,60°</sub>	21530x10 <sup>4</sup>	21251x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,60°</sub>	-	21184x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,60°</sub>	-	23464x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor.

Mas como abordado na seção 2.2, existem efeitos dinâmicos que afetam o momento estático durante a operação, e devem ser levados em consideração. Para a definição dos efeitos dinâmicos se fez necessário levantar as velocidades em cada um dos centros de massa em todas posições de lança, nas 03 angulações definidas: horizontal (0°), 30° e 60°, posições definidas pelo autor. A figura 21 exemplifica como se obteve a equação 28 que foi usada para a determinação destas velocidades (tabela 10).

Figura 21 – Velocidade máxima de içamento (Vista lateral).



Fonte: O Autor (2013)

$$v_{h,máx} = \frac{VR \cdot RG \cdot \cos(\beta)}{R_{cil} \cdot \sin(\alpha)} \quad (28)$$

Onde, VR = Velocidade de recuo do cilindro de elevação; RG = Distância máxima da articulação superior da coluna até o gancho de içamento; Rcil = Raio de trajetória efetiva do cilindro de elevação com centro no mancal superior da coluna.

Tabela 10 – Velocidades nos centros de massa [m/s].

(continua)

	E4			E6		
	0°	30°	60°	0°	30°	60°
<b>1b</b>	0,047	0,032	0,007	0,047	0,032	0,007
<b>Art</b>	0,069	0,058	0,034	0,069	0,058	0,034
<b>L0</b>	0,167	0,149	0,104	0,167	0,149	0,104
<b>cil1</b>	0,218	0,188	0,121	0,218	0,188	0,121
<b>L1</b>	0,269	0,247	0,186	0,27	0,248	0,187
<b>cil2</b>	0,308	0,275	0,194	0,308	0,275	0,194
<b>L2</b>	0,369	0,343	0,267	0,365	0,34	0,264
<b>cil3</b>	0,408	0,374	0,28	0,408	0,374	0,28



(conclusão)

	E4			E6		
	0°	30°	60°	0°	30°	60°
L3	0,478	0,448	0,355	0,471	0,442	0,35
ci14	0,519	0,476	0,357	0,519	0,476	0,357
L4	0,582	0,549	0,439	0,578	0,544	0,435
ci15	-	-	-	0,618	0,571	0,438
L5	-	-	-	0,686	0,649	0,524
ci16	-	-	-	0,738	0,688	0,537
L6	-	-	-	0,797	0,756	0,615
W6	-	-	-	0,843	0,82	0,7
t5	-	-	-	0,69	0,652	0,525
W5	-	-	-	0,742	0,722	0,617
t4	-	-	-	0,583	0,547	0,434
W4	0,646	0,629	0,538	0,64	0,623	0,533
t3	0,477	0,448	0,354	0,478	0,444	0,345
W3	0,544	0,53	0,454	0,538	0,524	0,449
t2	0,372	0,252	0,267	0,373	0,342	0,256
W2	0,442	0,342	0,37	0,436	0,426	0,365
t1	0,277	0,345	0,186	0,279	0,249	0,175
W1	0,35	0,431	0,294	0,344	0,336	0,289
t0	0,185	0,163	0,11	0,188	0,16	0,098
W0	0,266	0,26	0,225	0,26	0,255	0,22

Fonte: O Autor.

A partir das velocidades (tabela 10), se aplicou os valores obtidos às equações 29 e 30 resultando na tabela 11. Para os valores de  $\Phi_{2,\min}$  e  $\beta_2$ , usou-se valores da classe HC1 da tabela 1 situada na seção 2.1.1.

$$\Phi_1 = \min(1,1;\Phi_2) \quad (29)$$

$$\Phi_2 = \Phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_{h,\max} \quad (30)$$

Tabela 11 – Valores dos efeitos dinâmicos  $\Phi_1$  e  $\Phi_2$ .

(continua)

	E4						E6					
	0°		30°		60°		0°		30°		60°	
	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$\Phi_1$	$\Phi_2$
1b	1,058	1,058	1,055	1,055	1,051	1,051	1,058	1,058	1,055	1,055	1,051	1,051
Art	1,062	1,062	1,059	1,059	1,054	1,054	1,062	1,062	1,060	1,060	1,056	1,056
L0	1,078	1,078	1,073	1,073	1,061	1,061	1,078	1,078	1,075	1,075	1,068	1,068
ci11	1,087	1,087	1,079	1,079	1,062	1,062	1,087	1,087	1,082	1,082	1,071	1,071
L1	1,096	1,096	1,088	1,088	1,069	1,069	1,096	1,096	1,092	1,092	1,082	1,082
ci12	1,100	1,102	1,092	1,092	1,070	1,070	1,100	1,102	1,097	1,097	1,083	1,083
L2	1,100	1,113	1,100	1,102	1,078	1,078	1,100	1,112	1,100	1,108	1,095	1,095
ci13	1,100	1,119	1,100	1,107	1,079	1,079	1,100	1,119	1,100	1,114	1,098	1,098
L3	1,100	1,131	1,100	1,118	1,087	1,087	1,100	1,130	1,100	1,125	1,100	1,109

(conclusão)

	E <sub>4</sub>						E <sub>6</sub>					
	0°		30°		60°		0°		30°		60°	
	Φ <sub>1</sub>	Φ <sub>2</sub>	Φ <sub>1</sub>	Φ <sub>2</sub>	Φ <sub>1</sub>	Φ <sub>2</sub>	Φ <sub>1</sub>	Φ <sub>2</sub>	Φ <sub>1</sub>	Φ <sub>2</sub>	Φ <sub>1</sub>	Φ <sub>2</sub>
cil4	1,100	1,138	1,100	1,122	1,087	1,087	1,100	1,138	1,100	1,131	1,100	1,111
L4	1,100	1,149	1,100	1,133	1,095	1,095	1,100	1,148	1,100	1,143	1,100	1,124
cil5	-	-	-	-	-	-	1,100	1,155	1,100	1,147	1,100	1,125
L5	-	-	-	-	-	-	1,100	1,167	1,100	1,160	1,100	1,139
cil6	-	-	-	-	-	-	1,100	1,176	1,100	1,167	1,100	1,141
L6	-	-	-	-	-	-	1,100	1,185	1,100	1,179	1,100	1,154
W6	-	-	-	-	-	-	1,100	1,193	1,100	1,189	1,100	1,169
t5	-	-	-	-	-	-	1,100	1,167	1,100	1,161	1,100	1,139
W5	-	-	-	-	-	-	1,100	1,176	1,100	1,173	1,100	1,155
t4	-	-	-	-	-	-	1,100	1,149	1,100	1,143	1,100	1,124
W4	1,100	1,160	1,100	1,145	1,100	1,106	1,100	1,159	1,100	1,156	1,100	1,141
t3	1,100	1,131	1,100	1,118	1,087	1,087	1,100	1,131	1,100	1,126	1,100	1,109
W3	1,100	1,142	1,100	1,130	1,097	1,097	1,100	1,141	1,100	1,139	1,100	1,126
t2	1,100	1,113	1,100	1,102	1,078	1,078	1,100	1,113	1,100	1,108	1,094	1,094
W2	1,100	1,125	1,100	1,115	1,088	1,088	1,100	1,124	1,100	1,122	1,100	1,112
t1	1,097	1,097	1,088	1,088	1,069	1,069	1,097	1,097	1,092	1,092	1,080	1,080
W1	1,100	1,109	1,100	1,102	1,080	1,080	1,100	1,108	1,100	1,107	1,099	1,099
t0	1,082	1,082	1,075	1,075	1,061	1,061	1,082	1,082	1,077	1,077	1,067	1,067
W0	1,095	1,095	1,090	1,090	1,073	1,073	1,094	1,094	1,093	1,093	1,087	1,087

Fonte: O Autor (2014).

Com o acréscimo de  $\Phi_1$  aos momentos causados pelos pesos próprios do equipamento e  $\Phi_2$  aos momentos causados pela carga içada obteve-se a equação 31, com resultados mostrados na tabela 12. Valores de W, R, G e Xg encontram-se nas tabelas 5, 6, 7 e 8 descritas na seção 3.5.

$$M_{dym} = (W * R * \Phi_2) + (G * Xg * \Phi_1) \quad (31)$$

Tabela 12 – Somatório dos momentos dinâmicos no centro da coluna de giro.

Posição	M <sub>dym</sub> (N.mm)	
	E4	E6
Pos <sub>0,0°</sub>	50878x10 <sup>4</sup>	50276x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,0°</sub>	50361x10 <sup>4</sup>	50401x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,0°</sub>	51322x10 <sup>4</sup>	52800x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,0°</sub>	52073x10 <sup>4</sup>	52811x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,0°</sub>	52810x10 <sup>4</sup>	52410x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,0°</sub>	-	52687x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,0°</sub>	-	51253x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,30°</sub>	43368x10 <sup>4</sup>	42558x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,30°</sub>	42678x10 <sup>4</sup>	42500x10 <sup>4</sup>

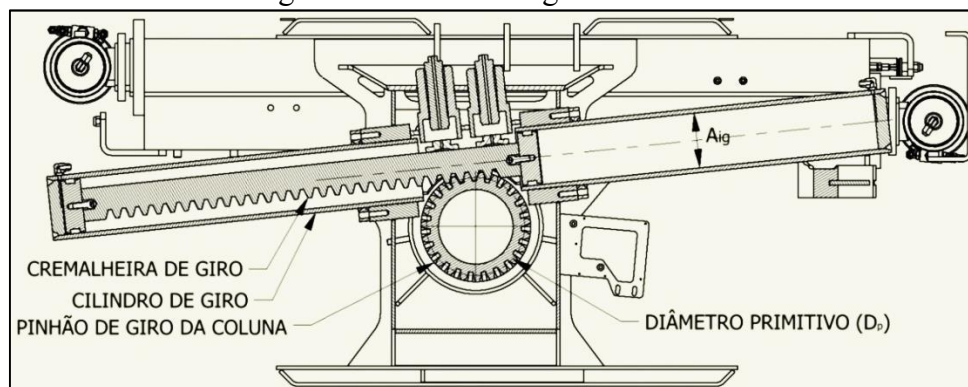
(conclusão)

Posição	E4	E6
Pos <sub>2,30°</sub>	42963x10 <sup>4</sup>	44124x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,30°</sub>	43078x10 <sup>4</sup>	43665x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,30°</sub>	45011x10 <sup>4</sup>	42880x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,30°</sub>	-	42663x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,30°</sub>	-	43510x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,60°</sub>	23070x10 <sup>4</sup>	22264x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,60°</sub>	23064x10 <sup>4</sup>	22674x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,60°</sub>	23419x10 <sup>4</sup>	23817x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,60°</sub>	23580x10 <sup>4</sup>	23718x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,60°</sub>	23580x10 <sup>4</sup>	23356x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,60°</sub>	-	23282x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,60°</sub>	-	23464x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor.

Com os momentos dinâmicos em relação ao pinhão de giro quantificados, partiu-se para a definição dos carregamentos causados pela aceleração e desaceleração do sistema de giro. Segundo NBR 14768 (2012), a componente de força deste movimento é chamada de  $F_h$ , e deve ser calculada através do torque máximo entregue pelo sistema de giro dividido pela distância entre coluna e o içamento da carga, sendo que essa distância não pode ser menor do que metade do raio máximo de operação do guindaste (figura 22).

Figura 22 – Pinhão de giro da coluna.



Fonte: O autor (2014).

Abaixo a equação 32 refere-se à força  $F_h$ .

$$F_h = \frac{(\Delta_{pg} \cdot A_{ig} \cdot D_p)}{2 \cdot R} \quad \text{sendo } R \geq \frac{\text{distância máxima de içamento}}{2} \quad (32)$$

Onde  $\Delta_{pg}$  = Pressão do óleo no cilindro de giro 25 [MPa],  $A_{ig}$  = Área interna da camisa do cilindro de giro 17671 [mm<sup>2</sup>];  $D_p$  = Diâmetro primitivo do pinhão de giro da coluna 268[mm].

Segundo consta em NBR 14768, a força  $F_h$  foi multiplicada pelo fator dinâmico  $\Phi_{5h}$ . Este é definido  $\Phi_{5h}=1,05$  para o sistema de içamento utilizado. A força em questão causa ao pinhão da coluna um momento ( $M_h$ ) equação 33, e uma torção ( $T_h$ ) equação 34. Os três produtos são mostrados na tabela 13 e 14.

$$M_h = F_h \cdot Y_g \quad (33)$$

$$T_h = F_h \cdot X_g \quad (34)$$

Tabela 13 – Carregamentos causados no pinhão pela aceleração/desaceleração do sistema do giro ( $E_4$ ).

Posição	$F_h$ (N)	$Y_g$ (mm)	$X_g$ (mm)	$T_h$ (N.mm)	$M_h$ (N.mm)
Pos <sub>0,0°</sub>	10810	1500	4510	4871x10 <sup>4</sup>	1622x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,0°</sub>	10316	1500	6030	6216x10 <sup>4</sup>	1547x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,0°</sub>	8067	1500	7710	6216x10 <sup>4</sup>	1210x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,0°</sub>	6505	1500	9560	6216x10 <sup>4</sup>	976x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,0°</sub>	5450	1500	11410	6216x10 <sup>4</sup>	817x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,30°</sub>	10810	3928	3899	4215x10 <sup>4</sup>	4246x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,30°</sub>	10810	4688	5215	5638x10 <sup>4</sup>	5068x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,30°</sub>	9319	5528	6670	6216x10 <sup>4</sup>	5151x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,30°</sub>	7514	6453	8272	6216x10 <sup>4</sup>	4849x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,30°</sub>	6295	7379	9874	6216x10 <sup>4</sup>	4645x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,60°</sub>	10810	5728	2159	2334x10 <sup>4</sup>	6192x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,60°</sub>	10810	7044	2919	3156x10 <sup>4</sup>	7615x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,60°</sub>	10810	8499	3759	4064x10 <sup>4</sup>	9188x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,60°</sub>	10810	10101	4684	5064x10 <sup>4</sup>	10920x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,60°</sub>	10810	11704	5609	6063x10 <sup>4</sup>	12652x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor (2014).

Tabela 14 – Carregamentos causados no pinhão pela aceleração/desaceleração do sistema do giro ( $E_6$ ).

(continua)

Posição	$F_h$ (N)	$Y_g$ (mm)	$X_g$ (mm)	$T_h$ (N.mm)	$M_h$ (N.mm)
Pos <sub>0,0°</sub>	8288	1500	4400	3647x10 <sup>4</sup>	1243x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,0°</sub>	8288	1500	5920	4906x10 <sup>4</sup>	1243x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,0°</sub>	8179	1500	7600	6216x10 <sup>4</sup>	1227x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,0°</sub>	6578	1500	9450	6216x10 <sup>4</sup>	987x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,0°</sub>	5501	1500	11300	6216x10 <sup>4</sup>	825x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,0°</sub>	4727	1500	13150	6216x10 <sup>4</sup>	709x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,0°</sub>	4144	1500	15000	6216x10 <sup>4</sup>	622x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,30°</sub>	8288	5637	3807	3155x10 <sup>4</sup>	3212x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,30°</sub>	8288	6953	5123	4246x10 <sup>4</sup>	3842x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,30°</sub>	8288	8408	6578	5452x10 <sup>4</sup>	4538x10 <sup>4</sup>

(conclusão)

Posição	F <sub>h</sub> (N)	Y <sub>g</sub> (mm)	X <sub>g</sub> (mm)	T <sub>h</sub> (N.mm)	M <sub>h</sub> (N.mm)
Pos <sub>3,30°</sub>	7598	10010	8181	6216x10 <sup>4</sup>	4863x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,30°</sub>	6354	11612	9783	6216x10 <sup>4</sup>	4655x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,30°</sub>	5459	13214	11385	6216x10 <sup>4</sup>	4504x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,30°</sub>	4786	14817	12987	6216x10 <sup>4</sup>	4392x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,60°</sub>	8288	3876	2106	1745x10 <sup>4</sup>	4672x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,60°</sub>	8288	4636	2866	2375x10 <sup>4</sup>	5763x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,60°</sub>	8288	5476	3706	3071x10 <sup>4</sup>	6968x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,60°</sub>	8288	6401	4631	3838x10 <sup>4</sup>	8296x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,60°</sub>	8288	7326	5556	4605x10 <sup>4</sup>	9624x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,0°</sub>	8288	8250	6482	5372x10 <sup>4</sup>	10951x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,0°</sub>	8288	9176	7406	6138x10 <sup>4</sup>	12280x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor (2014).

As forças do vento foram definidas aplicando a equação 35 (equação 5 da seção 2.1.2) e estão descritos na tabela 15 e 16, juntamente com as distâncias de cada centro de área em relação aos pontos de análise definidos no pinhão de giro.

$$F_v = q \cdot c \cdot A_p \quad (35)$$

A área projetada dos componentes  $A_p$  foi determinada utilizando o Solid Works®. Para facilitar a coleta de dados, foi determinado que ao invés de tratar cada cilindro da lança individualmente, se somou as áreas em cada posição de lança e determinou-se um único centro de área para cada posição. As forças combinadas foram chamadas de V1, V2, V3, V4, V5 e V6. A pressão aerodinâmica do vento ( $q$ ), segundo NBR 8400 (1984) para equipamentos em serviço é de 250 N/m<sup>2</sup>. Os coeficientes aerodinâmicos utilizados foram determinados conforme NBR 6123 (1988).

Tabela 15 – Forças do vento e distâncias para o ponto analisado do pinhão de giro (E<sub>4</sub>).  
(continua)

Comp.	F <sub>v</sub> (N)	0°		30°		60°	
		X <sub>a</sub> (mm)	Y <sub>a</sub> (mm)	X <sub>a</sub> (mm)	Y <sub>a</sub> (mm)	X <sub>a</sub> (mm)	Y <sub>a</sub> (mm)
1b	374,3	755	2113,7	344	2585	-247,6	2787,7
Art	76,5	916,7	1861,9	610	2447,7	51,4	2801,8
L0	529,7	2937	2031,1	2275	3604,4	915	4636
L1	346,8	4852	2031,1	3933,4	4561,9	1872,5	6294,4
L2	354,9	8548	2031,1	5402	5409,7	2720,4	7762,9
L3	349,7	8421	2031,1	7024,3	6346,4	3657,1	9385,2
L4	313,9	10379	2031,1	8720	7325,3	4636,2	11080,8
V4	310,1	6719,5	2380	5376,3	5797,8	2504,2	8086,1

(conclusão)

Comp.	Fv (N)	0°		30°		60°	
		Xa (mm)	Ya (mm)	Xa (mm)	Ya (mm)	Xa (mm)	Ya (mm)
W4	1147,5	11410	1500	9878,4	7380,9	5611,6	11708,1
V3	284,6	5796,8	2380	4577,2	5336,4	2042,8	7287,1
W3	1377	9560	1500	8276,3	6455,9	4686,6	10106
V2	268,7	4936,3	2380	3832	4906,2	1612,6	6541,9
W2	1734,8	7710	1500	6674,1	5530,9	3761,5	8503,9
V1	249,2	4094,9	2380	3103,3	4485,5	1191,8	5813,2
W1	2261,3	6030	1500	5219,2	4691	2921,5	7049
V0	218,4	3336,3	2380	2446,3	4106,2	812,5	5156,2
W0	3206,3	4510	1500	3902,8	3931	2161,5	5732,7

Fonte: O Autor (2014).

Tabela 16 – Forças do vento e distâncias para o ponto analisado do pinhão de giro ( $E_6$ ).

Comp.	Fv (N)	0°		30°		60°	
		Xa (mm)	Ya (mm)	Xa (mm)	Ya (mm)	Xa (mm)	Ya (mm)
lb	374,3	755,0	2113,7	344,0	2585,0	-247,6	2787,7
Art	76,5	916,7	1861,9	610,0	2447,7	51,4	2801,8
L0	529,7	2937,0	2031,1	2275,0	3604,4	915,0	4636,0
L1	346,8	4852,0	2031,1	3933,4	4561,9	1872,5	6294,4
L2	354,9	8548,0	2031,1	7134,3	6409,9	3720,6	9495,2
L3	349,7	8421,0	2031,1	7024,3	6346,4	3657,1	9385,2
L4	313,9	10379,0	2031,1	8720,0	7325,3	4636,2	11080,8
L5	278,2	12254,5	2031,1	10344,2	8263,1	5574,0	12705,0
L6	250,4	14333,5	2031,1	12144,7	9302,5	6613,5	14505,5
V6	375,2	8756,0	2380,0	7140,0	6816,0	3522,5	9849,8
W6	725,6	15000,0	1500,0	12987,5	9175,8	7406,7	14817,1
V5	341,1	7801,0	2380,0	6312,9	6338,5	3045,0	9022,7
W5	877,5	13150,0	1500,0	11385,3	8250,9	6481,7	13215,0
V4	310,1	6719,5	2380,0	5376,3	5797,8	2504,2	8086,1
W4	1046,3	11300,0	1500,0	9783,1	7325,9	5556,6	11612,9
V3	284,6	5796,8	2380,0	4577,2	5336,4	2042,8	7287,1
W3	1316,3	9500,0	1500,0	8224,3	6425,9	4656,6	10054,1
V2	268,7	4936,3	2380,0	3832,0	4906,2	1612,6	6541,9
W2	1721,3	7650,0	1500,0	6622,1	5500,9	3731,5	8451,9
V1	249,2	4094,9	2380,0	3103,3	4485,5	1191,8	5813,2
W1	2210,6	5950,0	1500,0	5149,9	4651,0	2881,5	6979,7
V0	218,4	3336,3	2380,0	2446,3	4106,2	812,5	5156,2
W0	3155,6	4400,0	1500,0	3807,5	3876,0	2106,5	5637,4

Fonte: O Autor (2014).

Cada componente da força do vento também causa ao pinhão um momento ( $M_v$ ) equação 36, e uma torção ( $T_v$ ) equação 37.

$$M_v = F_v \cdot Y_a \quad (36)$$

$$T_v = F_v \cdot X_a \quad (37)$$

Com valores das tabelas 15 e 16 aplicados nas equações se obteve o torque e o momento que cada componente ocasiona no pinhão, e o somatório destes momentos e torques se encontra na tabela 17.

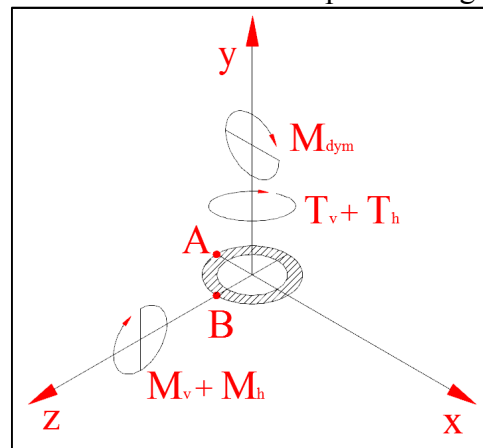
Tabela 17 – Somatório das forças do vento, momentos e torques atuantes no pinhão de giro.

Posição	E4			E6		
	F <sub>v</sub> (N)	T <sub>v</sub> (N.mm)	M <sub>v</sub> (N.mm)	F <sub>v</sub> (N)	T <sub>v</sub> (N.mm)	M <sub>v</sub> (N.mm)
Pos <sub>0,0°</sub>	4405,2	1710 x10 <sup>4</sup>	734 x10 <sup>4</sup>	4354,5	1652 x10 <sup>4</sup>	726 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,0°</sub>	3837,8	1825 x10 <sup>4</sup>	670 x10 <sup>4</sup>	3787,2	1776 x10 <sup>4</sup>	662 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,0°</sub>	3685,6	2133 x10 <sup>4</sup>	668 x10 <sup>4</sup>	3672,1	2112 x10 <sup>4</sup>	666 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,0°</sub>	3693,6	2438 x10 <sup>4</sup>	689 x10 <sup>4</sup>	3632,8	2372 x10 <sup>4</sup>	680 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,0°</sub>	3803,5	2801 x10 <sup>4</sup>	724 x10 <sup>4</sup>	3702,3	2673 x10 <sup>4</sup>	709 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,60°</sub>	-	-	-	3842,7	3044 x10 <sup>4</sup>	748 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,60°</sub>	-	-	-	3975,3	3400 x10 <sup>4</sup>	784 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,30°</sub>	4405,2	1443 x10 <sup>4</sup>	1656 x10 <sup>4</sup>	4354,5	1393 x10 <sup>4</sup>	1619 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,30°</sub>	3837,8	1532 x10 <sup>4</sup>	1637 x10 <sup>4</sup>	3787,2	1490 x10 <sup>4</sup>	1605 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,30°</sub>	3685,6	1727 x10 <sup>4</sup>	1748 x10 <sup>4</sup>	3672,1	1770 x10 <sup>4</sup>	1771 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,30°</sub>	3693,6	1982 x10 <sup>4</sup>	1919 x10 <sup>4</sup>	3632,8	1986 x10 <sup>4</sup>	1912 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,30°</sub>	3803,5	2286 x10 <sup>4</sup>	2135 x10 <sup>4</sup>	3702,3	2237 x10 <sup>4</sup>	2090 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,30°</sub>	-	-	-	3842,7	2549 x10 <sup>4</sup>	2314 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,30°</sub>	-	-	-	3975,3	2849 x10 <sup>4</sup>	2528 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>0,60°</sub>	4405,2	750 x10 <sup>4</sup>	2322 x10 <sup>4</sup>	4354,5	722 x10 <sup>4</sup>	2263 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>1,60°</sub>	3837,8	795 x10 <sup>4</sup>	2328 x10 <sup>4</sup>	3787,2	771 x10 <sup>4</sup>	2277 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>2,60°</sub>	3685,6	897 x10 <sup>4</sup>	2516 x10 <sup>4</sup>	3672,1	922 x10 <sup>4</sup>	2557 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>3,60°</sub>	3693,6	1032 x10 <sup>4</sup>	2792 x10 <sup>4</sup>	3632,8	1036 x10 <sup>4</sup>	2786 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,60°</sub>	3803,5	1196 x10 <sup>4</sup>	3136 x10 <sup>4</sup>	3702,3	1169 x10 <sup>4</sup>	3068 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>5,60°</sub>	-	-	-	3842,7	1338 x10 <sup>4</sup>	3424 x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,60°</sub>	-	-	-	3975,3	1500 x10 <sup>4</sup>	3764 x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor (2014).

Para um melhor entendimento dos carregamentos atuantes no pinhão, na figura 23 foi inserido em um sistema de coordenadas os momentos resultantes e torques resultantes, juntamente com uma representação gráfica da seção do pinhão que intercepta A e B.

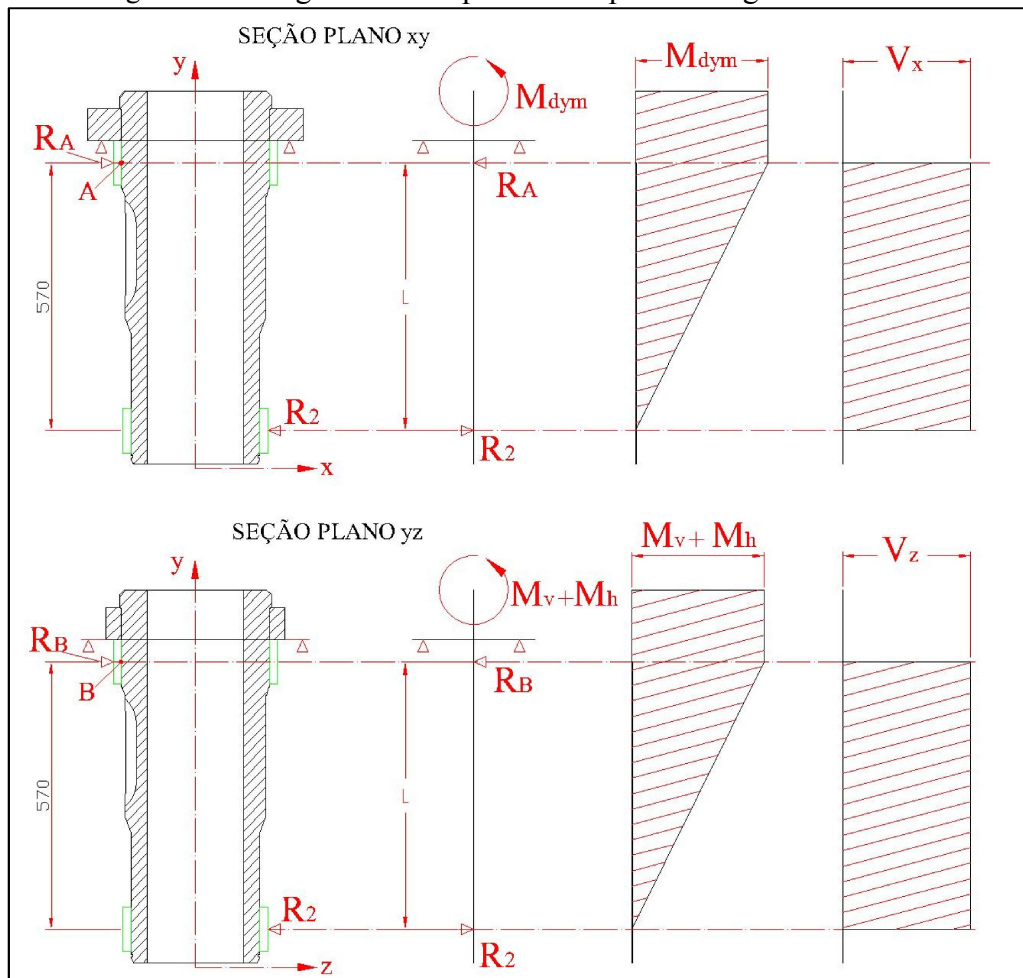
Figura 23 – Sistema de coordenadas pinhão de giro da coluna.



Fonte: O Autor (2014)

Com o auxílio do diagrama de corpo livre (figura 24), definiu-se para todas posições de lança as correspondentes tensões cortantes ( $V_x$  e  $V_z$ ) nos pontos A e B, conforme equações 38 e 39.

Figura 24 – Diagrama de corpo livre do pinhão de giro da coluna.



Fonte: O Autor (2014)



$$V_x = M_{dym}/L \quad (38)$$

$$V_z = (M_v + M_h)/L \quad (39)$$

Substituindo valores de  $M_{dym}$ ,  $M_h$  e  $M_v$  respectivamente retirados das tabelas 12, 13-14 e 17, temos como resultante os valores de  $V_x$  e  $V_h$  mostrados na tabela 18.

Tabela 18 – Forças cortantes atuantes nos pontos A e B do pinhão de giro (E4).

Posição	E4		E6	
	V <sub>x</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)	V <sub>x</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)
Pos <sub>0,0°</sub>	892605	41322	882045	34551
Pos <sub>1,0°</sub>	883529	38899	884229	33429
Pos <sub>2,0°</sub>	900403	32941	926318	33200
Pos <sub>3,0°</sub>	913568	29202	926510	29234
Pos <sub>4,0°</sub>	926499	27047	919481	26914
Pos <sub>5,0°</sub>			924347	25555
Pos <sub>6,0°</sub>			899189	24655
Pos <sub>0,30°</sub>	760854	103553	746649	84761
Pos <sub>1,30°</sub>	748742	117628	745618	95554
Pos <sub>2,30°</sub>	753748	121037	774116	110684
Pos <sub>3,30°</sub>	755764	118737	766056	118864
Pos <sub>4,30°</sub>	789671	118949	752295	118333
Pos <sub>5,30°</sub>			748484	119618
Pos <sub>6,30°</sub>			763339	121404
Pos <sub>0,60°</sub>	404747	149368	390601	121661
Pos <sub>1,60°</sub>	404639	174446	397798	141056
Pos <sub>2,60°</sub>	410871	205330	417859	167117
Pos <sub>3,60°</sub>	413699	240561	416112	194419
Pos <sub>4,60°</sub>	428732	276973	409771	222676
Pos <sub>5,60°</sub>			408470	252194
Pos <sub>6,60°</sub>			411665	281470

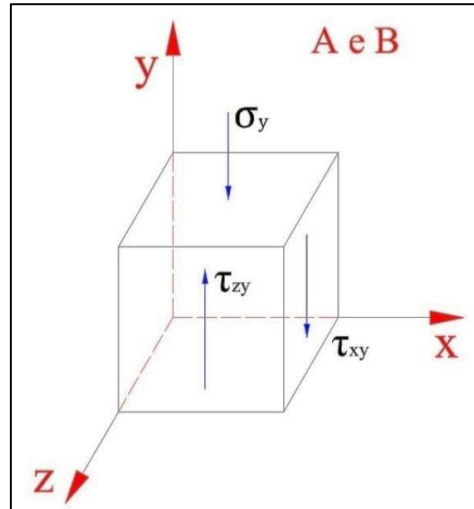
Fonte: O Autor.

### 3.6.2 Cálculo da Resistência do Pinhão de Giro da Coluna

O pinhão de giro da coluna é um componente muito importante e de grande solicitação durante a operação de guindaste, e deve invariavelmente atender com segurança estes carregamentos. Para melhor visualização das grandezas utilizadas nas equações mostradas durante esta seção, um resumo dos produtos dos cálculos realizados na seção anterior (3.6.1) encontra-se disposto em ANEXO A.

Analisando os pontos A e B de acordo com os dados da tabela, verificou-se que os pontos são submetidos a um estado tridimensional de tensões (figura 25).

Figura 25 – Estado de tensões pinhão de giro



Fonte: O Autor (2014)

Ao final desta seção (tabela 19 e 20) encontram-se todos resultados das equações mostradas ao longo desta seção.

Analisando primeiramente as tensões normais em y ( $\sigma_y$ ), verificou-se que suas composições são estabelecidas pela tração ocasionada no ponto “A” pelo momento em torno de z ( $M_{dym}$ ) equação 39, e no ponto “B” pelos momentos em torno de x ( $M_h$  e  $M_v$ ) equação 40. Equações 39 e 40, foram definidas de acordo com equação 9 (seção 2.3), com auxílio da equação 41, mostrada também como equação 10 na seção 2.3.

$$\sigma_{y,A} = \frac{M}{Z} = \frac{M_{dym}}{2528762} \quad (39)$$

$$\sigma_{y,B} = \frac{M}{Z} = \frac{M_h + M_v}{2528762} \quad (40)$$

$$Z = \frac{I}{c} = \frac{398280000}{157,5} = 2528762 \quad (41)$$

Analisando as tensões cisalhantes nos dois pontos, verificou-se de que ambos têm cisalhantes apenas no plano yz ( $\tau_{yz}$ ) e xy ( $\tau_{xy}$ ), compostas por quatro componentes, uma cisalhante transversal ocasionada por uma flexão, duas cisalhantes médias ocasionadas pelas forças cortantes, e uma cisalhante ocasionada por uma torção.

Segundo Hibbeler (2000), torção em elementos de eixos circulares compostos por materiais homogêneos e comportamento linear-elástico, devem ser calculados usando a equação 42.

$$\tau_{\text{torção}} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{(T_v + T_h) \cdot 157,5}{796538042,3} \quad (42)$$

Onde  $r$  é o raio externo do pinhão [mm],  $J$  é momento de inércia polar da área da seção transversal [mm<sup>3</sup>], e  $T_v$  e  $T_h$  são torques [N.mm] encontrados em ANEXO A.

Diferentemente do cisalhamento causado pela torção, que é compartilhado por ambos os pontos, o cisalhamento causado pela flexão é diferente em função dos momentos em  $x$  e  $z$  serem distintos. Para o cálculo do cisalhamento transversal no ponto “A”, a equação 43 foi utilizada e para o ponto “B” equação 44. (Equações 43 e 44 foram baseadas na equação 15 mostrada na seção 2.5).

$$\tau_{\text{trans,A}} = \frac{V \cdot \bar{Y}' \cdot A'}{I \cdot b} = \frac{V_x \cdot 66,85 \cdot 22623}{398280000 \cdot 315} \quad (43)$$

$$\tau_{\text{trans,B}} = \frac{V \cdot \bar{Y}' \cdot A'}{I \cdot b} = \frac{V_z \cdot 66,85 \cdot 22623}{398280000 \cdot 315} \quad (44)$$

Existem também tensões cortantes ( $\tau_{\text{méd}}$ ) que ocorrem no plano  $xz$ . Segundo Hibbeler (2000), a tensão cisalhante média atua no plano da área seccionada e se define através da equação 45 e 46.

$$\tau_{\text{médxy,AB}} = \frac{V}{A} = \frac{V_x}{45246} \quad (45)$$

$$\tau_{\text{médyz,AB}} = \frac{V}{A} = \frac{V_z}{45246} \quad (46)$$

Onde  $A$  é a área da seção do pinhão [mm<sup>2</sup>], e  $V_x$  e  $V_y$  são as cortantes calculadas na seção anterior (3.6.1) encontradas em ANEXO A.

Na tabela 19 e 20 encontram-se os resultados das equações mostradas ao longo desta seção. Resultados mostrados em MPa.

Tabela 19 – Tensões calculadas [MPa] – Pinhão de giro da coluna (E<sub>4</sub>).

E4	Ponto A					Ponto B				
	Posição	$\sigma_v$	$\tau_{trans}$	$\tau_{médxv}$	$\tau_{médvz}$	$\tau_{torção}$	$\sigma_v$	$\tau_{trans}$	$\tau_{médxv}$	$\tau_{médvz}$
Pos <sub>0,0°</sub>	201	0,5	19,7	-0,9	13	9,3	10,8	19,7	0,9	13
Pos <sub>1,0°</sub>	199	0,5	19,5	-0,9	15,9	8,8	10,7	19,5	0,9	15,9
Pos <sub>2,0°</sub>	203	0,4	19,9	-0,7	16,5	7,4	10,9	19,9	0,7	16,5
Pos <sub>3,0°</sub>	206	0,4	20,2	-0,6	17,1	6,6	11	20,2	0,6	17,1
Pos <sub>4,0°</sub>	209	0,3	20,5	-0,6	17,8	6,1	11,2	20,5	0,6	17,8
Pos <sub>0,30°</sub>	172	1,3	16,8	-2,3	11,2	23	9,2	16,8	2,3	11,2
Pos <sub>1,30°</sub>	169	1,4	16,5	-2,6	14,2	27	9	16,5	2,6	14,2
Pos <sub>2,30°</sub>	170	1,5	16,7	-2,7	15,7	27	9,1	16,7	2,7	15,7
Pos <sub>3,30°</sub>	170	1,4	16,7	-2,6	16,2	27	9,1	16,7	2,6	16,2
Pos <sub>4,30°</sub>	178	1,4	17,5	-2,6	16,8	27	9,5	17,5	2,6	16,8
Pos <sub>0,60°</sub>	91,2	1,8	8,9	-3,3	6,1	34	4,9	8,9	3,3	6,1
Pos <sub>1,60°</sub>	91,2	2,1	8,9	-3,9	7,8	39	4,9	8,9	3,9	7,8
Pos <sub>2,60°</sub>	92,6	2,5	9,1	-4,5	9,8	46	5	9,1	4,5	9,8
Pos <sub>3,60°</sub>	93,3	2,9	9,1	-5,3	12,1	54	5	9,1	5,3	12,1
Pos <sub>4,60°</sub>	96,6	3,3	9,5	-6,1	14,4	62	5,2	9,5	6,1	14,4

Fonte: O Autor.

Tabela 20 – Tensões calculadas [MPa] – Pinhão de giro da coluna (E<sub>6</sub>).

E6	Ponto A					Ponto B				
	Posição	$\sigma_v$	$\tau_{trans}$	$\tau_{médxv}$	$\tau_{médvz}$	$\tau_{torção}$	$\sigma_v$	$\tau_{trans}$	$\tau_{médxv}$	$\tau_{médvz}$
Pos <sub>0,0°</sub>	199	0,4	19,5	-0,8	10,5	7,8	10,6	19,5	0,8	10,5
Pos <sub>1,0°</sub>	199	0,4	19,5	-0,7	13,2	7,5	10,7	19,5	0,7	13,2
Pos <sub>2,0°</sub>	209	0,4	20,5	-0,7	16,5	7,5	11,2	20,5	0,7	16,5
Pos <sub>3,0°</sub>	209	0,4	20,5	-0,6	17	6,6	11,2	20,5	0,6	17
Pos <sub>4,0°</sub>	207	0,3	20,3	-0,6	17,6	6,1	11,1	20,3	0,6	17,6
Pos <sub>5,0°</sub>	208	0,3	20,4	-0,6	18,3	5,8	11,1	20,4	0,6	18,3
Pos <sub>6,0°</sub>	203	0,3	19,9	-0,5	19	5,6	10,8	19,9	0,5	19
Pos <sub>0,30°</sub>	168	1	16,5	-1,9	9	19	9	16,5	1,9	9
Pos <sub>1,30°</sub>	168	1,2	16,5	-2,1	11,3	22	9	16,5	2,1	11,3
Pos <sub>2,30°</sub>	175	1,3	17,1	-2,4	14,3	25	9,3	17,1	2,4	14,3
Pos <sub>3,30°</sub>	173	1,4	16,9	-2,6	16,2	27	9,2	16,9	2,6	16,2
Pos <sub>4,30°</sub>	170	1,4	16,6	-2,6	16,7	27	9,1	16,6	2,6	16,7
Pos <sub>5,30°</sub>	169	1,4	16,5	-2,6	17,3	27	9	16,5	2,6	17,3
Pos <sub>6,30°</sub>	172	1,5	16,9	-2,7	17,9	27	9,2	16,9	2,7	17,9
Pos <sub>0,60°</sub>	88	1,5	8,6	-2,7	4,9	27	4,7	8,6	2,7	4,9
Pos <sub>1,60°</sub>	89,7	1,7	8,8	-3,1	6,2	32	4,8	8,8	3,1	6,2
Pos <sub>2,60°</sub>	94,2	2	9,2	-3,7	7,9	38	5	9,2	3,7	7,9
Pos <sub>3,60°</sub>	93,8	2,3	9,2	-4,3	9,6	44	5	9,2	4,3	9,6
Pos <sub>4,60°</sub>	92,4	2,7	9,1	-4,9	11,4	50	4,9	9,1	4,9	11,4
Pos <sub>5,60°</sub>	92,1	3	9	-5,6	13,3	57	4,9	9	5,6	13,3
Pos <sub>6,60°</sub>	92,8	3,4	9,1	-6,2	15,1	63	5	9,1	6,2	15,1

Fonte: O Autor (2014).

A definição das máximas tensões foi obtida através do método da teoria das distorções máximas, que segundo Craig (2009) se relaciona melhor com os dados experimentais. Ensaio

mostram que materiais dúcteis, não escoam quando estão submetidos a tensões hidrostáticas extremamente altas, portanto postulou-se que as tensões que realmente ocasionam escoamento são as tensões que produzem distorção. De acordo com Craig (2009), em termos das tensões normais e cisalhantes em planos ortogonais, o critério de falha da energia de distorção máxima tem a forma mostrada na equação 47.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6.(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (47)$$

Como produto da equação 47, temos os resultados das tensões equivalentes de Von Mises nos pontos “A” e “B” em todas principais posições de operação do guindaste (tabela 21).

Tabela 21 – Tensões equivalentes de Von Mises no pinhão de giro da coluna (E4).

Posição	$\sigma'$ [MPa]			
	E4		E6	
	Ponto A	Ponto B	Ponto A	Ponto B
Pos <sub>0,0°</sub>	205,1	55,5	202,3	51,3
Pos <sub>1,0°</sub>	203,6	58,9	203,2	55,0
Pos <sub>2,0°</sub>	207,6	60,1	213,4	61,1
Pos <sub>3,0°</sub>	210,7	61,2	213,6	61,6
Pos <sub>4,0°</sub>	213,8	62,6	212,2	62,0
Pos <sub>5,0°</sub>	-	-	213,5	63,2
Pos <sub>6,0°</sub>	-	-	208,0	63,1
Pos <sub>0,30°</sub>	174,5	54,1	171,0	48,6
Pos <sub>1,30°</sub>	172,1	59,3	171,0	52,8
Pos <sub>2,30°</sub>	173,5	62,0	177,9	59,5
Pos <sub>3,30°</sub>	174,1	62,4	176,4	62,8
Pos <sub>4,30°</sub>	181,9	64,4	173,4	62,9
Pos <sub>5,30°</sub>	-	-	172,7	63,8
Pos <sub>6,30°</sub>	-	-	176,1	65,3
Pos <sub>0,60°</sub>	92,6	44,6	89,3	37,8
Pos <sub>1,60°</sub>	92,6	51,1	91,0	42,9
Pos <sub>2,60°</sub>	94,1	59,2	95,6	50,0
Pos <sub>3,60°</sub>	94,8	68,5	95,3	57,0
Pos <sub>4,60°</sub>	98,4	78,4	93,9	64,2
Pos <sub>5,60°</sub>	-	-	93,7	71,9
Pos <sub>6,60°</sub>	-	-	94,6	79,7

Fonte: O Autor (2014).

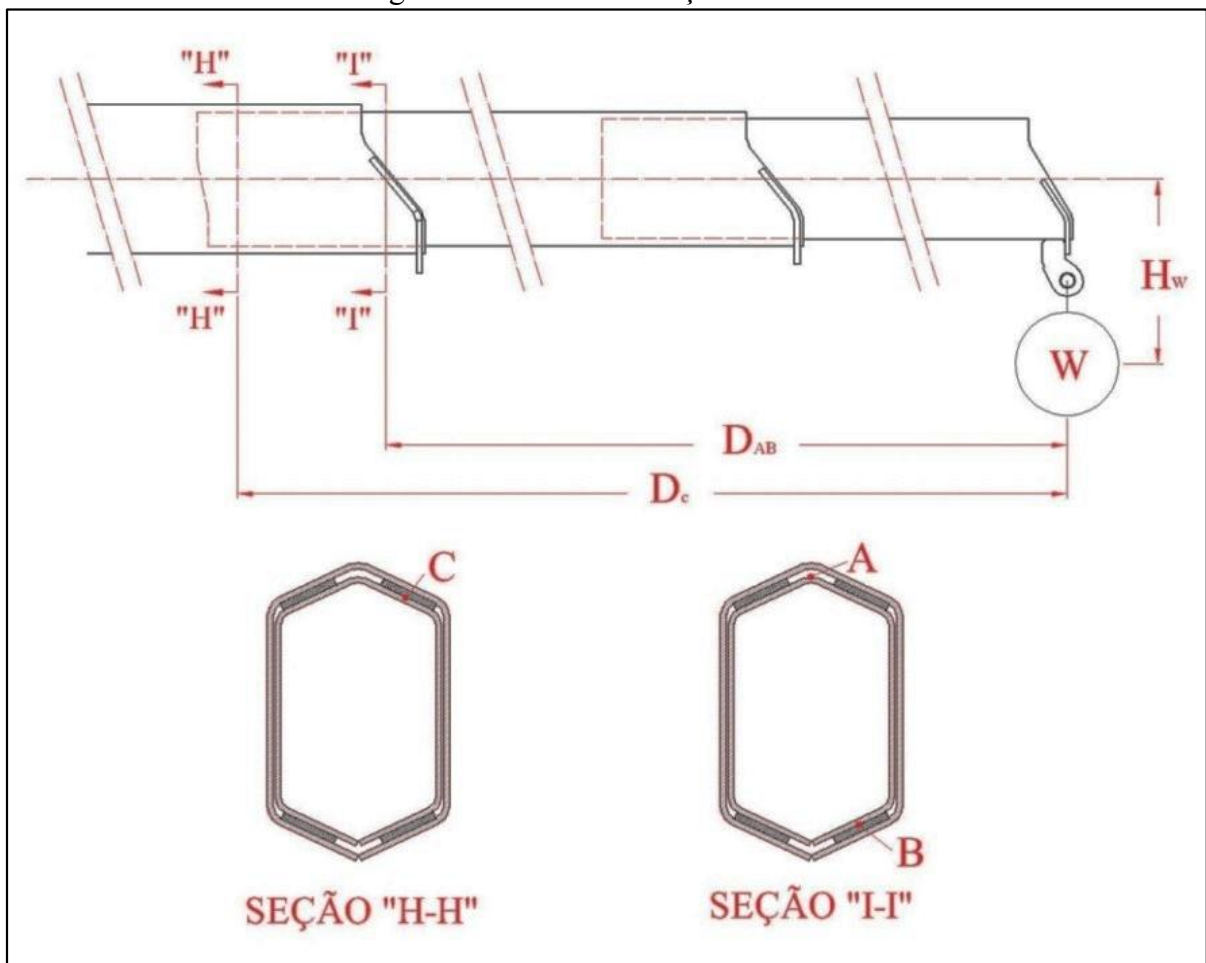
De acordo com as máximas tensões apresentadas (tabela 21), percebeu-se que os valores mais altos de tensões no pinhão de giro da coluna (marcados em vermelho) não

diferiram significativamente entre as versões  $E_6$  e  $E_4$ , evitando até mesmo um possível estudo sobre o material, visto que se as tensões não foram excedidas, não há razão para uma comparação com as tensões admissíveis.

### 3.6.3 Carregamentos Atuantes na Terceira Lança Hidráulica (L3)

Em adição ao pinhão de giro da coluna, conforme comentado e mostrado na figura 19, a terceira lança hidráulica (L3) foi escolhida para verificação estrutural. O principal componente da lança hidráulica é a viga, elemento fabricado em chapa e conformado em formato de um hexagonal. Foram escolhidos 03 pontos para a análise de tensões, e estão dispostos em diferentes pontos da seção da lança (figura 26).

Figura 26 – Terceira Lança hidráulica.

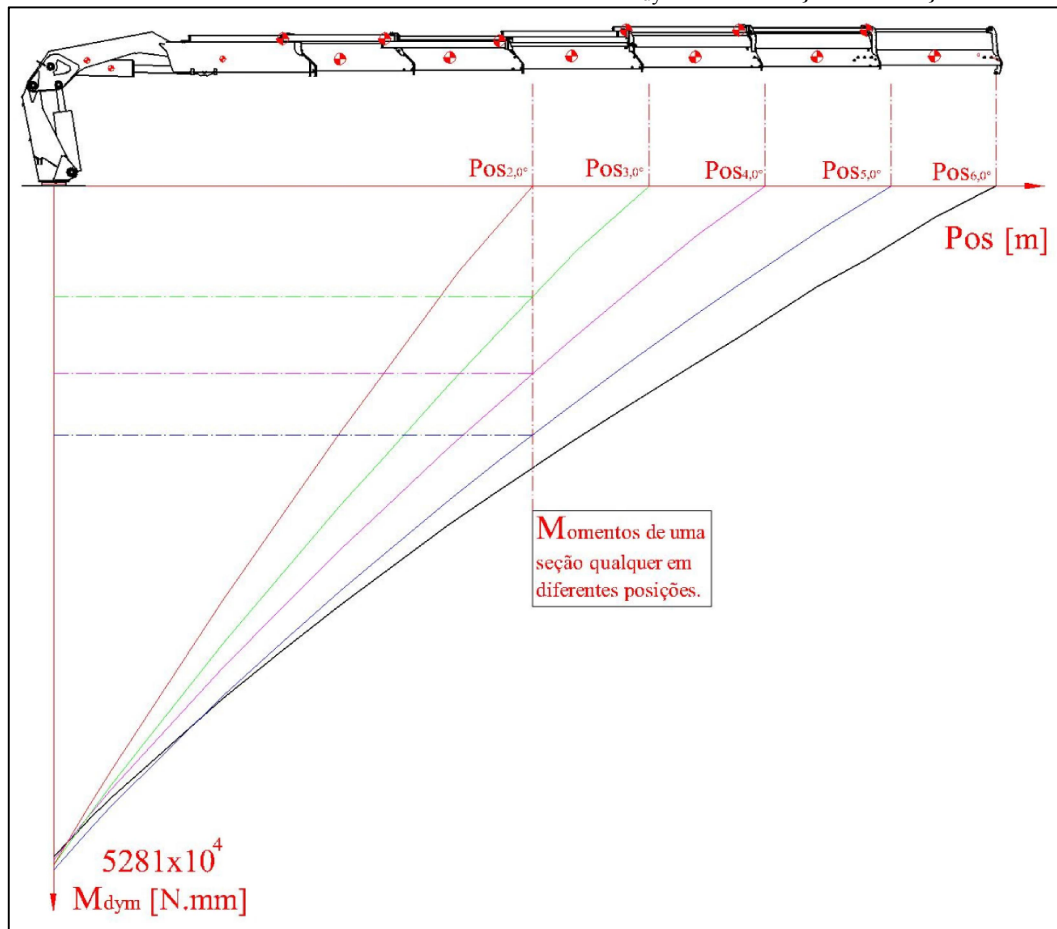


Fonte: O Autor (2014)

Especificamente para o cálculo de lanças foi adotado o maior alcance de içamento possível, isto é, a posição 4 ( $Pos_{4,0^\circ}$  -  $Pos_{4,30^\circ}$  -  $Pos_{4,60^\circ}$ ) e 6 ( $Pos_{6,0^\circ}$  -  $Pos_{6,30^\circ}$  -  $Pos_{6,60^\circ}$ ),

respectivamente para guindaste E<sub>4</sub> e E<sub>6</sub>. Não se abordou para lanças outras posições, pois em função dos carregamentos envolvidos fica claro que as forças do vento ( $F_v$ ) e forças horizontais ( $F_h$ ) são mais significativas em alcances maiores, em função da área projetada maior, e do maior raio de içamento. Além disso a figura 27, mostra a tendência (gráfico demonstrativo) do momento dinâmico ( $M_{dym}$ ) na terceira lança hidráulica em função do alcance, que corrobora a escolha feita pelo maior alcance nos cálculos das lanças.

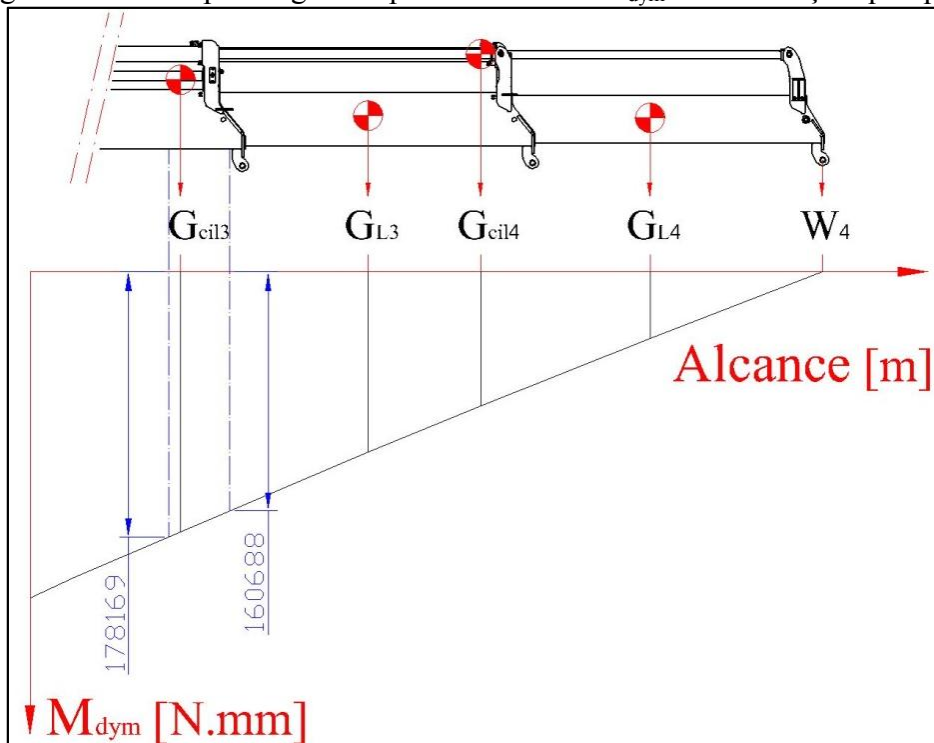
Figura 27 – Gráfico demonstrativo de tendência do  $M_{dym}$  na 3° lança em função do alcance.



Fonte: O Autor (2014)

O levantamento dos momentos dinâmicos atuantes na 3° lança hidráulica diferentemente do procedimento usado no pinhão, se deu através de um gráfico. Foi realizado utilizando AutoCad® para traçar os carregamentos que cada um dos componentes e cargas içadas geram no centro de massa do componente seguinte a ele. Com os dados de pesos próprios e cargas içadas (tabelas 5, 6, 7, 8), juntamente com coeficientes dinâmicos (tabela 11), e a distância entre os centros de gravidade dos componentes, o gráfico foi executado. Para um maior entendimento, a figura 28 exemplifica como o gráfico é utilizado para a retirada de  $M_{dym}$ .

Figura 28 – Exemplo de gráfico para retirada do  $M_{dym}$  em uma seção qualquer.



Fonte: O Autor (2014)

Com auxílio dos gráficos retirou-se os valores de momento dinâmico (tabela 22) para os "A", "B" e "C", para ambos equipamentos nas 03 angulações definidas.

Tabela 22 –  $M_{dym}$  terceira lança.

	"A" e "B"	"C"
<b>E4</b>	<b><math>M_{dym}</math> (N.mm)</b>	<b><math>M_{dym}</math> (N.mm)</b>
Pos <sub>4,0°</sub>	16069x10 <sup>4</sup>	17817x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,30°</sub>	14460x10 <sup>4</sup>	15966x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,60°</sub>	8898x10 <sup>4</sup>	9757x10 <sup>4</sup>
<b>E6</b>		
Pos <sub>6,0°</sub>	21899x10 <sup>4</sup>	23254x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,30°</sub>	19179x10 <sup>4</sup>	20343x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,60°</sub>	11209x10 <sup>4</sup>	11872x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor.

Com momentos dinâmicos definidos, o próximo passo foi definir forças horizontais ( $F_h$ ), que devido ao conceito de que  $F_h$  depender apenas da força do giro e alcance de içamento já haviam sido previamente calculadas na seção 3.6.1. Portanto, a tabela 23 foi derivada das tabelas 13 e 14, com a adição das distâncias entre estas forças e os pontos estudados nas vigas das lanças.



Tabela 23 – Forças horizontais ( $F_h$ ) da terceira lança.

<b>E4</b>	<b><math>F_h</math> (N)</b>	<b><math>D_{AB}</math> (mm)</b>	<b><math>D_C</math> (mm)</b>	<b><math>H_w</math> (N.mm)</b>
Pos <sub>4,0°</sub>	5450	4035,4	4445,4	-531,1
Pos <sub>4,30°</sub>	6295	4035,4	4445,4	-531,1
Pos <sub>4,60°</sub>	10810	4035,4	4445,4	-531,1
<b>E6</b>				
Pos <sub>6,0°</sub>	4144	7625,4	8035,4	-531,1
Pos <sub>6,0°</sub>	4786	7625,4	8035,4	-531,1
Pos <sub>6,0°</sub>	8288	7625,4	8035,4	-531,1

Fonte: O Autor.

A força horizontal, assim como mostrado no cálculo do pinhão (3.6.1), causa um momento ( $M_h$ ) diferente em cada um dos pontos (equação 48), e uma torção ( $T_h$ ) igual para ambos pontos (equação 49).

$$M_h = F_h \cdot D \quad (48)$$

$$T_h = F_h \cdot H_w \quad (49)$$

Aplicando os valores da tabela 23 às equações 48 e 49, se obteve os resultados mostrados na tabela 24.

Tabela 24 – Momentos e torques causados por  $F_h$  na 3ª lança hidráulica.

	<b>"A" e "B"</b>	<b>"C"</b>	<b>"A", "B" e "C"</b>
<b>E4</b>	<b><math>M_h</math> (N.mm)</b>	<b><math>M_h</math> (N.mm)</b>	<b><math>T_h</math> (N.mm)</b>
Pos <sub>4,0°</sub>	2199x10 <sup>4</sup>	2423x10 <sup>4</sup>	289x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,30°</sub>	2540x10 <sup>4</sup>	2798x10 <sup>4</sup>	334x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>4,60°</sub>	4362x10 <sup>4</sup>	4805x10 <sup>4</sup>	574x10 <sup>4</sup>
<b>E6</b>			
Pos <sub>6,0°</sub>	3160x10 <sup>4</sup>	3330x10 <sup>4</sup>	220x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,0°</sub>	3650x10 <sup>4</sup>	3846x10 <sup>4</sup>	254x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,0°</sub>	6320x10 <sup>4</sup>	6659x10 <sup>4</sup>	440x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor (2014).

Com momentos dinâmicos e carregamentos horizontais definidos, o próximo passo foi definir as forças do vento ( $F_v$ ), que já haviam sido previamente determinadas para o cálculo

do pinhão de giro. Portanto, a tabela 25 foi derivada das tabelas 15 e 16, com a adição das distâncias entre estas forças e os pontos estudados nas vigas das lanças AutoCad®.

Tabela 25 – Forças do vento ( $F_v$ ) incidentes na 3ª lança.

Comp.	$F_v$ (N)	"A" e "B"		"C"	
		$X_a$ (mm)	$Y_a$ (mm)	$X_a$ (mm)	$Y_a$ (mm)
L3	349,7	1046,4	0,0	1456,4	0,0
L4	313,9	3004,4	0,0	3414,4	0,0
cil3	37,3	956,4	318,9	1366,4	318,9
cil4	62,3	2928,4	318,9	3338,4	318,9
W4	1147,5	4035,4	-531,1	4445,4	-531,1
L5	278,2	4879,9	0,0	5289,9	0,0
L6	250,4	6958,9	0,0	7368,9	0,0
cil5	37,3	4694,4	348,9	5104,4	348,9
cil6	62,3	6819,4	348,9	7229,4	348,9
W6	725,6	7625,4	-531,1	8035,4	-531,1

Fonte: O Autor (2014).

Assim como visto em 3.6.1 para o pinhão de giro da coluna, nas lanças cada componente da força do vento também causa um momento ( $M_v$ ) em cada ponto estudado (equação 50), e uma torção ( $T_v$ ) (equação 51).

$$M_v = F_v \cdot X_a \quad (50)$$

$$T_v = F_v \cdot Y_a \quad (51)$$

Aplicando os valores da tabela 25 às equações 50 e 51, se obteve os resultados mostrados na tabela 26.

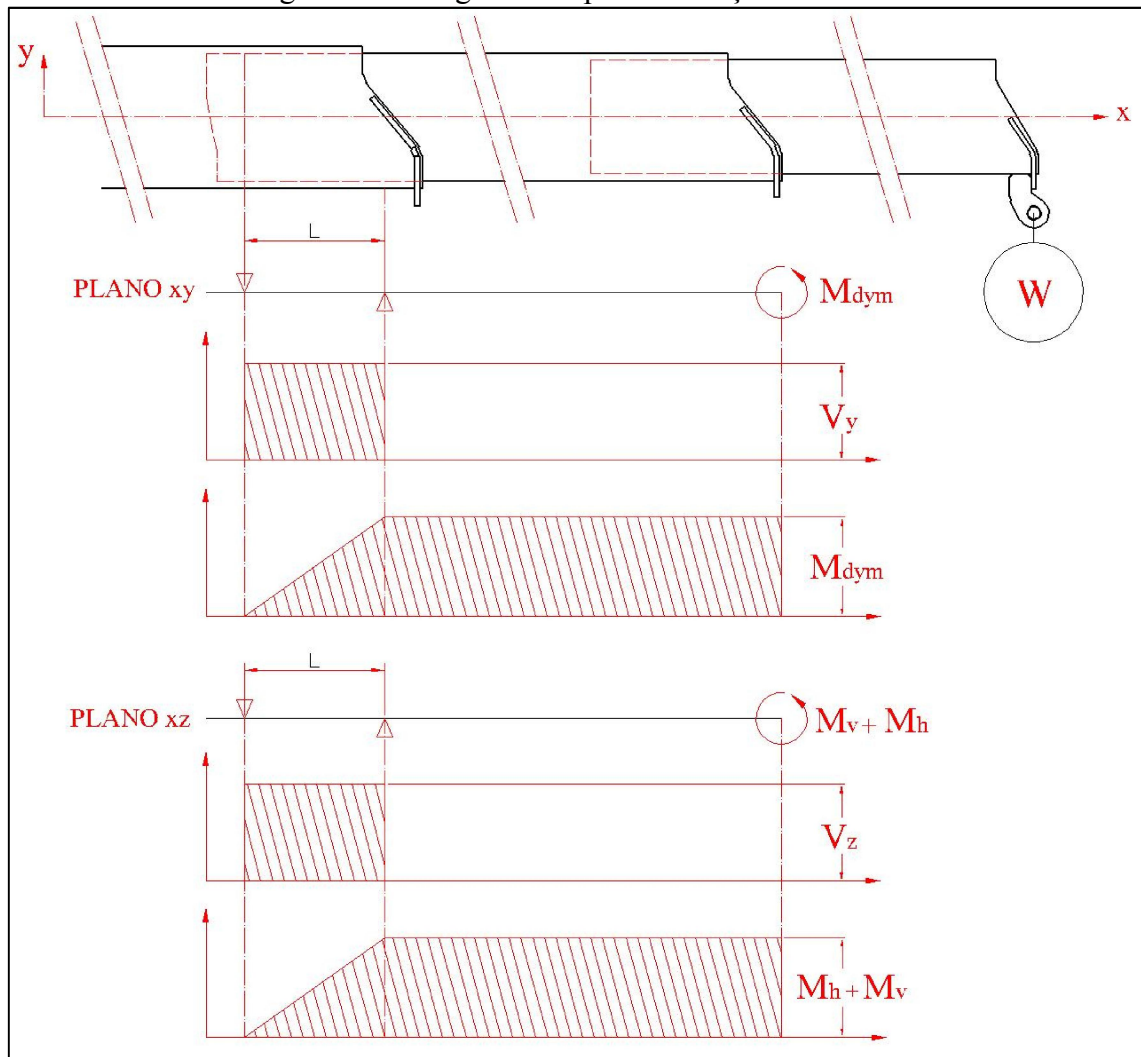
Tabela 26 – Momentos e torques causados por  $F_v$  na 3ª lança hidráulica.

	"A" e "B"	"C"	"A", "B" e "C"
<b>E4</b>	$M_v$ (N.mm)	$M_v$ (N.mm)	$T_v$ (N.mm)
Pos <sub>4, 0°-30°-60°</sub>	$616 \times 10^4$	$694 \times 10^4$	$58 \times 10^4$
<b>E6</b>			
Pos <sub>6, 0°-30°-60°</sub>	$1076 \times 10^4$	$1163 \times 10^4$	$32 \times 10^4$

Fonte: O Autor.

Com o auxílio do diagrama de corpo livre (figura 29), definiu-se para ambos guindastes as tensões cortantes  $V_y$  (equação 52) e  $V_z$  (equação 53) para os três pontos.

Figura 29 – Diagrama corpo livre lança hidráulica.



Fonte: O Autor (2014)

$$V_y = M_{dym}/L \quad (52)$$

$$V_z = (M_v + M_h)/L \quad (53)$$

Das equações 52 e 53 se obteve os valores da tabela 27.

Tabela 27 – Forças cortantes atuantes na terceira lança hidráulica.

E4					E6				
	"A" e "B"		"C"			"A" e "B"		"C"	
Posição	V <sub>y</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)	V <sub>y</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)	Posição	V <sub>y</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)	V <sub>y</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)
Pos <sub>4,0°</sub>	391921	68658	434558	76019	Pos <sub>6,0°</sub>	534126	103315	567177	109576
Pos <sub>4,30°</sub>	352675	76978	389405	85183	Pos <sub>6,0°</sub>	467779	115261	496182	122164
Pos <sub>4,60°</sub>	217016	121417	237965	134137	Pos <sub>6,60°</sub>	273381	180385	289552	190789

Fonte: O Autor (2014).

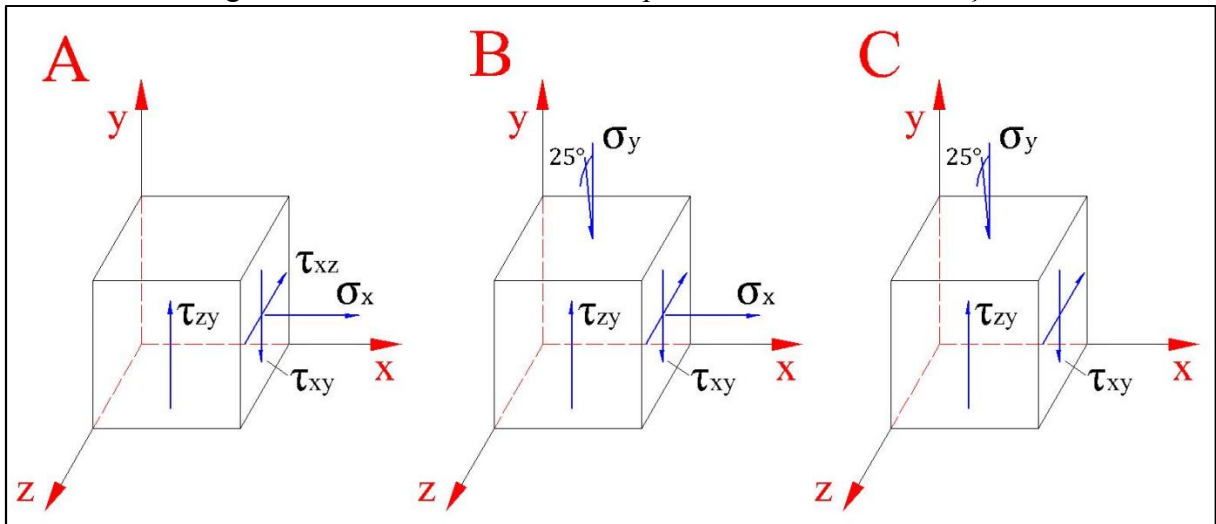
### 3.6.4 Cálculo da Resistência da Terceira Lança Hidráulica

Antes de iniciar o cálculo da resistência da terceira lança, um resumo dos cálculos anteriores se apresenta no ANEXO B, divididos para ponto “A”-“B” e para o ponto “C”.

Durante esta seção equações e procedimentos de cálculos serão apresentados, e todos os resultados obtidos através dos mesmos, estão dispostos nas tabelas 28 e 29 que se encontra ao final da seção.

Analisando os pontos “A”, “B” e “C”, verificou-se de que todos estão submetidos a um estado tridimensional de tensões, conforme mostrado na figura 30 com tensões mostradas apenas nas faces positivas.

Figura 30 – Estado de tensões nos pontos analisados das lanças.



Fonte: O Autor (2014)

Analisando primeiramente as tensões normais em x ( $\sigma_x$ ), verificou-se que suas composições são estabelecidas pela tração ocasionada no ponto “A” pelo momento ( $M_{dym}$ ) em torno do eixo z (equação 54), e duas compressões no ponto “B” causadas por ( $M_{dym}$ ) em torno do eixo z e pelos momentos ( $M_h$  e  $M_v$ ) em torno do eixo y (equação 55). Valores de momentos retirados de ANEXO B.

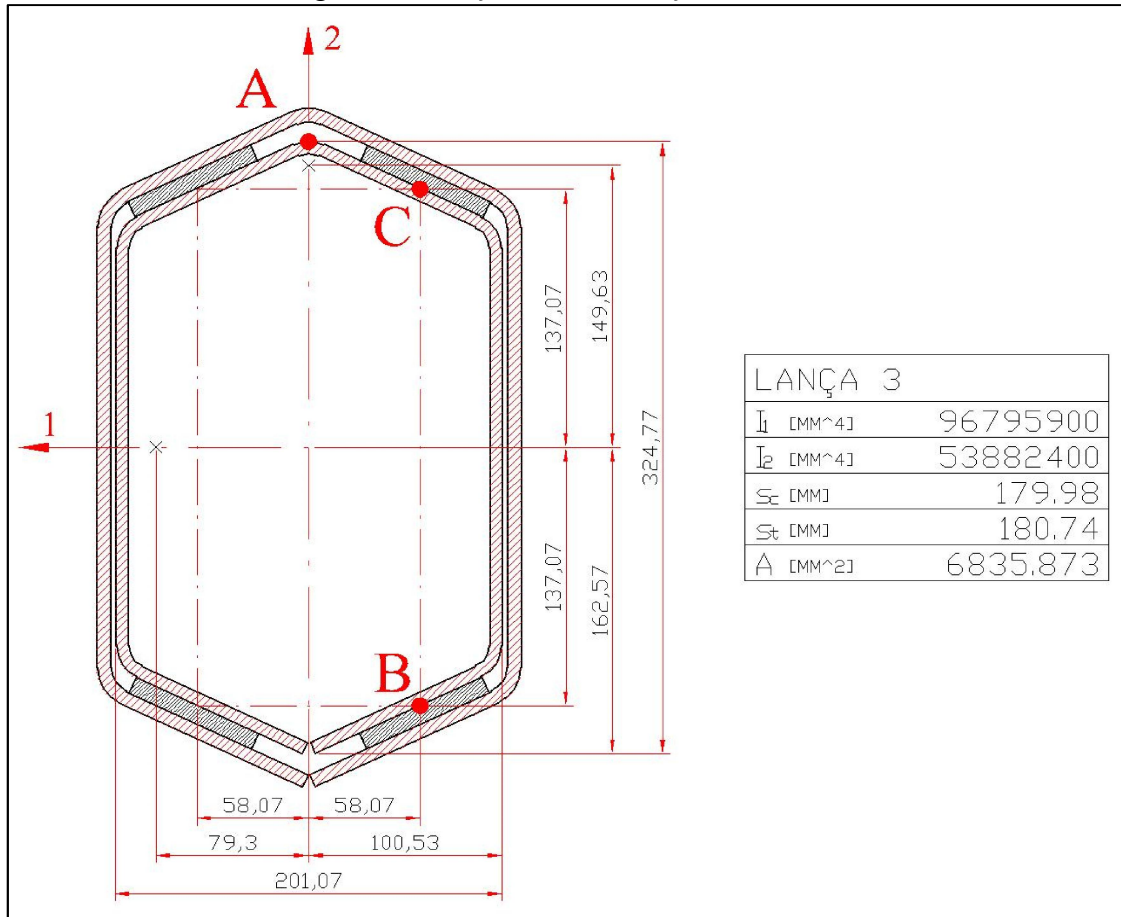
$$\sigma_{x,A} = \frac{M}{Z} = \frac{M_{dym}}{Z} \quad (54)$$

$$\sigma_{x,B} = \frac{M}{Z} = \left( \frac{M_h + M_v}{Z} + \frac{M_{dym}}{Z} \right) \quad (55)$$

Valores de Z foram obtidos utilizando a equação 56 e figura 31.

$$Z = \frac{I}{c} \quad (56)$$

Figura 31 – Seção terceira lança hidráulica.



Fonte: O Autor (2013)

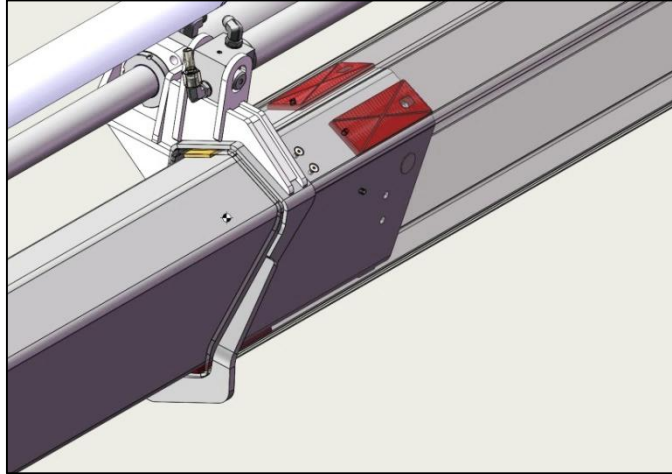
Foram também percebidas tensões normais incidentes no eixo y, atuantes nos pontos “B” e “C”. Essas tensões são de compressão, e são transmitidas para a lança através de 04 calços de nylon com área de 16380 mm<sup>2</sup>, 02 na seção do ponto “B” e mais 02 no ponto “C” (figura 32). As tensões foram calculadas utilizando as equações 57 e 58.

$$\sigma_{\text{comp,B}} = \frac{V_y}{16380} \quad (57)$$

$$\sigma_{\text{comp,C}} = \frac{V_y}{16380} \quad (58)$$

Valores de tensões cortantes encontram-se para “B” e “C” em ANEXO B.

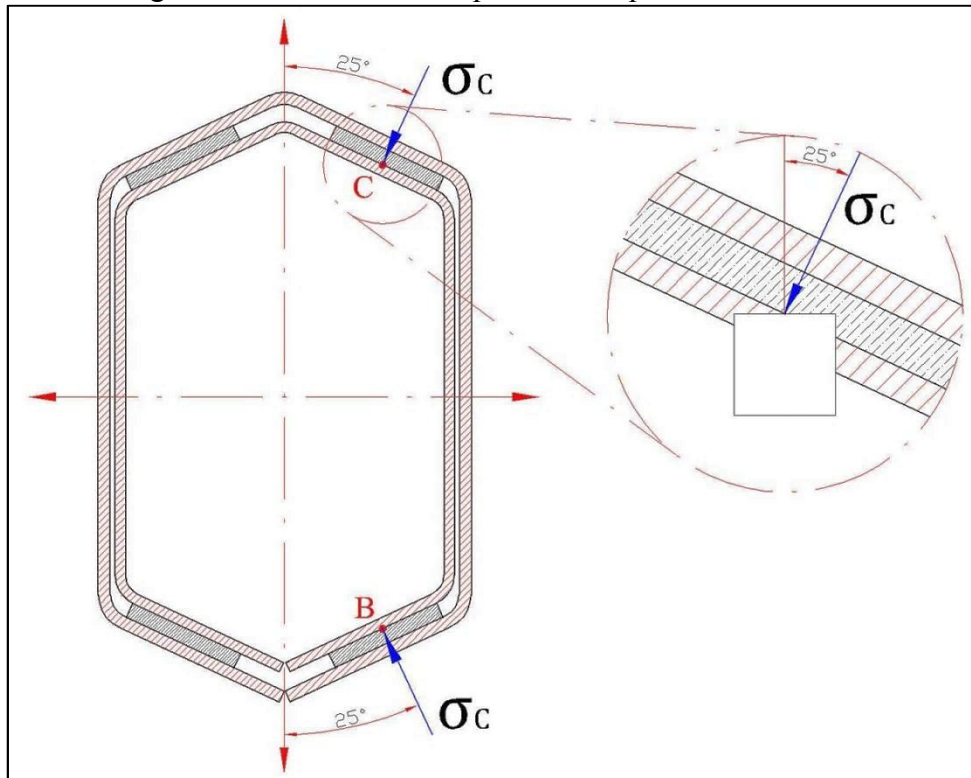
Figura 32 – Calços de nylon das lanças.



Fonte: O Autor (2014)

Verificou-se também que as tensões de compressão nestes pontos não encontram-se paralelas ao eixo y, existe uma inclinação de 25° (figura 33).

Figura 33 – Tensão de compressão nos pontos “A” e “B”.

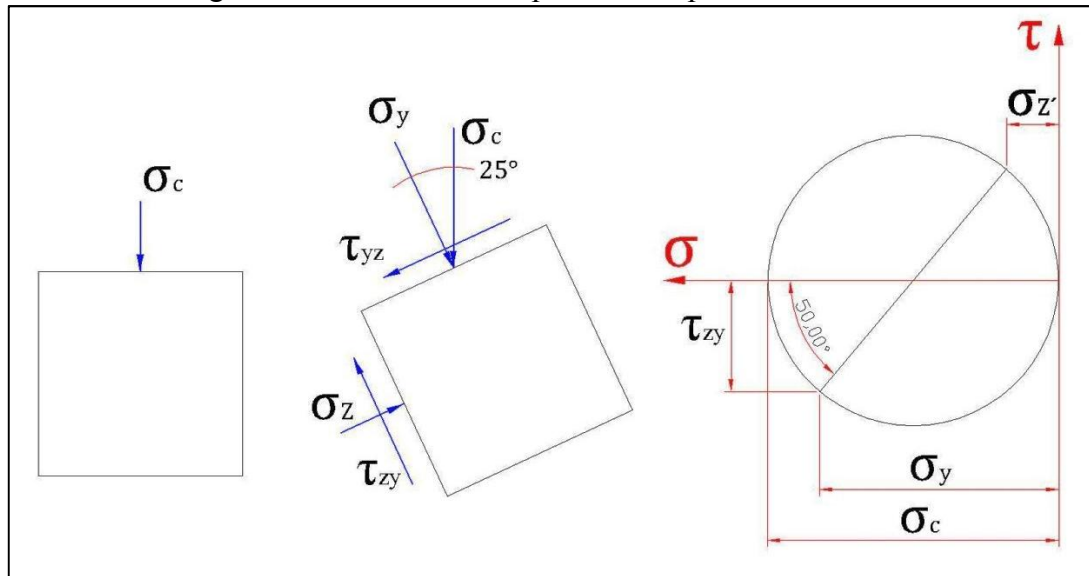


Fonte: O Autor (2014)

Conforme mostrado na figura 35, necessita-se transformar esta tensão para os eixos y e z. Um dos métodos que podem ser utilizados para a transformação de tensões planas é o

círculo de Mohr. Segundo Craig (2000), o círculo de Mohr permite uma fácil visualização da tensão normal e cisalhante em planos arbitrários e facilita muito a solução de problemas de tensões planas, onde no eixo horizontal se encontram os valores de tensões normais ( $\sigma$ ), e no eixo vertical valores de tensões cisalhantes ( $\tau$ ). Para a retirada dos valores de tensões normais e cisalhantes em  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  e  $\tau_{zy}$ , o AutoCad® foi utilizado (figura 34).

Figura 34 – Tensão de compressão nos pontos “A” e “B”.



Fonte: O Autor (2014)

Com as tensões normais definidas, se analisou as tensões cortantes ( $\tau_{méd}$ ) que ocorrem no plano yz somente nos pontos “A” e “B”. Segundo Hibbeler (2000), a tensão cisalhante média atua no plano da área seccionada e se define através da equação 59 e 60.

$$\tau_{médxy,AB} = \frac{V}{A} = \frac{V_y}{6834,5} \quad (59)$$

$$\tau_{médxz,AB} = \frac{V}{A} = \frac{V_z}{6834,5} \quad (60)$$

Onde V [N] são forças cortantes atuantes na seção, encontradas em ANEXO B, e A é a área da seção [6834,5 mm<sup>2</sup>].

Além da tensão cisalhante média ( $\tau_{méd}$ ), existem mais duas componentes: a tensão cisalhante ocasionada pela torção e a cisalhante transversal. Torção em tubos de parede fina

com seção transversal fechada foi abordada na seção 2.4 (equação 15) e se expressa através da equação 61.

$$\tau_{\text{torção}} = \frac{T}{2 \cdot t \cdot A_m} = \frac{T_v + V_h}{2 \cdot 7 \cdot 66003} \quad (61)$$

Diferentemente da tensão cisalhante torcional ( $\tau_{\text{torção}}$ ), cada ponto tem valores distintos de tensão cisalhante transversal ( $\tau_{\text{trans}}$ ), e foram calculadas de acordo com equação 62, 63 e 64 baseadas na equação 16 abordada na seção 2.5. No ponto “A” o cisalhamento transversal é composto pela cortante  $V_y$ , já os pontos “B” e “C” são compostos por duas forças cortantes  $V_y$  e  $V_z$ .

$$\tau_{\text{transxz,A}} = \frac{V \cdot \tilde{Y}' \cdot A'}{I \cdot b} = \frac{V_y \cdot \tilde{Y}' \cdot A'}{I \cdot b} \quad (62)$$

$$\tau_{\text{transxy,BC}} = \frac{V \cdot \tilde{Y}' \cdot A'}{I \cdot b} = \frac{V_y \cdot \tilde{Y}' \cdot A'}{I_y \cdot b} \quad (63)$$

$$\tau_{\text{transxz,BC}} = \frac{V \cdot \tilde{Y}' \cdot A'}{I \cdot b} = \frac{V_z \cdot \tilde{Y}' \cdot A'}{I_x \cdot b} \quad (64)$$

Onde valores de  $\tilde{Y}'$ ,  $A'$ ,  $b$ ,  $I_x$  e  $I_y$  retirados diretamente da seção da viga com auxílio de software 2D, e valores de  $V_x$  e  $V_y$  do ANEXO B. Resultados estão expostos (tabela 28 e 29) juntamente com todos outros valores provenientes das equações apresentadas durante esta seção.

Tabela 28 – Tensões calculadas - Terceira lança hidráulica. (E4)

(continua)

E4	Ponto A			Ponto B			Ponto C		
	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>
$\sigma_x$ (MPa)	299,2	269,2	165,7	-286,1	-264,9	-199,5	-	-	-
$\sigma_z$ (MPa)	-	-	-	-2,4	-2,1	-1,3	-2,4	-2,1	-1,3
$\sigma_y$ (MPa)	-	-	-	-10,9	-9,8	-6	-10,9	-9,8	-6
$\tau_{\text{torção}}$ (MPa)	-3,8	-4,2	-6,8	3,8	4,2	6,8	-3,8	-4,2	-6,8
$\tau_{\text{transxy}}$ (MPa)	-	-	-	4,4	3,9	2,4	4,9	4,4	2,7
$\tau_{\text{transxz}}$ (MPa)	0,6	0,7	1	0,5	0,6	0,9	0,6	0,6	1
$\tau_{\text{médxz}}$ (MPa)	10	11,3	17,8	10	11,3	17,8	-	-	-
$\tau_{\text{médxy}}$ (MPa)	57,3	51,6	31,8	57,3	51,6	31,8	-	-	-



(conclusão)

E4	Ponto A			Ponto B			Ponto C		
	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>
$\tau_{vz}$ (MPa)	-	-	-	5,1	4,6	2,8	5,1	4,6	2,8
$\sigma_{comp}$ (MPa)	-	-	-	-13,3	-11,9	-7,3	-13,3	-11,9	-7,3

Fonte: O Autor (2014).

Tabela 29 – Tensões calculadas - Terceira lança hidráulica. (E6)

E6	Ponto A			Ponto B			Ponto C		
	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>
$\sigma_x$ (MPa)	407,8	357,1	208,7	-394,6	-357,9	-264,9	-	-	-
$\sigma_z$ (MPa)	-	-	-	-2,9	-2,6	-1,5	-3,1	-2,7	-1,6
$\sigma_y$ (MPa)	-	-	-	-13,4	-11,7	-6,9	-14,2	-12,4	-7,3
$\tau_{torção}$ (MPa)	-2,7	-3,1	-5,1	2,7	3,1	5,1	-2,7	-3,1	-5,1
$\tau_{transxy}$ (MPa)	-	-	-	6,0	5,2	3,1	6,3	5,5	3,2
$\tau_{transxz}$ (MPa)	0,9	1,0	1,6	0,8	0,9	1,3	0,8	0,9	1,4
$\tau_{médxz}$ (MPa)	15,1	16,9	26,4	15,1	16,9	26,4	-	-	-
$\tau_{médxy}$ (MPa)	78,2	68,4	40,0	78,2	68,4	40,0	-	-	-
$\tau_{vz}$ (MPa)	-	-	-	6,2	5,5	3,2	6,6	5,8	3,4
$\sigma_{comp}$ (MPa)	-	-	-	-16,3	-14,3	-8,3	-17,3	-15,1	-8,8

Fonte: O Autor (2014).

Conforme mostrado na seção 3.6.2 (equação 47), que se refere ao cálculo de resistência do pinhão de giro da coluna, nos cálculos a seguir que definem as tensões equivalentes em L3 também foi utilizado o método da teoria das distorções máximas definido pela equação 65. Resultados encontram-se na tabela 30.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (65)$$

Tabela 30 – Tensões equivalentes de Von Misses - Terceira lança hidráulica.

	$\sigma'$ [MPa]					
	E <sub>4</sub>			E <sub>6</sub>		
	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>
<b>PONTO "A"</b>	315,5	284,0	175,8	430,3	377,2	223,4
<b>PONTO "B"</b>	300,4	277,8	209,5	414,5	375,1	277,2
<b>PONTO "C"</b>	16,6	15,4	13,3	20,8	18,3	12,3

Fonte: O Autor.

Analisando resultados de tensões em L3 (tabela 30), entre as configurações E<sub>4</sub> e E<sub>6</sub>, percebe-se uma alta nas tensões em torno de 25%. O que tornou necessário estudar o material

empregado na fabricação da lança. Na seção a seguir (3.7) foi realizada uma verificação a este respeito.

### 3.7 TENSÃO ADMISSÍVEL DO MATERIAL

Neste estudo utilizou-se para tensões admissíveis ( $\sigma_{adm}$ ) as recomendações propostas pela norma ABNT NBR14768 (2012) onde, recomenda-se que para aços de alta resistência multiplique-se a tensão de ruptura ( $\sigma_u$ ) por 0,8 desde que as equações 66 ou 67 sejam satisfeitas.

$$510 < \sigma_u \leq 590 \quad A_5 \cdot \sigma_u \geq 10800 \quad (66)$$

$$590 < \sigma_u \quad A_5 \cdot \sigma_u \geq 9800 \quad (67)$$

Onde  $\sigma_u$  é a tensão de ruptura [MPa], e  $\delta_5$  corresponde ao alongamento do material até a falha [%]. A chapa utilizada na terceira lança hidráulica é EN10025 S700. Com valores retirados do catálogo do fabricante (figura 35), as equações 68 e 69 foram utilizadas.

Figura 35 – Chapa de aço de alta resistência.

	Thickness mm	Yield strength $R_{eH}$ or $R_{p0.2}$ MPa Minimum	Tensile strength $R_m$ MPa	Elongation %		Impact strength	
				Minimum $A_{80}^{1)}$	$A_5$	Longitudinal minimum t °C	Charpy V J
Optim 500 MC	2.0 – 12.0	500	560 – 690	14	18	-20	40
Optim 550 MC	2.2 – 10.0	550	600 – 760	13	17	-20	40
Optim 600 MC	2.2 – 10.0	600	650 – 810	12	16	-20	40
Optim 650 MC	2.5 – 10.0	650 <sup>2)</sup>	700 – 860	12	15	-20	40
Optim 700 MC	3.0 – 10.0	700 <sup>2)</sup>	750 – 930	–	15	-20 <sup>3)</sup>	40 <sup>3)</sup>

Fonte: Catálogo RUUKKI – *Structural Steels* – OPTIM MC (2009)

$$590 < \sigma_u \rightarrow 590 < 750 \quad A_5 \cdot \sigma_u \geq 9800 \rightarrow 11250 \geq 9800 \quad (68)$$

$$\text{ENTÃO} \quad \sigma_{adm} = 0,8 \cdot \sigma_u = 0,8 \cdot 750 = 600 \quad (69)$$

De acordo com resultado apresentado na equação 69, nenhum ponto analisado em qualquer posição de lança ultrapassa a tensão admissível ( $\sigma_{adm}$ ), o que aprova as mudanças projetadas permitindo que o projeto preliminar possa ser continuado.

### 3.8 CARREGAMENTOS ATUANTES NOS NOVOS COMPONENTES

De acordo com a análise feita nas seções 3.6 e 3.7, se confirmou que a estrutura do guindaste suporta os novos componentes, e que as cargas de içamento definidas no pré-projeto (tabela 6) são realistas, assim partiu-se para os cálculos das duas novas lanças.

Basicamente os carregamentos envolvidos na 5ª e 6ª lanças, são quantificados usando o mesmo procedimento mostrado nas seções 3.6.3 e 3.6.4, referentes à 3ª lança. Durante esta seção portanto, alguns conceitos e figuras serão citados, mas encontram-se nas seções anteriores. Outro detalhe importante é de que a partir deste ponto não existe mais a comparação entre equipamentos ( $E_4$  e  $E_6$ ), a análise se deu somente nos novos componentes que especificamente transformam o guindaste  $E_4$  (04 lanças) em um  $E_6$  (6 lanças). Os carregamentos foram calculados na posição 6, em  $0^\circ$ - $30^\circ$ - $60^\circ$ , onde ocorrem os maiores momentos dinâmicos. Pela similaridade entre as duas lanças (L5 e L6) tanto os carregamentos quanto cálculos de resistência de ambas as lanças, foram efetuados e mostrados em conjunto.

#### 3.8.1 Carregamentos Atuantes na Quinta e Sexta Lanças Hidráulicas

Primeiro passo foi definir os momentos dinâmicos (tabela 31) nos novos componentes, nos mesmos pontos definidos para a terceira lança (L3). A definição dos momentos dinâmicos ( $M_{dym}$ ) ocorreu através de gráficos (figura 28), utilizando dados de pesos próprios e cargas içadas (tabelas 7, 8), juntamente com coeficientes dinâmicos (tabela 11), e a distância entre os centros de gravidade dos componentes.

Tabela 31 –  $M_{dym}$  da 5ª e 6ª lanças hidráulicas.

$M_{dym}$ (N.mm)				
	L5		L6	
	"A" e "B"	"C"	"A" e "B"	"C"
Pos <sub>6,0°</sub>	10215x10 <sup>4</sup>	11117x10 <sup>4</sup>	4617x10 <sup>4</sup>	5624x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,30°</sub>	9256x10 <sup>4</sup>	10017x10 <sup>4</sup>	4557x10 <sup>4</sup>	5242x10 <sup>4</sup>
Pos <sub>6,60°</sub>	5862x10 <sup>4</sup>	6293x10 <sup>4</sup>	3231x10 <sup>4</sup>	3621x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor.

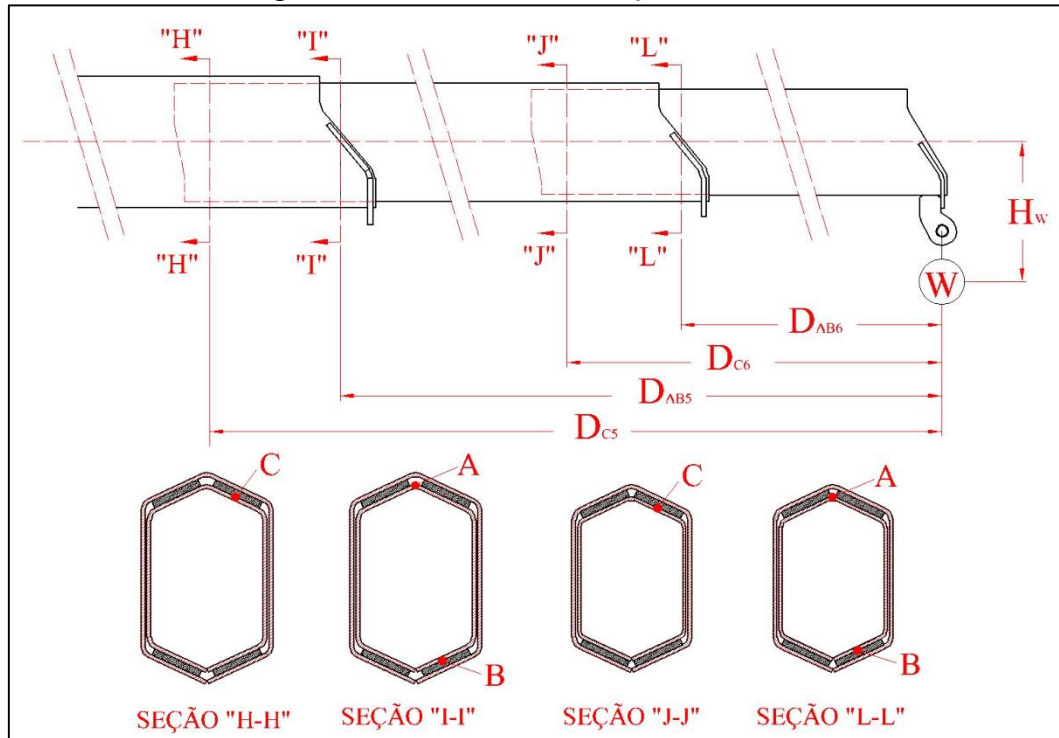
Forças horizontais ( $F_h$ ) atuantes nos componentes encontram-se na seção 3.6.1 (tabelas 13 e 14), e foram transcritas para a tabela 32 juntamente com as distâncias entre estas forças e os pontos estudados nas vigas das lanças figura 36.

Tabela 32 – Forças horizontais da 5ª e 6ª lanças hidráulicas.

	$F_h$ (N)	$D_{AB5}$ (mm)	$D_{C5}$ (mm)	$D_{AB6}$ (mm)	$D_{C6}$ (mm)	$H_w$ (N.mm)
Pos <sub>6,0°</sub>	4144	3827,48	4144,37	1943,75	2292,44	-531,1
Pos <sub>6,0°</sub>	4786	3827,48	4144,37	1943,75	2292,44	-531,1
Pos <sub>6,0°</sub>	8288	3827,48	4144,37	1943,75	2292,44	-531,1

Fonte: O Autor.

Figura 36 – Quinta e sexta lanças hidráulicas.



Fonte: O Autor (2013)

Assim como calculado para L3, os momentos e torques causados por  $F_h$  nas novas lanças (tabela 33), foram definidos de acordo com as equações 48 e 49 da seção 3.6.3.

Tabela 33 – Momentos e torques causados por  $F_h$  na 5ª e 6ª lanças hidráulicas.

	L5			L6		
	$M_h$ (N.mm)		$T_h$ (N.mm)	$M_h$ (N.mm)		$T_h$ (N.mm)
	"A" e "B"	"C"	"A", "B" e "C"	"A" e "B"	"C"	"A", "B" e "C"
Pos <sub>6,0°</sub>	$1586 \times 10^4$	$1717 \times 10^4$	$220 \times 10^4$	$805 \times 10^4$	$950 \times 10^4$	$220 \times 10^4$
Pos <sub>6,0°</sub>	$1832 \times 10^4$	$1984 \times 10^4$	$254 \times 10^4$	$930 \times 10^4$	$1097 \times 10^4$	$254 \times 10^4$
Pos <sub>6,0°</sub>	$3172 \times 10^4$	$3435 \times 10^4$	$440 \times 10^4$	$1611 \times 10^4$	$1900 \times 10^4$	$440 \times 10^4$

Fonte: O Autor.

Com  $M_{dym}$  e carregamentos horizontais definidos, o próximo passo foi utilizar as forças do vento ( $F_v$ ), que já haviam sido previamente determinadas para o cálculo do pinhão

de giro. Portanto, a tabela 34 e 35 respectivamente para L5 e L6, foram derivadas da tabela 16, com a adição das distâncias entre estas forças e os pontos estudados nas duas novas vigas.

Tabela 34 – Forças do vento ( $F_v$ ) incidentes na 5ª lança.

Comp.	$F_v$ (N)	"A" e "B"		"C"	
		$X_a$ (mm)	$Y_a$ (mm)	$X_a$ (mm)	$Y_a$ (mm)
L5	278,2	1081,98	0	1398,87	0
L6	250,4	3160,98	0	3477,87	0
cil5	37,3	896,48	348,9	1213,37	348,9
cil6	62,3	3021,48	348,9	3338,37	348,9
W6	725,6	3827,48	-531,1	4144,37	-531,1

Fonte: O Autor.

Tabela 35 – Forças do vento ( $F_v$ ) incidentes na 6ª lança.

Comp.	$F_v$ (N)	"A" e "B"		"C"	
		$X_a$ (mm)	$Y_a$ (mm)	$X_a$ (mm)	$Y_a$ (mm)
L6	250,4	1277,25	0	1625,94	0
cil6	62,3	1137,75	348,9	1486,44	348,9
W6	725,6	1943,75	-531,1	2292,44	-531,1

Fonte: O Autor.

Cada componente de vento tem influência nos carregamentos em cada um dos pontos analisados, e conforme realizado na seção 3.6.3 para o cálculo dos momentos e torques (equações 50 e 51), aplica-se o mesmo procedimento com resultados expostos na tabela 36.

Tabela 36 – Momentos e torques causados por  $F_v$  na 5ª e 6ª lanças hidráulicas.

	L5			L6		
	$M_v$ (N.mm)		$T_v$ (N.mm)	$M_v$ (N.mm)		$T_v$ (N.mm)
	"A" e "B"	"C"	"A", "B" e "C"	"A" e "C"	"C"	"A", "B" e "C"
Pos <sub>6,0° - 30° - 60°</sub>	409x10 <sup>4</sup>	452x10 <sup>4</sup>	35x10 <sup>4</sup>	180x10 <sup>4</sup>	216x10 <sup>4</sup>	35x10 <sup>4</sup>

Fonte: O Autor.

Com o auxílio do diagrama de corpo livre figura 29 (3.6.3), definiu-se para ambas lanças os esforços cortantes  $V_y$  (equação 52) e  $V_z$  (equação 53) para os pontos "A", "B" e "C" de cada uma das componentes. (tabela 37)

Tabela 37 – Forças cortantes atuantes na 5ª e 6ª lanças hidráulicas.

	L5				L6				
	"A" e "B"		"C"		"A" e "B"		"C"		
Posição	$V_y$ (N)	$V_z$ (N)	$V_y$ (N)	$V_z$ (N)	Posição	$V_y$ (N)	$V_z$ (N)	$V_y$ (N)	$V_z$ (N)
Pos <sub>4,0°</sub>	322362	62962	350810	68460	Pos <sub>6,0°</sub>	132408	28265	161288	33447
Pos <sub>4,30°</sub>	292089	70720	316110	76860	Pos <sub>6,0°</sub>	130700	31845	150336	37670
Pos <sub>4,60°</sub>	184993	113012	198597	122654	Pos <sub>6,60°</sub>	92655	51365	103859	60691

Fonte: O Autor.

### 3.8.2 Cálculo da Resistência da Quinta e Sexta Lanças Hidráulicas

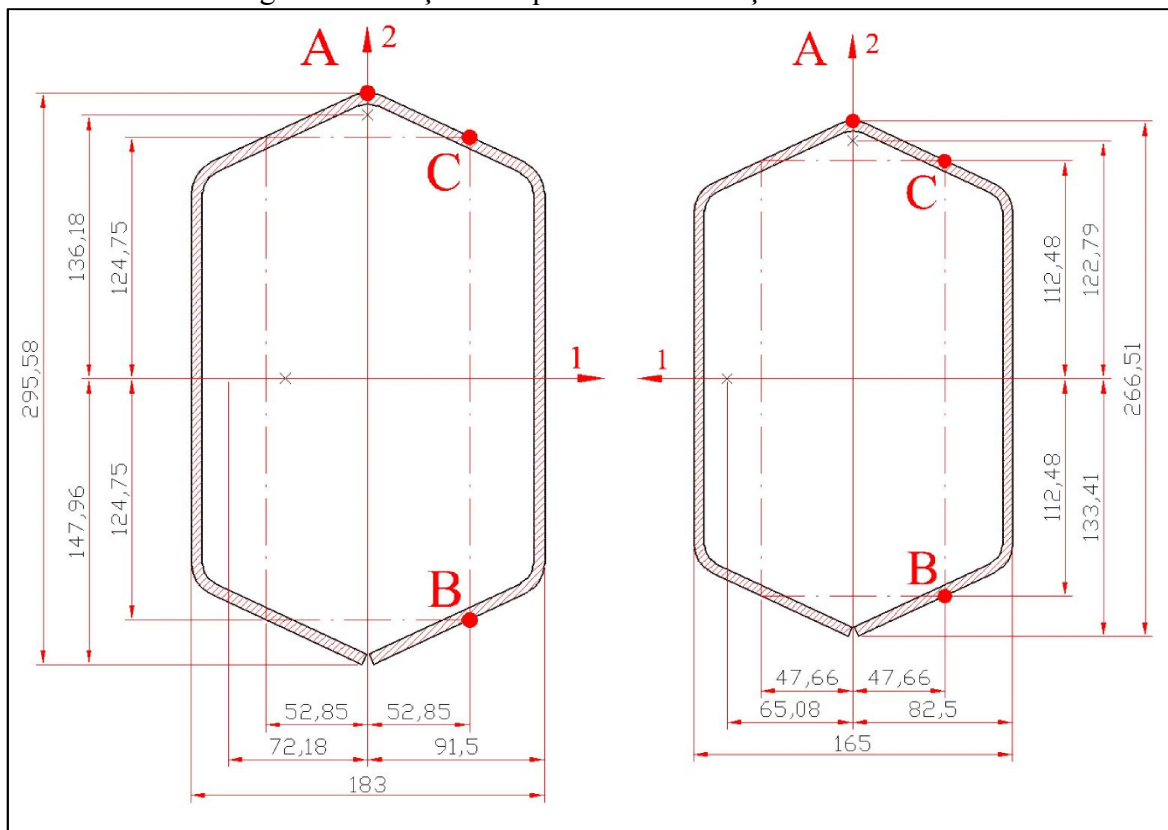
Antes de iniciar os cálculos de resistência de L5 e L6, um resumo dos cálculos anteriores se apresenta no ANEXO C, divididos para pontos “A”-“B” e para os pontos “C”.

Analisando os carregamentos nos pontos escolhidos, verificou-se que os estados de tensões encontrados, são similares aos encontrados em L3 (terceira lança). Em função desta similaridade as equações são as mesmas e não serão transcritas, serão apenas citadas em referência à seção 3.6.4.

Os resultados obtidos durante a seção encontram-se organizados nas tabelas 38 e 39, encontradas ao final da mesma.

Para as tensões normais na direção x, utilizou-se o mesmo procedimento usado em 3.6.4, que foi baseado na equação de flexão, utilizando  $M_{dym}$  para o ponto “A” (equação 54) e  $M_{dym}$ ,  $M_h$ ,  $M_v$  para o ponto “B” (equação 55). Valores de momento foram fornecidos pela tabela 42. Para valores de Z, foi utilizado um software 2D e pode ser vista na figura 37.

Figura 37 – Seções da quinta e sexta lanças hidráulicas.



Fonte: O Autor (2014)

A compressão em “B” e “C” está disposta da mesma maneira exposta em 3.6.4 para o cálculo das compressões em L3. Primeiramente através das forças cortantes  $V_y$  em ambos

pontos e a área do calço calculou-se  $\sigma_{comp,B}$  e  $\sigma_{comp,C}$  que encontram-se 25° inclinadas em relação à y no plano yz. A partir destes valores calculados e com o auxílio do método gráfico do círculo de Mohr, definiram-se os valores de  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  e  $\tau_{zy}$ .

Com as tensões normais definidas, partiu-se para as cisalhantes. Os pontos “A” e “B” sofrem tensões cortantes ( $\tau_{méd}$ ), que ocorrem no plano yz. Utilizou-se das equações 59 e 60 da seção 6.3.4 para calcular estas tensões. Foi considerado  $V_y$  e  $V_z$  (ANEXO B) e as áreas foram retiradas do software 2D (AutoCad).

A componente de cisalhamento ocasionada pela torção ( $\tau_{torção}$ ) foi calculada com a mesma equação de torção em tubos de parede fina usada em L3 (equação 61, seção 6.2.4), utilizando dados do ANEXO B.

Diferentemente da tensão cisalhante torcional ( $\tau_{torção}$ ) em que todos os pontos são submetidos à mesma tensão, a tensão de cisalhamento transversal ( $\tau_{trans}$ ), tem valores distintos em cada ponto, e pela semelhança na seção transversal e localização dos pontos analisados o mesmo procedimento usado anteriormente para L3 (equações 62, 63 e 64) foi utilizado.

Tensões calculadas para a 5° lança durante esta seção encontram-se na tabela 38 e para a 6° lança na tabela 39.

Tabela 38 – Tensões calculadas - Quinta lança hidráulica.

L6	Ponto A			Ponto B			Ponto C		
	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>
$\sigma_x$ (MPa)	245,1	242,0	171,5	-239,3	-239,7	-195,4	-	-	-
$\sigma_z$ (MPa)	-	-	-	-0,7	-0,7	-0,5	-0,9	-0,8	-0,6
$\sigma_y$ (MPa)	-	-	-	-3,3	-3,3	-2,3	-4,0	-3,8	-2,6
$\tau_{torção}$ (MPa)	-7,6	-8,7	-14,2	7,6	8,7	14,2	-7,6	-8,7	-14,2
$\tau_{transxy}$ (MPa)	-	-	-	3,0	2,9	2,1	3,6	3,4	2,3
$\tau_{transxz}$ (MPa)	0,5	0,5	0,9	0,5	0,5	0,8	0,5	0,6	1,0
$\tau_{médxz}$ (MPa)	8,2	9,2	14,9	8,2	9,2	14,9	-	-	-
$\tau_{médxy}$ (MPa)	38,4	37,9	26,9	38,4	37,9	26,9	-	-	-
$\tau_{yz}$ (MPa)	-	-	-	1,6	1,5	1,1	1,9	1,8	1,2
$\sigma_{comp}$ (MPa)	-	-	-	-4,0	-4,0	-2,8	-4,9	-4,6	-3,2

Fonte: O Autor.

Tabela 39 – Tensões calculadas - Sexta lança hidráulica.

(continua)

L5	Ponto A			Ponto B			Ponto C		
	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>
$\sigma_x$ (MPa)	350,3	317,4	201	-341,1	-316,9	-239,8	-	-	-
$\sigma_z$ (MPa)	-	-	-	-1,8	-1,6	-1	-1,9	-1,7	-1,1
$\sigma_y$ (MPa)	-	-	-	-8,1	-7,3	-4,6	-8,8	-7,9	-5

(conclusão)

L5	Ponto A			Ponto B			Ponto C		
	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>	Pos <sub>4,0°</sub>	Pos <sub>4,30°</sub>	Pos <sub>4,60°</sub>
$\tau_{\text{torção}}$ (MPa)	-5	-5,7	-9,3	5	5,7	9,3	-5	-5,7	-9,3
$\tau_{\text{transxy}}$ (MPa)	-	-	-	5,6	5,1	3,2	6,1	5,5	3,4
$\tau_{\text{transxz}}$ (MPa)	0,9	1	1,5	0,8	0,9	1,4	0,8	0,9	1,5
$\tau_{\text{médxz}}$ (MPa)	13,5	15,1	24,2	13,5	15,1	24,2	-	-	-
$\tau_{\text{médxy}}$ (MPa)	69	62,5	39,6	69	62,5	39,6	-	-	-
$\tau_{\text{yz}}$ (MPa)	-	-	-	3,8	3,4	2,2	4,1	3,7	2,3
$\sigma_{\text{comp}}$ (MPa)	-	-	-	-9,8	-8,9	-5,6	-10,7	-9,6	-6,1

Fonte: O Autor.

Seguindo a linha de raciocínio usada na seção 3.6.4, que se refere ao cálculo de resistência do pinhão de giro da coluna, nos cálculos a seguir que definem as tensões equivalentes de Von Mises em L5 e L6 também utilizou-se o método da teoria das distorções máximas definido pela equação 70. Resultados encontram-se na tabela 40.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (70)$$

Tabela 40 – Tensões equivalentes de Von Mises – Quinta e sexta lanças hidráulicas.

	$\sigma'$ [MPa]					
	L <sub>5</sub>			L <sub>6</sub>		
	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>	Pos <sub>6,0°</sub>	Pos <sub>6,30°</sub>	Pos <sub>6,60°</sub>
<b>PONTO "A"</b>	254,0	250,7	177,8	370,5	335,8	214,3
<b>PONTO "B"</b>	249,5	250,1	207,0	361,8	335,9	255,6
<b>PONTO "C"</b>	14,7	16,0	23,7	16,7	17,2	18,0

Fonte: O Autor.

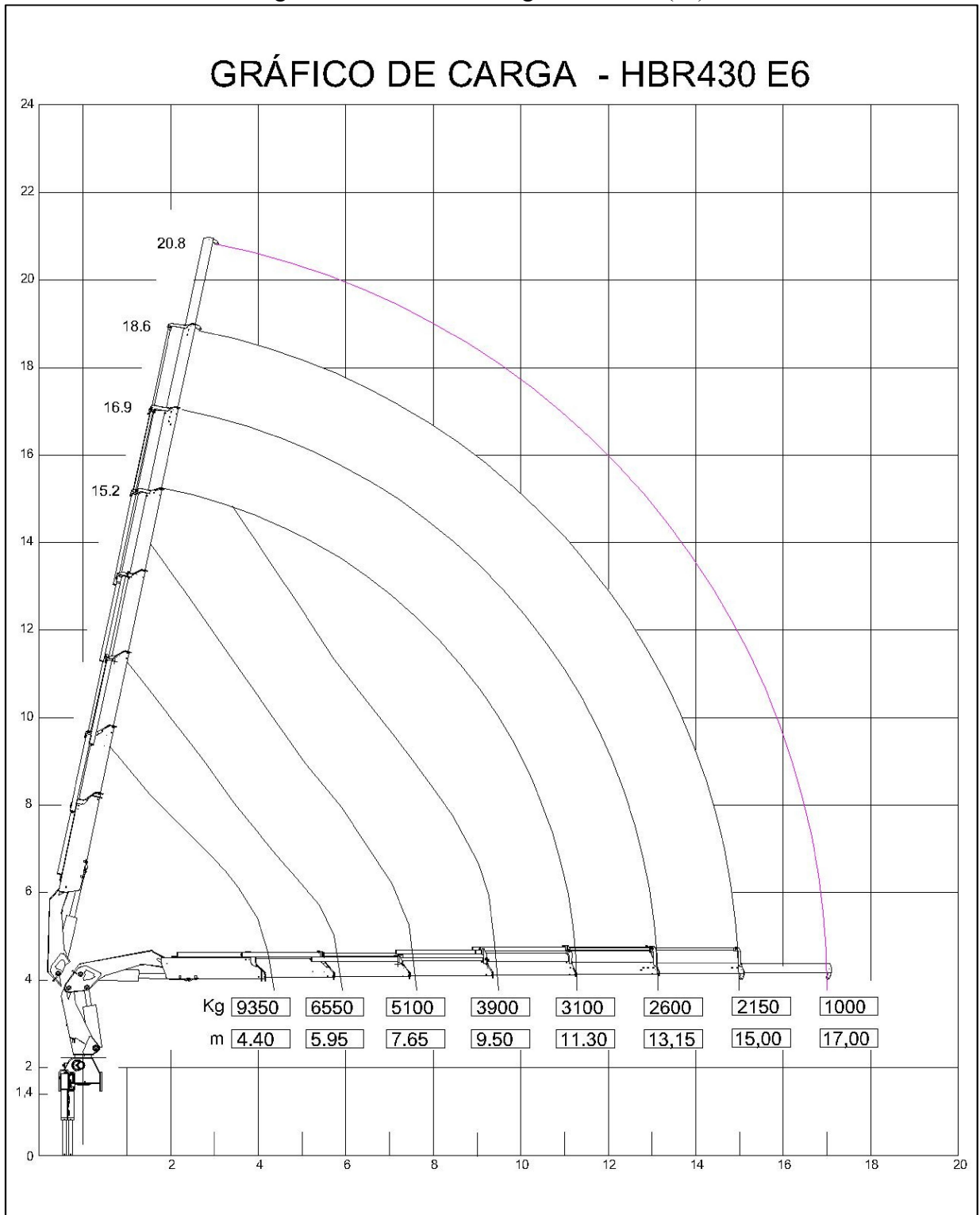
De acordo com os resultados das tensões equivalentes obtidas e mostrados na tabela 40, o material definido para fabricação das lanças foi EN10025 S700, que foi abordado na seção 3.7. Como calculado anteriormente, com a utilização deste material a tensão admissível adotada é de 600 MPa, o que atende as tensões requisitadas, sendo que a máxima tensão equivalente é de 370,5 Mpa, 1,6 vezes menor que a tensão admissível.

Componentes remanescentes na estrutura após modificação (E<sub>6</sub>) encontram-se em estados muito similares de solicitações mecânicas comparadas à configuração E<sub>4</sub>. Com base nestes resultados positivos encontrados ao longo do estudo, comprovou-se de que as cargas



previamente definidas no pré-projeto (tabela 8) foram aprovadas. Na figura 38 encontra-se o novo gráfico de cargas do equipamento E<sub>6</sub>.

Figura 38 – Gráfico de cargas HBR 430 (E<sub>6</sub>).

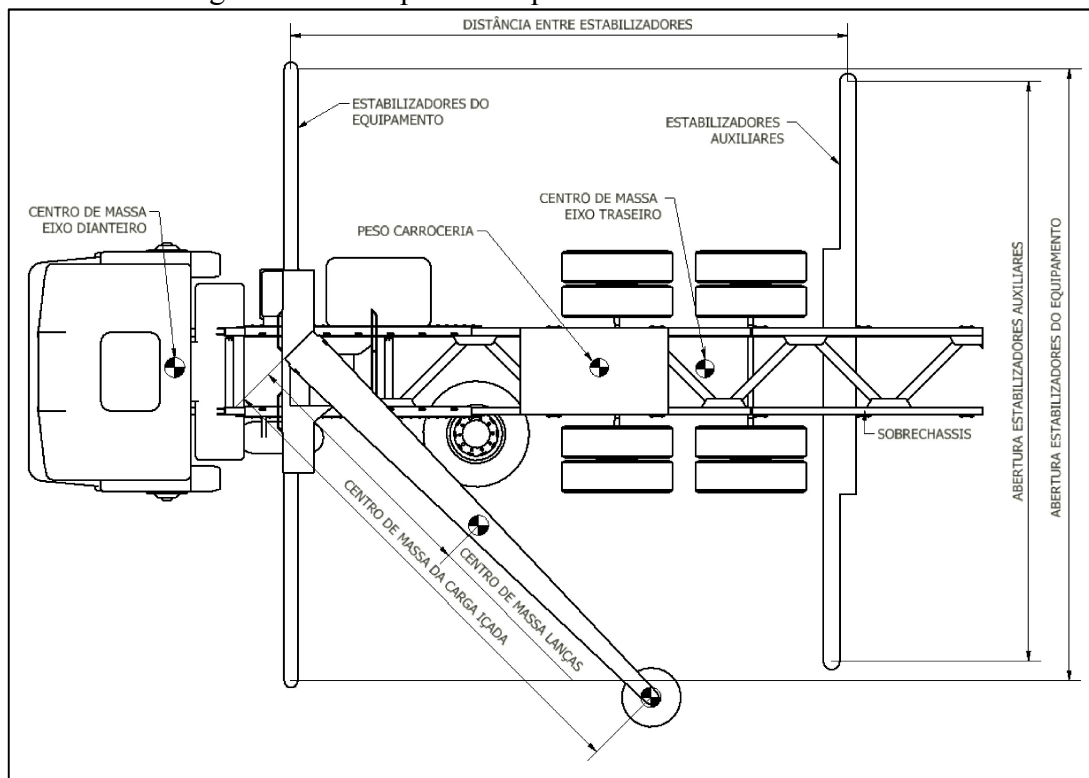


Fonte: O Autor (2014)

### 3.9 CONSIDERAÇÕES A RESPEITO DA ESTABILIDADE DE OPERAÇÃO DO GUINDASTE

Garantir a estabilidade de operação de um equipamento é tão importante quanto garantir que sua estrutura suporta as solicitações mecânicas durante sua utilização. Na Hyva, a estabilidade é garantida através de um estudo de integração veicular realizado com o software TrailerWin, onde se informam valores de entrada a respeito do caminhão que o guindaste será instalado, de pesos e centro de massa do equipamento, alcances de içamento, características do sobrechassis, informações sobre estabilizadores adicionais, entre outras informações pertinentes aos cálculos. A figura 39 mostra alguns dos componentes que influenciam a estabilidade.

Figura 39 – Componentes que influenciam a estabilidade.



Fonte: O Autor (2014)

Os valores de saída que o *software* entrega são todas informações sobre distribuição de pesos sobre os eixos, e um gráfico de estabilidade com os coeficientes de segurança de operação nos 360° de liberdade de giro do guindaste.

Portanto, o projeto apresentado neste estudo também foi analisado no quesito estabilidade pelo setor responsável pela integração veicular, e no ANEXO D encontra-se um gráfico de estabilidade do guindaste HBR 430.

#### 4. CONCLUSÃO

O presente trabalho proporcionou a compreensão de inúmeros conceitos e normas acerca do comportamento dos carregamentos atuantes na estrutura de um guindaste hidráulico veicular, apresentado na forma de um estudo de como uma modificação estrutural em um guindaste pré-existente pode interferir nos componentes remanescentes.

Além disso, como citado anteriormente com base nestes carregamentos, o estudo teve como objetivo o dimensionamento de duas novas vigas de um sistema de lanças, usando conceitos de mecânica dos sólidos apresentados durante o desenvolvimento do estudo.

Analisando os cálculos comparativos realizados nos dois componentes durante a fase de comprovação estrutural, tornou-se claro que os conhecimentos adquiridos durante o estudo serão de grande valia nos próximos projetos a fim de validar futuras modificações.

O atendimento total da norma ABNT NBR 14768 quanto à robustez estrutural, passa pela resistência mecânica contra escoamento, e também quanto à fadiga. A princípio este estudo tinha o intuito de abranger ambos os requerimentos da norma, mas em função do tema ser muito abrangente para o tempo disponível para o estudo, tomou-se a decisão de incorporar somente a etapa relacionada à prevenção contra o escoamento deixando para um estudo futuro os estudos relacionados à vida em fadiga de acordo com a norma, sempre lembrando que o melhor modo para se garantir que uma estrutura realmente tem sua vida útil conforme calculada, é realizando testes de ciclagem em bancadas de teste.

Concluiu-se também que são essenciais os passos para definição dos carregamentos e todos os cálculos estruturais mostrados, a fim de que a empresa sempre forneça equipamentos seguros e com alto grau de confiabilidade.

## REFERÊNCIAS

ABNT. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400**: Cálculo de Equipamento para Levantamento e Movimentação de Cargas. Rio de Janeiro, 1984.

ABNT. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14768**: Guindaste Articulado Hidráulico Requisitos. Rio de Janeiro, 2012.

AUSTRIAN STANDARDS INSTITUTE. **EN 13001 – 2**: Crane Safety – General Design – Part. 2: Load Effects. Viena, 2009.

AUSTRIAN STANDARDS INSTITUTE. **EN 12999**: Crane – Loader Cranes. Viena, 2009.

CRAIG JUNIOR, Roy R.. **Mecânica dos Materiais**. 2 ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2009. 552 p.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 15018**: Cranes. Berlin, 1974.

GROEHS, Ademar Gilberto. **Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão**. São Leopoldo: Unisinos, 2002.

HIBBELER, Russel Charles. **Resistência do Materiais**, 3 ed. Porto Alegre: Bookman, 2000.701p.

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**, 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 973p.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

VERSCHOOF, Ing. J.. **Cranes: Design, Practice and Maintenance**, 2 ed. London: Professional Engineering Publishing, 2002. 328 p.

## ANEXO A – RESUMO DOS CARREGAMENTOS PINHÃO DE GIRO DA COLUNA

Resumo dos carregamentos no pinhão de giro da coluna (E<sub>4</sub>).

Posição	M <sub>dvm</sub> (N.mm)	M <sub>h</sub> (N.mm)	M <sub>v</sub> (N.mm)	T <sub>h</sub> (N.mm)	T <sub>v</sub> (N.mm)	V <sub>x</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)
Pos <sub>0,0°</sub>	50878x10 <sup>4</sup>	1622x10 <sup>4</sup>	734 x10 <sup>4</sup>	4871x10 <sup>4</sup>	1710 x10 <sup>4</sup>	892605	41322
Pos <sub>1,0°</sub>	50361x10 <sup>4</sup>	1547x10 <sup>4</sup>	670 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	1825 x10 <sup>4</sup>	883529	38899
Pos <sub>2,0°</sub>	51322x10 <sup>4</sup>	1210x10 <sup>4</sup>	668 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2133 x10 <sup>4</sup>	900403	32941
Pos <sub>3,0°</sub>	52073x10 <sup>4</sup>	976x10 <sup>4</sup>	689 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2438 x10 <sup>4</sup>	913568	29202
Pos <sub>4,0°</sub>	52810x10 <sup>4</sup>	817x10 <sup>4</sup>	724 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2801 x10 <sup>4</sup>	926499	27047
Pos <sub>0,30°</sub>	43368x10 <sup>4</sup>	4246x10 <sup>4</sup>	1656 x10 <sup>4</sup>	4215x10 <sup>4</sup>	1656 x10 <sup>4</sup>	760854	103553
Pos <sub>1,30°</sub>	42678x10 <sup>4</sup>	5068x10 <sup>4</sup>	1637 x10 <sup>4</sup>	5638x10 <sup>4</sup>	1637 x10 <sup>4</sup>	748742	117628
Pos <sub>2,30°</sub>	42963x10 <sup>4</sup>	5151x10 <sup>4</sup>	1748 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	1748 x10 <sup>4</sup>	753748	121037
Pos <sub>3,30°</sub>	43078x10 <sup>4</sup>	4849x10 <sup>4</sup>	1919 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	1919 x10 <sup>4</sup>	755764	118737
Pos <sub>4,30°</sub>	45011x10 <sup>4</sup>	4645x10 <sup>4</sup>	2135 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2135 x10 <sup>4</sup>	789671	118949
Pos <sub>0,60°</sub>	23070x10 <sup>4</sup>	6192x10 <sup>4</sup>	2322 x10 <sup>4</sup>	2334x10 <sup>4</sup>	2322 x10 <sup>4</sup>	404747	149368
Pos <sub>1,60°</sub>	23064x10 <sup>4</sup>	7615x10 <sup>4</sup>	2328 x10 <sup>4</sup>	3156x10 <sup>4</sup>	2328 x10 <sup>4</sup>	404639	174446
Pos <sub>2,60°</sub>	23419x10 <sup>4</sup>	9188x10 <sup>4</sup>	2516 x10 <sup>4</sup>	4064x10 <sup>4</sup>	2516 x10 <sup>4</sup>	410871	205330
Pos <sub>3,60°</sub>	23580x10 <sup>4</sup>	10920x10 <sup>4</sup>	2792 x10 <sup>4</sup>	5064x10 <sup>4</sup>	2792 x10 <sup>4</sup>	413699	240561
Pos <sub>4,60°</sub>	23580x10 <sup>4</sup>	12652x10 <sup>4</sup>	3136 x10 <sup>4</sup>	6063x10 <sup>4</sup>	3136 x10 <sup>4</sup>	428732	276973

Fonte: O Autor.

Resumo dos carregamentos no pinhão de giro da coluna (E<sub>6</sub>).

Posição	M <sub>dvm</sub> (N.mm)	M <sub>h</sub> (N.mm)	M <sub>v</sub> (N.mm)	T <sub>h</sub> (N.mm)	T <sub>v</sub> (N.mm)	V <sub>x</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)
Pos <sub>0,0°</sub>	50276x10 <sup>4</sup>	1243x10 <sup>4</sup>	726 x10 <sup>4</sup>	3647x10 <sup>4</sup>	1652 x10 <sup>4</sup>	882045	34551
Pos <sub>1,0°</sub>	50401x10 <sup>4</sup>	1243x10 <sup>4</sup>	662 x10 <sup>4</sup>	4906x10 <sup>4</sup>	1776 x10 <sup>4</sup>	884229	33429
Pos <sub>2,0°</sub>	52800x10 <sup>4</sup>	1227x10 <sup>4</sup>	666 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2112 x10 <sup>4</sup>	926318	33200
Pos <sub>3,0°</sub>	52811x10 <sup>4</sup>	987x10 <sup>4</sup>	680 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2372 x10 <sup>4</sup>	926510	29234
Pos <sub>4,0°</sub>	52410x10 <sup>4</sup>	825x10 <sup>4</sup>	709 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2673 x10 <sup>4</sup>	919481	26914
Pos <sub>5,0°</sub>	52687x10 <sup>4</sup>	709x10 <sup>4</sup>	748 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	3044 x10 <sup>4</sup>	924347	25555
Pos <sub>6,0°</sub>	51253x10 <sup>4</sup>	622x10 <sup>4</sup>	784 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	3400 x10 <sup>4</sup>	899189	24655
Pos <sub>0,30°</sub>	42558x10 <sup>4</sup>	3212x10 <sup>4</sup>	1619 x10 <sup>4</sup>	3155x10 <sup>4</sup>	1393 x10 <sup>4</sup>	746649	84761
Pos <sub>1,30°</sub>	42500x10 <sup>4</sup>	3842x10 <sup>4</sup>	1605 x10 <sup>4</sup>	4246x10 <sup>4</sup>	1490 x10 <sup>4</sup>	745618	95554
Pos <sub>2,30°</sub>	44124x10 <sup>4</sup>	4538x10 <sup>4</sup>	1771 x10 <sup>4</sup>	5452x10 <sup>4</sup>	1770 x10 <sup>4</sup>	774116	110684
Pos <sub>3,30°</sub>	43665x10 <sup>4</sup>	4863x10 <sup>4</sup>	1912 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	1986 x10 <sup>4</sup>	766056	118864
Pos <sub>4,30°</sub>	42880x10 <sup>4</sup>	4655x10 <sup>4</sup>	2090 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2237 x10 <sup>4</sup>	752295	118333
Pos <sub>5,30°</sub>	42663x10 <sup>4</sup>	4504x10 <sup>4</sup>	2314 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2549 x10 <sup>4</sup>	748484	119618
Pos <sub>6,30°</sub>	43510x10 <sup>4</sup>	4392x10 <sup>4</sup>	2528 x10 <sup>4</sup>	6216x10 <sup>4</sup>	2849 x10 <sup>4</sup>	763339	121404
Pos <sub>0,60°</sub>	22264x10 <sup>4</sup>	4672x10 <sup>4</sup>	2263 x10 <sup>4</sup>	1745x10 <sup>4</sup>	722 x10 <sup>4</sup>	390601	121661
Pos <sub>1,60°</sub>	22674x10 <sup>4</sup>	5763x10 <sup>4</sup>	2277 x10 <sup>4</sup>	2375x10 <sup>4</sup>	771 x10 <sup>4</sup>	397798	141056
Pos <sub>2,60°</sub>	23817x10 <sup>4</sup>	6968x10 <sup>4</sup>	2557 x10 <sup>4</sup>	3071x10 <sup>4</sup>	922 x10 <sup>4</sup>	417859	167117
Pos <sub>3,60°</sub>	23718x10 <sup>4</sup>	8296x10 <sup>4</sup>	2786 x10 <sup>4</sup>	3838x10 <sup>4</sup>	1036 x10 <sup>4</sup>	416112	194419
Pos <sub>4,60°</sub>	23356x10 <sup>4</sup>	9624x10 <sup>4</sup>	3068 x10 <sup>4</sup>	4605x10 <sup>4</sup>	1169 x10 <sup>4</sup>	409771	222676
Pos <sub>5,60°</sub>	23282x10 <sup>4</sup>	10951x10 <sup>4</sup>	3424 x10 <sup>4</sup>	5372x10 <sup>4</sup>	1338 x10 <sup>4</sup>	408470	252194
Pos <sub>6,60°</sub>	23464x10 <sup>4</sup>	12280x10 <sup>4</sup>	3764 x10 <sup>4</sup>	6138x10 <sup>4</sup>	1500 x10 <sup>4</sup>	411665	281470

Fonte: O Autor.

## ANEXO B – RESUMO DOS CARREGAMENTOS NA TERCEIRA LANÇA HIDRÁULICA

Resumo dos carregamentos atuantes na terceira lança hidráulica (Pontos A e B).

PONTOS "A" e "B"							
E4	$M_{dym}$ (N.mm)	$M_h$ (N.mm)	$T_h$ (N.mm)	$M_v$ (N.mm)	$T_v$ (N.mm)	$V_y$ (N)	$V_z$ (N)
Pos <sub>4,0°</sub>	16069x10 <sup>4</sup>	2199x10 <sup>4</sup>	289x10 <sup>4</sup>	616x10 <sup>4</sup>	58x10 <sup>4</sup>	391921	68658
Pos <sub>4,30°</sub>	14460x10 <sup>4</sup>	2540x10 <sup>4</sup>	334x10 <sup>4</sup>	616x10 <sup>4</sup>	58x10 <sup>4</sup>	352675	76978
Pos <sub>4,60°</sub>	8898x10 <sup>4</sup>	4362x10 <sup>4</sup>	574x10 <sup>4</sup>	616x10 <sup>4</sup>	58x10 <sup>4</sup>	217016	121417
<b>E6</b>							
Pos <sub>6,0°</sub>	21899x10 <sup>4</sup>	3160x10 <sup>4</sup>	220x10 <sup>4</sup>	1076x10 <sup>4</sup>	32x10 <sup>4</sup>	534126	103315
Pos <sub>6,30°</sub>	19179x10 <sup>4</sup>	3650x10 <sup>4</sup>	254x10 <sup>4</sup>	1076x10 <sup>4</sup>	32x10 <sup>4</sup>	467779	115261
Pos <sub>6,60°</sub>	11209x10 <sup>4</sup>	6320x10 <sup>4</sup>	440x10 <sup>4</sup>	1076x10 <sup>4</sup>	32x10 <sup>4</sup>	273381	180385

Fonte: O Autor (2014).

Resumo dos carregamentos atuantes na terceira lança hidráulica (Ponto C).

PONTO "C"							
E4	$M_{dym}$ (N.mm)	$M_h$ (N.mm)	$T_h$ (N.mm)	$M_v$ (N.mm)	$T_v$ (N.mm)	$V_y$ (N)	$V_z$ (N)
Pos <sub>4,0°</sub>	17817x10 <sup>4</sup>	2423x10 <sup>4</sup>	289x10 <sup>4</sup>	694x10 <sup>4</sup>	58x10 <sup>4</sup>	434558	76019
Pos <sub>4,30°</sub>	15966x10 <sup>4</sup>	2798x10 <sup>4</sup>	334x10 <sup>4</sup>	694x10 <sup>4</sup>	58x10 <sup>4</sup>	389405	85183
Pos <sub>4,60°</sub>	9757x10 <sup>4</sup>	4805x10 <sup>4</sup>	574x10 <sup>4</sup>	694x10 <sup>4</sup>	58x10 <sup>4</sup>	237965	134137
<b>E6</b>							
Pos <sub>6,0°</sub>	23254x10 <sup>4</sup>	3330x10 <sup>4</sup>	220x10 <sup>4</sup>	1163x10 <sup>4</sup>	32x10 <sup>4</sup>	567177	109576
Pos <sub>6,30°</sub>	20343x10 <sup>4</sup>	3846x10 <sup>4</sup>	254x10 <sup>4</sup>	1163x10 <sup>4</sup>	32x10 <sup>4</sup>	496182	122164
Pos <sub>6,60°</sub>	11872x10 <sup>4</sup>	6659x10 <sup>4</sup>	440x10 <sup>4</sup>	1163x10 <sup>4</sup>	32x10 <sup>4</sup>	289552	190789

Fonte: O Autor (2014).

## ANEXO C – RESUMO DOS CARREGAMENTOS NA QUINTA E SEXTA LANÇAS HIDRÁULICAS

Resumo dos carregamentos atuantes na quinta e sexta lança (Pontos A e B).

PONTOS "A" e "B"							
L5	M <sub>dvm</sub> (N.mm)	M <sub>h</sub> (N.mm)	T <sub>h</sub> (N.mm)	M <sub>v</sub> (N.mm)	T <sub>v</sub> (N.mm)	V <sub>y</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)
Pos <sub>6,0°</sub>	10215x10 <sup>4</sup>	1586x10 <sup>4</sup>	220 x10 <sup>4</sup>	409x10 <sup>4</sup>	35x10 <sup>4</sup>	322362	62962
Pos <sub>6,30°</sub>	9256 x10 <sup>4</sup>	1832x10 <sup>4</sup>	254 x10 <sup>4</sup>	409x10 <sup>4</sup>	35x10 <sup>4</sup>	292089	70720
Pos <sub>6,60°</sub>	5862 x10 <sup>4</sup>	3172x10 <sup>4</sup>	440 x10 <sup>4</sup>	409x10 <sup>4</sup>	35x10 <sup>4</sup>	184993	113012
L6							
Pos <sub>6,0°</sub>	4617x10 <sup>4</sup>	805x10 <sup>4</sup>	220x10 <sup>4</sup>	180x10 <sup>4</sup>	36x10 <sup>4</sup>	132408	28265
Pos <sub>6,30°</sub>	4557x10 <sup>4</sup>	930x10 <sup>4</sup>	254x10 <sup>4</sup>	180x10 <sup>4</sup>	36x10 <sup>4</sup>	130700	31845
Pos <sub>6,60°</sub>	3231x10 <sup>4</sup>	1611x10 <sup>4</sup>	440x10 <sup>4</sup>	180x10 <sup>4</sup>	36x10 <sup>4</sup>	92655	51365

Fonte: O Autor.

Resumo dos carregamentos atuantes na quinta e sexta lança (Pontos C).

PONTO "C"							
L5	M <sub>dvm</sub> (N.mm)	M <sub>h</sub> (N.mm)	T <sub>h</sub> (N.mm)	M <sub>v</sub> (N.mm)	T <sub>v</sub> (N.mm)	V <sub>y</sub> (N)	V <sub>z</sub> (N)
Pos <sub>6,0°</sub>	11117x10 <sup>4</sup>	1717x10 <sup>4</sup>	220x10 <sup>4</sup>	452x10 <sup>4</sup>	35x10 <sup>4</sup>	350810	68460
Pos <sub>6,30°</sub>	10017x10 <sup>4</sup>	1984x10 <sup>4</sup>	254x10 <sup>4</sup>	452x10 <sup>4</sup>	35x10 <sup>4</sup>	316110	76860
Pos <sub>6,60°</sub>	6293x10 <sup>4</sup>	3435x10 <sup>4</sup>	440x10 <sup>4</sup>	452x10 <sup>4</sup>	35x10 <sup>4</sup>	198597	122654
L6							
Pos <sub>6,0°</sub>	5624x10 <sup>4</sup>	950x10 <sup>4</sup>	220x10 <sup>4</sup>	216x10 <sup>4</sup>	36x10 <sup>4</sup>	161288	33447
Pos <sub>6,30°</sub>	5242x10 <sup>4</sup>	1097x10 <sup>4</sup>	254x10 <sup>4</sup>	216x10 <sup>4</sup>	36x10 <sup>4</sup>	150336	37670
Pos <sub>6,60°</sub>	3621x10 <sup>4</sup>	1900x10 <sup>4</sup>	440x10 <sup>4</sup>	216x10 <sup>4</sup>	36x10 <sup>4</sup>	103859	60691

Fonte: O Autor.

### ANEXO D – GRÁFICO DE ESTABILIDADE

