

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

ESCOLA DE ENGENHARIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Reuel Laborne Vieira

**ANÁLISE MECÂNICO-ESTRUTURAL DE MÁQUINAS RECUPERADORAS DE
RODA DE CAÇAMBAS BASEADA EM MODELO NUMÉRICO COMPUTACIONAL**

Belo Horizonte

2024

Reuel Laborne Vieira

**ANÁLISE MECÂNICO-ESTRUTURAL DE MÁQUINAS RECUPERADORAS DE
RODA DE CAÇAMBAS BASEADA EM MODELO NUMÉRICO COMPUTACIONAL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria

Belo Horizonte

2024

V658a

Vieira, Reuel Laborne.

Análise mecânico-estrutural de máquinas recuperadoras de roda de caçambas baseada em modelo numérico computacional [recurso eletrônico] / Reuel Laborne Vieira. - 2024.

1 recurso online (117 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Marco Túlio Corrêa de Faria.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 103-117.

Bibliografia: f. 100-102.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Mineração - Teses. 3. Máquinas - Manutenção e reparos - Teses. 4. Modelos matemáticos - Teses. 5. Rodas - Teses. 6. Modelos computacionais - Teses. 7. Método dos elementos finitos - Teses. I. Faria, Marco Túlio Corrêa de. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

ANÁLISE MECÂNICO-ESTRUTURAL DE MÁQUINAS RECUPERADORAS DE RODA DE CAÇAMBAS BASEADA EM MODELO NUMÉRICO COMPUTACIONAL

REUEL LABORNE VIEIRA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Alexandre da Silva Scari (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Claysson Bruno Santos Vimieiro (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Projeto e Sistemas**".

Dissertação aprovada no dia 21 de fevereiro de 2024.



Documento assinado eletronicamente por **Marco Tulio Correa de Faria, Professor do Magistério Superior**, em 23/02/2024, às 07:13, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre da Silva Scari, Professor do Magistério Superior**, em 26/02/2024, às 14:41, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Claysson Bruno Santos Vimieiro, Professor do Magistério Superior**, em 27/02/2024, às 11:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3046709** e o código CRC **987F8C73**.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria, que me apoiou e orientou durante a realização desse trabalho.

Aos professores e colegas que contribuíram para minha formação como engenheiro.

RESUMO

As recuperadoras de roda de caçamba (RRC) desempenham um papel crucial no manuseio de material de minério em operações de mineração. A necessidade de desenvolver procedimentos para prever o comportamento mecânico dos componentes das máquinas e fornecer dados técnicos para um planejamento de manutenção mais eficiente é essencial para grandes empresas do setor minerador. Este trabalho aborda o desenvolvimento de procedimentos para análise mecânico-estrutural, empregando modelos de elementos finitos, com foco na aplicação em recuperadoras de roda de caçambas. O procedimento implementado neste estudo tem a capacidade de prever os níveis de tensão presentes na estrutura, estimar a vida à fadiga nos pontos mais críticos, analisar a estabilidade da máquina como um todo e avaliar a influência dos parâmetros e características operacionais na condição mecânico-estrutural do equipamento. Adicionalmente, são abordados procedimentos para validação do modelo computacional, realizada por meio de ajustes de parâmetros baseados em medições experimentais de deformação. Dentre os parâmetros ajustados incluem-se a posição do centro de gravidade da superestrutura, os esforços mecânicos nos tirantes da lança e as forças de corte de escavação.

Palavras-chave: máquinas de pátio; recuperadoras de roda de caçambas (RRC); método dos elementos finitos (MEF); extensômetro.

ABSTRACT

Bucket wheel reclaimer systems (BWRS) play a crucial role in handling ore material in mining operations. The need to develop procedures to predict the mechanical behavior of machine components and provide technical data for more efficient maintenance planning is essential for large companies in the mining sector. This work deals with the development of procedures for mechanical-structural analysis, employing finite element models, with a focus on application in bucket wheel reclaimer systems. The procedure implemented in this study has the capability to predict stress levels present in the structure, estimate fatigue life at critical points, analyze the structural stability of the machine as a whole, and assess the influence of operational parameters and characteristics on the mechanical-structural condition of the equipment. Additionally, procedures for validating the computational model are addressed, carried out through adjustments of parameters based on experimental deformation measurements. Among the adjusted parameters are the center mass position of the superstructure, forces in the boom stays, and excavation cutting forces.

Keywords: yard machines; bucket wheel reclaimers (BWR); finite element method (FEM); strain gage.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Desenho esquemático com os principais componentes de uma Recuperadora de Roda de Caçambas.....	23
Figura 2 – Desenho esquemático com a categorização de sistemas vitais na máquina SRs 2000.	25
Figura 3 – Foto dos componentes da ligação do tirante da contralança após rompimento.	25
Figura 4 – Fotos da recuperadora antes e após a falha catastrófica.	26
Figura 5 – Foto da falha catastrófica em uma Empilhadeira Recuperadora de Roda de Caçambas.....	26
Figura 6 – Desenho esquemático da região da ruptura na ligação do tirante frontal da lança.	27
Figura 7 – Foto da região de falha nas colunas de suporte do contrapeso.	27
Figura 8 – Foto dos reparos realizados na coluna do lado esquerdo em 2006 (a), 2008 (b) e 2009 (c).....	28
Figura 9 – Foto dos reparos realizados na coluna do lado direito em 2006 (a), 2008 (b) e 2009 (c).....	28
Figura 10 – Desenho esquemático com a estrutura da roda de caçambas e locais de propagação de trincas nas soldas.	28
Figura 11 – Foto da máquina antes (a) e após colapso total (b).	29
Figura 12 – Desenho esquemático da localização do componente que causou a falha no equipamento.	29
Figura 13 – Foto do sistema da roda de caçambas e eixo com fratura.	30
Figura 14 – Recuperadora TAKRAF SRs 2000 x 32/5.0.	30
Figura 15 – Local de quebra do dente da engrenagem de giro.	31
Figura 16 – Tombamento da empilhadeira recuperadora.	31
Figura 17 – Recuperadora de Roda de Caçambas SchRs800 com destaque na região de estudo.	32
Figura 18 – Distribuição de tensões e trincas na plataforma de giro.	32
Figura 19 – Definição de ciclos de tensão para contagem de ciclos.	34
Figura 20 – Exemplos de detalhes avaliados pelo Método da Tensão Nominal.	36
Figura 21 – Exemplos de detalhes de juntas soldadas com descontinuidades estruturais.	36
Figura 22 – Figura com representação de um detalhe soldado com as curvas de tensão gerada na superfície e reta de extrapolação linear de tensão, pelo Método <i>Hot Spot</i>	37

Figura 23 – Fluxograma das etapas de análise da recuperadora de roda de caçambas.	39
Figura 24 – Fluxograma das etapas de validação do modelo da empilhadeira recuperadora. .	40
Figura 25 – Figura da vista lateral da máquina recuperadora de roda de caçambas com identificação dos principais sistemas estruturais.	41
Figura 26 – Modelo geométrico da recuperadora.	42
Figura 27 – Posições analisadas de giro da superestrutura da recuperadora.	45
Figura 28 – Posições analisadas de inclinação da lança da recuperadora.	45
Figura 29 – Fluxograma com as principais etapas do cálculo da vida à fadiga.	47
Figura 30 – Gráfico de curvas S-N para diferentes tipos de detalhes estruturais.	49
Figura 31 – Desenho da máquina com a posição de instalação dos sensores de deformação no Sistema de Translação (A), Tirantes da Lança (B).	55
Figura 32 – Fotografia de um dos pontos de medição após instalação dos <i>Strain Gages</i>	56
Figura 33 – Desenho da vista superior do portal e sistema de translação com indicação dos apoios da máquina no Sistema de Translação (A, B e C) e dos pontos de instalação dos sensores.	57
Figura 34 – Desenho esquemático com as orientações usadas nos testes experimentais.	59
Figura 35 – Desenho da vista lateral da máquina e indicação dos pontos de medição nos Tirantes da Lança.	60
Figura 36 – Desenho da vista superior do Portal e Sistema de Translação com indicação dos pontos de apoio da máquina no Sistema de Translação (A, B e C) e de instalação dos sensores.	64
Figura 37 – Gráfico de deformação por força (N) nos balancins e estimativa do coeficiente <i>Kb</i>	65
Figura 38 – Gráfico com as variações de força para os três apoios (A, B e C).	65
Figura 39 – Gráfico com as variações de força para os três apoios (A, B e C).	66
Figura 40 – Gráfico com as variações de força para os tirantes 1 e 2.	67
Figura 41 – Malha de elementos na região da lança.	70
Figura 42 – Malha de elementos finitos na região inferior da máquina.	70
Figura 43 – Malha de elementos finitos na região da contralança.	71
Figura 44 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da lança para os casos de carregamentos da classe 1.	72
Figura 45 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da contralança e mastro para os casos de carregamentos da classe 1.	72

Figura 46 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura do sistema de translação para os casos de carregamentos da classe 1.....	72
Figura 47 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da plataforma de giro e portal para os casos de carregamentos da classe 1.	73
Figura 48 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da lança para os casos de carregamentos da classe 2.	73
Figura 49 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura do sistema de translação para os casos de carregamentos da classe 2.....	74
Figura 50 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da plataforma de giro e portal para os casos de carregamentos da classe 2.	74
Figura 51 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da lança para os casos de carregamentos da classe 3.	75
Figura 52 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura do mastro para os casos de carregamentos da classe 3.....	75
Figura 53 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura do sistema de translação para os casos de carregamentos da classe 3.....	75
Figura 54 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da plataforma de giro para os casos de carregamentos da classe 3.	76
Figura 55 – Pontos de avaliação de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da máquina para as diferentes classificações de cargas.	76
Figura 56 – Pontos críticos selecionados para análise de vida à fadiga na estrutura do mastro e plataforma de giro.....	78
Figura 57 – Pontos críticos selecionados para análise de vida à fadiga na estrutura da plataforma de giro e portal.....	79
Figura 58 – Pontos críticos selecionados para análise de vida à fadiga na estrutura do sistema de translação.	79
Figura 59 – Pontos críticos selecionados para análise de vida à fadiga na estrutura dos tirantes da lança e contralança.....	80
Figura 60 – Diagrama com a distribuição de posição do centro gravidade e elipse de iso-probabilidade.	82
Figura 61 – Diagrama com a distribuição de posição do centro gravidade e polígono de estabilidade de segurança.	82
Figura 62 – Figura com resultados de tensão na direção x e indicação dos pontos com maiores valores de tensão nos balancins.	83

Figura 63 – Figura com desenho esquemático do sistema de translação e indicação dos pontos recomendados para medições de deformação nos balancins.....	84
Figura 64 – Gráfico das posições do centro de gravidade, na direção x, pelos dois diferentes procedimentos.....	84
Figura 65 – Gráfico das posições do centro de gravidade, na direção z, pelos dois diferentes procedimentos.....	85
Figura 66 – Gráfico com as diferenças relativas da posição do centro de gravidade estimada pelos dois métodos.	85
Figura 67 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para diferentes condições de cargas de material.	87
Figura 68 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação sem carga de material (A), com carga nominal de material (B) e com sobrecarga de material (C).....	87
Figura 69 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para diferentes condições de força de corte.	89
Figura 70 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação com força de corte nominal (A) e com força de corte máxima (B).	89
Figura 71 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para diferentes condições de inclinação da lança.	90
Figura 72 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação com a lança na inclinação de -10° (A) e $+11,5^{\circ}$ (B).	91
Figura 73 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para as diferentes condições de orientação da superestrutura.....	92
Figura 74 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação com a lança na orientação de 45° (A) e 90° (B).	93
Figura 75 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para as diferentes condições de cargas de impulso.....	94
Figura 76 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação sem impacto (A), com impacto lateral (B) e com impacto angular (C).	94
Figura 77 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para as diferentes condições de vento.....	95
Figura 78 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação com vento de tormenta frontal (A), traseiro (B) e lateral (C).	96

Figura 79 – Imagem do modelo computacional com aplicação das restrições cinemáticas nas rodas do sistema de translação.....	103
Figura 80 – Imagem do modelo numérico com elemento de massa da cabine com elementos rígidos.	105
Figura 81 – Imagem do modelo numérico com força distribuída referente ao material transportado na lança.	106
Figura 82 – Imagem do modelo numérico com forças tangenciais de corte.	108
Figura 83 – Imagem do modelo numérico com forças laterais de corte.....	108
Figura 84 – Imagem do modelo numérico com forças de tensão de correia nos tambores do transportador.	109
Figura 85 – Imagem do modelo em elementos finitos, na vista superior, com aplicação de forças devido ao vento lateral nos componentes da lança.	110
Figura 86 – Imagem do modelo em elementos finitos, na vista superior, com aplicação de forças nas rodas de translação devido as reações perpendiculares ao trilho.	111
Figura 87 – Imagem do modelo em elementos finitos, na vista superior, com aplicação de forças nas rodas de translação devido as reações perpendiculares ao trilho.	112
Figura 88 – Imagem do modelo em elementos finitos, com adição de restrição cinemática na ponta da lança na direção vertical.....	113
Figura 89 – Imagem do modelo computacional com adição de restrição cinemática em uma das rodas de translação, na direção longitudinal (x).....	114
Figura 90 – Imagem do modelo computacional com aplicação das restrições cinemáticas nas regiões de fixação dos dois amortecedores frontais, na direção de translação (x).	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores utilizados para as distâncias entre a solda e os pontos de referência.	38
Tabela 2 – Dados técnicos da recuperadora.	40
Tabela 3 – Carregamentos utilizados nas análises mecânico-estruturais da recuperadora.	43
Tabela 4 – Casos de carregamentos utilizados nas análises mecânico-estruturais da recuperadora.	44
Tabela 5 – Valores de tensão admissíveis pelo critério de falha por escoamento, baseado na norma FEM 2 131/2 132.....	46
Tabela 6 – Propriedades mecânicas do material dos componentes estruturais e valores de tensão admissíveis pelo critério de falha por escoamento, baseado na FEM 2 131/2 132.....	46
Tabela 7 – Lista com os detalhes estruturais escolhidos para os pontos críticos selecionados, com indicação dos valores FAT e representação gráfica das juntas soldadas.....	48
Tabela 8 – Posições avaliadas durante o ciclo operacional.	49
Tabela 9 – Coeficientes mínimos de segurança para avaliação de estabilidade, de acordo com a norma FEM 2 131/2 132.....	54
Tabela 10 – Dados técnicos da máquina Empilhadeira Recuperadora de Roda de Caçambas.....	55
Tabela 11 – Lista dos locais, quantidades de pontos de medição e tipos de sensores.....	56
Tabela 12 – Especificações técnicas dos extensômetros uniaxiais utilizados.	56
Tabela 13 – Coordenadas dos apoios do portal na superestrutura, considerando a origem do sistema de coordenadas no centro de rotação da superestrutura no portal.	58
Tabela 14 – Orientações de movimento da lança realizados nos testes com medição.....	59
Tabela 15 – Movimentações e taxas de recuperação de material das medições de esforços nos tirantes.	62
Tabela 16 – Valores das coordenadas do centro de gravidade antes e após validação.	66
Tabela 17 – Valores de variação de força nos tirantes para um ciclo de 0 a 10000 t/h.....	68
Tabela 18 – Tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da máquina para as diferentes classificações de cargas.	77
Tabela 19 – Tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da máquina para a classe 3 de carregamentos com e sem cargas de impulsão da máquina contra os amortecedores de fim de curso dos trilhos.....	77
Tabela 20 – Lista dos carregamentos, orientações e inclinações de lança analisados para estimativa de vida à fadiga.	80

Tabela 21 – Vida em fadiga estimada para os pontos selecionados da recuperadora.	81
Tabela 22 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência das cargas de material.	87
Tabela 23 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência das cargas de material.	88
Tabela 24 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência da força de corte.	88
Tabela 25 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência da força de corte.	89
Tabela 26 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência da força de corte.	90
Tabela 27 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência da inclinação da lança.....	91
Tabela 28 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência da rotação da superestrutura.	92
Tabela 29 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência da rotação da superestrutura.	93
Tabela 30 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência das cargas de impulso na lança.	94
Tabela 31 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência do impacto da lança.	95
Tabela 32 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência do vento....	95
Tabela 33 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência do vento.	96
Tabela 34 – Carregamentos utilizados nas análises mecânico-estruturais da recuperadora...	104

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

A_{st}	Área da seção do perfil dos tirantes
C	Matriz de covariância
cov	Covariância
E	Modelo de elasticidade do material
d_1	Distância do ponto 1 de referência
d_2	Distância do ponto 2 de referência
D_a	Dano acumulado
D_i	Dano da i -ésima variação de tensão
FAT	Classe de resistência à fadiga ou <i>fatigue class</i>
F_{vi}	Força vertical na i -ésima roda
f_y	Tensão de escoamento do material
K_b	Coefficiente de conversão de deformação em de força nos balancins
n_c	Número de casos de carregamentos
n_i	Número de ciclos da i -ésima variação de tensão
n_r	Número de rodas
$N_{i,f}$	Número de ciclos até a falha correspondente à i -ésima variação de tensão
$s_{99\%}$	Escala da elipse para um nível de confiabilidade de 99%
t_{ch}	Espessura da chapa
V_1	Autovetor calculado a partir do maior autovalor da matriz de covariância
var_x	Variância em x
var_z	Variância em z
x	Eixo x
x'	Eixo x'
x_{cg}	Posição do centro de gravidade na direção x
x_{cgi}	Posição do centro de gravidade, para o i -ésimo caso de carregamento na direção x
x'_{cgi}	Posição do centro de gravidade, para o i -ésimo caso de carregamento na direção x'

x_i	Distância da origem até a posição da i -ésima roda na direção x
$x_{m_{cg_i}}$	Média das posições do centro de gravidade, na direção x'
$x_{m_{cg_i}}$	Média das posições do centro de gravidade, na direção x
z	Eixo z
z'	Eixo z'
z_{cg}	Posição do centro de gravidade na direção z
z_{cg_i}	Posição do centro de gravidade, para o i -ésimo caso de carregamento na direção z
z_{cg_i}'	Posição do centro de gravidade, para o i -ésimo caso de carregamento na direção z'
z_i	Distância da origem até a posição da i -ésima roda na direção z
$z_{m_{cg_i}}$	Média das posições do centro de gravidade, na direção z
$z_{m_{cg_i}}'$	Média das posições do centro de gravidade, direção z'

Letras gregas

ε_i	Deformação unidirecional no i -ésimo balancim
$\Delta\varepsilon$	Varição de deformação
ΔF	Varição de força
ϕ	Ângulo de rotação
σ_1	Tensão no ponto 1 de referência
σ_2	Tensão no ponto 2 de referência
σ_{a1}	Tensão admissível para a classe 1 de carregamentos
σ_{a2}	Tensão admissível para a classe 2 de carregamentos
σ_{a3}	Tensão admissível para a classe 3 de carregamentos
σ_{hs}	Tensão no pé da solda ou tensão <i>Hot Spot</i>
σ_{nom}	Tensão nominal da solda

Sumário

1. INTRODUÇÃO	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
2.1. Máquinas de Pátio.....	22
2.1.1. Recuperadoras	22
2.2. Falhas em Recuperadoras de Roda de Caçambas	23
2.2.1. Caso 1 - Ruptura na ligação do tirante da contralança	25
2.2.2. Caso 2 - Falha no tirante frontal da roda de caçambas.....	26
2.2.3. Caso 3 – Falha na coluna de suporte do contrapeso	27
2.2.4. Caso 4 – Falha por fadiga nas soldas da roda de caçambas	28
2.2.5. Caso 5 – Ruptura no suporte do tirante da contralança.	29
2.2.6. Caso 6 – Ruptura do eixo de acionamento da roda de caçambas	29
2.2.7. Caso 7 – Quebra de dente da engrenagem de giro	30
2.2.8. Caso 8 – Tombamento de ponte móvel de recuperadora de roda de caçambas	31
2.2.9. Caso 9 – Trincas na Estrutura de Giro.....	32
2.3. Modelos de elementos finitos aplicados a máquinas de pátio	32
2.4. Avaliação de resistência à fadiga.....	33
2.4.1. Curva de resistência à fadiga para juntas soldadas.....	35
2.4.2. Avaliação das tensões atuantes em juntas soldadas.....	35
3. METODOLOGIA	39
3.1. Modelo computacional	42
3.2. Procedimento para análise estática linear de tensões.....	45
3.3. Procedimento para análise de vida à fadiga.....	46
3.4. Procedimento para análise de estabilidade	50
3.4.1. Procedimento para análise de estabilidade por meio das forças verticais nas rodas	51
3.4.2. Procedimento para análise de estabilidade por meio de deformações.....	51

3.4.3.	Procedimento de avaliação de falha por instabilidade.....	52
3.5.	Procedimento para validação de modelo computacional.....	54
3.5.1.	Medições de deformação	55
3.5.2.	Método de validação do centro de gravidade	57
3.5.3.	Método para validação dos esforços nos Tirantes da Lança	60
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	63
4.1.	Validação de modelo computacional	63
4.1.1.	Validação do centro de gravidade	64
4.1.2.	Validação dos esforços nos Tirantes	66
4.2.	Análise mecânico-estrutural.....	68
4.2.1.	Modelo discretizado em elementos finitos	69
4.2.2.	Análise estática linear de tensões	70
4.2.3.	Análise de vida à fadiga.....	77
4.2.4.	Análise simplificada de estabilidade	81
4.2.5.	Influência de características e condições de operação no comportamento mecânico	86
5.	CONCLUSÃO	97
5.1.	Sugestões para trabalhos futuros.....	99
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	100
7.	APÊNDICE I – APLICAÇÃO DE CARREGAMENTOS E RESTRIÇÕES CINEMÁTICAS NO MODELO COMPUTACIONAL	103
7.1.	Restrições cinemáticas	103
7.2.	Carregamentos aplicados no modelo computacional.....	104
7.2.1.	Cargas devido ao peso próprio do equipamento (PP)	105
7.2.2.	Cargas devido ao transporte de material escavado (CM).....	106
7.2.3.	Cargas devido ao material incrustado (CI).....	106
7.2.4.	Cargas dinâmicas devido ao transporte de material (CM)	107
7.2.5.	Forças devido ao corte de escavação (FC)	107

7.2.6.	Força nos transportadores de correia (TC)	109
7.2.7.	Forças devido ao vento de operação (VO)	109
7.2.8.	Forças de corte máxima devido à escavação (FCA).....	110
7.2.9.	Forças de reação perpendiculares ao trilho (<i>skewing effects</i>) (RPT).....	111
7.2.10.	Entupimento de chutes	112
7.2.11.	Apoio da lança ou roda de caçambas na pilha de material (AL).....	112
7.2.12.	Forças devido a falhas no limitador de carga de material (CMA).....	113
7.2.13.	Travamento das rodas motoras do sistema de translação (TRT).....	114
7.2.14.	Impacto lateral da máquina contra a pilha de material (IMP)	115
7.2.15.	Forças devido ao vento de tormenta (VT)	115
7.2.16.	Forças devido ao impacto da máquina nos amortecedores (IMA)	116

1. INTRODUÇÃO

Este capítulo oferece uma introdução ao conceito de máquinas recuperadoras de roda de caçambas (RRC), abordando os principais modos de falhas e a aplicação de modelos computacionais para análises em máquinas de pátio. Além disso, são apresentados o escopo e os principais objetivos do estudo, bem como a estrutura textual do trabalho.

A recuperadora de roda de caçambas é uma máquina de pátio especializada na recuperação contínua de materiais a granel em áreas de estocagem e homogeneização, sendo amplamente empregada nos setores de siderurgia e mineração. Conforme destacado por Moczko et al. (2019), esses equipamentos são classificados como máquinas de grandes dimensões, podendo atingir até 100 metros de comprimento, 80 metros de altura, e uma massa que alcança milhares de toneladas. Além das imponentes proporções, as recuperadoras de roda de caçambas englobam diversos sistemas mecânicos e estruturais destinados ao posicionamento e manipulação de materiais, conferindo uma complexidade adicional ao sistema.

Segundo Arsic et al. (2018), os componentes estruturais de uma recuperadora são sujeitos a carregamentos dinâmicos complexos, os quais dependem das condições de operação da máquina. Dessa forma, fazem-se necessárias avaliações do comportamento mecânico-estrutural da máquina, sob as condições operacionais.

A falha de equipamentos industriais de grande porte, como recuperadoras, atrai muita atenção de todas as partes envolvidas no sistema de produção, incluindo responsáveis técnicos, gerentes, fabricantes e as seguradoras. Os impactos na produtividade após a interrupção inesperada de uma máquina de grande porte são enormes, tendo em vista que esses equipamentos podem chegar a produzir 10.000 toneladas por hora, e a perda de produção de uma recuperadora pode criar gargalos no abastecimento de minério da planta. Além disso, a paralização e os reparos (ou substituições) geram grandes prejuízos econômicos e de tempo (ARAUJO et al., 2012).

As máquinas recuperadoras são sujeitas a variações de cargas, principalmente devido à recuperação e despejo do material transportado. Essas variações afetam negativamente a estrutura causando degradação, como surgimento de trincas em pontos de concentração de tensões, principalmente em regiões de juntas soldadas. Além disso, em alguns casos a máquina pode operar com frequências de excitação próximas as frequências naturais de vibração, causando fenômeno de ressonância e degradação estrutural (RUSINSKI et al., 2009).

A perda de estabilidade também é um problema crítico em máquinas de grande porte, uma vez que a localização incorreta do centro de gravidade pode gerar impactos na distribuição de esforços nos componentes e falhas por tombamento (MOCZKO et al., 2019).

Modelos em elementos finitos são utilizados para analisar o comportamento mecânico-estrutural em máquinas de pátio. Por meio de análises torna-se possível determinar o campo de tensões/deformações atuantes, os deslocamentos, e avaliar a estabilidade da máquina e vida à fadiga, sob configurações e condições de carregamento de interesse.

Para alcançar resultados mais precisos nos modelos computacionais, é imperativo realizar a validação para ajustar parâmetros de entrada e saída do modelo. A utilização de medições experimentais se mostra essencial nesse processo, permitindo a adequação dos parâmetros e a validação do modelo computacional. Destaca-se que a medição da deformação representa uma abordagem frequentemente empregada para tal fim.

O presente trabalho consiste na abordagem e desenvolvimento de procedimentos para estudo de comportamento mecânico-estrutural de máquinas recuperadoras, por meio de modelos de elementos finitos (MEF). Para tal, são realizadas análises lineares estática de tensões, análise e estimativa de vida em fadiga para os pontos mais críticos da estrutura e análise de estabilidade da máquina. Adicionalmente, procedimentos para validação de modelo computacional de uma RRC a partir de dados de medição de deformação são apresentados.

Para as análises de estabilidade é proposto um procedimento de estimativa do centro de gravidade da máquina baseado nos valores de deformações nos balancins do sistema de translação, como alternativa ao procedimento baseado nas forças de reação verticais nas rodas. A vantagem na utilização dos valores de deformação para análises de estabilidade é que o procedimento pode ser implementado em sistemas de monitoramento contínuos de estabilidade, sendo capaz de detectar desvios na distribuição do centro gravitacional e alertar possíveis falhas por tombamento, em tempo real.

No estudo desenvolvido de validação de modelo computacional são abordados procedimentos para ajustes de modelo MEF, por meio de medições de deformação. Para tanto, deformações são medidas nos balancins do sistema de translação para ajuste da posição do centro de gravidade no modelo computacional. Além disso, deformações nos tirantes da lança são utilizadas para ajustes dos valores de força de corte de escavação.

Os recursos disponibilizados para o desenvolvimento do trabalho são provenientes de projetos realizados pelo Instituto de Soldadura e Qualidade – ISQ Brasil.

No capítulo 2, do presente trabalho, é apresentado uma revisão bibliográfica sobre as principais características de máquinas de pátio, com ênfase em recuperadoras de roda de

caçambas (RRC). Em seguida, são abordados os principais modos de falha em uma máquina RRC e apresentação de alguns casos de falhas em máquinas de pátio, de forma resumida. Em seguida, é abordado a utilização de modelos computacionais de elementos finitos aplicados a máquinas de pátio. Por fim, são apresentadas as etapas para avaliação de vida em fadiga em juntas soldadas.

No capítulo 3, as etapas relacionadas ao desenvolvimento do modelo numérico da recuperadora são descritas. Em seguida são apresentados os procedimentos utilizados para análise de tensões, vida à fadiga e estabilidade. Além disso, um procedimento para validação de modelo computacional, por meio de medições de deformação é proposto.

Os resultados e discussões são apresentados no capítulo 4. Primeiramente, a validação do modelo computacional em uma máquina recuperadora é abordada, com os resultados obtidos e os novos valores para os parâmetros após a validação. Em seguida, são descritos os resultados das análises computacionais realizadas para uma máquina RRC, a malha de elementos e os resultados das análises de tensões, vida à fadiga e estabilidade são apresentados. Por último, são apresentados os resultados de influência de características e condições de operação no comportamento mecânico-estrutural.

Já o capítulo 5 traz uma síntese dos principais resultados obtidos, das conclusões realizadas, contribuições do estudo e sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados a função e principais características de máquinas de pátio, com ênfase em Recuperadoras de Roda de Caçambas (RRC). Em seguida, são introduzidos estudos relacionados aos principais tipos de falhas em RRCs e alguns estudos de caso de falhas são descritos, de forma resumida. Posteriormente, são apresentadas aplicações de modelos computacionais em elementos finitos para máquinas de pátio. Por fim, é apresentado o processo de avaliação de vida em fadiga, com foco em avaliação em juntas soldadas.

2.1. Máquinas de Pátio

Os equipamentos classificados como Máquinas de Pátio são equipamentos móveis de grande porte, montados em trilhos, sendo usados para manuseio contínuo de materiais a granel (ISO 5049-1:1994).

Essas máquinas são compostas por vários sistemas eletromecânicos que atuam de forma independente durante a operação como translação, rotação da superestrutura, rotação da roda de caçambas e inclinação da lança. Os principais equipamentos que operam nos pátios de estocagem e homogeneização são as recuperadoras (ou retomadoras) e empilhadeiras, sendo possível a junção das funções de ambas em um mesmo equipamento, denominada empilhadeira recuperadora.

2.1.1. Recuperadoras

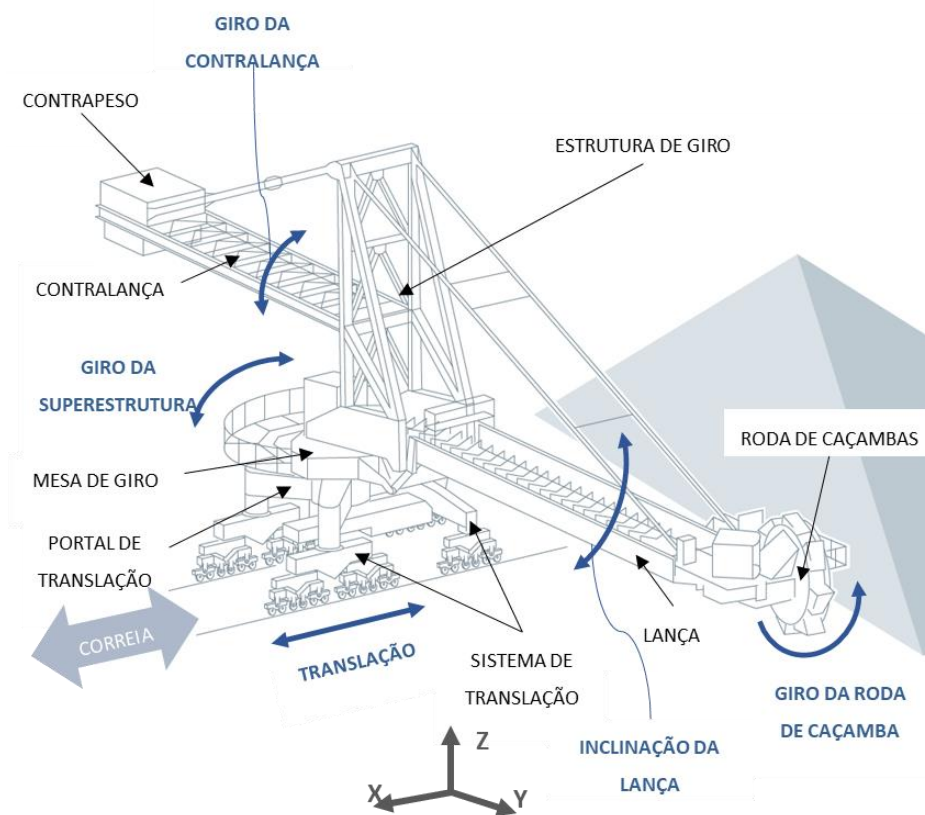
A função das recuperadoras em um pátio de estocagem e homogeneização de material à granel é de transferir o material armazenado em forma de pilhas para as correias transportadoras, de forma contínua. As correias, por sua vez, irão levar o material para o destino, podendo ser para alimentar os vagões de transporte de material das minas para os portos, ou para o carregamento de navios nos terminais portuários.

Existem diversos tipos e tamanhos de máquinas recuperadoras, a depender do tipo de operação, capacidade produtiva, tipo de material e configuração do pátio, os tipos mais comuns são:

- Recuperadora de roda de caçambas (RRC);
- Recuperadora tipo ponte com roda de caçambas;
- Recuperadora tipo tambor.

Em recuperadoras de roda de caçambas (RRC), a recuperação de minério é feita através do movimento de rotação da roda de caçambas. Este tipo de recuperadora possui vários sistemas de movimentação, dando maior mobilidade para recuperar pilhas em diferentes formatos e posições. Além da rotação de recuperação da roda de caçambas, a máquina conta com um sistema de translação ao longo dos trilhos do pátio, rotação da superestrutura e inclinação da lança. Os principais componentes de uma RRC, bem como as movimentações são ilustrados na Figura 1.

Figura 1 – Desenho esquemático com os principais componentes de uma Recuperadora de Roda de Caçambas.



Fonte: Adaptado de THYSSENKRUPP® (2022).

2.2. Falhas em Recuperadoras de Roda de Caçambas

Vários estudos mostram que a maioria das falhas em equipamentos de mineração podem ser associadas direta ou indiretamente com defeitos em cordões de solda ou processos incorretos de soldagem durante a fabricação ou reparos. As tensões residuais induzidas pela soldagem são somadas com as tensões mecânicas atuantes, fazendo com que as tensões resultantes ultrapassem os limites de resistência do material (ARAÚJO et al., 2012).

Arsic et al. (2018) conclui em seu estudo que as regiões mais críticas dos sistemas estruturais de máquinas de pátio são os elementos de ligações soldadas, sendo que 80% das falhas por surgimento de trinca ocorrem nas soldas.

De acordo com Araujo et al. (2012), a estabilidade em máquinas de pátio depende da integridade estrutural dos tirantes frontais e traseiros, bem como da lança e do mastro. A estrutura é balanceada por um sistema de vigas treliçadas conectadas ao mastro. Qualquer falha nesses componentes pode causar a perda de balanceamento, podendo causar um colapso global, já que a estrutura não possui nenhum tipo de redundância.

Devido às condições operacionais severas e características mecânicas, as máquinas de pátio produzem vários modos de excitação, podendo causar problemas por vibração. Em decorrência, surgimento de trincas por fadiga e deformações excessivas, podendo induzir até mesmo um colapso estrutural na máquina (JIANG et al., 2018).

Um dos principais sistemas em uma máquina de pátio é o sistema de giro da superestrutura, sendo composto por um mancal axial acoplado com engrenagens de acionamento do giro. Esse sistema é um dos mais críticos em uma RRC, sendo responsável pelo suporte de todo o peso da superestrutura e pela transmissibilidade de vibrações até a base da máquina.

Arsic et al. (2019), em seu estudo, realiza análises em sistemas de giro em uma recuperadora de roda de caçambas (RRC) que falhas nas engrenagens de acionamento de giro, gerando a interrupção na operação de uma RRC, após apenas 5000 horas de operação.

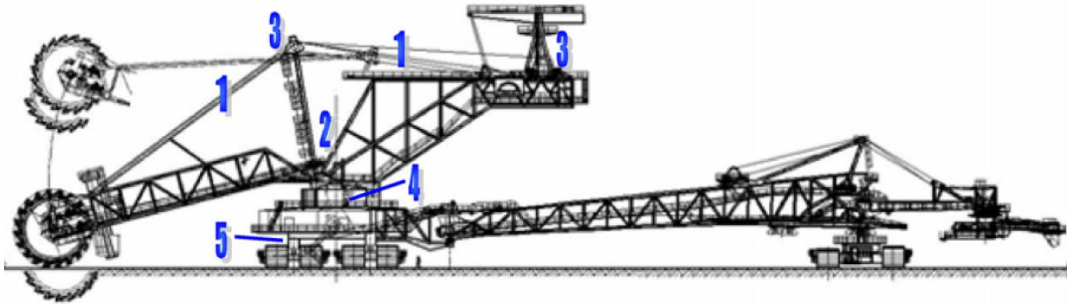
O sistema de transmissão do acionamento da roda de caçambas está sujeito a falhas devido aos altos esforços cíclicos atuantes no sistema. Ao avançar nas pilhas de armazenamento as rodas de caçamba recebem picos de cargas elevados devido aos choques frontais e laterais contra a pilha. Estas cargas são transmitidas para a máquina através da conexão entre a roda de caçambas e o eixo de transmissão, sendo que esta conexão é realizada através do processo de soldagem (RUSINSKI et al., 2010).

Jovancic et al. (2011), em seu trabalho, propõe a classificação dos componentes estruturais de uma máquina empilhadeira recuperadora de roda de caçambas, de forma a ordenar os sistemas em ordem de criticidade. A classificação é definida com base na frequência de falhas no sistema avaliado e na probabilidade dessa falha causar uma instabilidade global da máquina.

A identificação de cada sistema classificado por Jovancic et al. (2011) é mostrada na Figura 2, para a máquina empilhadeira recuperadora modelo SRs 2000, sendo que quanto menor o número mais crítico é o sistema. Os grupos listados são: 1 - Tirantes de conexão da roda de

caçambas e contrapeso. 2 - Todas as ligações articuladas da lança com o mastro, e da contralança com o mastro. 3 - Todas as estruturas de suporte e ligação de elevação de carga (talhas, guinchos, olhais de cilindros hidráulicos). 4 - Junção entre plataforma de giro e portal. 5 - Sistema de translação.

Figura 2 – Desenho esquemático com a categorização de sistemas vitais na máquina SRs 2000.



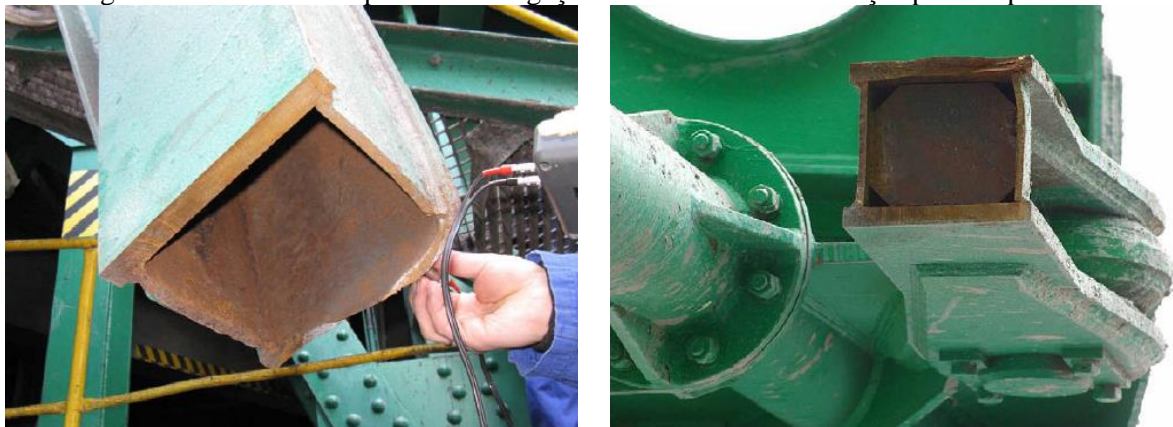
Fonte: JOVANCIC et al. (2011).

Além dos sistemas listados acima, alguns sistemas merecem atenção especial, apesar de não impactarem na estabilidade do equipamento. A estrutura da cabine do operador, por exemplo, é um dos componentes mais importantes do equipamento, visto que a falha pode ocasionar fatalidades (JOVANCIC et al., 2011).

Nos tópicos a seguir são abordados alguns estudos de caso de falhas em máquinas de pátio, sendo descritas as consequências das falhas e suas possíveis causas.

2.2.1. Caso 1 - Ruptura na ligação do tirante da contralança

Figura 3 – Foto dos componentes da ligação do tirante da contralança após rompimento.



Fonte: Rusinski et al. (2009).

Rusinski et al. (2009) relata um caso de falha, em uma máquina recuperadora, ocasionada pelo rompimento da ligação do tirante esquerdo da contralança, causando

instabilidade em toda a estrutura e uma falha catastrófica. A Figura 3 mostra a região da ruptura e a Figura 4 ilustra a máquina antes e depois da falha.

Figura 4 – Fotos da recuperadora antes e após a falha catastrófica.



Fonte: Rusinski et al. (2009).

2.2.2. Caso 2 - Falha no tirante frontal da roda de caçambas.

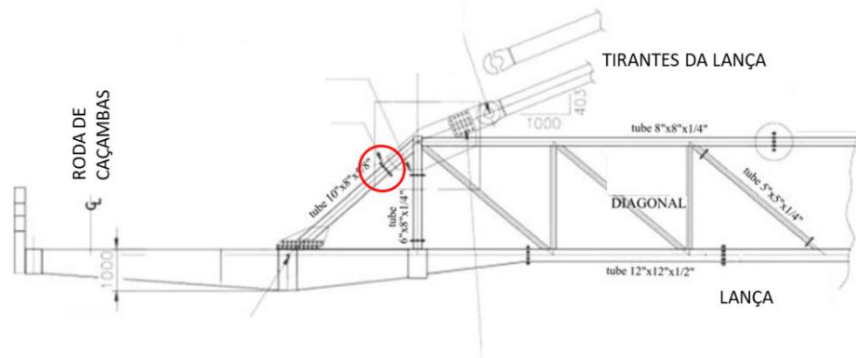
Araújo et al. (2012) apresenta, em seu estudo, um caso de falha estrutural de uma empilhadeira recuperadora de roda de caçambas, gerando um colapso global do equipamento. A falha se deve à ruptura da ligação em um dos tirantes frontais da lança. A Figura 5 ilustra a máquina após o incidente e a Figura 6 mostra, em destaque, o local onde ocorreu a ruptura.

Figura 5 – Foto da falha catastrófica em uma Empilhadeira Recuperadora de Roda de Caçambas.



Fonte: Araújo et al. (2012).

Figura 6 – Desenho esquemático da região da ruptura na ligação do tirante frontal da lança.



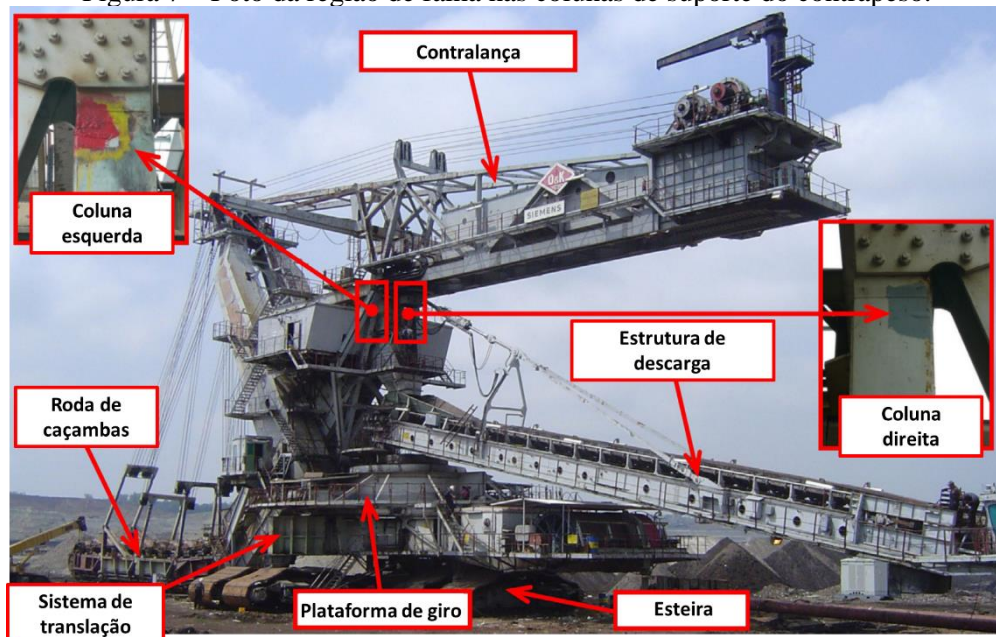
Fonte: Araújo et al. (2012).

2.2.3. Caso 3 – Falha na coluna de suporte do contrapeso

A coluna de suporte da lança de contrapeso é uma parte vital da superestrutura de uma recuperadora de caçambas. O surgimento e propagação de trincas neste elemento pode causar o colapso total do equipamento (Bosnjak et al., 2013).

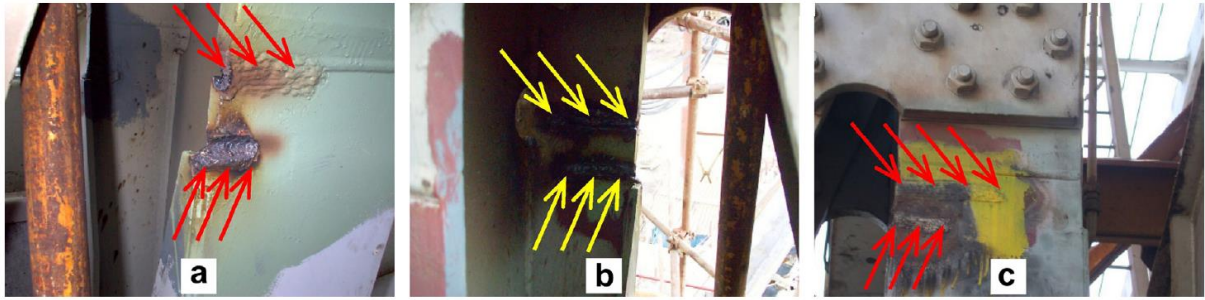
Bosnjak et al. (2013) descreve em seu trabalho falhas devido ao surgimento frequente de trincas nas colunas de suporte do contrapeso de uma recuperadora de corrente de caçambas, devido a magnitude dos esforços solicitantes nas regiões. A Figura 7 ilustra a máquina objeto do estudo e na Figura 8 e Figura 9 é possível observar os reparos realizados em ambas as colunas.

Figura 7 – Foto da região de falha nas colunas de suporte do contrapeso.



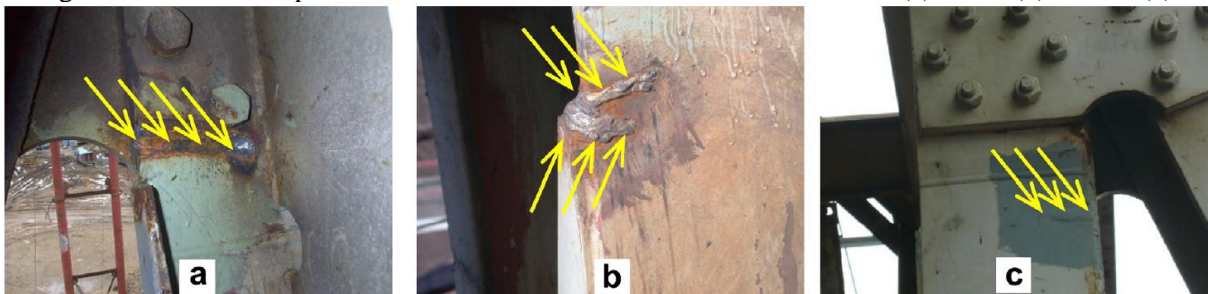
Fonte: Adaptado de Bosnjak et al. (2013).

Figura 8 – Foto dos reparos realizados na coluna do lado esquerdo em 2006 (a), 2008 (b) e 2009 (c).



Fonte: Bosnjak et al. (2013).

Figura 9 – Foto dos reparos realizados na coluna do lado direito em 2006 (a), 2008 (b) e 2009 (c).

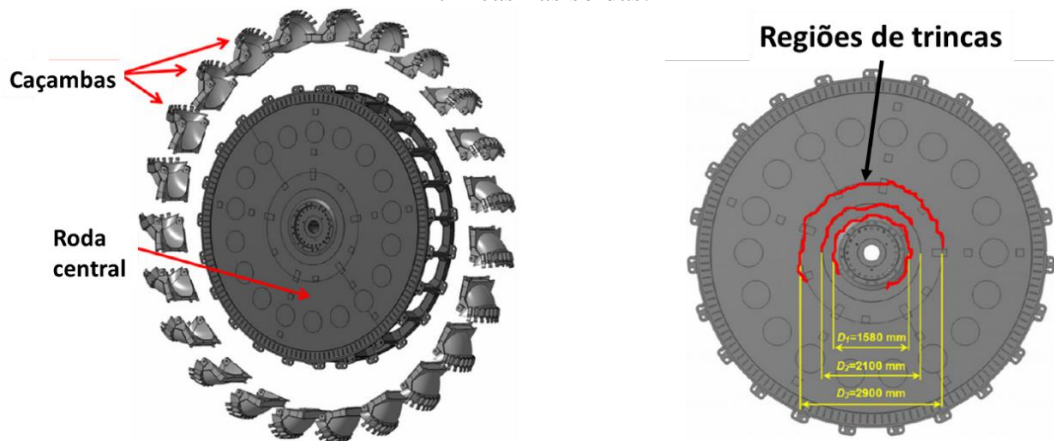


Fonte: Bosnjak et al. (2013).

2.2.4. Caso 4 – Falha por fadiga nas soldas da roda de caçambas

Arsic et al. (2010) apresenta um caso de falha em uma recuperadora de roda de caçambas, em que são identificadas trincas nas juntas soldadas da estrutura da roda de caçambas, após apenas 1800 horas de operação, causando a separação da estrutura da roda de caçambas em duas partes e perda total do sistema da roda de caçambas. A Figura 10 ilustra a estrutura da roda de caçambas e as regiões de surgimento das trincas.

Figura 10 – Desenho esquemático com a estrutura da roda de caçambas e locais de propagação de trincas nas soldas.



Fonte: ARSIC et al., 2010.

2.2.5. Caso 5 – Ruptura no suporte do tirante da contralança.

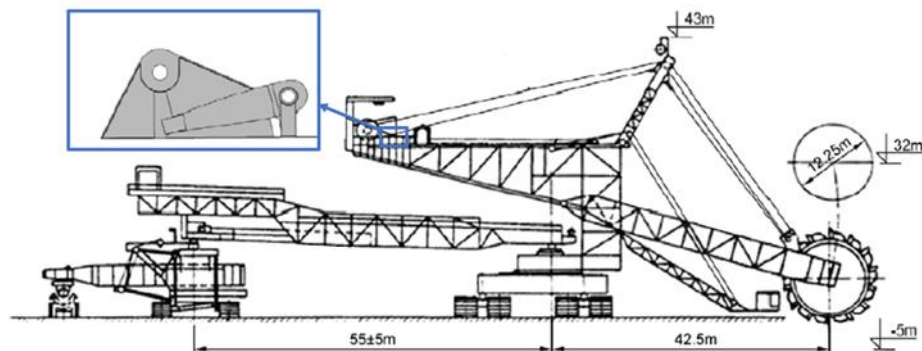
Bosnjak et al. (2008) descreve, em seu estudo, uma falha por rompimento no suporte dos tirantes, que neste caso são usados tanto para transmitir os esforços do mastro para a contralança, quanto para acionar os movimentos de elevação da lança da roda de caçambas, através de um tambor acoplado em um motorreductor, localizado na contralança. A falha é decorrente de uma operação com sobrecarga, gerando o colapso total do equipamento. A Figura 11 ilustra o equipamento antes e após a falha catastrófica. E a Figura 12 mostra a localização do suporte rompido.

Figura 11 – Foto da máquina antes (a) e após colapso total (b).



Fonte: Bosnjak et al. (2008).

Figura 12 – Desenho esquemático da localização do componente que causou a falha no equipamento.



Fonte: Bosnjak et al. (2008).

2.2.6. Caso 6 – Ruptura do eixo de acionamento da roda de caçambas

Rusinski et al. (2010) apresenta um estudo de análise de falha por fratura no eixo de transmissão da roda de caçambas de uma recuperadora, causada por fadiga devido aos impactos frequentes da roda contra a pilha de material. A Figura 13 ilustra o sistema da roda de caçambas e o eixo fraturado.

Figura 13 – Foto do sistema da roda de caçambas e eixo com fratura.



Fonte: Adaptado de Rusinski et al. (2010).

2.2.7. Caso 7 – Quebra de dente da engrenagem de giro

ARSIC et al. (2019) apresenta uma análise de falha na engrenagem de acionamento de giro da superestrutura de uma recuperadora. Uma fratura em um dos dentes da engrenagem é identificada após o equipamento atingir 5.000 horas de operação. A Figura 14 mostra a foto da máquina e a Figura 15 ilustra o local de fratura do dente da engrenagem de giro.

Figura 14 – Recuperadora TAKRAF SRs 2000 x 32/5.0.



Fonte: Arsic et al. (2019).

Figura 15 – Local de quebra do dente da engrenagem de giro.



Fonte: Adaptado de Arsic et al. (2019).

2.2.8. Caso 8 – Tombamento de ponte móvel de recuperadora de roda de caçambas

Em máquinas de grande porte, dependendo de suas características de tamanho e disposição geométrica, a ocorrência de perda de estabilidade pode resultar em falhas catastróficas. Moczko et al. (2019) realiza um estudo de ocorrência de colapso da estrutura de suporte da esteira de movimentação de uma recuperadora. A falha foi decorrente da perda de estabilidade da estrutura devido à operação incorreta. A foto da máquina após o acidente é ilustrada na Figura 16.

Figura 16 – Tombamento da empilhadeira recuperadora.



Fonte: MOCZKO et al. (2019).

2.2.9. Caso 9 – Trincas na Estrutura de Giro

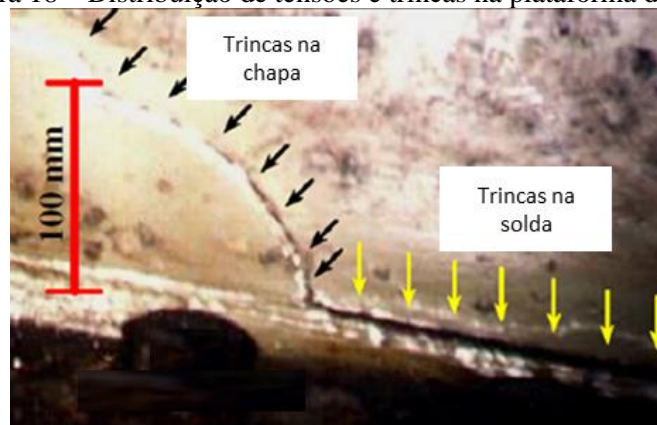
Jovancic et al. (2011) apresenta um estudo de diagnósticos de falha na plataforma de giro de uma máquina recuperadora. A falha se deve ao surgimento de trincas na estrutura do rolamento de giro da máquina, também chamada de plataforma de giro. A Figura 17 ilustra a máquina com a estrutura da plataforma de giro em destaque e a Figura 18 mostra a foto de uma das regiões com surgimento e propagação de trincas.

Figura 17 – Recuperadora de Roda de Caçambas SchRs800 com destaque na região de estudo.



Fonte: Adaptado de Jovancic et al. (2010).

Figura 18 – Distribuição de tensões e trincas na plataforma de giro.



Fonte: Adaptado de Jovancic et al. (2010).

2.3. Modelos de elementos finitos aplicados a máquinas de pátio

Análises de tensões/deformações são essenciais para projeto e avaliação estrutural em uma máquina de pátio. De acordo com a norma FEM 2 131/2 132, as tensões atuantes na estrutura devem ser determinadas para todas as condições de operação e avaliadas de forma a evitar possíveis falhas por escoamento, instabilidade e vida à fadiga. Em equipamentos de grande porte e com geometrias complexas, modelos de elementos finitos são amplamente utilizados para cálculo das tensões e deformações na estrutura.

Um exemplo de avaliação de tensões em uma máquina de pátio por meio de modelo computacional é apresentado por Khodabandeh et al. (2021). No trabalho desenvolvido, um modelo computacional em elementos finitos é implementado para avaliar os níveis de tensão atuantes e deslocamentos nas estruturas do portal e sistema de translação de uma máquina recuperadora de roda de caçambas.

Já o estudo desenvolvido por Peng et al. (2013) apresenta uma análise comparativa entre duas formas construtivas para o sistema estrutural da contralança, estrutura responsável por receber o contrapeso da máquina. As configurações avaliadas são: estrutura da contralança independente e estrutura da contralança montada de forma rígida no portal e lança da máquina. Resultados comparativos de tensão e deslocamento são apresentados, além disso, são destacados as principais vantagens e desvantagens observadas para cada configuração.

Jiang et al. (2018), em seu trabalho, elabora um modelo computacional de uma máquina recuperadora de roda de caçambas para análise de frequências e modos de vibração. O modelo computacional é elaborado em elementos de casca para os componentes estruturais e elementos de barras para os pinos de conexão e cilindros hidráulicos. Além disso, todas as massas dos componentes não estruturais montados na máquina foram inseridos no modelo.

Modelos numéricos também podem ser utilizados para complementar estudos baseados em medições experimentais, a fim de maximizar a abrangência do sistema de detecção de falhas, dadas as restrições do sistema de sensoriamento. À medida que os dados medidos são obtidos, eles podem ser usados como dados de entrada dos modelos numéricos. Posteriormente, tanto os dados medidos, quanto as informações de saída do modelo numérico atualizado são utilizadas para determinar a condição estrutural atual e futura do sistema (FARRAR, 2006).

Giagopoulos et al. (2018) apresenta um estudo para detecção de falhas por fadiga online e baseada em modelo numérico. Para tal, é realizado a integração de um sistema de medição em tempo real (extensômetros e acelerômetros) com um modelo em elementos finitos e aplicadas metodologias para cálculo do dano acumulado e estimativa de vida em fadiga. Ao incorporar um modelo numérico fidedigno no estudo foi possível determinar a vida em fadiga ao longo de toda a estrutura, a partir da medição de um número limitado de sensores.

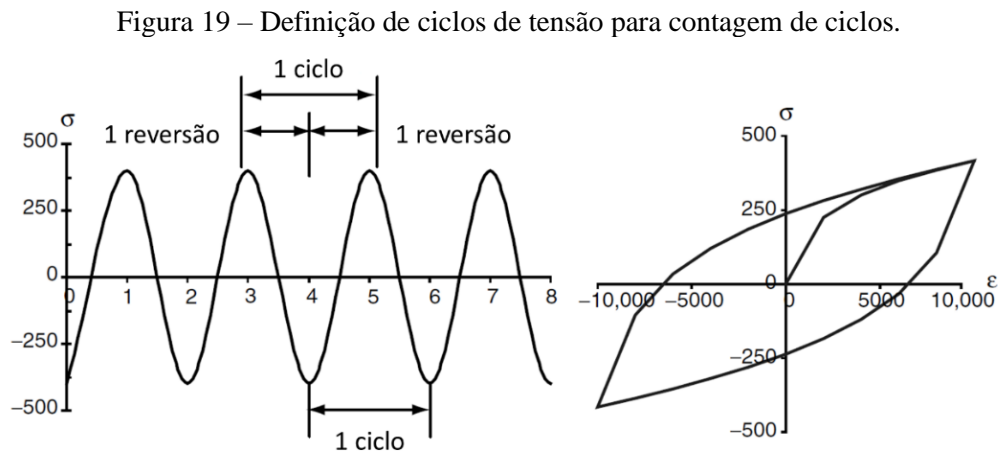
2.4. Avaliação de resistência à fadiga

Para avaliação da vida à fadiga é necessário calcular as variações de tensão atuantes no ciclo operacional avaliado e obter a curva de resistência à fadiga do material ou detalhe estrutural (para soldas).

Para obtenção das variações de tensões é necessário avaliar as tensões atuantes durante o ciclo operacional em análise. Para equipamentos com geometria e carregamentos complexos, os métodos mais comuns para levantamento do ciclo de tensões é por meio de análises de modelos computacionais (elementos finitos) e medições experimentais de deformação.

Para contagem dos ciclos, existem vários métodos para contabilizar os ciclos a partir de um histórico de parâmetros que variam no tempo. Dentre os principais, o método *Rainflow* é o que melhor prediz a vida em fadiga. O método consiste em transformar as informações provenientes de um histórico complexo de parâmetros variando no tempo em um conjunto de ciclos com amplitudes constantes, viabilizando assim, a determinação dos danos relativos para cada ciclo contado (Vieira, 2019).

Pelo método *Rainflow* três pontos consecutivos são selecionados no histórico de tensões para determinação de um ciclo. Os três pontos são transformados em duas diferenças, ou seja, um ciclo entre os pontos 1 e 2 (ΔS_1), e outro ciclo entre os pontos 2 e 3 (ΔS_2). O ciclo só é contabilizado caso a diferença entre os pontos 1 e 2 for maior que a diferença entre os pontos 2 e 3. A Figura 19 mostra as condições para contagem de ciclo a partir de três pontos. Após a contagem do ciclo os pontos pertencentes ao ciclo contado são descartados e os pontos adjacentes são conectados entre si.



Fonte: Adaptado de LEE et al. (2005).

Antes da contagem, o histórico de tensões deve ser rearranjado, de forma a conter somente picos e vales. Além disso, o gráfico deve ser deslocado para que o maior valor absoluto entre os pontos máximo e mínimo seja o ponto inicial da contagem.

Para levantamento da curva de resistência à fadiga do material ou detalhe estrutural, para casos de juntas soldadas, a prática atual de engenharia é utilizar curvas de resistência à

fadiga levantadas a partir de testes padronizados de fadiga com vários materiais e geometrias, sujeitos a diversos tipos de carregamentos (JUVINALL e MARSHEK, 2012).

Na etapa de contabilização do dano acumulado o Método Linear de Acúmulo de Dano é o método mais utilizado, devido à sua simplicidade de aplicação. O acúmulo de dano linear consiste no modelo em que as curvas de dano são linearizadas, substituindo-as por uma única reta. Neste modelo o dano possui uma única relação linear com o número de ciclos, independentemente do nível e da ordem de tensão aplicados (LEE et al., 2005).

O dano acumulado no modelo linear (D_a) pode ser calculado pela Eq. 1. Sendo que, a falha irá ocorrer quando o valor do somatório do dano for igual ou maior que a unidade.

$$D_a = \sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_{i,f}} \quad (1)$$

em que, D_i , n_i e $N_{i,f}$ representam o dano, número de ciclos contados e número de ciclos até a falha (pela curva de resistência à fadiga), para o i -ésimo nível de variação de tensão avaliado.

Por fim, para determinar a vida à fadiga basta dividir o intervalo de tempo do ciclo operacional avaliado e dividi-lo pelo dano acumulado obtido.

2.4.1. Curva de resistência à fadiga para juntas soldadas

De acordo com o procedimento apresentado por Hobbacher (2016), para determinação da curva de resistência à fadiga em juntas soldadas é necessário classificar a região analisada de acordo com a geometria, esforços atuantes e método escolhido para análise (Tensão Nominal ou Tensão *Hot Spot*). A solda analisada deve ser comparada com os detalhes estruturais existentes, o detalhe que melhor representar as características estruturais da solda analisada deve ser selecionado.

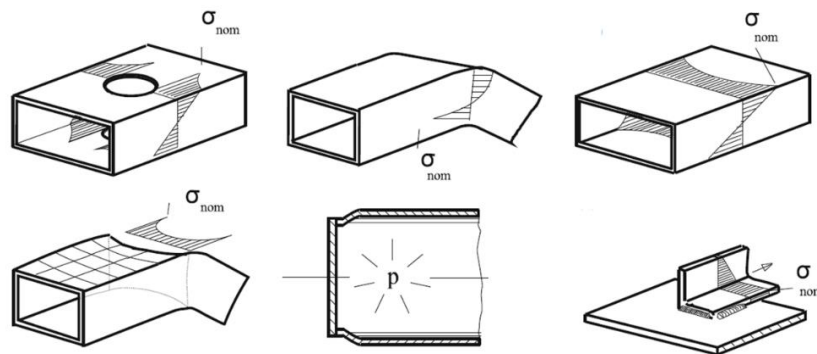
Ao definir o detalhe estrutural de referência, o valor FAT (*Fatigue class*) será obtido, σ que representa o valor de variação de tensão correspondente a uma vida em fadiga de 2×10^6 ciclos da classe escolhida. A partir do valor FAT é obtida a curva de resistência à fadiga a ser usada.

2.4.2. Avaliação das tensões atuantes em juntas soldadas

Para estudo de fadiga em juntas soldadas é necessário realizar um estudo da distribuição de tensões atuantes na região da solda para determinação das amplitudes de variação de tensão que serão utilizadas para calcular a vida à fadiga.

Segundo Hobbacher (2016), a avaliação de tensões em juntas soldadas pode ser feita através de três métodos: Método da Tensão Nominal, Método de Tensão no pé da solda (*Hot Spot*) e Método da Tensão de Entalhe (*Effective Notch Stress*). O Método de Tensão Nominal considera a tensão calculada na área da seção para estimativa da vida em fadiga, desconsiderando os efeitos locais de aumento de tensão devido à junta soldada. A Figura 20 ilustra exemplos de detalhes estruturais avaliados pela tensão nominal (σ_{nom}).

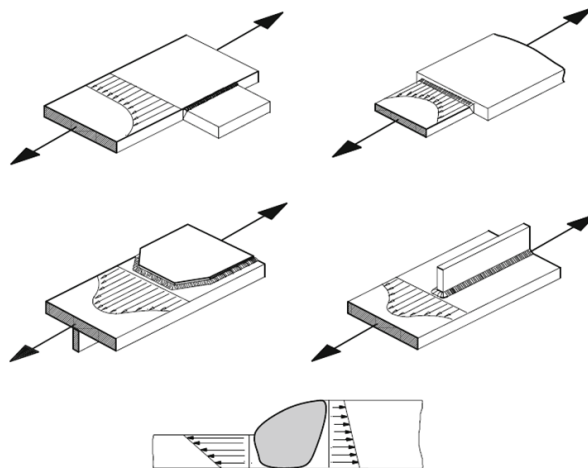
Figura 20 – Exemplos de detalhes avaliados pelo Método da Tensão Nominal.



Fonte: Adaptado de Hobbacher (2016).

Já o Método *Hot Spot* inclui todos os efeitos de aumento de tensão do detalhe geométrico, exceto o efeito devido ao perfil da solda. A abordagem *Hot Spot* é utilizada onde a distribuição de tensões próximo as soldas não possuem distribuição uniforme ao longo da seção transversal. A Figura 21 ilustra alguns exemplos de detalhes de juntas soldadas com descontinuidades geométricas e variações de tensão, as linhas representam a distribuição de tensões e as setas indicam as direções dos esforços aplicados.

Figura 21 – Exemplos de detalhes de juntas soldadas com descontinuidades estruturais.



Fonte: Adaptado de Hobbacher (2016).

Por fim, o Método da Tensão de Entalhe inclui todos os efeitos de aumento de tensão considerados nos métodos anteriores, somado com o efeito do perfil da solda. Este método é utilizado especificamente para avaliação de possíveis falhas no “pé” ou “raiz” da solda, além disso, é necessário realizar o Método *Hot Spot* em conjunto (Hobbacher, 2016).

A determinação das variações de tensão na solda, pelo Método da Tensão Nominal, é feita a partir dos valores obtidos pelo modelo em elementos finitos, na região próxima à solda em análise.

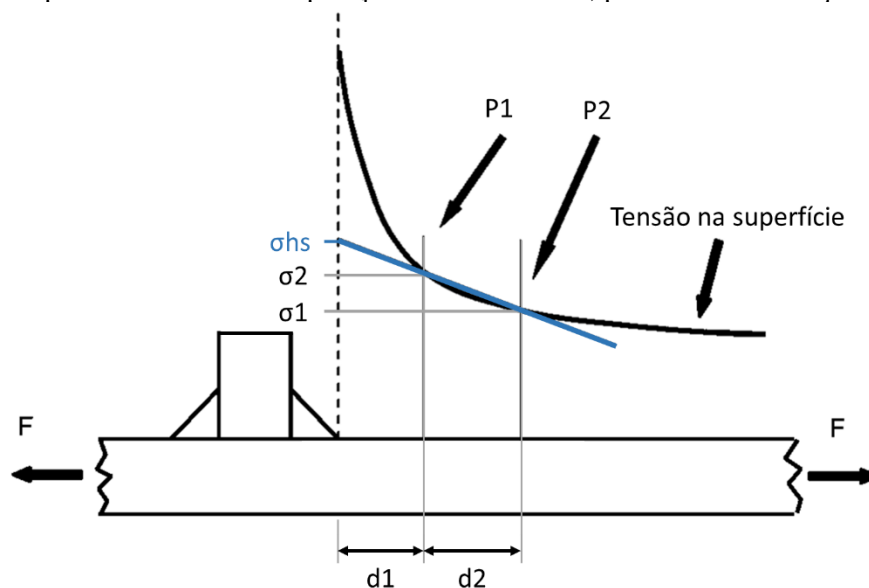
Já para o cálculo das variações de tensão na solda pelo Método *Hot Spot* a distribuição de variação de tensões, próxima à solda, é avaliada. O valor de variação de tensão *Hot Spot* (σ_{hs}), que é utilizado para cálculo de fadiga, é obtido pela Eq. 2.

$$\sigma_{hs} = \sigma_1 - \left(\frac{\sigma_2 - \sigma_1}{d_2 - d_1} \right) d_1, \quad (2)$$

em que σ_1 , σ_2 , d_1 e d_2 se referem a tensão do ponto 1, tensão do ponto 2, distância do ponto 1 ao pé da solda e distância do ponto 2 ao pé da solda, respectivamente.

Na Figura 22 é representado um detalhe de duas chapas soldadas com uma carga aplicada (F) e a curva de tensão gerada na superfície do componente. Pela curva de tensão na superfície é possível verificar que o valor de tensão no pé da solda aumenta de forma significativa. Para desconsiderar os efeitos de concentração de tensão na descontinuidade geométrica da solda, a tensão estimada para cálculo de fadiga, pelo Método *Hot Spot* é obtida a partir da extrapolação linear de dois pontos próximos à solda.

Figura 22 – Figura com representação de um detalhe soldado com as curvas de tensão gerada na superfície e reta de extrapolação linear de tensão, pelo Método *Hot Spot*.



Fonte: Adaptado de Hobbacher (2016).

As distâncias entre os pontos de referência para extrapolação das tensões (d_1 e d_2) são definidas seguindo o procedimento apresentado por Hobbacher (2016). Para este estudo as distâncias são definidas com base na espessura da chapa do componente estrutural (t_{ch}). Os valores utilizados para d_1 e d_2 estão descritos na Tabela 1.

Tabela 1 – Valores utilizados para as distâncias entre a solda e os pontos de referência.

Descrição	Valor
Distância da solda ao ponto de referência 1 (d_1)	$0,4 \cdot t_{ch}$
Distância da solda ao ponto de referência 2 (d_2)	$1,0 \cdot t_{ch}$

Fonte: Autor (2024).

É válido ressaltar que os valores de tensão dos pontos de referência (σ_1 e σ_2) são valores nodais, portanto, a malha de elementos finitos, na região da solda avaliada, deve ser gerada com tamanho de elementos compatíveis com as distâncias pré-estabelecidas dos pontos de referência d_1 e d_2 .

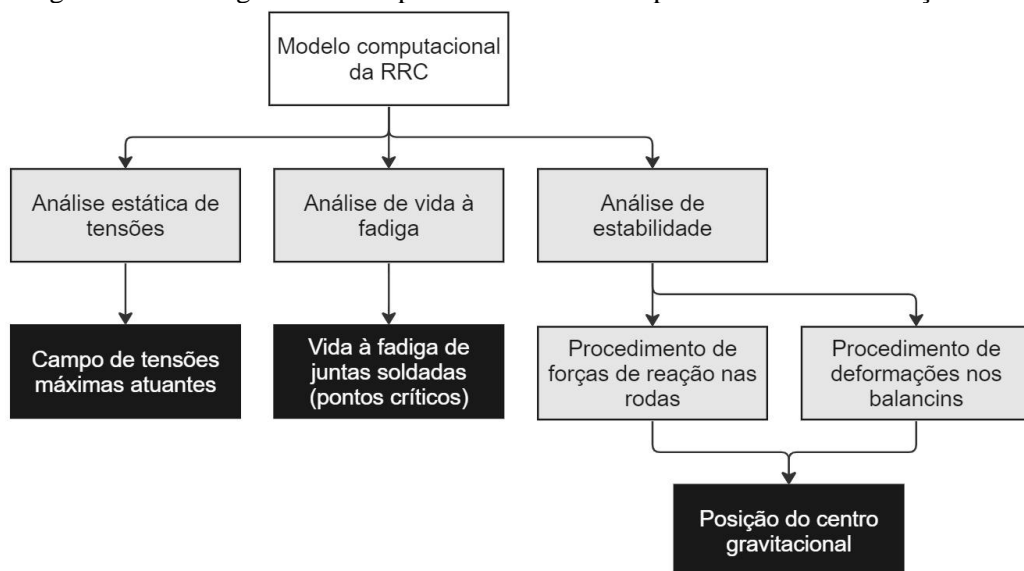
3. METODOLOGIA

Este capítulo descreve os procedimentos computacionais adotados para conduzir o estudo sobre o comportamento mecânico-estrutural em uma máquina recuperadora de roda de caçambas. São apresentadas as principais características do sistema escolhido, as hipóteses simplificadoras e as condições selecionadas para análise.

Em seguida, os passos realizados durante o desenvolvimento do modelo computacional são abordados. Além disso, são delineados os procedimentos para as análises computacionais, abrangendo: análises estáticas linear de tensões, vida à fadiga e estabilidade.

A Figura 23 ilustra o fluxograma com as etapas que compõe a metodologia das análises computacionais desenvolvidas no presente estudo.

Figura 23 – Fluxograma das etapas de análise da recuperadora de roda de caçambas.

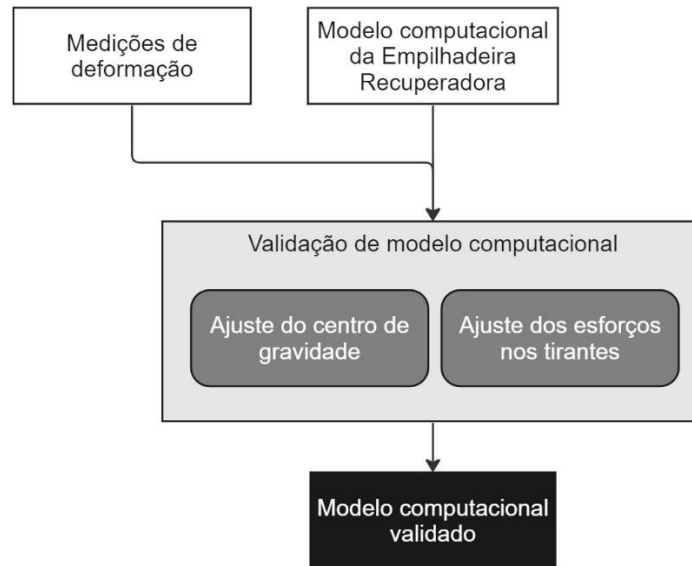


Fonte: Autor (2004).

Por fim, são apresentados procedimentos de validação de um modelo computacional, a partir de dados experimentais de deformação. O procedimento de validação é feito em máquina empilhadeira recuperadora diferente da máquina utilizada nas análises descritas anteriormente. Isto se deve ao fato de que, não há dados de medições da máquina RRC utilizada no procedimento de análises.

Os parâmetros ajustados para validação do modelo incluem a posição do centro gravitacional da parte superior da máquina, esforços nos tirantes da lança e força de corte de escavação da roda de caçambas. A Figura 24 ilustra o fluxograma com as etapas que compõe a metodologia de validação de modelo computacional aplicado a uma empilhadeira recuperadora.

Figura 24 – Fluxograma das etapas de validação do modelo da empilhadeira recuperadora.



Fonte: Autor (2004).

O sistema escolhido para estudo do comportamento mecânico-estrutural é uma máquina de pátio do tipo recuperadora de roda de caçambas. As principais características técnicas da recuperadora, objeto do estudo, são descritas na Tabela 2. Os principais sistemas estruturais que compõe a máquina são ilustrados na Figura 25 com identificação na vista lateral.

Tabela 2 – Dados técnicos da recuperadora.

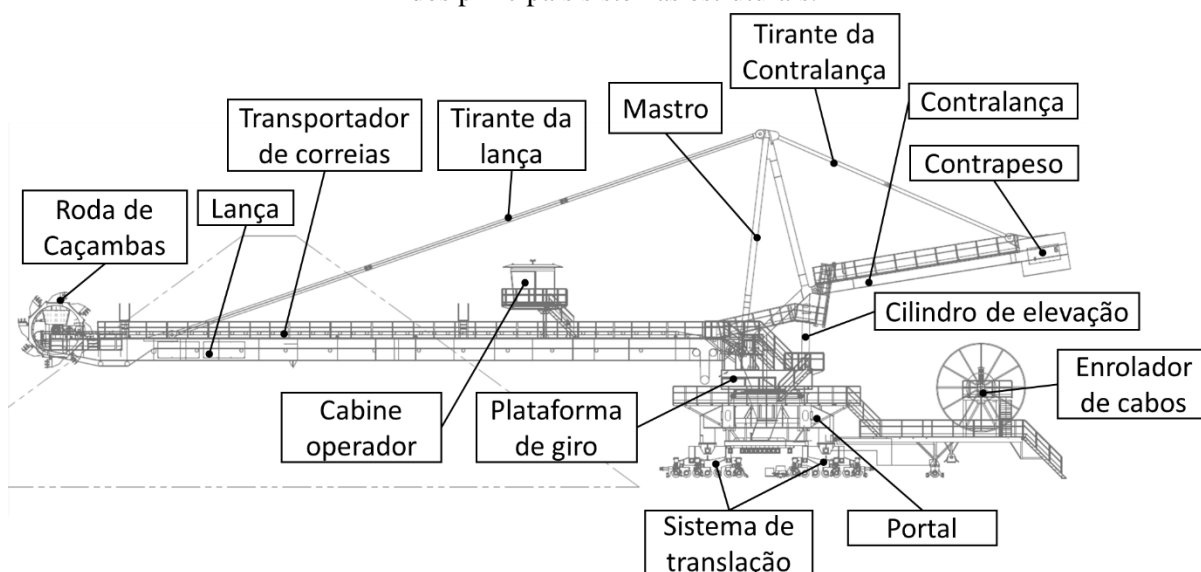
Dimensões principais (comprimento x largura x altura):	50,6 x 12,6 x 23,3 m
Massa total:	535,5 t
Material escavado (massa específica):	Carvão (0,8 t/m ³)
Capacidade de operação:	600 t/h
Velocidade de translação:	30,9 m/min
Velocidade angular de giro:	0,154 rpm
Velocidade de elevação da lança:	6,0 m/min
Velocidade angular da roda de caçambas:	6,2 rpm

Fonte: Autor (2024).

O equipamento é utilizado para manuseio e transporte de material a granel (carvão). O carvão é recuperado por meio da rotação do sistema de roda de caçambas; em seguida, o material passa pelo transportador de correias da lança e é despejado no chute localizado no centro da plataforma de giro; por fim, o material é direcionado para o transportador de correias do pátio.

Durante a operação, a máquina realiza uma série de movimentações essenciais para garantir uma recuperação eficaz de material. Esta série inclui a translação da máquina nos trilhos do pátio, a rotação da superestrutura e a inclinação da lança.

Figura 25 – Figura da vista lateral da máquina recuperadora de roda de caçambas com identificação dos principais sistemas estruturais.



Fonte: Autor (2024).

A translação do equipamento como um todo é executada por um sistema de translação composto por motorreductores, rodas e balancins. Esse conjunto de elementos visa proporcionar não só um movimento controlado de translação, como também distribuir as cargas inerciais de peso da máquina de maneira mais uniforme nos trilhos e fundação do pátio.

O sistema de rotação da superestrutura, por sua vez, é composto por um sistema de engrenagens acoplado a um mancal de suporte, acionado por motorreductores posicionados entre a plataforma de giro e o portal. Essa funcionalidade desempenha um papel crucial ao permitir que a máquina recupere materiais em diversas regiões da pilha, garantindo eficiência operacional.

A inclinação da lança é gerada por cilindros hidráulicos, montados entre a plataforma de giro e o mastro. Ao rotacionar o mastro, a lança e contralança são movimentadas de forma conjunta, possibilitando assim, a recuperação de material em diferentes elevações na pilha.

Tendo em vista que o estudo é enfatizado no comportamento mecânico-estrutural da máquina, os equipamentos mecânicos, hidráulicos e elétricos não são incluídos nas análises. Além disso, para simplificação do problema, a estrutura da roda de caçambas e do enrolador de cabos não são considerados nas análises realizadas, visto que não são componentes críticos do sistema.

As condições selecionadas para o estudo englobam os carregamentos e restrições cinemáticas correspondentes a todas as possíveis condições desenvolvidas durante a operação e do equipamento fora de serviço com condições desfavoráveis de vento.

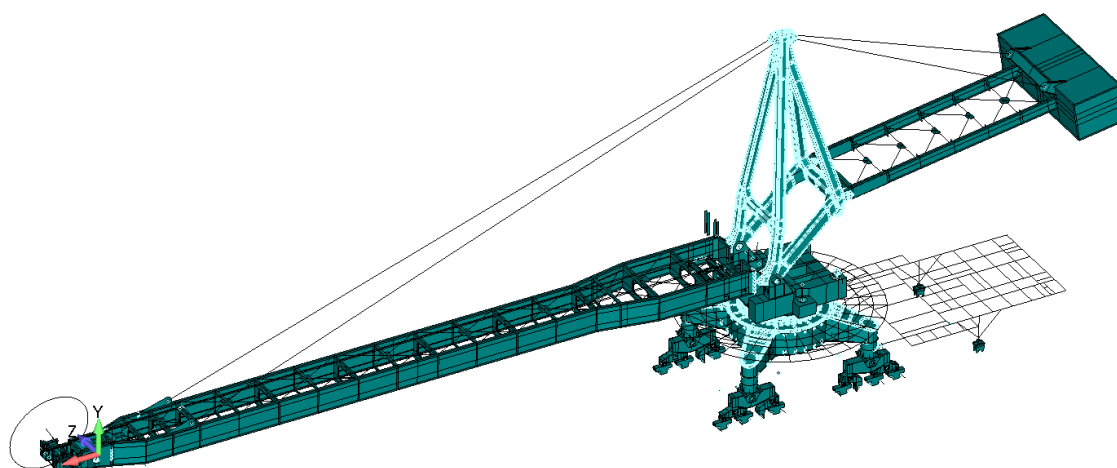
3.1. Modelo computacional

O modelo computacional da máquina é implementado usando o pacote computacional *FEMAP/NASTRAN* (Siemens, versão 2020.2). As etapas realizadas durante o desenvolvimento do modelo de elementos finitos são modelagem geométrica, configuração das propriedades dos componentes estruturais, geração da malha de elementos, cálculo e inserção dos carregamentos atuantes, criação dos casos de carregamentos e análise dos resultados.

Na modelagem geométrica, os componentes estruturais fabricados em chapas metálicas são modelados como elementos planos, já os perfis estruturais são representados por barras. A estrutura da roda de caçambas e do enrolador de cabos não são considerados nas análises realizadas. Sendo assim, os sistemas são inseridos no modelo como elementos de massa e conectados no sistema mecânico-estrutural por meio de elementos rígidos. O mancil de suporte da superestrutura e as rodas do sistema de translação também não são considerados nas análises, sendo que os esforços transmitidos através desses componentes são representados por elementos rígidos para ligação das estruturas adjacentes.

Os equipamentos mecânicos, hidráulicos, pneumáticos, elétricos e demais componentes não estruturais (transportador, cabine, passadiços, escadas) também não são considerados no modelo geométrico, sendo inseridos no modelo numérico através de elementos rígidos e massas aplicadas. O modelo geométrico da recuperadora é ilustrado na Figura 26.

Figura 26 – Modelo geométrico da recuperadora.



Fonte: Autor (2024).

O modelo discreto é obtido automaticamente pelo pacote computacional utilizado, considerando a geração de uma malha adaptativa à geometria e valor do determinante das matrizes Jacobianas próximo de um. Além disso, nos locais mais críticos da máquina, a malha foi refinada de acordo com o tamanho de elemento recomendado pelo procedimento de avaliação de vida à fadiga em juntas soldadas adotado para o presente trabalho.

Os elementos planos utilizados para representar as chapas de aço são do tipo SHELL181, de primeira ordem, com quatro nós por elemento, sendo que cada nó possui seis graus de liberdade. Já os elementos de barra são do tipo BEAM188, de primeira ordem, com dois nós, sendo cada nó com seis graus de liberdade.

As combinações de carga e restrições cinemáticas são aplicadas ao modelo numérico conforme a norma FEM 2 131/2 132, de forma a representar todas as condições desenvolvidas durante a operação do equipamento e máquina fora de serviço com condições máximas de vento.

Tabela 3 – Carregamentos utilizados nas análises mecânico-estruturais da recuperadora.

Cargas principais (Classe 1)
Peso próprio (PP)
Cargas de material (CM)
Cargas de incrustação (CI)
Forças de corte devido à escavação (FC)
Forças nos transportadores de correia (TC)
Efeitos dinâmicos permanentes (CMD)
Forças devido à inclinação da máquina
Cargas adicionais (Classe 2)
Cargas de vento de operação (VO)
Cargas de neve (S)
Efeitos devido à temperatura (T)
Forças de corte devido à escavação considerando capacidade máxima do sistema (FCA)
Forças devido ao atrito e resistência a rolagem
Forças de reação perpendiculares ao trilho (<i>skewing effects</i>) (RPT)
Efeitos dinâmicos não permanentes
Cargas especiais (Classe 3)
Entupimento de chutes (EC)
Apoio da lança ou roda de caçambas na pilha de material (AL)
Forças devido a falhas no limitador de carga de material (CMA)
Travamento das rodas motoras do sistema de translação (TRT)
Impacto lateral da máquina contra a pilha de material (IMP)
Cargas de vento de tormenta (VT)
Forças devido ao impacto da máquina nos amortecedores (IMA)
Forças devido a terremotos
Forças devido a montagem da máquina

Fonte: Autor (2024).

De acordo com a norma FEM 2 131/2 132, os carregamentos são classificados de acordo com sua frequência de ocorrência: cargas principais (Classe 1), adicionais (Classe 2) e especiais (Classe 3). As cargas principais são todas as cargas que ocorrem com frequência em condições normais de operação. Cargas adicionais podem ocorrer intermitentemente durante a operação ou fora de serviço. Já as especiais são cargas que não devem atuar no equipamento, mas seus efeitos devem ser levados em conta no projeto e análise mecânico-estrutural. A lista de todos os carregamentos utilizados no presente estudo é apresentada na Tabela 3.

A aplicação dos carregamentos e restrições cinemáticas no modelo de elementos finitos está descrita detalhadamente no Apêndice I do presente trabalho.

Casos de carregamentos são criados através da combinação de cargas de modo a representar todas as condições do equipamento durante a operação. Os casos de carregamentos utilizados nas análises mecânico-estruturais da recuperadora estão descritos na Tabela 4, em que a identificação de cada caso possui um pré-fixo referente à classe de carregamento, as siglas adotadas para as cargas são definidas na Tabela 3.

Tabela 4 – Casos de carregamentos utilizados nas análises mecânico-estruturais da recuperadora.

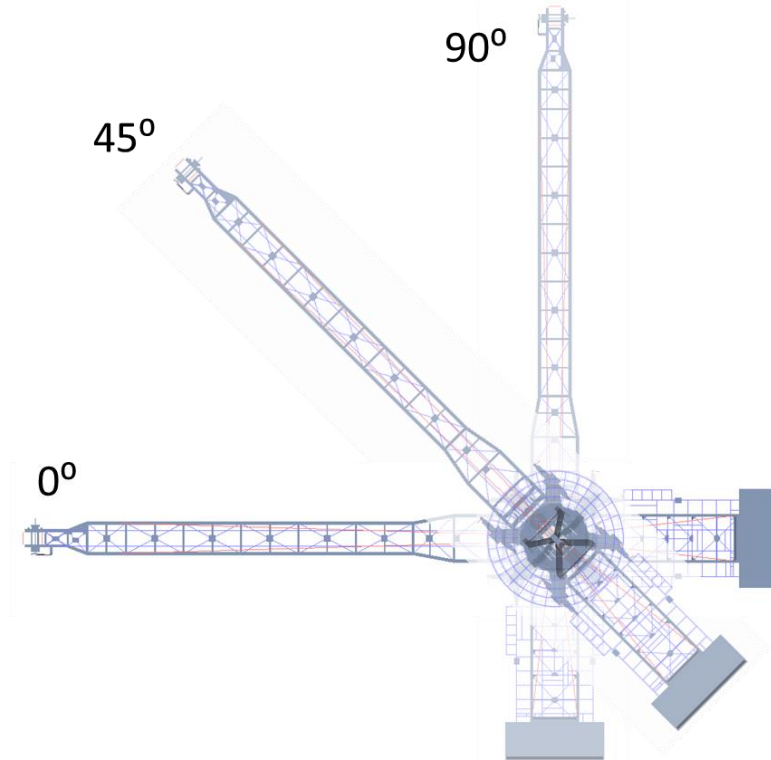
Caso	Carregamentos																				
	PP	CM	CMD	CI	FC	TCV	TCO	TCP	VO	FCA	RPT	SCO	SCM	EC	AL	CMA	TRT	IMP	VT	IMA	
1-A	x			x		x															
1-B	x	x	x	x	x		x														
2-A	x			x			x		Lateral		x										
2-B	x	x	x	x				x	Lateral	x	x										
2-C	x	x	x	x				x	Frontal	x	x										
2-D	x	x	x	x				x	Traseiro	x	x										
2-E	x	x	x	x	x		x		Lateral			x									
2-F	x			x		x			Lateral				x								
3-A	x	x	x	x	x		x		Lateral					Roda							
3-B	x	x	x	x	x		x		Lateral					Central							
3-C	x	x	x	x			x		Lateral						x						
3-D	x			x	x		x		Lateral							x					
3-E	x	x	x	x			x		Frontal								x				
3-F	x	x	x	x			x		Traseiro								x				
3-G	x	x	x	x	x		x		Traseiro									Lateral			
3-H	x	x	x	x	x		x		Frontal									Giro			
3-I	x			x		x														Lateral	
3-J	x	x		x			x													Lateral	
3-K	x	x		x			x													Frontal	
3-L	x	x		x			x													Traseiro	
3-M	x	x	x	x	x		x		Traseiro												Dianteiro
3-N	x	x	x	x	x		x		Frontal												Traseiro

Fonte: Autor (2024).

Para cada caso de carregamento, a máquina é analisada para três orientações da superestrutura com relação ao carro de translação (0°, 45° e 90°) e três inclinações de lança (-10°, 0° e 11,5°). As posições de giro estão ilustradas na Figura 27, sendo os ângulos definidos

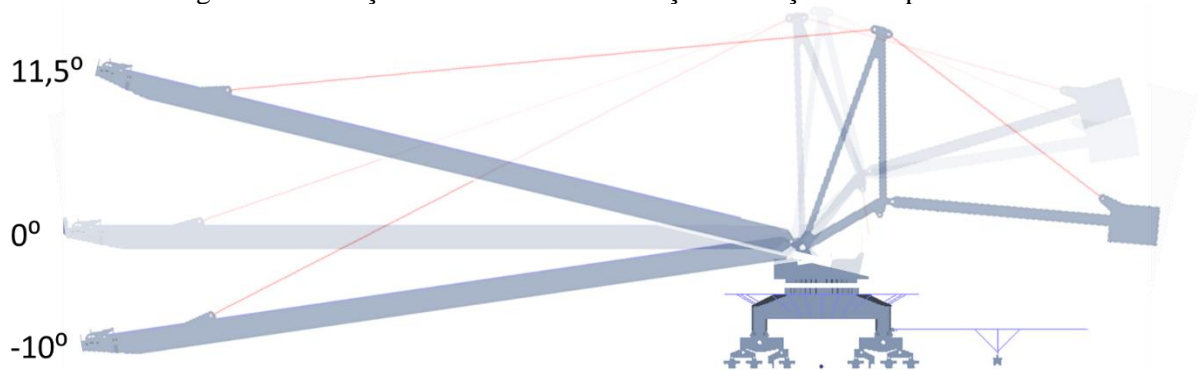
com relação ao eixo longitudinal dos trilhos de translação da máquina. As posições avaliadas de inclinação da lança são os valores limites do mecanismo e estão ilustradas na Figura 28, os ângulos são definidos com relação à posição horizontal (0°).

Figura 27 – Posições analisadas de giro da superestrutura da recuperadora.



Fonte: Autor (2024).

Figura 28 – Posições analisadas de inclinação da lança da recuperadora.



Fonte: Autor (2024).

3.2. Procedimento para análise estática linear de tensões

Análises estáticas lineares de tensões são realizadas para todos os casos de carregamentos. De acordo com a norma FEM 2 131/2 132, as tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises atuantes são comparadas com as tensões admissíveis pelo critério de

falha por escoamento do material, a fim de verificar possibilidade de falha do sistema pelo critério de escoamento. As tensões máximas equivalentes nos componentes estruturais são obtidas a partir dos resultados do campo de tensões por meio do modelo em elementos finitos, para cada caso de carregamento analisado.

As tensões admissíveis são determinadas pela norma FEM 2 131/2 132, em que os valores admissíveis são calculados a partir da tensão de escoamento do material (f_y) e de um coeficiente de segurança, que depende da classe de carregamentos avaliada. A Tabela 5 apresenta o cálculo dos valores de tensão admissíveis pelo critério de falha por escoamento. Já a Tabela 6 apresenta as propriedades mecânicas e valores de tensão admissíveis do material considerado para os componentes estruturais da recuperadora.

Tabela 5 – Valores de tensão admissíveis pelo critério de falha por escoamento, baseado na norma FEM 2 131/2 132.

Classe 1	Classe 2	Classe 3
$\sigma_{a1} = \frac{f_y}{1,2}$	$\sigma_{a2} = \frac{f_y}{1,33}$	$\sigma_{a3} = \frac{f_y}{1,5}$

Fonte: Autor (2024).

em que, σ_{a1} , σ_{a2} e σ_{a3} representam a tensão admissível pelo critério de falha por escoamento para casos de carregamentos da classe 1, 2 e 3, respectivamente.

Tabela 6 – Propriedades mecânicas do material dos componentes estruturais e valores de tensão admissíveis pelo critério de falha por escoamento, baseado na FEM 2 131/2 132.

Descrição	Valor
Material	Aço Q345B
Módulo de elasticidade	210 GPa
Massa específica	7850 kg/m ³
Limite de escoamento	345 MPa
Resistência à tração	450 MPa
Tensão admissível – Caso 1	230 MPa
Tensão admissível – Caso 2	259 MPa
Tensão admissível – Caso 3	287 MPa

Fonte: Autor (2024).

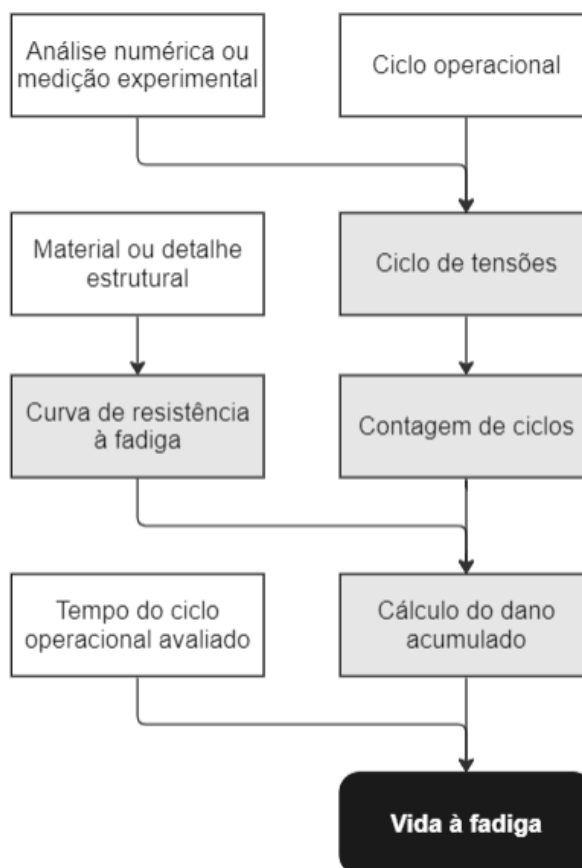
3.3. Procedimento para análise de vida à fadiga

A Figura 29 ilustra o fluxograma com as principais etapas para o cálculo da vida à fadiga para equipamentos com ciclos operacionais complexos.

As análises de vida à fadiga são realizadas para os pontos mais críticos do equipamento. Devido ao alto índice de falhas por fadiga em juntas soldadas, as análises são realizadas somente em regiões de solda.

Para determinação dos pontos críticos, pelo critério de fadiga, somente os casos de carregamentos da classe 1 foram avaliados, visto que, essa classe engloba todas as cargas que ocorrem de maneira frequente durante o ciclo operacional da máquina. Assim como nas análises de tensões, três diferentes orientações da superestrutura (0° , 45° e 90°) e três inclinações de lança (-10° , 0° e $11,5^\circ$) são avaliados para cada caso de carregamento.

Figura 29 – Fluxograma com as principais etapas do cálculo da vida à fadiga.



Fonte: Autor (2024).

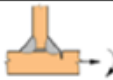

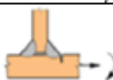
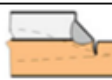

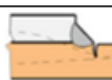


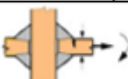
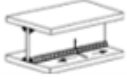
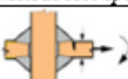

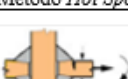
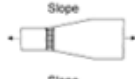



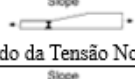
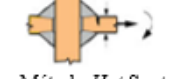

A seleção dos pontos críticos é baseada nas regiões de juntas soldadas que apresentam maiores valores de variação de tensões calculados, por meio do modelo em elementos finitos, para os casos de carregamentos da classe 1.

Nesse estudo, as variações de tensão são determinadas pelo modelo em elementos finitos por meio de dois métodos, apresentados por Hobbacher (2016): Método da Tensão Nominal e Método *Hot Spot*. O Método de Tensão Nominal considera a tensão calculada na área da seção para estimativa da vida em fadiga, desconsiderando os efeitos locais de aumento de tensão devido à junta soldada. Já o Método de Tensão *Hot Spot* inclui todos os efeitos de aumento de tensão do detalhe geométrico, exceto o efeito devido ao perfil da solda. A abordagem *Hot Spot*

é utilizada onde a distribuição de tensões próximo as soldas avaliadas que não possuem distribuição uniforme ao longo da seção transversal.

Os pontos selecionados são classificados de acordo com a geometria e esforços atuantes na junta soldada para determinação da curva de resistência à fadiga para cada ponto. A classificação é baseada no procedimento apresentado por Hobbacher (2016), em que cada classe possui um valor FAT (*Fatigue class*) de referência. O valor FAT representa o valor de variação de tensão correspondente a uma vida em fadiga de 2×10^6 ciclos da classe escolhida.

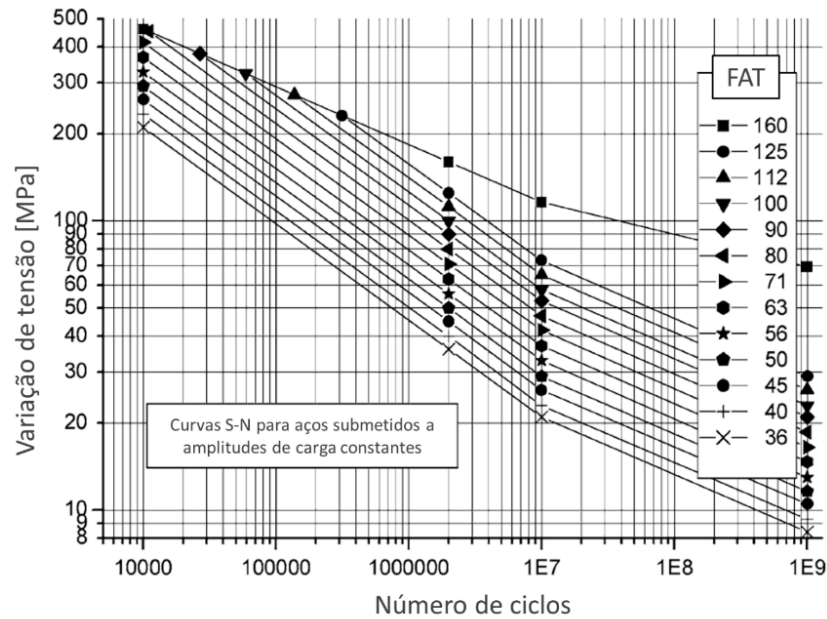
Tabela 7 – Lista com os detalhes estruturais escolhidos para os pontos críticos selecionados, com indicação dos valores FAT e representação gráfica das juntas soldadas.

Ponto:	FAT:	Detalhe estrutural:	Ponto:	FAT:	Detalhe estrutural:
P1	100	 Método <i>Hot Spot</i>	P11	100	 Método <i>Hot Spot</i>
P2	100	 Método <i>Hot Spot</i>	P12	100	 Método <i>Hot Spot</i>
P3	100	 Método <i>Hot Spot</i>	P13	100	 Método <i>Hot Spot</i>
P4	100	 Método <i>Hot Spot</i>	P14	90	 Método da Tensão Nominal
P5	90	 Método <i>Hot Spot</i>	P15	90	 Método da Tensão Nominal
P6	90	 Método <i>Hot Spot</i>	P16	71	 Método da Tensão Nominal
P7	90	 Método <i>Hot Spot</i>	P17	100	 Método da Tensão Nominal
P8	90	 Método <i>Hot Spot</i>	P18	100	 Método da Tensão Nominal
P9	90	 Método <i>Hot Spot</i>	P19	100	 Método da Tensão Nominal
P10	100	 Método <i>Hot Spot</i>	P20	100	 Método da Tensão Nominal

Fonte: Autor (2024).

A Tabela 7 descreve as classes FAT escolhidas para cada ponto crítico selecionado e os métodos de avaliação de tensões, os detalhes estruturais são ilustrados por figuras representando as configurações das juntas soldadas com indicação das direções dos carregamentos atuantes. Já a Figura 30 ilustra o gráfico com as curvas de resistência à fadiga (curvas S-N) para cada valor FAT definido. A identificação de cada ponto crítico é descrita no item de resultados.

Figura 30 – Gráfico de curvas S-N para diferentes tipos de detalhes estruturais.



Fonte: Hobbacher (2016).

São realizadas análises de todos os casos de carregamentos com as cargas principais (classe 1) uma vez que outras cargas ocorrem com pouca frequência e sua influência na avaliação da fadiga pode ser desconsiderada.

Tabela 8 – Posições avaliadas durante o ciclo operacional.

Casos	Elevação da lança [°]	Giro da superestrutura [°]
a	0	0
b	11,5	0
c	11,5	41,2
d	11,5	90
e	11,5	138,8
f	0	138,8
g	0	90
h	0	41,2
i	-10	41,2
j	-10	90
k	-10	138,8

Fonte: Autor (2024).

Após a definição dos pontos críticos é realizado uma estimativa dos ciclos de variações de tensão para os pontos selecionados, em um ciclo operacional. Para representar o comportamento mecânico-estrutural da máquina em um ciclo de operação completo, uma sequência de casos de carregamentos estáticos é gerada, considerando as movimentações de giro da superestrutura e elevação da lança realizados durante a operação. Para simplificação do estudo são consideradas somente quatro posições de giro da superestrutura e três inclinações de lança, as posições e orientações são escolhidas de forma a incluir os valores máximos e mínimos para cada movimentação. A Tabela 8 descreve as posições analisadas para representação do ciclo operacional de recuperação de material da máquina.

Em seguida, é realizada a obtenção das tensões em todos os casos de carregamentos, sendo que os valores de tensão atuantes nos pontos críticos são analisados para obtenção do ciclo de tensões. Para regiões que são analisadas pelo Método de Tensão Nominal, as tensões são obtidas diretamente dos resultados do modelo em elementos finitos e o ciclo de tensões é determinado para cada ponto. Já para as regiões que são analisadas pelo Método *Hot Spot*, os valores de tensão nos pontos de referência são usados para calcular as tensões *Hot Spot* a partir da extrapolação linear. Posteriormente, as tensões *Hot Spot* são usadas para obtenção do ciclo de tensões para cada ponto.

A contagem de ciclos é feita usando o método *Rainflow*, para determinar as variações de tensões atuantes no ciclo analisado, para cada ponto crítico. Para o presente trabalho, a contagem é feita por meio da linguagem de programação *Python 3.9* e da biblioteca *Rainflow*, implementada para linguagem em *Python*.

A partir da contagem de ciclos e das curvas de resistência à fadiga, o dano acumulado nos pontos críticos é estimado pelo Método Linear de Dano Cumulativo.

Para estimativa da vida em fadiga, o tempo estimado para completar o ciclo operacional é dividido pelo dano acumulado calculado. O tempo estimado para completar o ciclo é determinado com base nas velocidades angulares de giro da superestrutura e inclinação da lança realizados nas movimentações do ciclo operacional analisado.

3.4. Procedimento para análise de estabilidade

A análise de estabilidade consiste em verificar possíveis falhas por tombamento. A análise é feita por meio da determinação da posição do centro de gravidade, no plano horizontal, e comparação com o polígono de estabilidade, formado pela posição dos apoios da máquina no

plano horizontal. Caso a posição do centro de gravidade estiver inscrita no polígono de estabilidade, a possibilidade de falha por instabilidade é inexistente.

No presente trabalho são apresentados dois procedimentos para análise de estabilidade. Um deles é através das forças verticais nas rodas (apoios), a outra é por meio das deformações mecânicas nos componentes estruturais do sistema de translação.

3.4.1. Procedimento para análise de estabilidade por meio das forças verticais nas rodas

A posição do centro de gravidade é calculada a partir das forças de reação vertical nas rodas da máquina. As Eq. 3 e 4 são usadas para determinar a posição do centro de gravidade do equipamento no plano horizontal, em que o eixo x representa a direção longitudinal e z a direção lateral.

$$x_{cg} = \frac{\sum_{i=1}^{n_r} F_{vi}x_i}{\sum F_{vi}}, \quad (3)$$

em que, x_{cg} , F_{vi} , x_i e n_r representam a posição do centro de gravidade na direção longitudinal (eixo x), força vertical na i -ésima roda, distância da origem até a posição da i -ésima roda na direção x e número de rodas, respectivamente. A origem do sistema é considerada no centro do mancal de apoio e giro da superestrutura.

$$z_{cg} = \frac{\sum_{i=1}^{n_r} F_{vi}z_i}{\sum F_{vi}}, \quad (4)$$

em que, z_{cg} e z_i se referem a posição do centro de gravidade na direção lateral (eixo z) e a distância da origem até a posição da i -ésima roda na direção z , respectivamente.

3.4.2. Procedimento para análise de estabilidade por meio de deformações

O procedimento de análise de estabilidade por meio das deformações mecânicas nos componentes do sistema de translação da máquina é apresentado como alternativa ao procedimento anterior. Esse procedimento apresenta como vantagem a facilidade de implementação em um sistema de monitoramento contínuo de estabilidade.

Para monitorar a estabilidade a partir de deformação, o modelo em elementos finitos é empregado para determinar os locais e direções ao longo dos quais as deformações têm uma correlação linear com as cargas verticais nas rodas. Além disso, o local determinado deve ter boa sensibilidade à aplicação das forças verticais nas rodas, a fim de aumentar a precisão da análise.

Os balancins do sistema de translação são escolhidos para análise de deformações, uma vez que esses componentes são ligados diretamente nas rodas de translação. Os balancins são analisados separadamente, aplicando-se cargas verticais nos apoios das rodas, para obtenção do campo de tensões no componente e seleção da região com maior valor de tensão atuante.

Após seleção do ponto de análise de deformação nos balancins, a posição do centro de gravidade é calculada a partir das deformações nos balancins. As Eq. 5 e 6 são usadas para determinar a posição do centro de gravidade do equipamento no plano horizontal, em que o eixo x representa a direção longitudinal e z a direção lateral.

$$x_{cg} = \frac{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i x_i}{\sum \varepsilon_i}, \quad (5)$$

em que, x_{cg} , ε_i , x_i e n representam a posição do centro de gravidade na direção longitudinal (eixo x), deformação unidirecional no i -ésimo balancim, distância da origem até a posição do i -ésimo balancim na direção x e número de rodas, respectivamente. A origem do sistema é considerada no centro do mancal de apoio e giro da superestrutura.

$$z_{cg} = \frac{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i z_i}{\sum \varepsilon_i}, \quad (6)$$

em que, z_{cg} e z_i se referem a posição do centro de gravidade na direção lateral (eixo z) e a distância da origem até a posição do i -ésimo balancim na direção z , respectivamente.

3.4.3. Procedimento de avaliação de falha por instabilidade

As avaliações de falhas por instabilidade consistem em avaliar se as posições do centro de gravidade da máquina estão dentro dos limites estabelecidos. Para este estudo, os limites de posição para o centro de gravidade serão divididos em dois, sendo eles: limite operacional e limite máximo admissível.

O limite operacional consiste em uma região que delimita os valores esperados durante o ciclo operacional do equipamento, uma elipse de iso-probabilidade (ou elipse de confiança) é gerada, considerando um nível de confiabilidade de 99%. O conjunto de valores de posição do centro de gravidade são extraídos dos resultados das análises para todas as combinações de carregamentos do modelo numérico. A partir dos dados, a equação da elipse de iso-probabilidade pode ser obtida considerando o valor de 99% de probabilidade.

Para obtenção da equação da elipse de iso-probabilidade é necessário calcular os valores de variância em x (var_x), variância em z (var_z) e covariância (cov) do conjunto de dados de posição para obtenção da matriz de covariância (C), como descreve a Eq. 7.

$$C = \begin{bmatrix} var_x & cov \\ cov & var_z \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$cov = \frac{\sum_{i=1}^{n_c} ((x_{c_{gi}} - x_{mc_{gi}}) * (z_{c_{gi}} - z_{mc_{gi}}))}{n_c - 1} \quad (8)$$

$$var_x = \frac{\sum_{i=1}^{n_c} ((x_{c_{gi}} - x_{mc_{gi}})^2)}{n_c - 1} \quad (9)$$

$$var_z = \frac{\sum_{i=1}^{n_c} ((z_{c_{gi}} - z_{mc_{gi}})^2)}{n_c - 1} \quad (10)$$

em que, $x_{c_{gi}}$ e $z_{c_{gi}}$ representam as posições, com relação à origem, do centro de gravidade para o i -ésimo caso de carregamento, nas direções x e z , respectivamente. Já $x_{mc_{gi}}$ e $z_{mc_{gi}}$ representam as médias dos valores $x_{c_{gi}}$ e $z_{c_{gi}}$ para todos os casos de carregamentos, respectivamente.

A equação da elipse de iso-probabilidade, para uma elipse com os focos alinhados no eixo x , pode ser obtida em função dos autovalores e autovetores da matriz de covariância. Entretanto, esta equação só pode ser utilizada quando o vetor que representa a maior variação do conjunto de dados está alinhado com o eixo x , ou seja, é necessário rotacionar o sistema de coordenadas, de forma a alinhar o eixo de maior variação com o eixo x .

Para alinhar o eixo de maior variação com o eixo x é necessário determinar o vetor do eixo de maior variação e rotacionar o sistema de coordenadas de forma a coincidir esse vetor com o eixo x . O vetor que representa a direção de maior variação dos dados é o autovetor calculado a partir do maior autovalor da matriz de covariância (V_1). Ao calcular V_1 , o ângulo de rotação (ϕ) é obtido e a Eq. 11 pode ser utilizada para rotacionar o sistema de coordenadas.

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\phi) & \sin(\phi) \\ -\sin(\phi) & \cos(\phi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (11)$$

em que, x' e y' representam as coordenadas dos pontos no sistema de coordenadas rotacionado.

A fórmula para determinar a elipse de iso-probabilidade, para a condição de alinhamento do eixo x com o vetor de maior variação dos dados é dada pela Eq. 12. O valor de s define a

escala da elipse, e é determinada pelo nível de confiabilidade necessária. Para um nível de confiabilidade de 99% o valor de s é igual à 9,21 (JOHNSON, 2007).

$$\left(\frac{x_{cg_i}' - x_{mcg_i}'}{\sqrt{var_x}}\right)^2 + \left(\frac{z_{cg_i}' - z_{mcg_i}'}{\sqrt{var_z}}\right)^2 = s_{99\%} \quad (12)$$

$$s_{99\%} = 9,21 \quad (13)$$

Após a determinação da elipse de iso-probabilidade, o conjunto de dados e a elipse devem ser rotacionados para o sistema de coordenadas inicial.

Já o limite máximo admissível é baseado nos critérios de aceitação para falhas por tombamento da norma FEM 2 131/2 132. De acordo com a norma, os limites para a posição do centro de gravidade do equipamento devem ser comparados com o polígono de estabilidade, formado pela interligação dos apoios, dividido por um coeficiente mínimo de segurança. O coeficiente mínimo de segurança para tombamento depende da classe de carregamento analisado, podendo ser: classe 1, classe 2 ou classe 3. A Tabela 9 descreve os valores dos coeficientes mínimos de segurança para análise de estabilidade, de acordo com a norma FEM 2 131/2 132.

Tabela 9 – Coeficientes mínimos de segurança para avaliação de estabilidade, de acordo com a norma FEM 2 131/2 132.

Classe 1	Classe 2	Classe 3
1,5	1,33	1,2

Fonte: FEM 2 131/2 132 (1997).

3.5. Procedimento para validação de modelo computacional

Este item tem por finalidade descrever o procedimento para validação do modelo computacional de uma máquina de pátio do tipo empilhadeira recuperadora de roda de caçambas, por meio de medições experimentais de deformação. As medições são feitas para determinação da posição do centro de gravidade da parte superior da máquina, força nos Tirantes da Lança e estimativa da força de corte de escavação.

Nos parágrafos a seguir são descritos os principais dados técnicos do equipamento, todas as etapas realizadas durante as medições em campo, os métodos de tratamentos de dados e como os valores medidos de deformação são usados para calcular a posição do centro de gravidade, os esforços nos tirantes e a força de corte do equipamento.

As principais características técnicas da máquina Empilhadeira Recuperadora de Roda de Caçambas utilizada neste estudo são apresentadas na Tabela 10.

Tabela 10 – Dados técnicos da máquina Empilhadeira Recuperadora de Roda de Caçambas.

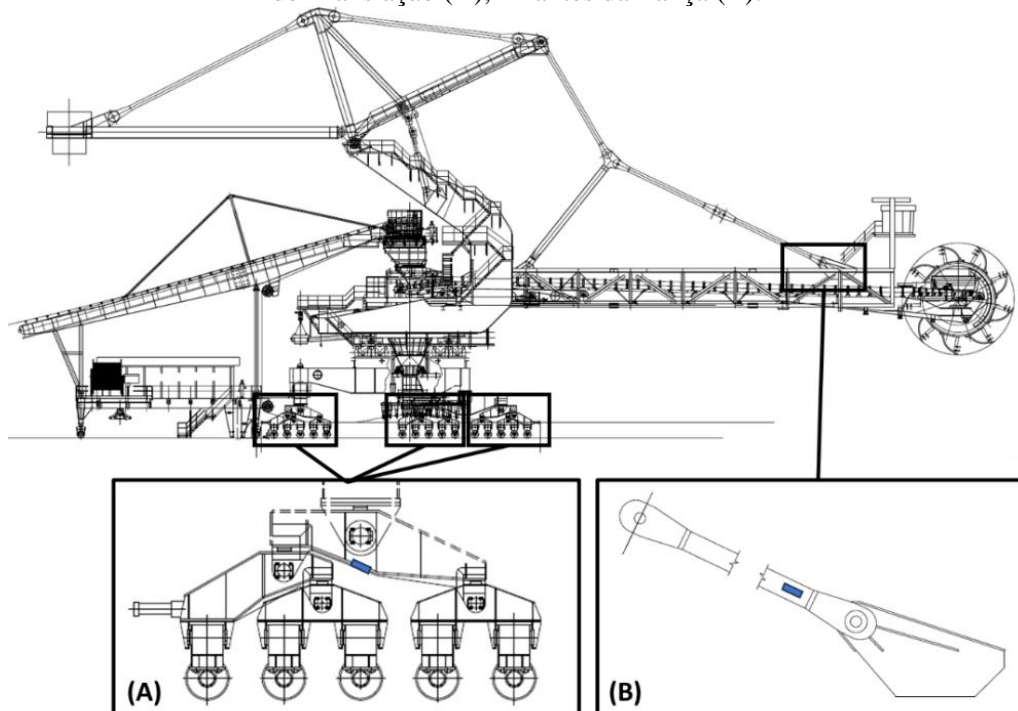
Dimensões principais (comprimento x largura x altura):	90,8 x 13,6 x 39,3 m
Massa total:	1609,2 t
Material escavado (massa específica):	Sinter Feed (2,5 t/m ³)
Capacidade de operação:	11600 t/h
Velocidade de translação:	30 m/min
Velocidade de rotação da superestrutura:	15 m/min
Velocidade de elevação da lança:	4,0 m/min
Velocidade angular da roda de caçambas:	4,5 rpm

Fonte: Autor (2024).

3.5.1. Medições de deformação

As medições de deformação são feitas por extensômetros uniaxiais (*Strain Gages*) instalados nos Balancins do Sistema de Translação e Tirantes da Lança. Os locais de instalação, quantidade de pontos de medição e tipos de sensores são mostrados na Tabela 11, já a Figura 31 ilustra o desenho da máquina na vista lateral com a posição de instalação dos sensores em um dos lados da máquina.

Figura 31 – Desenho da máquina com a posição de instalação dos sensores de deformação no Sistema de Translação (A), Tirantes da Lança (B).



■ Strain Gages

Fonte: Autor (2024).

Tabela 11 – Lista dos locais, quantidades de pontos de medição e tipos de sensores.

Local de instalação	Quantidade de pontos de medição	Tipo de sensor
Balancins do Sistema de Translação	6	Extensômetro uniaxial
Tirantes da Lança	2	Extensômetro uniaxial

Fonte: Autor (2024).

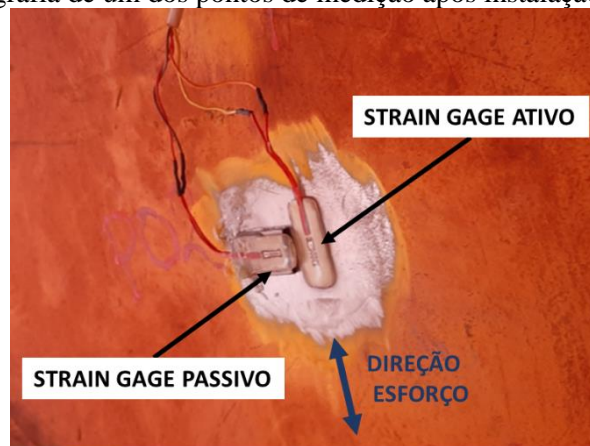
Neste estudo, extensômetros do tipo uniaxial são usados permitindo a medição de deformação em uma única direção, por sensor. A Tabela 12 lista as especificações técnicas dos extensômetros uniaxiais utilizados no presente estudo.

Tabela 12 – Especificações técnicas dos extensômetros uniaxiais utilizados.

Especificação	Descrição
Tipo de extensômetro	Uniaxial
Fabricante	Kyowa
Modelo	KFWB-5-120-C1-11-L1M2R
Resistência	120 Ohms
Fator Gage (<i>Gage Factor</i>)	2.1
Máxima deformação linear	11e-6
Temperatura de operação	10 a 80°C
Tamanho da base	15x6 mm

Fonte: Autor (2024).

Para cada ponto de instalação são colados dois transdutores, sendo um “ativo” para medição de deformações e um “passivo” para compensação de deformações devido a variações de temperatura. Os *Strain Gages* são montados em um arranjo de Ponte de Wheatstone com configuração de $\frac{1}{2}$ ponte com compensação de temperatura. A Figura 32 ilustra a foto de um dos pontos de medição após a instalação dos sensores.

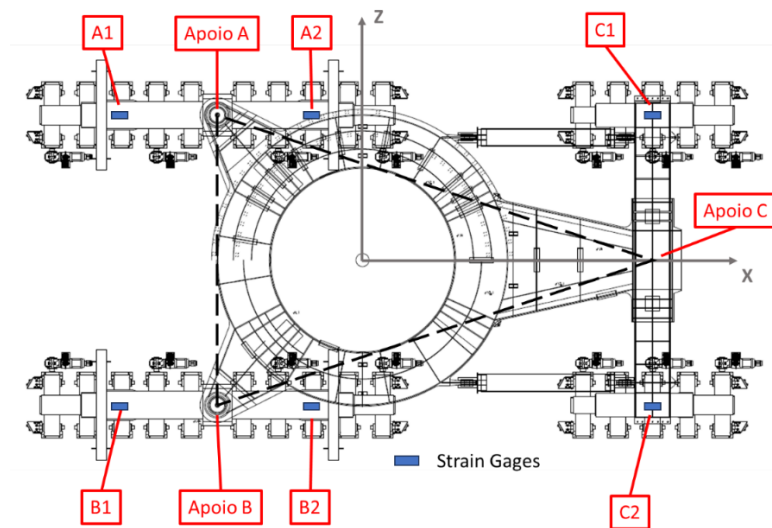
Figura 32 – Fotografia de um dos pontos de medição após instalação dos *Strain Gages*.

Fonte: Autor (2024).

3.5.2. Método de validação do centro de gravidade

O procedimento para validação do centro de gravidade, no presente trabalho, se baseia na medição de deformação nos balancins das rodas do sistema de translação. Para tal, são instalados seis pontos de medição na região inferior da estrutura dos balancins do Sistema de Translação. A Figura 33 ilustra um desenho esquemático da vista superior do portal e sistema de translação com indicação dos apoios da máquina no Sistema de Translação (A, B e C) e dos pontos de instalação dos sensores.

Figura 33 – Desenho da vista superior do portal e sistema de translação com indicação dos apoios da máquina no Sistema de Translação (A, B e C) e dos pontos de instalação dos sensores.



Fonte: Autor (2024).

Para obtenção da posição do centro de gravidade no plano horizontal (xz) é necessário determinar as forças verticais nos apoios da máquina e as coordenadas dos apoios no plano.

As Eq. 14 e 15 são usadas para determinar a posição do centro de gravidade do equipamento no plano horizontal, em que o eixo x representa a direção longitudinal e z a direção lateral.

$$x_{cg} = \frac{\sum_{i=1}^{n_r} F_{vi} x_i}{\sum F_{vi}}, \quad (14)$$

em que, x_{cg} , F_{vi} , x_i e n_r representam a posição do centro de gravidade na direção longitudinal (eixo x), força vertical na i -ésima roda, distância da origem até a posição da i -ésima roda na direção x e número de rodas, respectivamente. A origem do sistema é considerada no centro do mancal de apoio e giro da superestrutura.

$$z_{cg} = \frac{\sum_{i=1}^{n_r} F_{vi} z_i}{\sum F_{vi}}, \quad (15)$$

em que, z_{cg} e z_i se referem a posição do centro de gravidade na direção lateral (eixo z) e a distância da origem até a posição da i -ésima roda na direção z , respectivamente.

As coordenadas dos pontos de apoio são obtidas pelos desenhos de projeto do equipamento, a Tabela 13 mostra as coordenadas no plano para cada apoio, considerando a origem do sistema de coordenadas no centro de rotação da superestrutura no portal.

Tabela 13 – Coordenadas dos apoios do portal na superestrutura, considerando a origem do sistema de coordenadas no centro de rotação da superestrutura no portal.

Apoio	Coordenada no eixo x (m)	Coordenada no eixo z (m)
A	-5,0	-5,0
B	-5,0	5,0
C	10,0	0

Fonte: Autor (2024).

As forças verticais nos apoios são obtidas a partir das variações de deformação medidas nos balancins. Os pontos de instalação dos sensores são feitos de modo que os transdutores sejam capazes de medir deformações na superfície do balancim devido aos esforços atuantes causados pela aplicação de uma força vertical.

Ao aplicar uma variação de força nos balancins na direção vertical (ΔF), uma variação de deformação é gerada na superfície inferior, devido aos esforços de flexão, de forma proporcional. Dessa forma, por meio da Eq. 16, é possível correlacionar a variação de força vertical aplicada pela deformação gerada ($\Delta \varepsilon$) multiplicada por um coeficiente de valor constante (K_b).

$$\Delta F = K_b \cdot \Delta \varepsilon \quad (16)$$

Para encontrar o valor de K_b é utilizado o modelo computacional, aplicando uma variação de força vertical e determinando a variação de deformação gerada no local em que os extensômetros são instalados. É válido ressaltar que, como todos os balancins possuem geometrias iguais e as posições de instalação dos sensores nas estruturas são semelhantes, o valor de K_b será igual para todos os apoios.

Ao fazer o equilíbrio de força e momento para o sistema de apoio da máquina torna-se possível determinar a equação que relaciona a posição do centro de gravidade com os valores de variação de forças verticais.

Durante as medições de deformação nos balancins do Sistema de Translação são executados movimentos específicos de rotação da parte superior da máquina. As movimentações de rotação realizadas são apresentadas na Tabela 14, os ângulos são definidos com relação à posição da Lança alinhada com os trilhos de translação. A Figura 34 ilustra as orientações da lança seguidas nos testes de medição.

Tabela 14 – Orientações de movimento da lança realizados nos testes com medição.

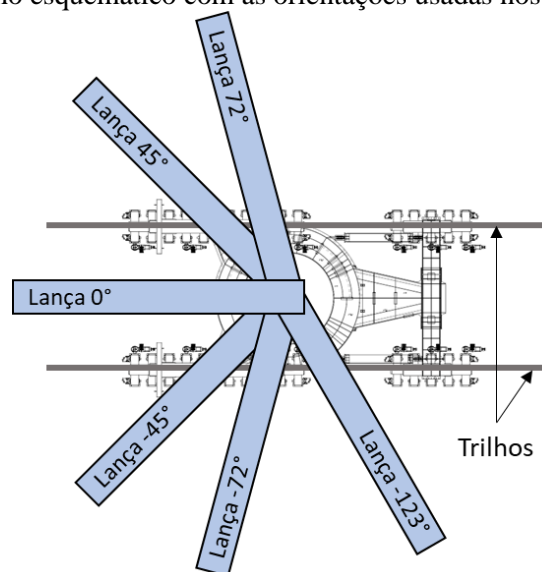
Movimentação	Orientação
1	0° à 72°
2	72° à 45°
3	45° à 0°
4	0° à -45°
5	-45° à -123°
6	-123° à -47°
7	-47° à 0°

Fonte: Autor (2024).

As medições são realizadas com a inclinação da lança em 0°, em relação ao plano horizontal, sem material na lança e sem operação de corte da pilha de material. É válido ressaltar que os testes foram feitos com a máquina após limpeza geral, removendo assim, possíveis acúmulos de material no equipamento.

Como são instalados dois pontos de medição, equidistantes, para cada apoio (A, B e C), para obtenção da variação de força em cada apoio é necessário realizar uma média dos dados medidos entre o par de pontos de medição em cada apoio.

Figura 34 – Desenho esquemático com as orientações usadas nos testes experimentais.



Fonte: Autor (2024).

As medições são realizadas com uma taxa de amostragem de 100Hz. Os valores medidos pelos sensores são convertidos em deformação aplicando-se um fator de conversão, que depende dos parâmetros do sistema de medição e características dos sensores. Para este caso, os fatores de conversão são estimados por testes em bancada.

Após obtenção dos dados de deformação, um filtro do tipo *Butterworth* passa baixa de segunda ordem é utilizado para tratar os dados. O filtro é implementado utilizando a biblioteca *Scipy*, em linguagem *Python*. Os dados são tratados para cada ponto de medição separadamente, em seguida, o gráfico da variação de deformação em cada apoio é obtido pela média dos valores obtido em cada par de medição.

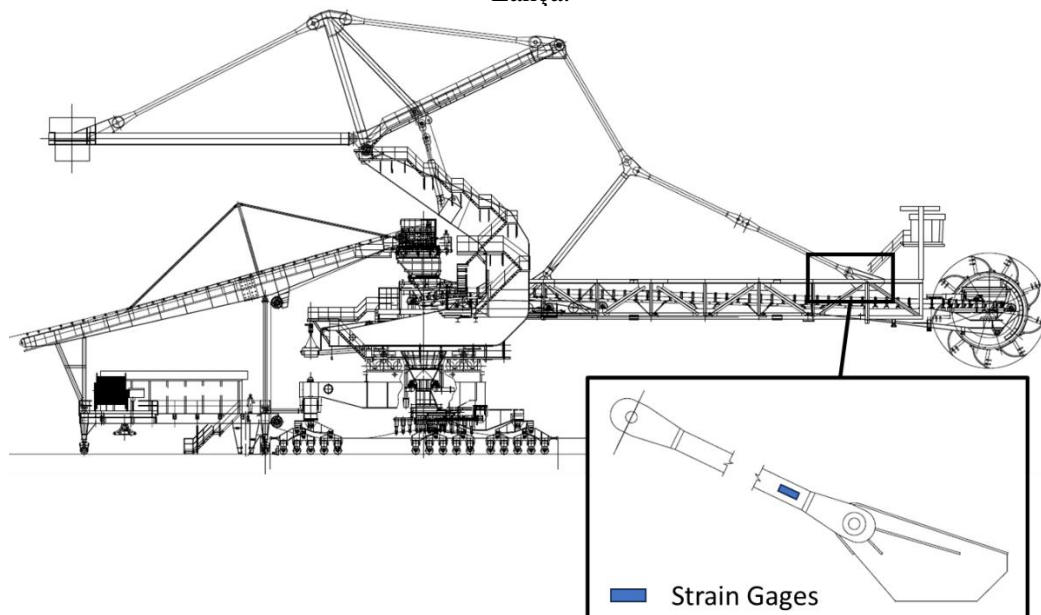
Para obtenção do coeficiente K_b , o modelo computacional é utilizado. São aplicados três valores de força vertical e calculados os valores de deformação no local de instalação dos extensômetros. O valor do coeficiente K_b é obtido pela regressão linear dos pontos calculados.

Como a geometria de todos os balancins é semelhante, o valor de K_b é igual para todos os balancins medidos.

3.5.3. Método para validação dos esforços nos Tirantes da Lança

A metodologia para validação dos esforços solicitantes nos Tirantes da Lança, no presente trabalho, se baseia na medição de deformação nos Tirantes de ambos os lados da Lança. Com isso, dois pontos de medição são instalados, um em cada Tirante, como ilustrado na Figura 35.

Figura 35 – Desenho da vista lateral da máquina e indicação dos pontos de medição nos Tirantes da Lança.



Fonte: Autor (2024).

Os extensômetros uniaxiais são instalados com sua direção de medição alinhada com a direção axial dos Tirantes da Lança.

Os Tirantes da Lança são formados por perfis estruturais com ligações rotuladas nas pontas, sendo submetidos somente a esforços axiais. Ao aplicar uma variação de força nos Tirantes na direção axial (ΔF), uma variação de deformação ($\Delta \varepsilon$) é gerada no elemento estrutural, de forma proporcional. A variação de força axial pode ser obtida pela Eq. 17.

$$\Delta F = \Delta \varepsilon \cdot A_{st} \cdot E \quad (17)$$

em que, A_{st} e E , representam a área da seção do perfil dos tirantes e o módulo de elasticidade do material.

Os tirantes são formados por barras retangulares de 370x50mm e fabricados em aço carbono. Substituindo a área da seção e módulo de elasticidade do aço ($E = 210GPa$), obtém-se a Eq. 18 para cálculo da variação de força em Newton.

$$\Delta F = 3,885 \cdot 10^9 \cdot \Delta \varepsilon \quad (18)$$

Sendo assim, a partir das variações de deformação medidas, as variações de força axial podem ser determinadas para diferentes parâmetros operacionais, tais como: variação da capacidade operacional e força de corte.

Os principais carregamentos que influenciam nos esforços solicitantes nos tirantes são: peso próprio das estruturas e equipamentos sustentados pelos tirantes (lança, transportador de correia, silo, Roda de Caçambas etc.), carga devido ao transporte de material e forças devido de corte da Roda de Caçambas na pilha de material. As cargas devido ao peso próprio são ajustadas pelas medições do centro de gravidade, e as cargas de material são medidas pelas balanças posicionadas ao longo dos transportadores do pátio. Já as forças de corte não são facilmente mensuráveis e, na maioria dos casos, o cálculo das forças envolve parâmetros teóricos e empíricos, que podem variar significativamente de acordo com a geometria da Roda de Caçambas, propriedades mecânicas do material recuperado e acionamento.

Dessa forma, a validação dos esforços nos tirantes é realizada através do ajuste dos valores de força de corte calculados, de forma a obter variações de força axial, no modelo computacional, similares as determinadas pelas medições.

Para determinação dos esforços nos tirantes, medições são realizadas para diferentes condições operacionais. Durante os testes são medidas as deformações com a Roda de

Caçambas acionada em vazio e recuperando material a uma taxa de 10000 toneladas por hora. As medições são feitas para um ângulo de inclinação da lança de 11°.

Tabela 15 – Movimentações e taxas de recuperação de material das medições de esforços nos tirantes.

Inclinação da lança	Taxa de recuperação de material (toneladas/hora)	Condição
-11,0°	0	Roda de Caçambas acionada sem recuperação de material
-11,0°	10000	Recuperação de material

Fonte: Autor (2024).

As medições nos tirantes são realizadas com uma taxa de amostragem de 100Hz. Os valores medidos pelos sensores são convertidos em deformação aplicando-se um fator de conversão ajustado por teste em bancada, assim como feito para as medições dos balancins.

Após obtenção dos dados de deformação, um filtro do tipo *Butterworth* passa baixa de segunda ordem é utilizado para eliminar ruídos indesejáveis na medição.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo é dividido em duas partes, sendo que a primeira descreve os resultados de estudo de validação de modelo computacional, em uma máquina empilhadeira recuperadora de roda de caçambas. A segunda parte apresenta os resultados obtidos nas análises mecânico-estruturais em máquina do tipo recuperadora de roda de caçambas.

Primeiramente, são apresentados os resultados obtidos no estudo de validação de modelo computacional de uma empilhadeira recuperadora de roda de caçambas, através de medições experimentais de deformação. As medições são feitas para determinação da posição do centro de gravidade, no plano horizontal, da parte superior da máquina, esforços nos Tirantes da Lança e estimativa da força de corte de escavação da Roda de Caçambas com o material escavado.

Em segundo lugar, os resultados obtidos nas análises mecânico-estruturais são apresentados. A determinação dos campos de tensões, o cálculo das frequências naturais e modos de vibração, a estimativa de vida em fadiga e a avaliação da estabilidade da máquina são os principais itens da análise mecânico-estrutural realizada para a máquina. Um estudo da influência das condições de operação sobre grandezas mecânicas associadas ao comportamento mecânico-estrutural da máquina é mostrado ao final do capítulo.

4.1. Validação de modelo computacional

Neste capítulo são descritos os resultados obtidos no estudo de validação do modelo computacional de uma máquina de pátio, através de medições experimentais de deformação. As medições são feitas para determinação da posição do centro de gravidade, no plano horizontal, da parte superior da máquina, esforços nos Tirantes da Lança e estimativa da força de corte de escavação da Roda de Caçambas com o material escavado.

Para estimativa da posição do centro de gravidade, extensômetros são instalados nos balancins do Sistema de Translação. Já para os esforços nos Tirantes e força de corte, extensômetros são instalados nos Tirantes da Lança.

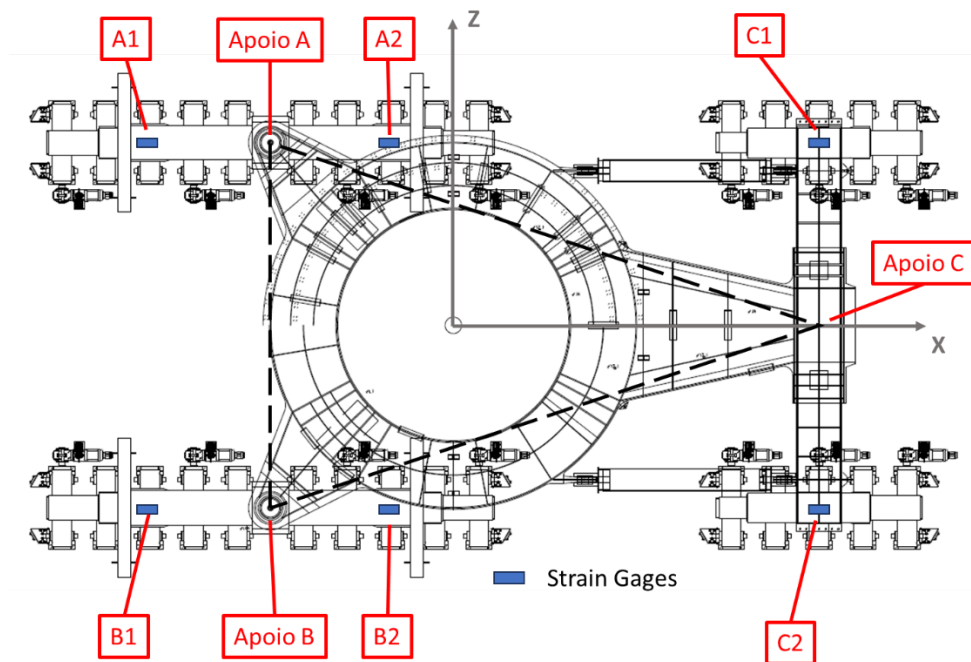
Através das medições torna-se possível validar a determinação da posição do centro de gravidade, no plano horizontal, do modelo computacional, de forma a ajustar os valores calculados inicialmente para valores próximos aos medidos. Além disso, os esforços nos Tirantes e as forças de corte teóricas calculadas também podem ser alteradas para os valores determinados pelas medições.

Nos parágrafos subsequentes são mostrados os dados medidos em campo. Em seguida, são apresentados os valores de posição do centro de gravidade (parte superior da máquina), força nos Tirantes e força de corte de escavação determinados a partir dos dados medidos e os calculados pelo modelo computacional, antes e após validação.

4.1.1. Validação do centro de gravidade

A validação do centro de gravidade, no presente trabalho, se baseia na medição de deformação nos balancins das rodas do sistema de translação. Para tal, são instalados 6 pontos de medição na região inferior da estrutura dos balancins do Sistema de Translação, como ilustrado na Figura 36.

Figura 36 – Desenho da vista superior do Portal e Sistema de Translação com indicação dos pontos de apoio da máquina no Sistema de Translação (A, B e C) e de instalação dos sensores.



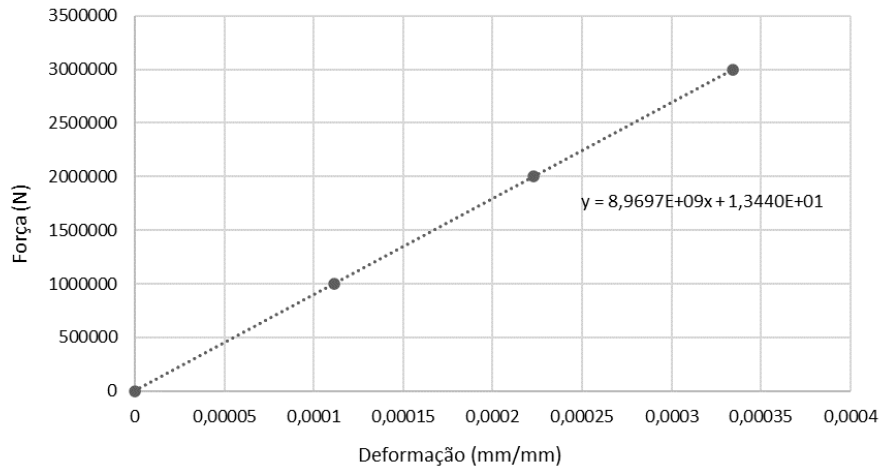
Fonte: Autor (2024).

Para obtenção do coeficiente de conversão de força vertical em deformação (K), são aplicados três valores de força vertical e calculados os valores de deformação no local de instalação dos extensômetros, por meio do modelo em elementos finitos. Como a geometria de todos os balancins é semelhante, o valor de K_b obtido pode ser utilizado para todos os balancins medidos.

A Figura 37 ilustra o gráfico das forças aplicadas e das deformações obtidas pelo modelo numérico, além disso, apresenta-se a reta de regressão linear dos pontos calculados com os

coeficientes da reta. O valor obtido para o coeficiente de conversão K_b é igual ao valor do coeficiente angular da reta da regressão linear ($K_b = 8,9697 \times 10^9$).

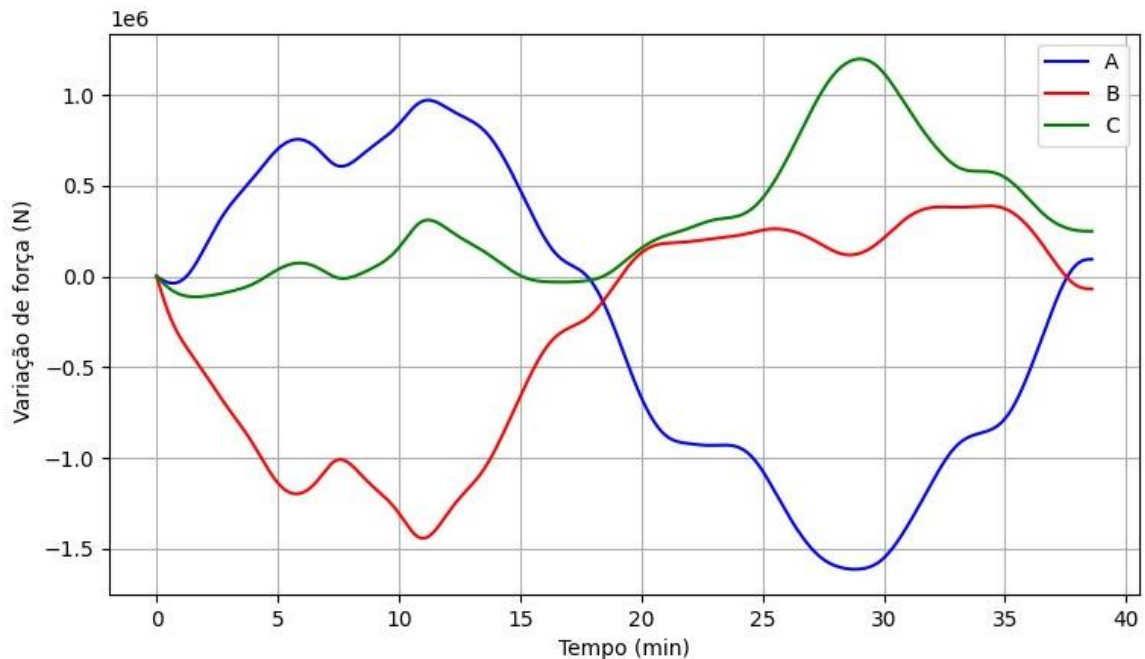
Figura 37 – Gráfico de deformação por força (N) nos balancins e estimativa do coeficiente K_b .



Fonte: Autor (2024).

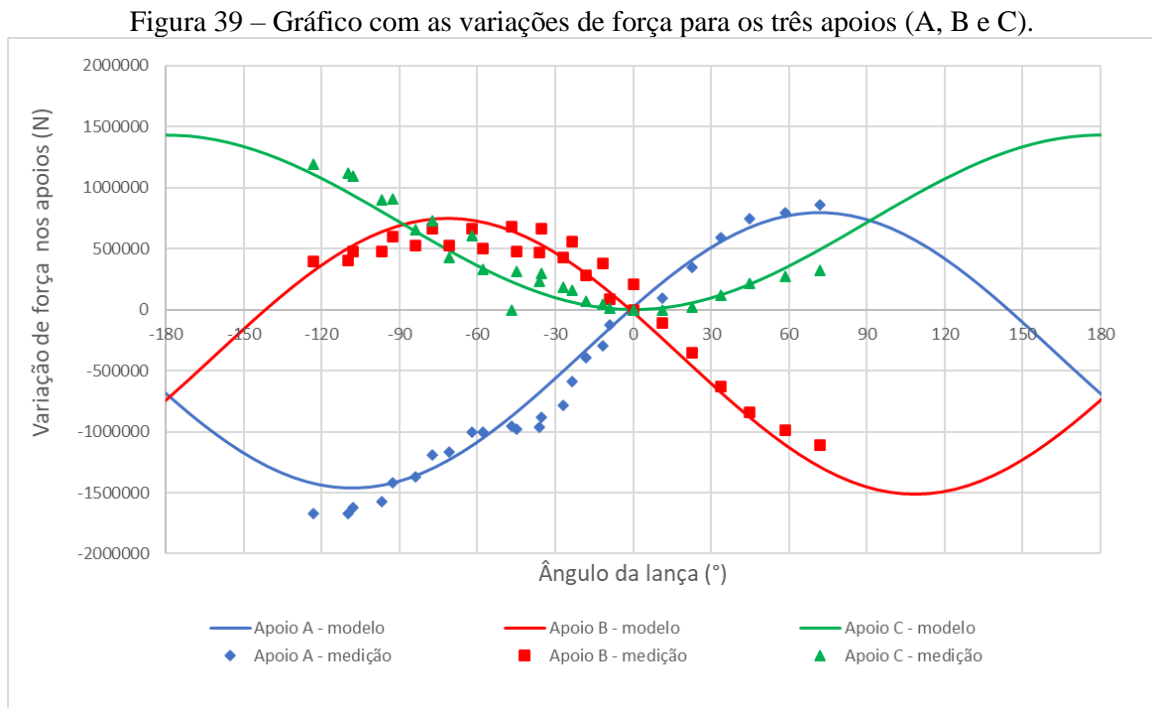
Após determinação dos valores de variação de deformação e do coeficiente K_b , o cálculo das variações de força é realizado. A Figura 38 ilustra o gráfico com a variação das forças verticais nos três apoios da máquina no Sistema de Translação durante um período de medição.

Figura 38 – Gráfico com as variações de força para os três apoios (A, B e C).



Fonte: Autor (2024).

Para validação do centro de gravidade, os resultados de variação de força estimados pelo modelo numérico e pelas medições são comparados. As curvas do modelo numérico são ajustadas para os pontos medidos e o centro de gravidade é encontrado. A Figura 39 ilustra as curvas obtidas pelo modelo numérico ajustado e os pontos medidos para cada apoio.



A Tabela 16 apresenta os valores das coordenadas do centro de gravidade estimados pelo modelo computacional, antes do ajuste do modelo, e os valores determinados pelas medições. O eixo x representa a direção longitudinal e o eixo z a direção lateral da máquina. A validação do centro de gravidade no modelo computacional é realizada refinando-se os cálculos de massa e posição dos componentes presentes no equipamento.

Tabela 16 – Valores das coordenadas do centro de gravidade antes e após validação.

Posição estimada pelo modelo (antes do ajuste)		Posição estimada pelas medições	
x (mm)	z (mm)	x (mm)	z (mm)
1120	20	955	20

Fonte: Autor (2024).

4.1.2. Validação dos esforços nos Tirantes

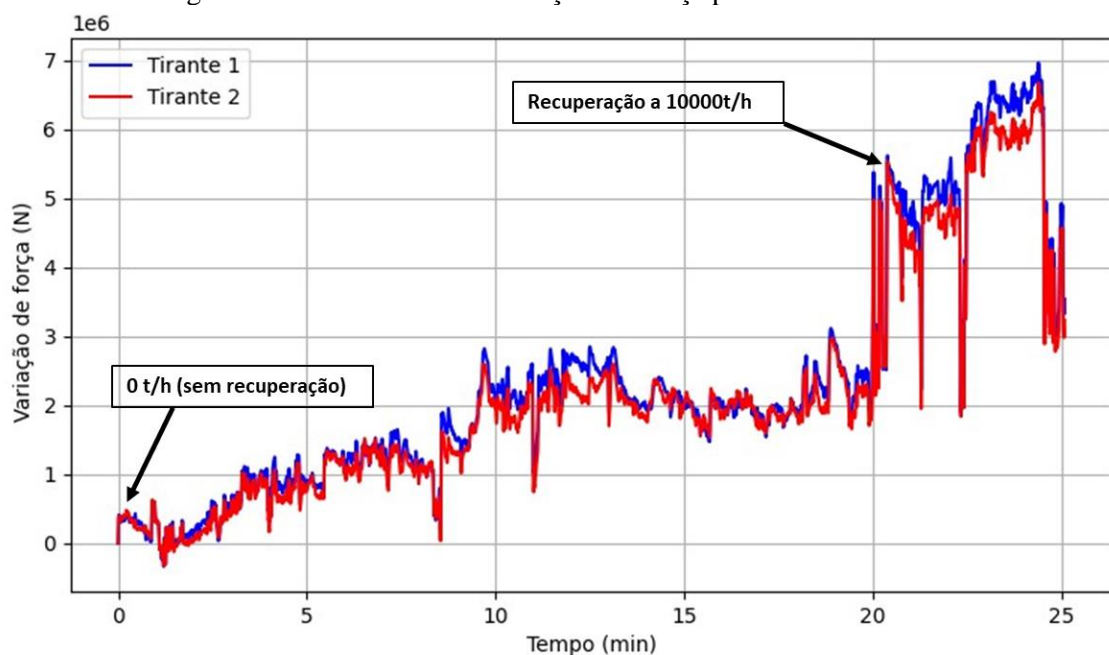
A validação de esforços nos tirantes é realizada por meio de medições de deformação nos tirantes da lança. Os valores medidos de variação de deformação são convertidos em

variação de força axial, a partir da área da seção do elemento estrutural e do módulo de elasticidade do material.

A validação dos esforços nos tirantes é realizada através do ajuste dos valores de força de corte calculados, de forma a obter variações de força axial, no modelo computacional, similares as determinadas pelas medições.

A Figura 40 ilustra o gráfico com os valores de variação de força calculados para ambos os tirantes, com indicação dos valores para as condições operacionais: máquina sem recuperar material e recuperando material a uma taxa de 10000 toneladas por hora.

Figura 40 – Gráfico com as variações de força para os tirantes 1 e 2.



Fonte: Autor (2024).

A partir dos valores calculados pelo modelo numérico e dos dados medidos de variação de força axial nos tirantes, uma comparação é feita para ajustar os valores do modelo com base nos dados medidos.

A partir dos valores experimentais, a força de corte da roda de caçambas durante a recuperação de material é ajustada, a fim de igualar os valores do modelo com os valores medidos. A Tabela 17 descreve os valores de variação de força nos tirantes obtidos pelo modelo computacional e os calculados a partir dos dados experimentais, para um ciclo operacional de 0 a 10000 t/h.

Tabela 17 – Valores de variação de força nos tirantes para um ciclo de 0 a 10000 t/h.

Parâmetros	Modelo computacional (antes do ajuste)	Medições de deformação
Varição de força axial no Tirante 1 (0 a 10000 t/h)	387,5	543,9
Varição de força axial no Tirante 2 (0 a 10000 t/h)	517,7	505,1
Média da variação de força axial nos Tirantes (0 a 10000 t/h)	453,6	524,5
Força de corte kgf/cm	25	-

Fonte: Autor (2024).

A partir dos valores apresentados é possível verificar que a média da variação de esforços nos tirantes obtidos pelo modelo é menor do que o calculado pelas medições. Portanto, a força de corte do modelo de 25 kgf/cm deve ser alterada de modo a compatibilizar os valores do modelo com os medidos.

Ao atualizar o modelo computacional, valores de força de corte são ajustadas de modo a obter esforços nos tirantes similares aos medidos em campo. Após o ajuste do modelo, a força de corte de 25 kgf/cm é alterada para o valor ajustado de 34 kgf/cm.

4.2. Análise mecânico-estrutural

Primeiramente, o modelo computacional discretizado em elementos finitos é apresentado. O pacote computacional *FEMAP/NASTRAN* (Siemens, versão 2020.2) é utilizado para realizar todas as análises mecânico-estruturais apresentadas no presente trabalho.

Em segundo lugar, um procedimento de elementos finitos é implementado para a análise estática linear elástica dos principais componentes da recuperadora de roda de caçamba selecionada. As tensões atuantes nas partes da máquina são estimadas para todos os casos de carregamento estático, permitindo avaliar a possibilidade de falha por escoamento. Os campos de tensão são estimados para as três classes de carregamento, sendo que, por conveniência, são mostrados os valores máximos da tensão equivalente obtidos pelo critério de falha por escoamento de von Mises.

Em terceiro lugar, apresenta-se a análise de vida em fadiga para a recuperadora de roda de caçamba, usando os valores de tensão estimados pelo procedimento de elementos finitos. Nos pontos críticos selecionados pela análise de tensão, são estimados os maiores valores de variação de tensão obtidos para os casos de carregamento analisados. As regiões das juntas soldadas da máquina são o foco da análise de vida em fadiga, pois representam os pontos sujeitos a maior frequência de falhas. A estimativa das amplitudes de tensão é realizada para

um ciclo estimado de operação da máquina, considerando os casos de carregamentos da classe 1, ou seja, os casos de carregamentos que ocorrem em condições normais de operação.

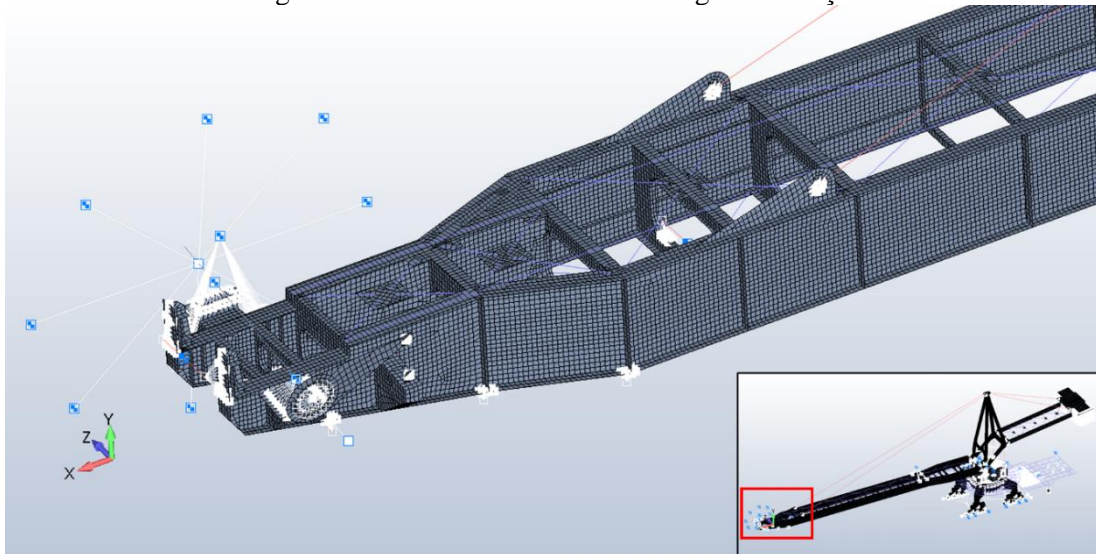
Na quarta parte do capítulo, avalia-se a estabilidade da máquina a partir das forças verticais estimadas em suas rodas, considerando todos os casos de carregamento propostos. A análise de posição das linhas verticais de ação dessas forças permite estimar a posição do centro de gravidade da máquina para cada caso de carregamento. As posições são avaliadas de forma a verificar se estão dentro dos limites estabelecidos pela norma FEM 2 131/2 132. Adicionalmente, propõe-se o cálculo das posições do centro de gravidade por meio das deformações nos balancins do sistema de translação. Os valores de deformação são um meio adequado para avaliação da estabilidade em um sistema de monitoramento de condição estrutural, uma vez que as deformações podem ser facilmente medidas por extensômetros.

Por fim, são apresentados os estudos de influência de parâmetros operacionais na condição mecânica e estrutural da máquina. Para tanto, o procedimento de elementos finitos implementado permite estimar as tensões atuantes nas partes da máquina em relação à variação de uma característica isolada de operação. São mostrados resultados comparativos de distribuição de tensão e variação da posição do centro de gravidade provocados pela variação das seguintes características de operação: carga de material, força de corte, inclinação da lança, rotação da superestrutura, impacto da lança contra pilha de material e vento.

4.2.1. Modelo discretizado em elementos finitos

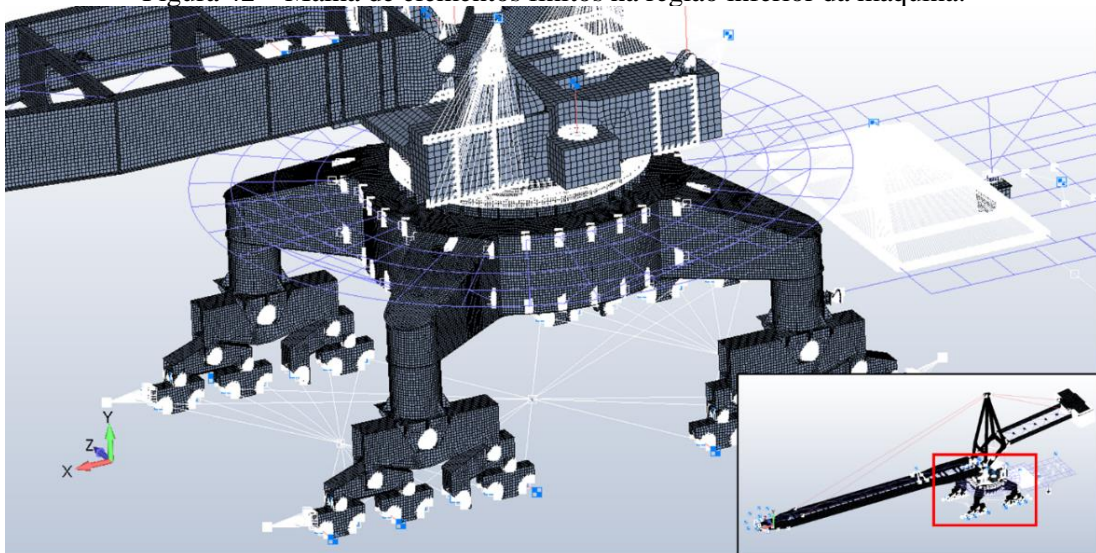
As superfícies são discretizadas com elementos retangulares de placa (SHELL181), totalizando 315011 elementos. Os perfis estruturais são definidos como elementos de viga, totalizando 13511 elementos (BEAM188). Por fim, os tirantes da lança, contra-lança e os pinos de ligação são adicionados como elementos de barra, totalizando 390 elementos. O conjunto da roda de caçambas e demais componentes não estruturais são inseridos como elementos de massa (total de 114 elementos), ligados nos pontos de apoio da estrutura por elementos rígidos (total de 316 elementos). A malha de elementos discretos obtida para a recuperadora é ilustrada na Figura 41 para a lança, na Figura 42 para a região inferior da máquina e na Figura 43 para a contralança.

Figura 41 – Malha de elementos na região da lança.



Fonte: Autor (2024).

Figura 42 – Malha de elementos finitos na região inferior da máquina.

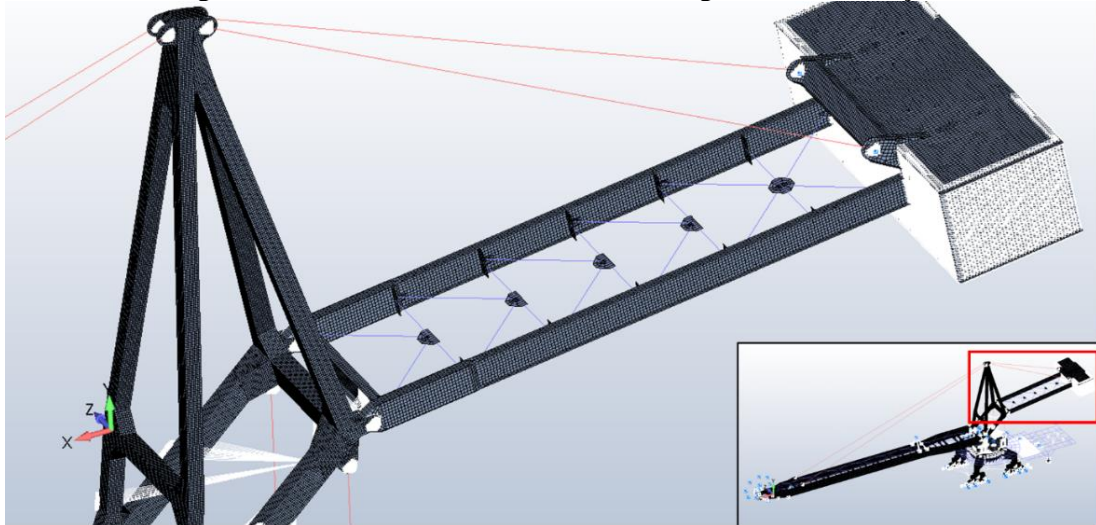


Fonte: Autor (2024).

4.2.2. Análise estática linear de tensões

A análise de tensões atuantes em uma máquina de pórtico é necessária devido à sua utilidade na identificação de regiões com altos valores de tensão e concentração de tensões, devido a descontinuidades geométricas ou aos esforços aplicados. Além disso, analisar os valores de tensão para cada caso de carregamento, separadamente, pode fornecer indicativos de pontos críticos do equipamento sob determinadas condições operacionais. Esses resultados podem ser utilizados para determinar os locais de instalação de sensores e faixas de medição para configuração de sistemas de medição.

Figura 43 – Malha de elementos finitos na região da contralança.



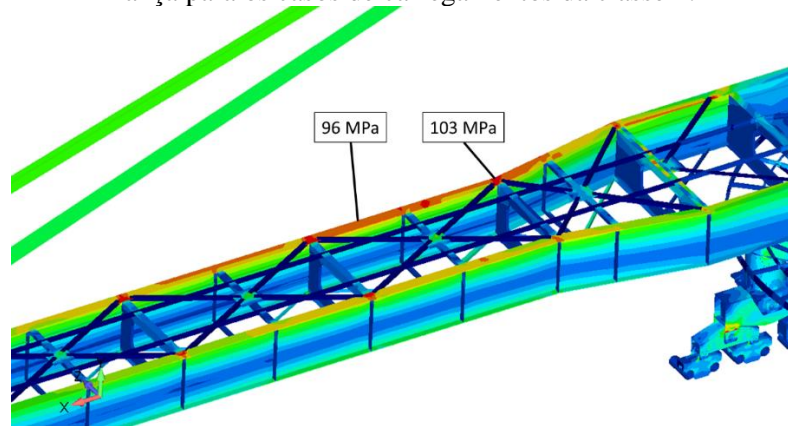
Fonte: Autor (2024).

As análises de tensões são separadas por classes de acordo com sua frequência de ocorrência: cargas principais (classe 1), adicionais (classe 2) e especiais (classe 3). As cargas principais são todas as cargas que ocorrem em condições operacionais normais. Cargas adicionais podem ocorrer intermitentemente durante a operação ou fora de serviço. Especiais são cargas que não devem estar presentes nos equipamentos, mas os cálculos devem levar em conta seus efeitos. Os carregamentos e as restrições cinemáticas aplicados no modelo computacional estão descritos no Apêndice I.

Para ilustração dos resultados da distribuição de tensões, todos os casos de carregamentos são agrupados nas três classes mencionadas anteriormente. Para cada classe de cargas, um envelope de resultados é utilizado para gerar figuras com os valores máximos de tensão equivalente de von Mises.

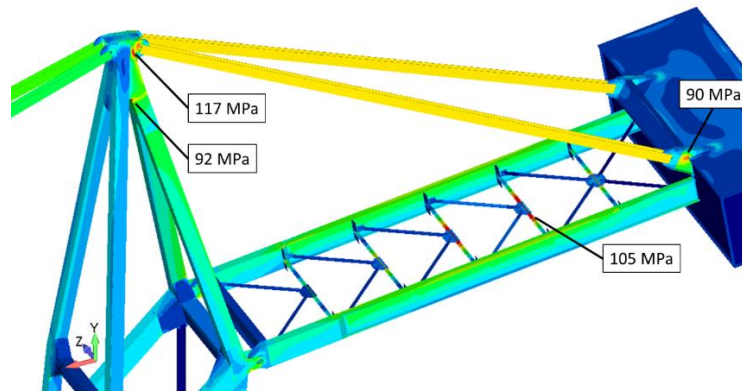
Os resultados dos valores máximos de tensão equivalente de von Mises para a classe 1 de carregamentos são ilustrados abaixo. A Figura 44 apresenta os valores máximos de tensão equivalente de von Mises na estrutura da lança, para os casos de carregamentos da classe 1, com indicação dos valores máximos na região. Já a Figura 45 ilustra as máximas tensões na estrutura da contralança e mastro, para os casos de carregamentos da classe 1. A Figura 46 apresenta os valores máximos de tensão na estrutura do sistema de translação, para os casos de carregamentos da classe 1. Por fim, a Figura 47 mostra as tensões máximas obtidas para a estrutura da plataforma de giro e portal, para os casos de carregamentos da classe 1.

Figura 44 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da lança para os casos de carregamentos da classe 1.



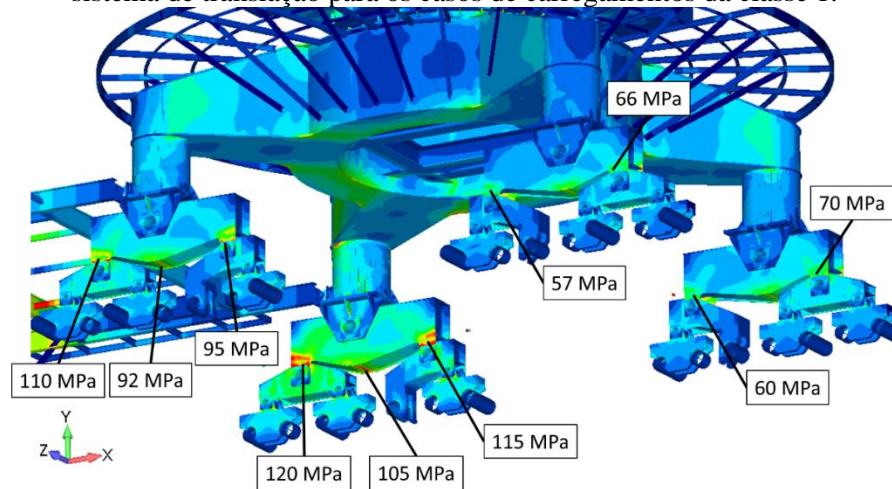
Fonte: Autor (2024).

Figura 45 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da contralança e mastro para os casos de carregamentos da classe 1.



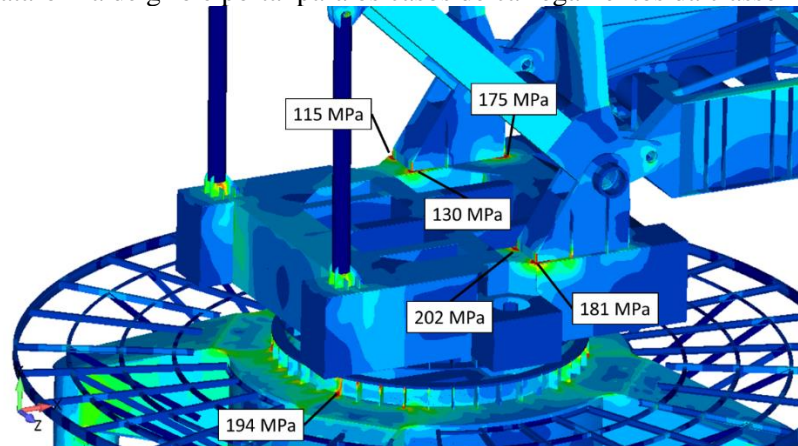
Fonte: Autor (2024).

Figura 46 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura do sistema de translação para os casos de carregamentos da classe 1.



Fonte: Autor (2024).

Figura 47 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da plataforma de giro e portal para os casos de carregamentos da classe 1.

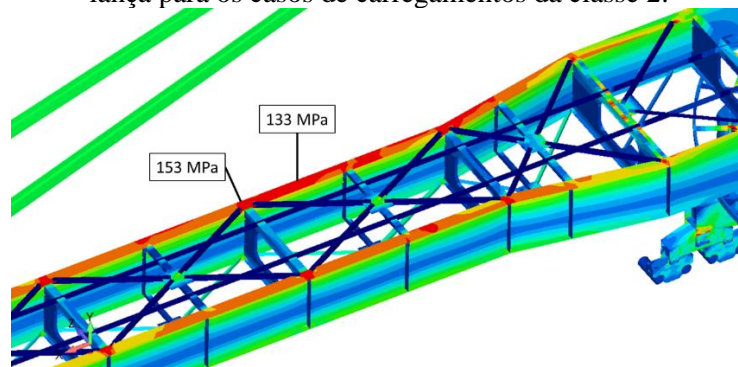


Fonte: Autor (2024).

Para os casos de carregamentos da classe 2, consideram-se cargas adicionais que podem ocorrer intermitentemente durante a operação ou fora de serviço, sendo associadas às condições ambientais e operacionais além das cargas associadas aos pesos dos componentes e cargas transportadas.

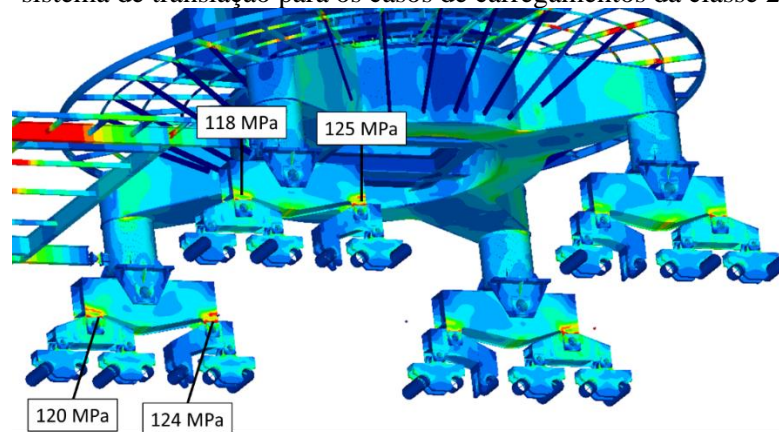
Os resultados dos valores máximos de tensão equivalente de von Mises para a classe 2 de carregamentos são ilustrados abaixo. A Figura 48 apresenta os valores máximos de tensão equivalente de von Mises na estrutura da lança, para os casos de carregamentos da classe 2, com indicação dos valores máximos na região. A Figura 49 apresenta as tensões máximas na estrutura do sistema de translação, para os casos de carregamentos da classe 2. Por fim, a Figura 50 mostra os valores máximos de tensão obtidos para a estrutura da plataforma de giro e portal, para os casos de carregamentos da classe 2.

Figura 48 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da lança para os casos de carregamentos da classe 2.



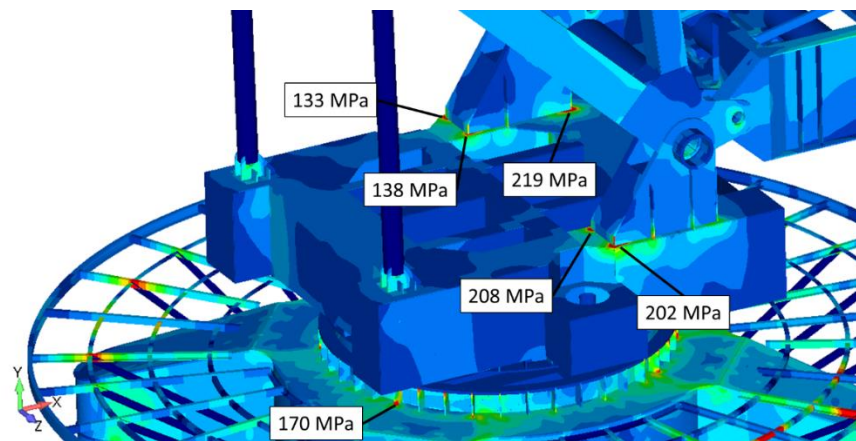
Fonte: Autor (2024).

Figura 49 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura do sistema de translação para os casos de carregamentos da classe 2.



Fonte: Autor (2024).

Figura 50 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da plataforma de giro e portal para os casos de carregamentos da classe 2.



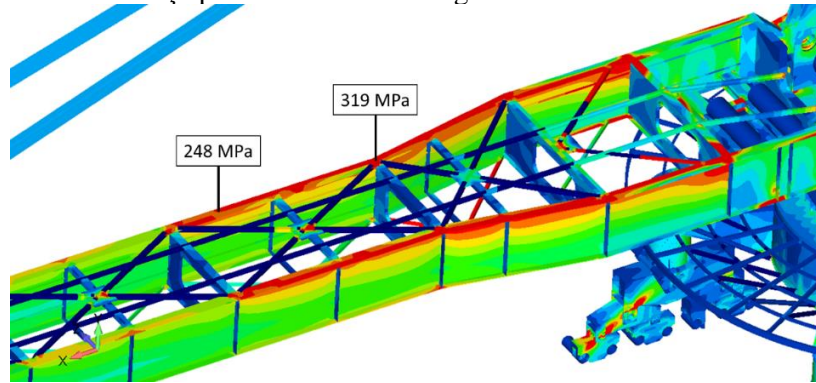
Fonte: Autor (2024).

Para os casos de carregamentos da classe 3, são analisados os carregamentos que não são previstos para ocorrência durante o ciclo operacional, porém, o equipamento deve ser projetado para suportar os esforços provenientes dessas cargas. Essas cargas são referentes a fenômenos naturais raros e falhas nos sistemas de segurança operacional da máquina, são exemplos de cargas da classe 3: ventos de tormenta, terremotos, cargas de entupimento de chutes de descarga, impactos da máquina com a pilha de material, sobrecarga de material.

Os resultados dos valores máximos de tensão equivalente de von Mises para a classe 3 de carregamentos são ilustrados a seguir. A Figura 51 apresenta os valores máximos de tensão equivalente de von Mises na estrutura da lança, para os casos de carregamentos da classe 3, com indicação dos valores máximos na região. A Figura 52 apresenta os valores máximos de tensão na estrutura do portal, para os casos de carregamentos da classe 3. Já a Figura 53 mostra

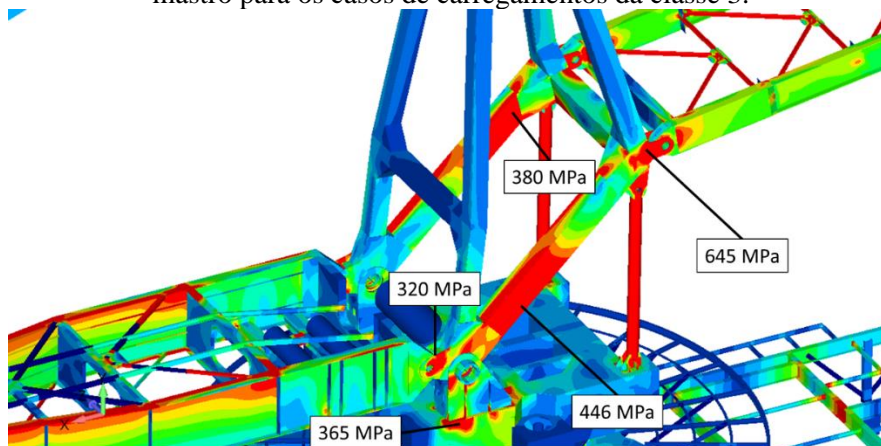
as tensões máximas obtidas para a estrutura do sistema de translação, para os casos de carregamentos da classe 3. Por fim, a Figura 54 apresenta as tensões máximas na estrutura da plataforma de giro, para os casos de carregamentos da classe 3.

Figura 51 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da lança para os casos de carregamentos da classe 3.



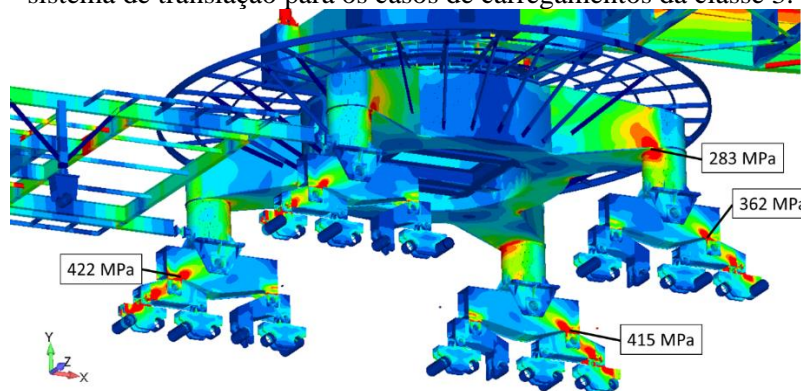
Fonte: Autor (2024).

Figura 52 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura do mastro para os casos de carregamentos da classe 3.



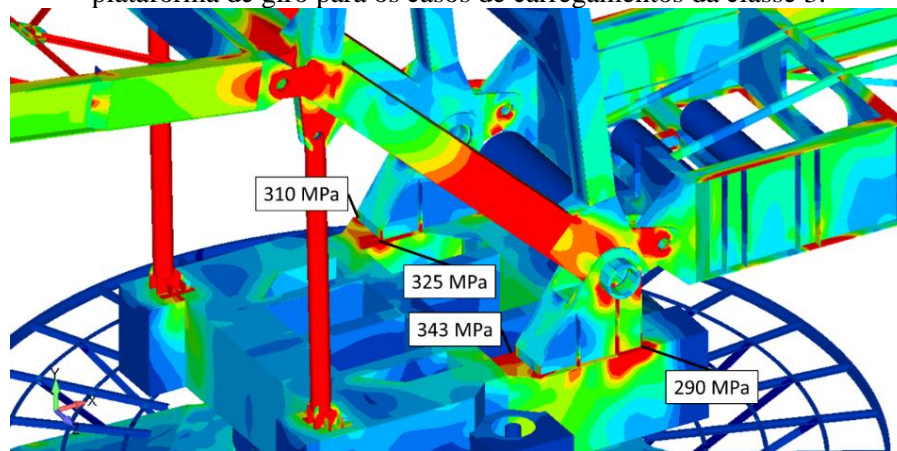
Fonte: Autor (2024).

Figura 53 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura do sistema de translação para os casos de carregamentos da classe 3.



Fonte: Autor (2024).

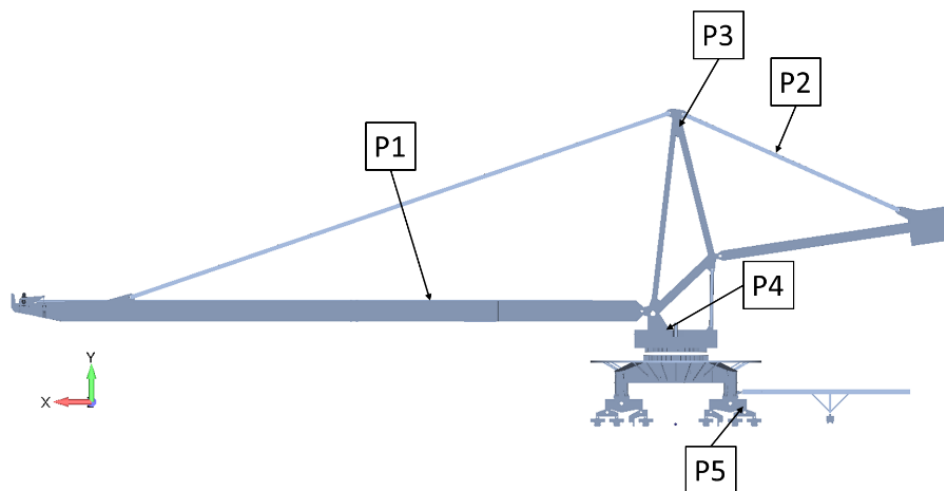
Figura 54 – Distribuição de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da plataforma de giro para os casos de carregamentos da classe 3.



Fonte: Autor (2024).

Pontos são selecionados na estrutura da máquina de modo a avaliar as variações dos valores de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da máquina, para as diferentes classificações de cargas analisadas. Os pontos selecionados para avaliação estão indicados pela Figura 55 e os valores obtidos são apresentados na Tabela 18.

Figura 55 – Pontos de avaliação de tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da máquina para as diferentes classificações de cargas.



Fonte: Autor (2024).

A partir dos valores de tensões máximas obtidos, para os pontos de avaliação, é observado uma variação percentual máxima de 40% entre as tensões da classe 1 e 2. Ao considerar a classe 3, as variações percentuais entre as classes de cargas aumentam, podendo chegar até 252% de variação máxima entre as classes 2 e 3.

Tabela 18 – Tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da máquina para as diferentes classificações de cargas.

Localização / ponto	Tensão (MPa)			Variação percentual de tensão entre as classes de carregamentos		
	Classe 1	Classe 2	Classe 3	Classe 1/2	Classe 1/3	Classe 2/3
Lança / P1	103	144	319	40%	210%	122%
Tirante contralança / P2	85	86	100	1%	18%	16%
Mastro / P3	92	98	138	7%	50%	41%
Plataforma de giro / P4	202	208	343	3%	70%	65%
Sistema de translação / P5	120	120	422	0%	252%	252%

Fonte: Autor (2024).

Ao analisar os casos de carregamentos da classe 3, separadamente, é observado que os carregamentos de impulsão da máquina contra os amortecedores de fim de curso dos trilhos aumentam de forma significativa as tensões máximas na maior parte da estrutura da recuperadora. Essas cargas de impulsão são consideradas devido às movimentações da máquina até o fim de curso dos trilhos, ou batentes, os quais são equipados de amortecedores de impactos para desacelerar a máquina de forma controlada. As cargas devido à impulsão são inseridas no modelo computacional pela aplicação de carregamentos estáticos equivalentes, representando as cargas inerciais associadas aos valores máximos de aceleração da máquina ao colidir com os amortecedores.

A Tabela 19 apresenta as tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da máquina para a classe 3 de carregamentos com e sem cargas de impulsão da máquina contra os amortecedores de fim de curso dos trilhos. Além disso, são apresentadas as variações percentuais dos valores entre os casos de carregamentos com e sem as cargas de impulsão contra os amortecedores.

Tabela 19 – Tensões máximas equivalentes pelo critério de von Mises na estrutura da máquina para a classe 3 de carregamentos com e sem cargas de impulsão da máquina contra os amortecedores de fim de curso dos trilhos.

Localização / ponto	Tensão (MPa)		Variação percentual
	Classe 3 (sem cargas de impulsão)	Classe 3 (com cargas de impulsão)	
Lança / P1	148	319	116%
Tirante contralança / P2	86	100	16%
Mastro / P3	99	138	39%
Plataforma de giro / P4	215	343	60%
Sistema de translação / P5	206	422	105%

Fonte: Autor (2024).

4.2.3. Análise de vida à fadiga

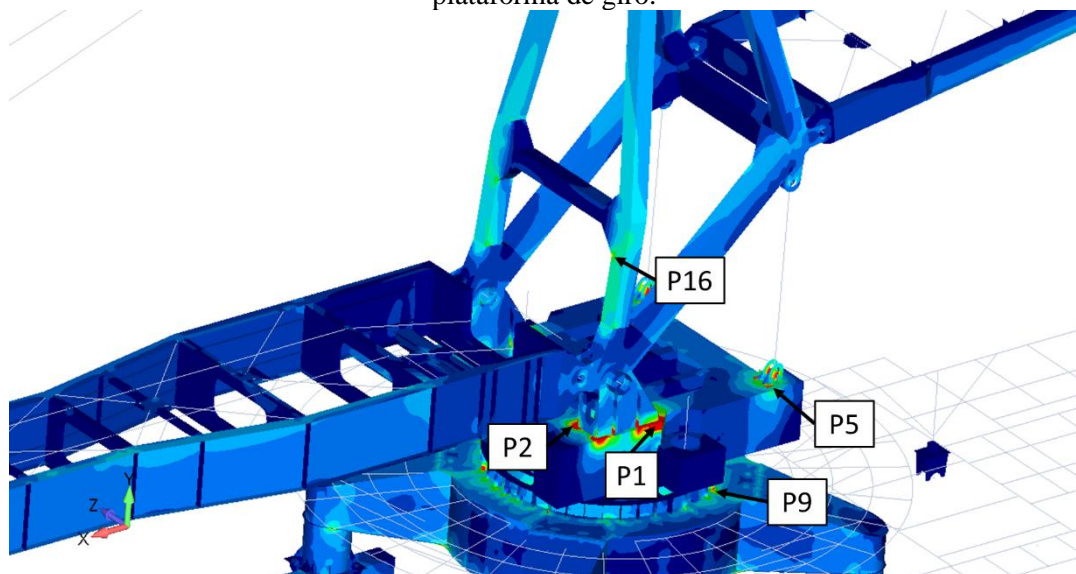
A análise de vida em fadiga é realizada de forma simplificada a partir dos valores obtidos da análise estática de tensões para diferentes configurações da máquina. A seleção dos pontos críticos é efetuada a partir dos valores máximos de variação de tensão principal para diferentes casos de carregamentos e orientações da recuperadora de roda de caçambas.

Para obtenção dos resultados de estimativa de vida em fadiga, todos os casos carregamentos da Classe 1 são analisados, ou seja, os principais carregamentos que atuam no equipamento em condições normais de operação. Em seguida, são analisados os resultados de variação de tensão em toda a estrutura da máquina. Os pontos com maior variação de tensão principal são selecionados para análise.

A Figura 56 apresenta a distribuição de valores máximos de variação de tensões para os componentes estruturais do mastro e plataforma de giro, com indicação dos pontos selecionados para análise de vida à fadiga. Já a Figura 57 ilustra os máximos de variação de tensões para as estruturas da plataforma de giro e portal, com os pontos selecionados para análise. Os pontos selecionados para o sistema de translação são apresentados na Figura 58. Por fim, na Figura 59 estão ilustrados os pontos selecionados para análise nos tirantes da lança e contralança.

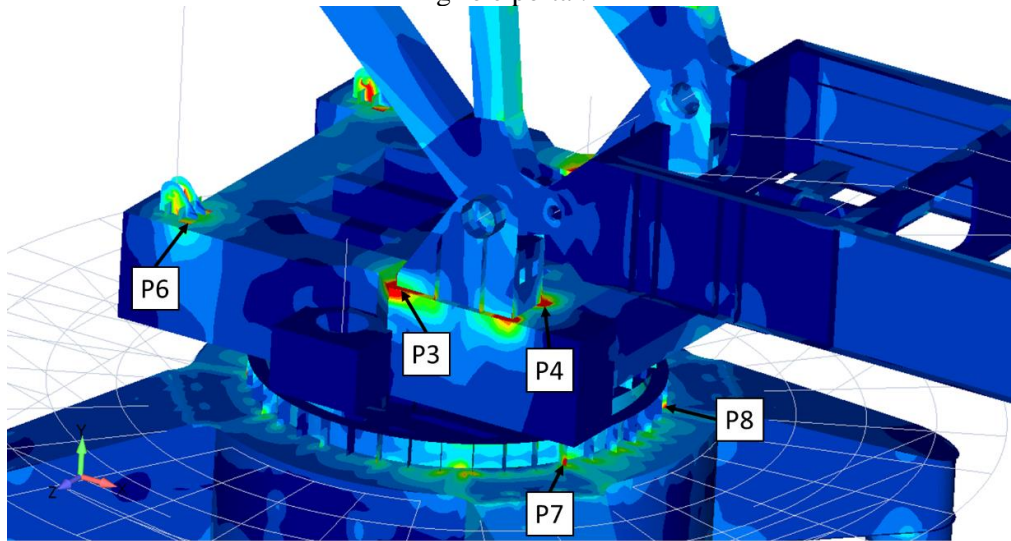
No total, vinte pontos são selecionados como pontos críticos para análise, os primeiros dezesseis pontos são selecionados com base nos valores de variação de tensão e os quatro últimos pontos são escolhidos para representar os casos de falhas por fadiga nas soldas de ligação dos perfis estruturais dos tirantes com os terminais rotulares, relatados na literatura técnica. Essas falhas, em alguns casos, podem provocar instabilidade e colapso generalizado do equipamento.

Figura 56 – Pontos críticos selecionados para análise de vida à fadiga na estrutura do mastro e plataforma de giro.



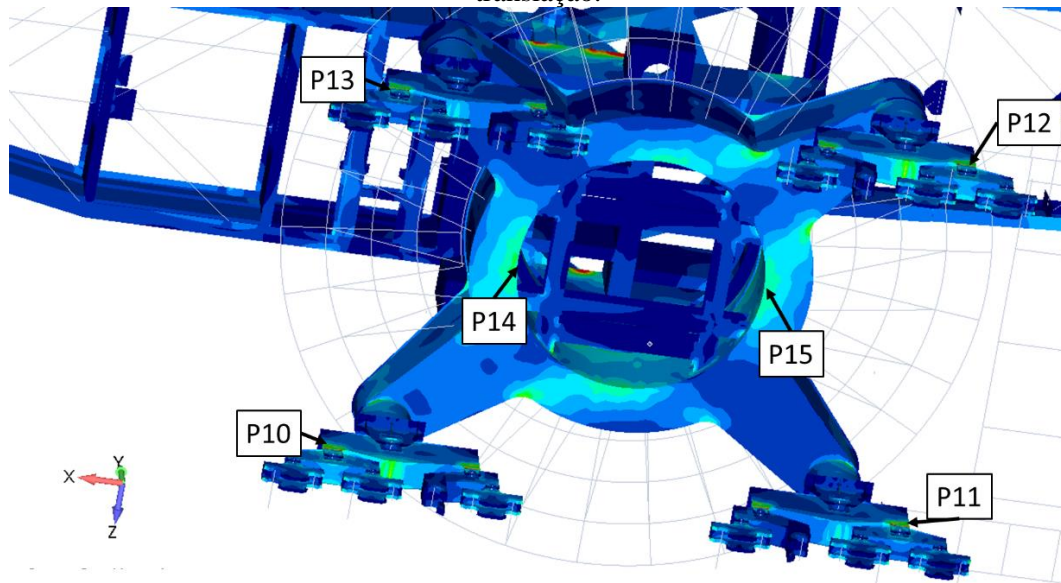
Fonte: Autor (2024).

Figura 57 – Pontos críticos seleccionados para análise de vida à fadiga na estrutura da plataforma de giro e portal.



Fonte: Autor (2024).

Figura 58 – Pontos críticos seleccionados para análise de vida à fadiga na estrutura do sistema de translação.

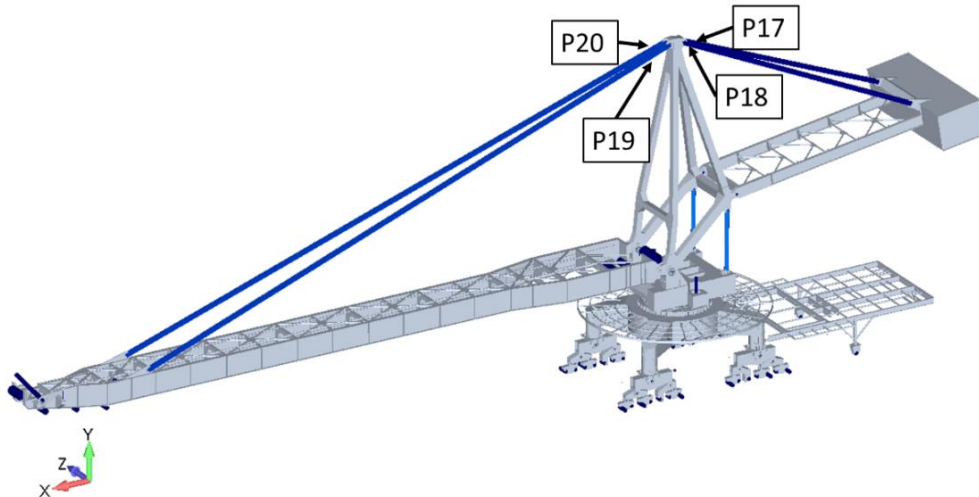


Fonte: Autor (2024).

Para estimativa de vida em fadiga, um ciclo operacional é obtido através de uma sequência de análises estáticas com diferentes carregamentos, orientações e inclinações da lança. O objetivo das análises é de simular um ciclo de recuperação de material e obter ciclos de tensões para os pontos críticos. São analisados casos de carregamentos da classe 1, sendo os principais carregamentos que atuam no equipamento em condições normais de operação, tais como: cargas inerciais devido ao peso dos equipamentos e estruturas montadas na máquina, cargas inerciais de peso do material transportado, força de corte de escavação e forças devido à

tensão da correia no transportador. As orientações e inclinações da lança são ilustradas pela Figura 27 e Figura 28. A Tabela 20 descreve a lista de carregamentos, orientações e inclinações de lança analisados, para obtenção dos ciclos de tensão nos pontos de interesse.

Figura 59 – Pontos críticos selecionados para análise de vida à fadiga na estrutura dos tirantes da lança e contralança.



Fonte: Autor (2024).

Tabela 20 – Lista dos carregamentos, orientações e inclinações de lança analisados para estimativa de vida à fadiga.

ID	Carregamentos	Orientação da lança	Inclinação da lança
1	PP + TC	0°	0°
2	PP + TC	0°	+11,5°
3	PP + TC + CM + FC	45°	+11,5°
4	PP + TC + CM + FC	90°	+11,5°
5	PP + TC + CM + FC	135°	+11,5°
6	PP + TC + CM + FC	135°	0°
7	PP + TC + CM + FC	90°	0°
8	PP + TC + CM + FC	45°	0°
9	PP + TC + CM + FC	45°	-10°
10	PP + TC + CM + FC	90°	-10°
11	PP + TC + CM + FC	45°	-10°

Legenda:

PP	Peso próprio dos equipamentos e estruturas
TC	Tensão da correia no transportador
CM	Cargas inerciais de peso do material transportado
FC	Força de corte de escavação

Fonte: Autor (2024).

Após obter os ciclos de tensão para cada ponto, é realizada uma contagem cíclica usando o método *Rainflow*. É válido ressaltar que somente as variações de tensão são obtidas, pois as tensões médias não são utilizadas para cálculo do dano em juntas soldadas pelo método proposto no presente trabalho.

Em seguida, são determinados os danos acumulados para cada faixa de variação de tensão obtida na contagem de ciclos. O método utilizado para contabilização do dano é realizado pelo Método Linear de Dano Cumulativo.

Por fim, a vida em fadiga estimada é calculada usando o método de Tensão Nominal e o Tensão *Hot Spot*. Os resultados obtidos de vida em fadiga, em horas de operação, para os pontos críticos são apresentados na Tabela 21. Os valores de vida em fadiga maiores que 10^9 ciclos são considerados como pontos que possuem vida infinita à fadiga.

Tabela 21 – Vida em fadiga estimada para os pontos selecionados da recuperadora.

Vida estimada em Fadiga (em horas)							
P1	3,58E4	P6	1,21E7	P11	2,13E6	P16	5,53E7
P2	1,43E5	P7	2,13E8	P12	6,24E6	P17	“Vida infinita” ⁽¹⁾
P3	6,03E4	P8	5,99E7	P13	8,71E6	P18	“Vida infinita” ⁽¹⁾
P4	2,25E4	P9	8,97E6	P14	4,53E7	P19	“Vida infinita” ⁽¹⁾
P5	6,35E6	P10	1,09E6	P15	6,05E7	P20	“Vida infinita” ⁽¹⁾

(1) Para pontos com vida superior a 10^9 ciclos, a vida à fadiga é considerada como infinita.

Fonte: Autor (2024).

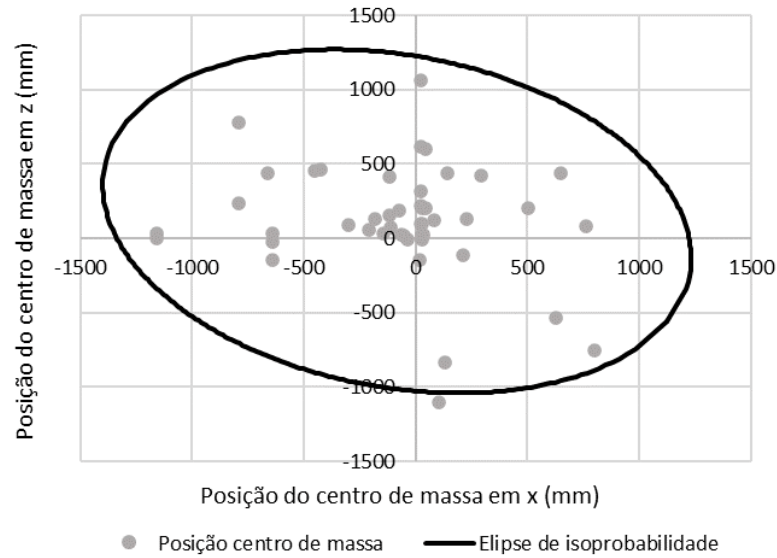
4.2.4. Análise simplificada de estabilidade

O estudo da estabilidade de recuperadoras de roda de caçambas é realizado pela análise das forças verticais nos apoios que possam gerar a perda de equilíbrio estático da máquina. A análise de estabilidade em Recuperadoras de Roda de Caçambas é realizada por meio da estimativa da posição do centro de gravidade do equipamento, sob todas as condições operacionais. O modelo de elementos finitos desenvolvido para a análise estática de tensões pode ser empregado para estimar as posições do centro de gravidade sob diferentes condições de carregamentos. A posição do centro de gravidade, para cada condição, pode ser obtida pelas forças verticais e posição dos apoios da máquina.

Para o presente estudo, as posições do centro de gravidade são obtidas a partir das forças verticais nas rodas e pelas deformações nos balancins do sistema de translação. Os balancins são estruturas com apoios rotulados, utilizados para distribuir cargas de forma uniforme entre dois ou mais pontos. O método baseado nas deformações nos balancins é utilizado para avaliar a possibilidade em monitorar a posição do centro de gravidade a partir de medições de deformação, tornando possível a determinação da estabilidade da máquina em tempo real.

Após analisar todos os casos de carregamentos, a distribuição das posições do centro de gravidade para cada caso analisado é obtida. A Figura 60 ilustra o gráfico de distribuição das posições do centro de gravidade para as análises realizadas pelo modelo de elementos finitos e a elipse com nível de confiança de 99%.

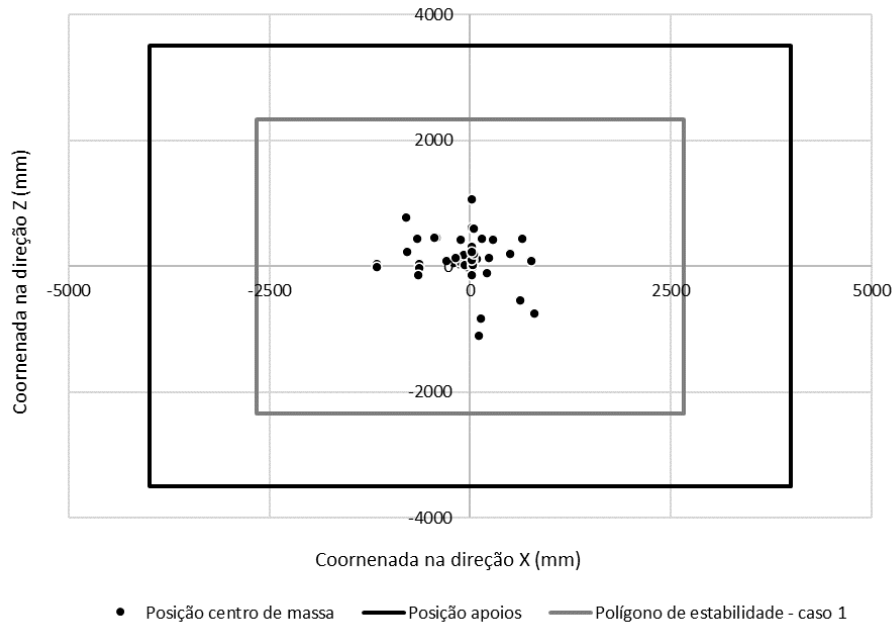
Figura 60 – Diagrama com a distribuição de posição do centro gravidade e elipse de iso-probabilidade.



Fonte: Autor (2024).

Os resultados das posições do centro de gravidade devem ser avaliados de acordo com o polígono de estabilidade formado pelas coordenadas dos apoios da máquina. A Figura 61 ilustra as posições do centro de gravidade e o polígono de estabilidade dos apoios (cor preta) e o polígono com o coeficiente de segurança aplicado de 1,2, na cor cinza.

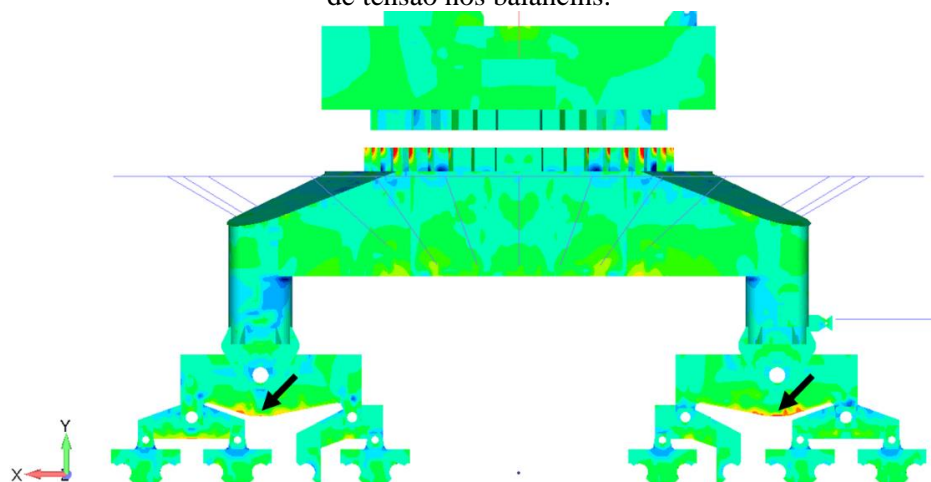
Figura 61 – Diagrama com a distribuição de posição do centro gravidade e polígono de estabilidade de segurança.



Fonte: Autor (2024).

Os balancins do sistema de translação sofrem esforços diretamente proporcionais as forças verticais aplicadas nas rodas. Dessa forma, é analisada a distribuição de esforços a partir de aplicações de cargas verticais no sistema de translação. A Figura 62 ilustra o campo de tensões estáticas na direção horizontal x , para a análise realizada do caso de carregamentos 1. As setas indicam as regiões em que os valores de tensão normal na direção x atingem os maiores valores, sendo esses os pontos mais indicados para monitoramento de estabilidade a partir de deformações.

Figura 62 – Figura com resultados de tensão na direção x e indicação dos pontos com maiores valores de tensão nos balancins.

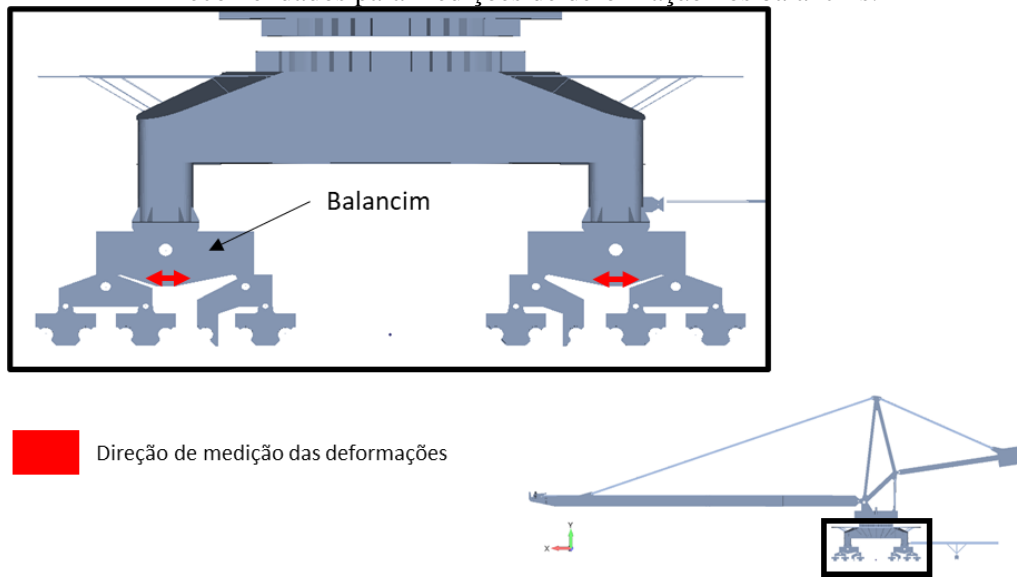


Fonte: Autor (2024).

A partir dos resultados, quatro regiões são escolhidas para análise, de modo a avaliar as deformações e compará-las às forças verticais nas quatro pernas do carro de translação (duas em cada lado). A Figura 63 mostra um desenho esquemático da vista lateral da parte inferior da máquina e indicação do local e direção das deformações a serem monitoradas nos balancins do sistema de translação, em um dos lados da máquina.

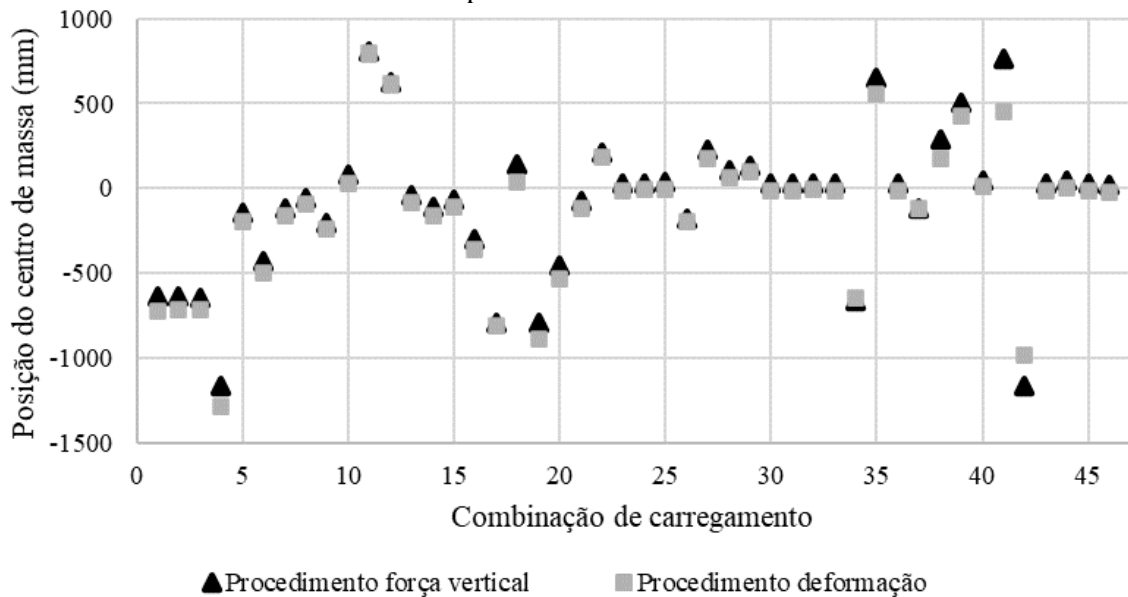
As previsões de elementos finitos para a posição do centro de gravidade podem ser comparadas com as estimativas fornecidas pelas deformações nos pontos escolhidos, para diferentes condições de carga na RRC. A Figura 64 ilustra o gráfico com as coordenadas horizontais de posição do centro de gravidade na direção longitudinal (eixo x), obtidas pelas forças verticais nas rodas e pelas deformações nos pontos determinados. Já a Figura 65 ilustra o gráfico com as coordenadas horizontais de posição do centro de gravidade na direção lateral (eixo z).

Figura 63 – Figura com desenho esquemático do sistema de translação e indicação dos pontos recomendados para medições de deformação nos balancim.



Fonte: Autor (2024).

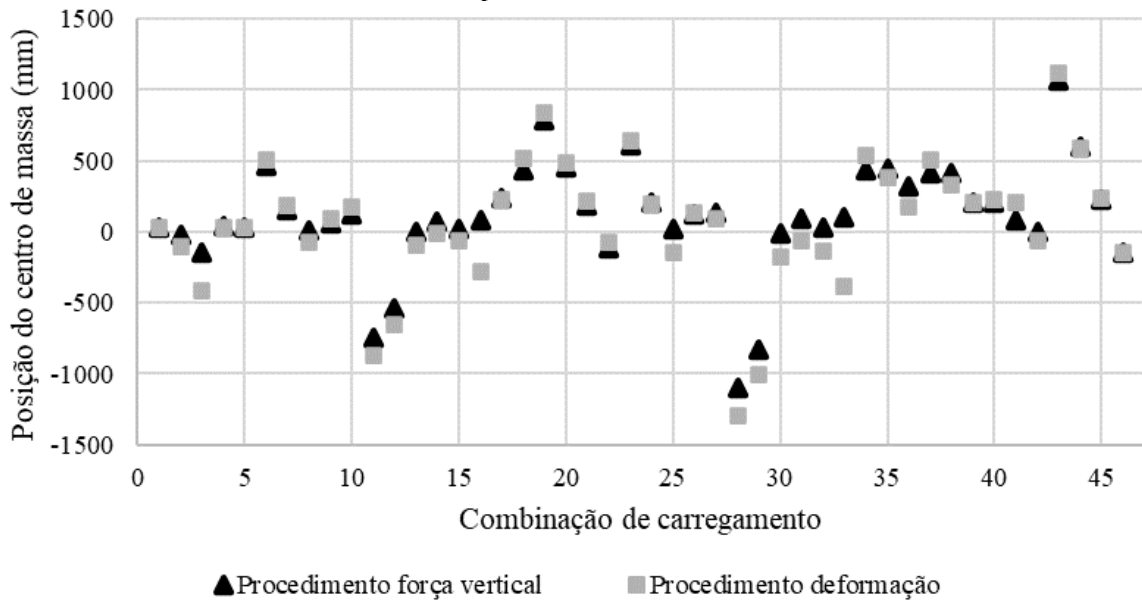
Figura 64 – Gráfico das posições do centro de gravidade, na direção x, pelos dois diferentes procedimentos.



Fonte: Autor (2024).

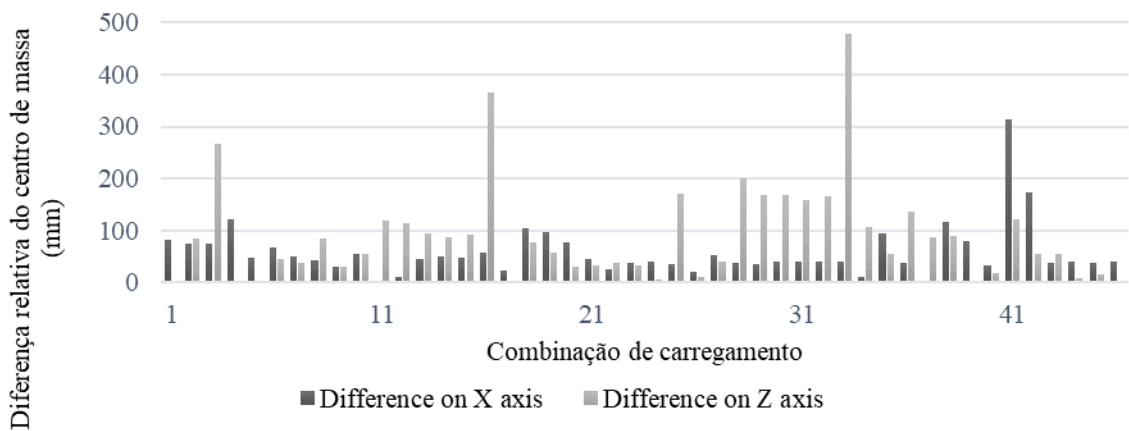
Pela comparação de resultados para a posição do centro de gravidade pelos dois procedimentos avaliados, é possível verificar que as posições do centro de gravidade obtida pela análise das linhas de força verticais nas rodas e pela análise de deformação nos balancins apresentam boa concordância. A Figura 66 ilustra o gráfico com as diferenças entre os procedimentos descritos, para cada caso de carregamento analisado.

Figura 65 – Gráfico das posições do centro de gravidade, na direção z, pelos dois diferentes procedimentos.



Fonte: Autor (2024).

Figura 66 – Gráfico com as diferenças relativas da posição do centro de gravidade estimada pelos dois métodos.



Fonte: Autor (2024).

Pelo gráfico de diferença relativa, observa-se que a diferença entre os procedimentos foi abaixo de 100 mm para a maior parte dos casos analisados. Os maiores valores de diferença para a direção x se refere aos casos de carregamentos com cargas impulsivas devido à desaceleração da máquina nos batentes dos trilhos. Já para a direção z, os maiores valores são de casos com carregamentos de vento lateral. As diferenças mostradas na Figura 66 podem ser causadas por restrições cinemáticas ideais impostas no modelo de elementos finitos, que não representam de forma fidedigna a realidade.

Vale ressaltar que, caso a posição do centro de gravidade seja monitorada a partir de deformações, faz-se necessário determinar os valores de conversão da deformação em força. As forças podem ser obtidas pela multiplicação das deformações por uma constante de conversão. Essa constante pode ser obtida através de modelo computacional ou através de ajuste dos sensores em campo.

4.2.5. Influência de características e condições de operação no comportamento mecânico

A seleção de parâmetros e condições de operação depende de estudos que analisam as alterações provocadas na condição mecânica e estrutural a partir da variação de cada parâmetro ou condição operacional. Essas avaliações podem ser realizadas por meio do modelo de elementos finitos implementado para a análise estática linear de tensões.

No presente estudo, são avaliados os seguintes parâmetros e condições operacionais: carga de material, força de corte, inclinação da lança, rotação da superestrutura, impacto da lança contra a pilha de material e vento. Resultados comparativos de distribuição de tensão e variação da posição do centro de gravidade provocados pela variação das características de operação são mostradas. As posições do centro de gravidade são obtidas pela análise das linhas de força verticais nas rodas.

Em seguida, os parâmetros e condições que apresentam maior influência na condição mecânica e estrutural da máquina podem servir de base para o desenvolvimento de sistema de monitoramento.

4.2.5.1. Influência da carga de material nas tensões e posição do centro de gravidade

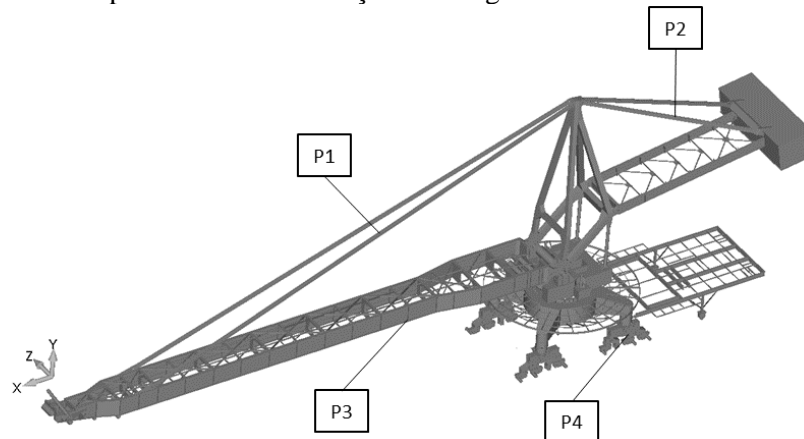
O estudo de influência da carga de material recuperado é feito comparando os resultados de distribuição de tensões e posição do centro de gravidade para a máquina com e sem carga devido ao transporte de material recuperado (carvão). São avaliados dois casos com carga de material, um deles com valores de cargas nominais, correspondente à capacidade operacional de projeto e a outra com carga máxima de material, referente à capacidade máxima de transporte de material no transportador de correia.

A Tabela 22 apresenta os resultados para os valores de tensões máximas principais, para os diferentes casos de carregamentos e mostra a máxima diferença percentual dos valores. A Figura 67 ilustra as indicações das regiões em que as análises de valores são feitas.

Tabela 22 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência das cargas de material.

Componente	Tensão principal (MPa)			
	Sem material	Carga nominal de material	Sobrecarga de material	Diferença percentual
Tirante da lança (P1)	53	56	57	8%
Tirante da contralança (P2)	85	85	85	0%
Estrutura da lança (P3)	48	49	49	2%
Balancim do sistema de translação (P4)	98	86	79	24%

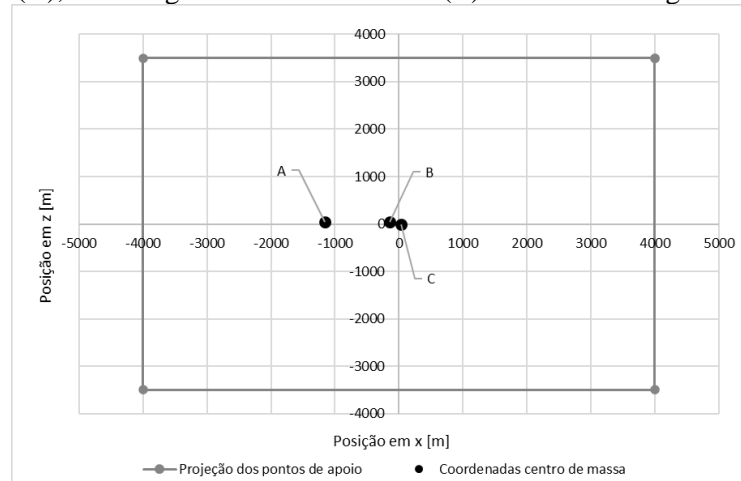
Figura 67 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para diferentes condições de cargas de material.



Fonte: Autor (2024).

Já o diagrama com as posições dos centros de massa para os casos analisados está representado pela Figura 68, os pontos e linhas na cor cinza representam as posições dos apoios, formando o polígono de estabilidade do equipamento. A Tabela 23 apresenta os valores das coordenadas das posições do centro de gravidade, para os diferentes casos analisados e mostra a máxima diferença absoluta dos valores.

Figura 68 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação sem carga de material (A), com carga nominal de material (B) e com sobrecarga de material (C).



Fonte: Autor (2024).

Tabela 23 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência das cargas de material.

Coordenadas da posição do centro de gravidade (mm)				
Direção	Sem material	Carga nominal de material	Sobrecarga de material	Diferença
Eixo x	-1159,7	-145,3	29,8	1189,5
Eixo z	35,5	35,4	-11,6	47,1

Os resultados mostram que a distribuição de tensões na parte superior da máquina não sofre alterações significativas com a alteração da carga de material recuperado. Entretanto as tensões da parte inferior da máquina apresentam variações significativas, podendo chegar à 24% de diferença percentual.

A posição do centro de gravidade também apresenta variações grandes entre a condição sem material para as condições com cargas de material.

Além da grande influência na posição do centro de gravidade, a medição da carga de material é essencial para diagnóstico de falhas, uma vez que a quantidade de material transportado é um dado de entrada para as análises de condição mecânico-estrutural do equipamento. Dessa forma, faz-se necessário a inclusão da medição da carga de material no sistema de monitoramento.

4.2.5.2. Influência da força de corte nas tensões e posição do centro de gravidade

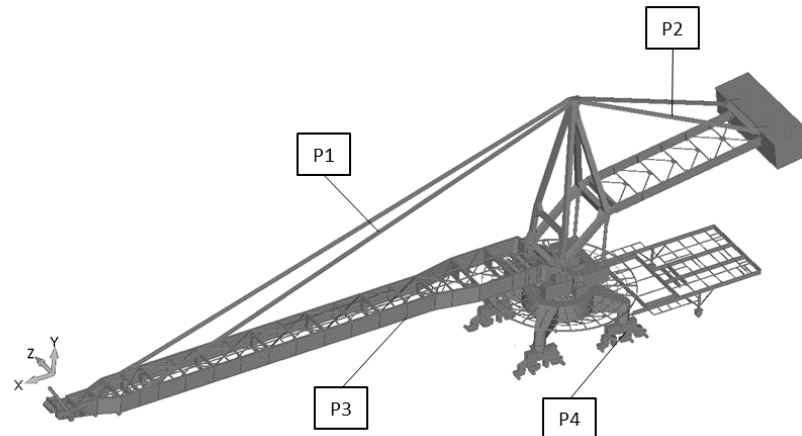
Para verificar a alteração de distribuição de tensões e estabilidade a partir da variação de força de corte, análises foram feitas alterando as condições de corte para recuperação de material. Foram analisadas duas condições: com força de corte de operação e com força de corte máxima. Sendo que, a força de corte de operação é estimada com base na força necessária para recuperar o material, já a condição de força de corte máxima é baseada no valor de potência e torque máximos do conjunto de acionamento da roda de caçambas.

A Tabela 24 apresenta os resultados para os valores de tensões máximas principais, para os diferentes casos de carregamentos e mostra a máxima diferença percentual dos valores. A Figura 69 ilustra as indicações das regiões em que as análises de valores são feitas.

Tabela 24 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência da força de corte.

Tensão principal (MPa)			
Componente	Força de corte nominal	Força de corte máxima	Diferença percentual
Tirante da lança (P1)	56	56	0%
Tirante da contralança (P2)	85	85	0%
Estrutura da lança (P3)	49	49	0%
Balancim do sistema de translação (P4)	86	83	4%

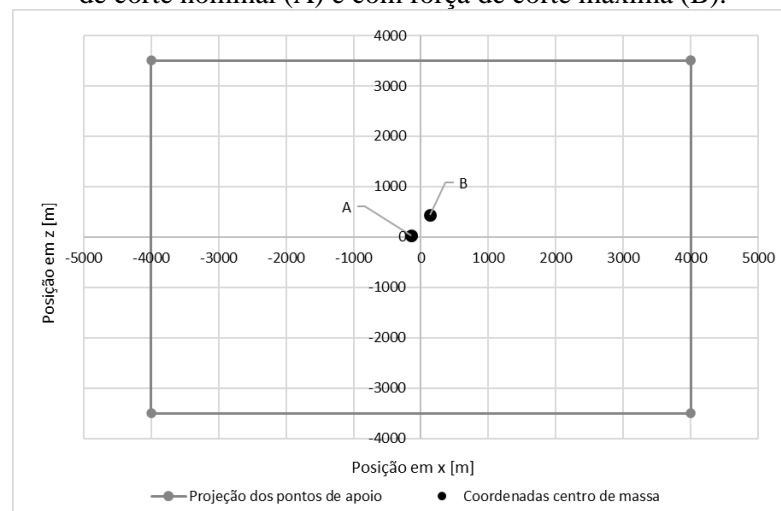
Figura 69 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para diferentes condições de força de corte.



Fonte: Autor (2024).

Já o diagrama com as posições dos centros de massa para os casos analisados está representado pela Figura 70, os pontos e linhas na cor cinza representam as posições dos apoios, formando o polígono de estabilidade do equipamento. A Tabela 25 apresenta os valores das coordenadas das posições do centro de gravidade, para os diferentes casos analisados e mostra a máxima diferença absoluta dos valores.

Figura 70 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação com força de corte nominal (A) e com força de corte máxima (B).



Fonte: Autor (2024).

Tabela 25 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência da força de corte.

Coordenadas da posição do centro de gravidade (mm)			
Direção	Força de corte nominal	Força de corte máxima	Diferença
Eixo x	-145,3	139,7	285,0
Eixo z	35,4	438,6	474

Os resultados mostram que a distribuição de tensões máximas principais não sofre alterações significativas com a alteração dos valores de força de corte. A posição do centro de gravidade também apresenta alterações baixas com a variação da força de corte.

4.2.5.3. Influência da inclinação da lança nas tensões e posição do centro de gravidade

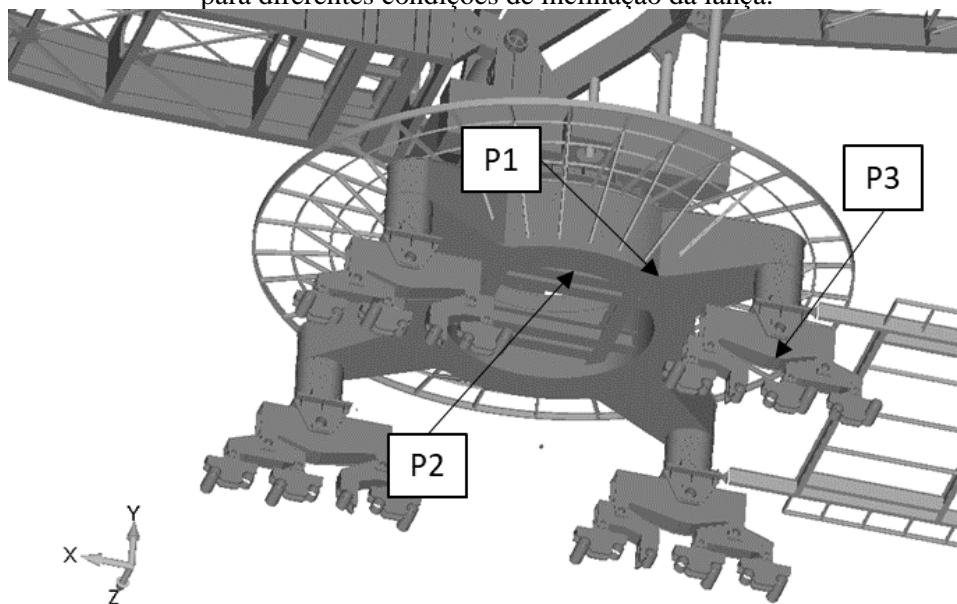
A inclinação da lança impacta diretamente nos carregamentos atuantes na parte inferior, tais como: portal e sistema de translação. A fim de avaliar o impacto da inclinação da lança e contralança na distribuição de tensões e estabilidade global, resultados do modelo numérico foram comparados para dois tipos de análises com combinação de carregamentos igual, variando somente o ângulo de inclinação da lança e contralança. Para tal, são analisadas as posições angulares máximas do equipamento, sendo -10° e $+11,5^\circ$ com relação à horizontal.

A Tabela 26 apresenta os resultados para os valores de tensões máximas principais, para os diferentes casos de carregamentos e mostra a máxima diferença percentual dos valores. A Figura 71 ilustra as indicações das regiões em que as análises de valores são feitas.

Tabela 26 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência da força de corte.

Componente	Tensão principal (MPa)		
	Inclinação de -10°	Inclinação de $+11,5^\circ$	Diferença percentual
Portal (P1)	62	86	39%
Portal (P2)	54	68	26%
Balancim do sistema de translação (P3)	75	89	19%

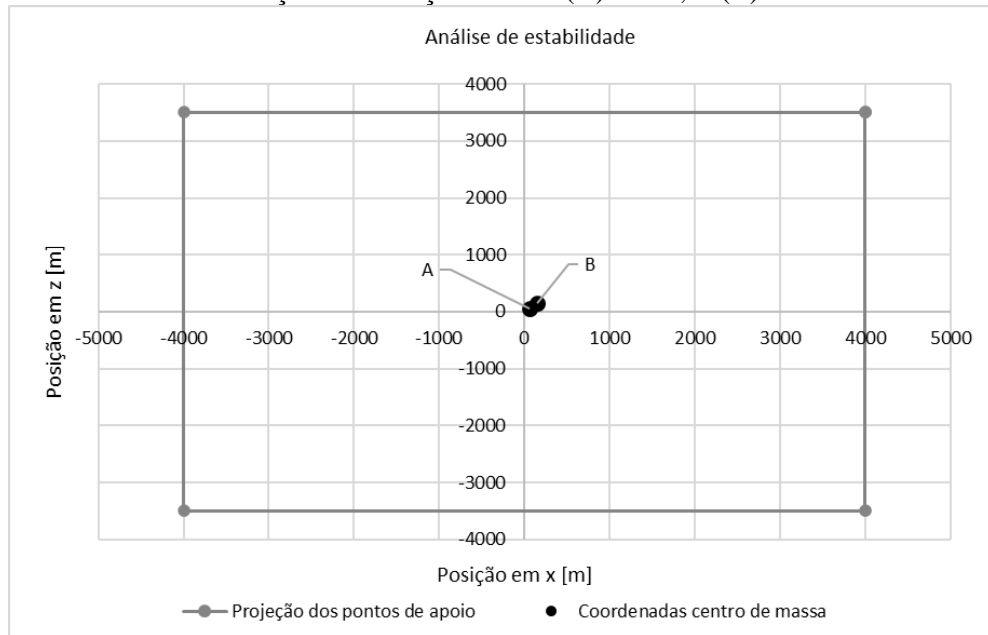
Figura 71 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para diferentes condições de inclinação da lança.



Fonte: Autor (2024).

Já o diagrama com as posições dos centros de massa para os casos analisados está representado pela Figura 72, os pontos e linhas na cor cinza representam as posições dos apoios, formando o polígono de estabilidade do equipamento. A Tabela 27 apresenta os valores das coordenadas das posições do centro de gravidade, para os diferentes casos analisados e mostra a máxima diferença absoluta dos valores.

Figura 72 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação com a lança na inclinação de -10° (A) e $+11,5^\circ$ (B).



Fonte: Autor (2024).

Tabela 27 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência da inclinação da lança.

Coordenadas da posição do centro de gravidade (mm)			
Direção	Inclinação de -10°	Inclinação de $+11,5^\circ$	Diferença
Eixo x	-206,9	-116,1	90,8
Eixo z	59,0	152,0	93,0

Os resultados mostram que a distribuição de tensões no portal e sistema de translação sofrem alterações significativas com a alteração da inclinação da lança, podendo chegar a 39% de diferença percentual. Já a posição do centro de gravidade não apresenta grandes alterações devido à variação da inclinação da lança.

4.2.5.4. Influência da rotação da superestrutura nas tensões e posição do centro de gravidade

A posição de rotação da superestrutura também pode gerar variações nos carregamentos atuantes no portal e no sistema de translação do equipamento. Resultados do modelo numérico

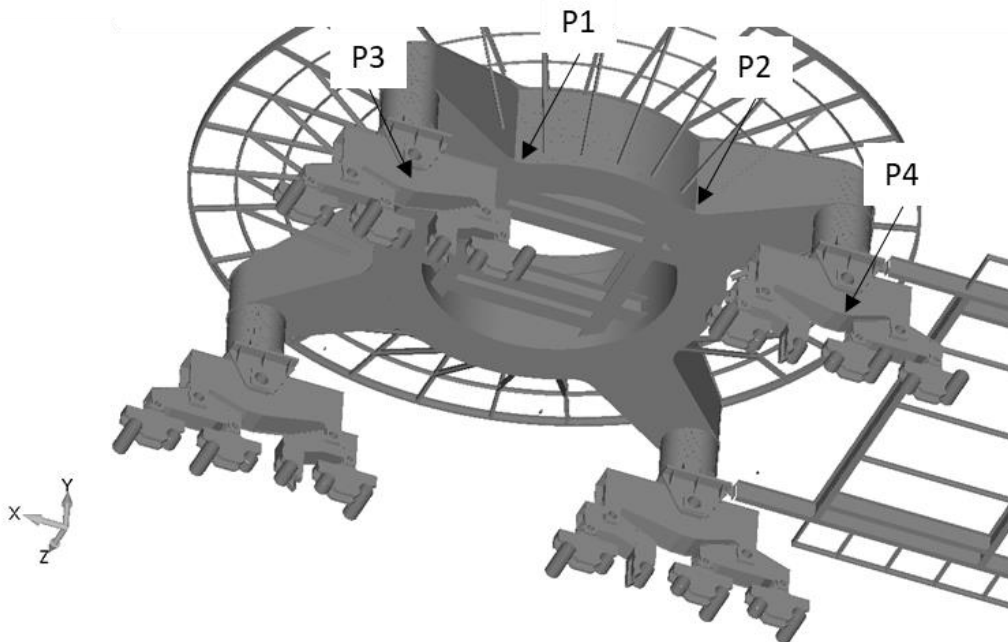
foram comparados para dois tipos de análises com combinação de carregamentos igual, variando somente o ângulo de rotação da superestrutura. Para tal, foram analisadas as posições angulares de rotação de 45° e 90°.

A Tabela 28 apresenta os resultados para os valores de tensões máximas principais, para os diferentes casos de carregamentos e mostra a máxima diferença percentual dos valores. A Figura 73 ilustra as indicações das regiões em que as análises de valores são feitas.

Tabela 28 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência da rotação da superestrutura.

Tensão principal (MPa)			
Componente	Rotação de 45°	Rotação de 90°	Diferença percentual
Portal (P1)	62	70	13%
Portal (P2)	74	67	10%
Balancim do sistema de translação (P3)	42	70	67%
Balancim do sistema de translação (P4)	85	58	47%

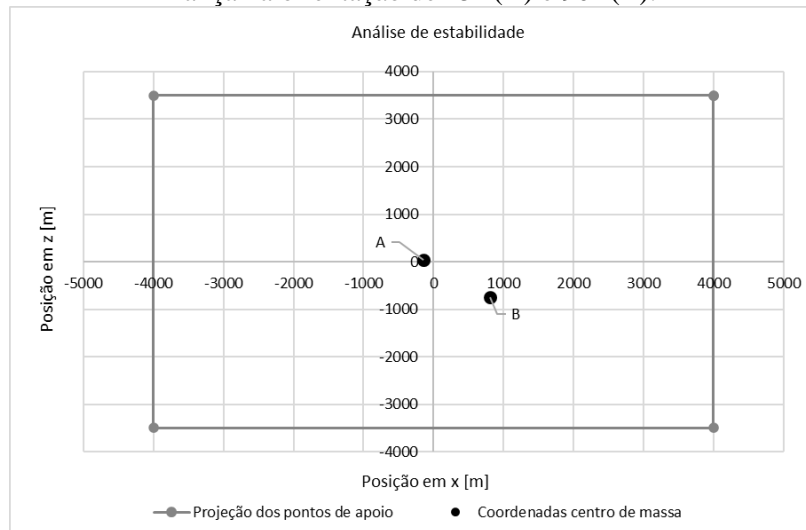
Figura 73 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para as diferentes condições de orientação da superestrutura.



Fonte: Autor (2024).

Já o diagrama com as posições dos centros de massa para os casos analisados está representado pela Figura 74, os pontos e linhas na cor cinza representam as posições dos apoios, formando o polígono de estabilidade do equipamento. A Tabela 29 apresenta os valores das coordenadas das posições do centro de gravidade, para os diferentes casos analisados e mostra a máxima diferença absoluta dos valores.

Figura 74 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação com a lança na orientação de 45° (A) e 90° (B).



Fonte: Autor (2024).

Tabela 29 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência da rotação da superestrutura.

Coordenadas da posição do centro de gravidade (mm)			
Direção	Rotação de 45°	Rotação de 90°	Diferença
Eixo x	-145,3	802,2	947,5
Eixo z	35,4	-750,0	785,4

Os resultados mostram que a distribuição de tensões no portal e sistema de translação sofrem alterações significativas com a alteração da posição angular de rotação da superestrutura, podendo chegar até 60% de diferença percentual. Adicionalmente, a posição do centro de gravidade também apresenta grandes alterações, apresentando diferenças absolutas de 947,5 e 785,4 para o eixo x e z, respectivamente.

4.2.5.5. Influência das cargas de impulso da lança contra a pilha de material nas tensões e posição do centro de gravidade

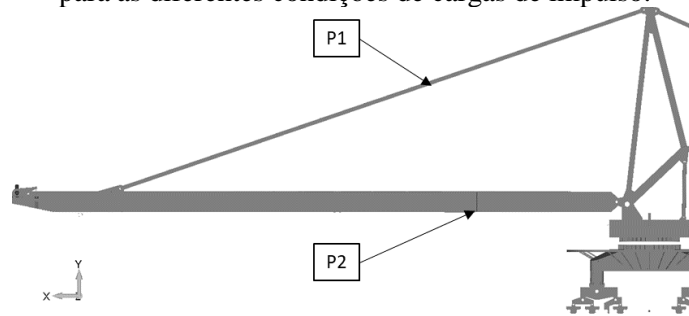
Durante as movimentações da máquina próximo à pilha de material, há possibilidade de colisão da roda de caçambas e lança contra a pilha de material, podendo ser durante uma translação (impulso lateral) ou rotação (impulso angular), gerando carregamentos na estrutura. Para avaliar as tensões geradas e estabilidade devido a essas cargas de impulso, são analisados casos sem cargas de impulso, com cargas de impulso lateral e com cargas de impulso angular.

A Tabela 30 apresenta os resultados para os valores de tensões máximas principais, para os diferentes casos de carregamentos e mostra a máxima diferença percentual dos valores. A Figura 75 ilustra as indicações das regiões em que as análises de valores são feitas.

Tabela 30 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência das cargas de impulso na lança.

Componente	Tensão principal (MPa)			Diferença percentual
	Sem impacto	Com impacto lateral	Com impacto angular	
Tirante da lança (P1)	55	55	56	2%
Estrutura da lança (P2)	42	46	46	10%

Figura 75 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para as diferentes condições de cargas de impulso.

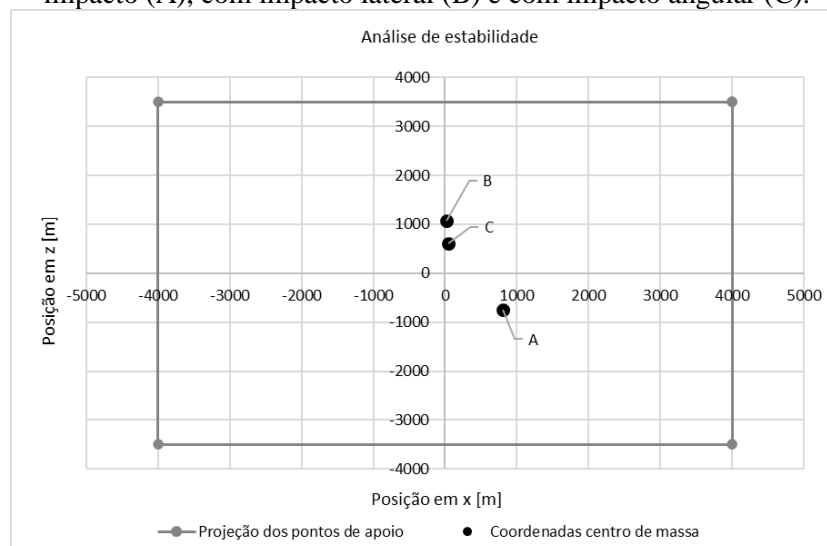


Fonte: Autor (2024).

Já o diagrama com as posições dos centros gravitacional para os casos analisados está representado pela Figura 76, os pontos e linhas na cor cinza representam as posições dos apoios, formando o polígono de estabilidade. A Tabela 31 apresenta os valores das coordenadas das posições do centro de gravidade e mostra a máxima diferença absoluta dos valores.

É verificado que o equipamento não apresenta alterações na distribuição de tensões. Já a posição do centro de gravidade, apresenta grandes alterações devido à incidência de impactos, apresentando diferenças absolutas de 776,7 e 1814,9 para o eixo x e z, respectivamente.

Figura 76 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação sem impacto (A), com impacto lateral (B) e com impacto angular (C).



Fonte: Autor (2024).

Tabela 31 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência do impacto da lança.

Coordenadas da posição do centro de gravidade (mm)				
Direção	Sem impacto	Com impacto lateral	Com impacto angular	Diferença
Eixo x	802,2	25,5	42,8	776,7
Eixo z	-750,0	1064,9	602,5	1814,9

4.2.5.6. Influência do vento nas tensões e posição do centro de gravidade

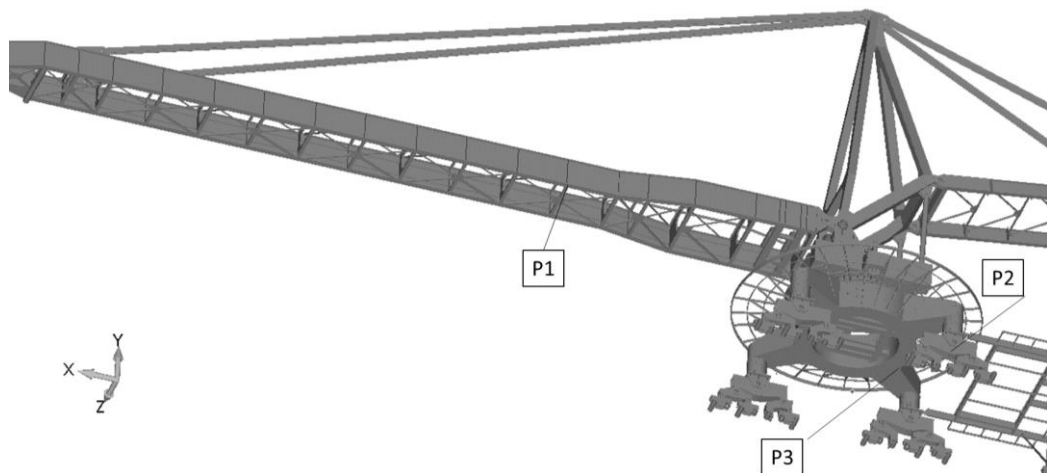
Por se tratar de equipamentos de grande porte, as cargas de vento incidentes sobre o equipamento podem causar variações de tensão e, principalmente, perda de estabilidade na máquina. Para avaliar as tensões geradas e a estabilidade do equipamento ao ser submetido a cargas de vento, análises com ventos de tormenta em três direções são comparadas, vento de tormenta na direção longitudinal sentido frontal, traseiro e na direção lateral.

A Tabela 32 apresenta os resultados para os valores de tensões máximas principais, para os diferentes casos de carregamentos e mostra a máxima diferença percentual dos valores. A Figura 77 ilustra as indicações das regiões em que as análises de valores são feitas.

Tabela 32 – Resultados de tensão máxima principal para o estudo de influência do vento.

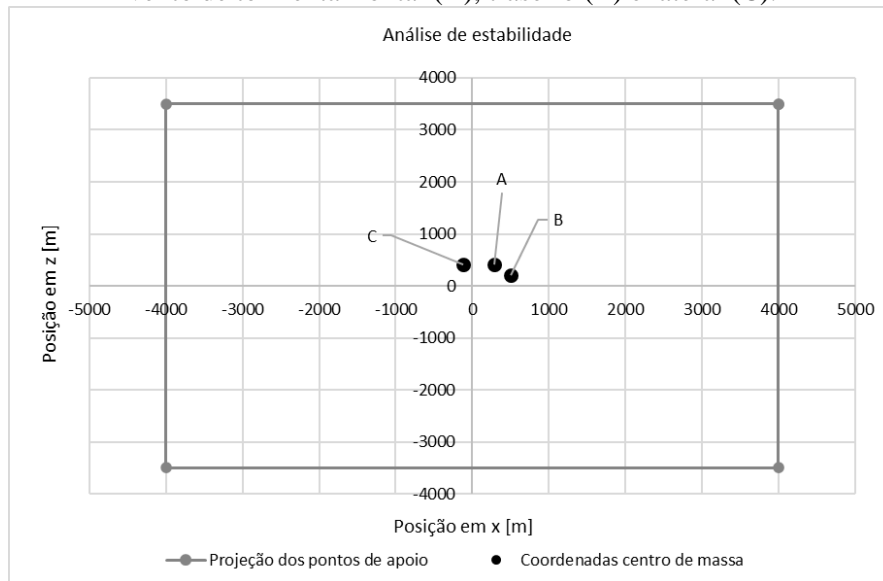
Componente	Tensão principal (MPa)			Diferença percentual
	Vento frontal	Vento traseiro	Vento lateral	
Estrutura da lança (P1)	69	25	38	148%
Balancim do sistema de translação (P2)	85	22	30	183%
Estrutura do portal (P3)	81	45	40	103%

Figura 77 – Figura com indicações das regiões analisadas de valores de tensões máximas principais para as diferentes condições de vento.



Fonte: Autor (2024).

Figura 78 – Diagrama com a distribuição das posições centro de gravidade para combinação com vento de tormenta frontal (A), traseiro (B) e lateral (C).



Fonte: Autor (2024).

Já o diagrama com as posições dos centros de massa para os casos analisados está representado pela Figura 78, os pontos e linhas na cor cinza representam as posições dos apoios, formando o polígono de estabilidade do equipamento. A Tabela 33 apresenta os valores das coordenadas das posições do centro de gravidade, para os diferentes casos analisados e mostra a máxima diferença absoluta dos valores.

Tabela 33 – Resultados de posição do centro de gravidade para o estudo de influência do vento.

Coordenadas da posição do centro de gravidade (mm)				
Direção	Vento frontal	Vento traseiro	Vento lateral	Diferença
Eixo x	290,1	503,7	-119,1	622,8
Eixo z	418,0	205,0	416,0	213,0

É verificado que o equipamento apresenta alterações significativas na distribuição de tensões, principalmente na lança e mastro. A posição do centro de gravidade também apresenta grandes alterações devido à incidência de ventos de tormenta.

5. CONCLUSÃO

Este estudo concentra-se na abordagem e desenvolvimento de procedimentos para a análise do comportamento mecânico-estrutural de máquinas recuperadoras, utilizando modelos de elementos finitos (MEF). Para alcançar esse objetivo, são conduzidas análises estáticas lineares de tensões, cálculo dos modos e frequências naturais da estrutura, estimativa da vida em fadiga nos pontos mais críticos da estrutura e avaliação da estabilidade. Além disso, são apresentados procedimentos para validação do modelo computacional de uma máquina recuperadora, utilizando dados de medição de deformação.

Um procedimento de elementos finitos é implementado para a análise estática linear elástica dos principais componentes estruturais da recuperadora de roda de caçamba selecionada. Permitindo assim, avaliar as tensões atuantes na máquina e avaliar a possibilidade de falha por escoamento. Os campos de tensão são estimados para as três classes de carregamento, sendo que, por conveniência, são mostrados os valores máximos da tensão equivalente obtidos pelo critério de falha por escoamento de von Mises.

Adicionalmente, é implementado um procedimento de elementos finitos para a solução do problema de autovalor associado à recuperadora. O problema de autovalor é resolvido pelo método de Lanczos. As seis primeiras frequências naturais são comparadas com os valores das frequências de excitação das principais fontes de carregamento oscilatório.

Análises de vida em fadiga também são realizadas, por meio do modelo de elementos finitos para as regiões das juntas soldadas da máquina, pois representam os pontos sujeitos a maior frequência de falhas. A vida em fadiga estimada é calculada usando o método de Tensão Nominal e o Tensão *Hot Spot*. Os resultados obtidos de vida em fadiga, para os pontos críticos, são apresentados.

A estabilidade da máquina também é avaliada. As análises são baseadas nas forças verticais estimadas em suas rodas, considerando todos os casos de carregamento propostos. A posição do centro de gravidade, para cada caso de carregamento é avaliada de duas formas distintas: pela posição das linhas verticais de ação das forças verticais e por meio das deformações nos balancins do sistema de translação. As posições são avaliadas de forma a verificar se estão dentro dos limites estabelecidos pela norma FEM 2 131/2 132. Por fim, os resultados obtidos pelos dois procedimentos são comparados.

Por fim, são apresentados os estudos de influência de parâmetros operacionais na condição mecânica e estrutural da máquina. O estudo é feito por meio da variação de uma característica isolada de operação e avaliação das tensões e estabilidade, no modelo em

elementos finitos. Os resultados comparativos de distribuição de tensão e variação da posição do centro de gravidade provocados pela variação das características de operação são mostrados. As características de operação avaliadas são: carga de material, força de corte, inclinação da lança, rotação da superestrutura, impacto da lança contra pilha de material e vento.

No procedimento de validação do modelo, medições de deformação são feitas para determinação da posição do centro de gravidade, no plano horizontal, da parte superior da máquina, esforços nos Tirantes da Lança e estimativa da força de corte de escavação da Roda de Caçambas com o material escavado.

O procedimento de estimativa do centro de gravidade é validado utilizando os valores experimentais de deformação obtidos nos balancins das rodas do sistema de translação. São instalados seis pontos de medição na região inferior da estrutura dos balancins do Sistema de Translação. A partir das medições de variação de deformação, valores de variação de força vertical nas rodas do sistema de translação são obtidos. Os valores de variação de força experimentais são utilizados para ajustar os valores de força do modelo em elementos finitos, por meio do ajuste da posição do centro de gravidade no plano horizontal da parte superior da máquina.

Para o caso da validação de esforços nos tirantes da lança, medições de deformação são realizadas nos dois tirantes da lança. As variações de deformação obtidas são convertidas em variação de força. A calibração consiste em ajustar os valores de força de corte de escavação, de forma a compatibilizar os esforços do modelo com os esforços medidos. A calibração é realizada para uma taxa de recuperação de material de 10000 toneladas por hora.

Por meio do procedimento de estimativa de vida em fadiga nas juntas soldadas, torna-se viável identificar as regiões soldadas mais susceptíveis a falhas por fadiga. Os resultados obtidos constituem uma ferramenta valiosa para a determinação dos pontos críticos que necessitam de monitoramento de fadiga em regiões soldadas.

A partir dos resultados das análises de estabilidade e determinação de posição do centro de gravidade, é possível concluir que a determinação da posição do centro de gravidade pode ser realizada por meio de deformações nos balancins do sistema de translação. Dessa forma, valores de deformação são um meio adequado para avaliação da estabilidade em um sistema de monitoramento de condição estrutural, uma vez que as deformações podem ser facilmente medidas por extensômetros.

Já o estudo de influência dos parâmetros operacionais, por meio de análises em elementos finitos, apresenta-se como uma excelente alternativa para identificar as variáveis mais importantes a serem consideradas em projetos de sistemas de monitoramentos de condição

estrutural da máquina. Permitindo assim, a redução de complexidade e custos associados aos instrumentos de medição do sistema.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

O estudo apresentado pode ser ainda complementado com algumas atividades em trabalhos posteriores, sendo:

- Estudo com análises em elementos finitos considerando a não linearidade geométrica dos elementos estruturais;
- Estudo de vida à fadiga utilizando um ciclo de carregamentos obtidos por meio de medição de parâmetros operacionais;
- Estudo de medição de frequências naturais de vibração e comparação com os valores obtidos pelo modelo em elementos finitos.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARAUJO, L. S. *et al.* **A Failure of a Bucket-Wheel Stacker Reclaimer: Metallographic and Structural Analyses.** Rio de Janeiro, Brasil: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.

ARSIC, D.; GNJATOVIC, N.; SEDMAK, S. **Integrity Assessment and Determination of Residual Fatigue Life of Vital Parts of Bucket-Wheel Excavator Operating Under Dynamic Loads.** Kragujevac, Sérvia: Faculty of Engineering, University of Kragujevac, 2019.

ARSIC D. *et al.* **Analysis of the cause of the girth gear tooth fracture occurrence at the bucket wheel excavator.** Kragujevac, Serbia: Faculty of Engineering, 2019.

ARSIC M. *et al.* **Bucket wheel failure caused by residual stresses in welded joints.** Belgrade, Sérvia: University of Belgrade, 2010.

ARSIC, M. *et al.* **Determination of Residual Fatigue Life of Welded Structures at Bucket-Wheel Excavators through the Use of Fracture Mechanics.** Belgrade, Sérvia: Institute for Materials Testing, 2018.

BOSNJAK, S. *et al.* **Bucket chain excavator: Failure analysis and redesign of the counterweight boom supporting truss columns.** Belgrade, Sérvia: University of Belgrade, 2013.

BOSNJAK S. *et al.* **Failure analysis of the end eye connection of the bucket wheel excavator portal tie-rod support.** Belgrade, Sérvia: University of Belgrade, 2008.

FARRAR, C. R.; LIEVEN, N. A. J. **Damage Prognosis: the Future of Structural Health Monitoring.** Los Alamos, USA: Los Alamos National Laboratory, 2006.

FEM 2 131/2 132 Section II. **Rules for the Design of Mobile Equipment for Continuous Handling of Bulk Materials.** La Federation Europeenne de la Manutention, 1997.

GIAGOPOULOS D.; ARAILOPOULOS A.; NATSIAVAS S. **A Model-Based Fatigue Damage Estimation Framework of Large Scale Structural Systems.** Macedonia, Grécia: University of Western Macedonia, 2018.

GOTTVALD, J; K. Z. **Sensitivity analysis of tangential digging forces of the bucket wheel excavator SchRs 1320 for different terraces.** Brno, República Tcheca: Journal of Civil Engineering and Management, 2012.

HOBACHER, A. F. **Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components.** IIW – International Institute of Welding, 2016.

ISO 5049-1:1994. **Mobile Equipment for Continuous Handling of Bulk Materials.** International Standard, 1994.

JIANG, Y. Z. *et al.* **Low-Frequency Vibration Testing of Huge Bucket Wheel Excavator Based on Step-Decay Signals.** Xiangtan, China: Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment, 2018.

JOHNSON, R. A.; WICHERN, D. W. **Applied Multivariate Statistical Analysis.** New Jersey, EUA: Prentice-Hall, 2007.

JOVANCIC, P. D. *et al.* **Load-Bearing Steel Structure Diagnostics on Bucket Wheel Excavator, for The Purpose of Failure Prevention.** Belgrade, Sérvia: University of Belgrade, 2011.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamentals of Machine Component Desing.** 5^a. ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2012.

KHODABANDEH, E. *et al.* **Finite element stress analysis of a combined stacker-reclaimer machine: A design audit report.** Sirjan, Iran: Goharzamin Iron Ore Company, 2021.

LEE, Y. L. *et al.* **Fatigue Testing and Analysis.** Burlington: Elsevier Butterworth–Heinemann, 2005.

MOCZKO P.; PIETRUSIAK D.; WIECKOWSKI J. **Investigation of the failure of the bucket wheel excavator bridge conveyor.** Wrocław, Polônia. Wrocław University of Science and Technology, 2019.

PENG, S. *et al.* **The mechanical property comparison of two kinds of counterweight booms of Stacker reclaimer.** Tianjin, China: School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, 2013.

RUSINSKI, E. *et al.* **An Analysis of the Causes of a BWE Counterweight Boom Support Fracture.** Wrocław, Polônia: Wrocław University of Technology, 2009.

RUSINSKI, E. *et al.* **Examination of the causes of a bucket wheel fracture in a bucket wheel excavator.** Polônia: Wrocław University of Technology, 2010.

THYSSENKRUPP®. Stackers – fast, effective and reliable handling of bulk materials in a stockyard operation. Disponível em: <https://www.thyssenkrupp-industrial-solutions.com/en/products-and-services/materials-handling/stockyard-systems/stackers>.

Acesso em: maio de 2022.

VIEIRA, R. L. Desenvolvimento De Procedimentos Experimentais Para Análise e Dimensionamento de Componentes Mecânicos de Estação Móvel Repetidora de Sinal para Mineração. Belo Horizonte, Brasil: Universidade Federal de Minas Gerais, 2019.

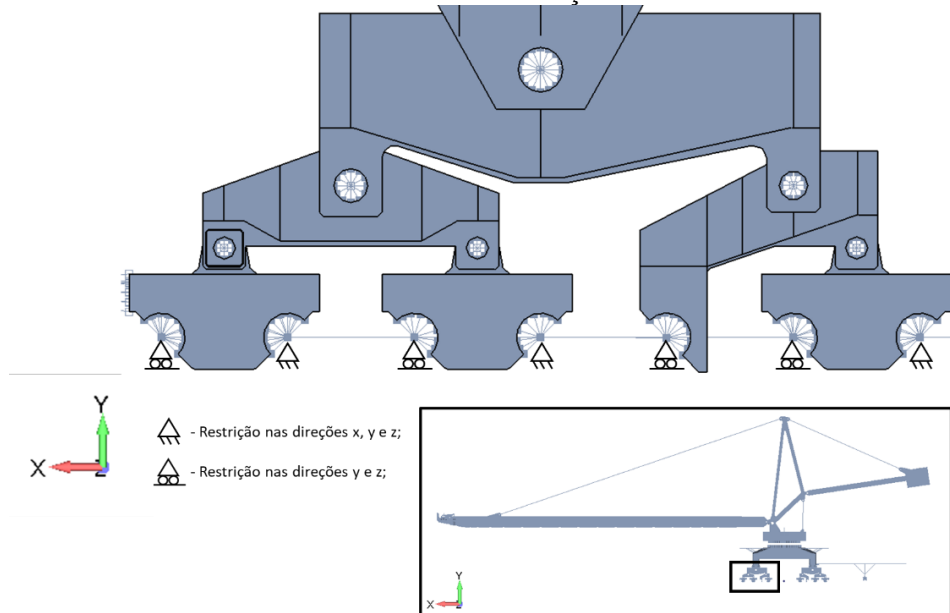
7. APÊNDICE I – APLICAÇÃO DE CARREGAMENTOS E RESTRIÇÕES CINEMÁTICAS NO MODELO COMPUTACIONAL

Os casos de carregamentos e restrições cinemáticas são aplicados de forma a representar, de forma estimada, as condições operacionais da máquina em análise. Neste item são descritas as etapas para cálculo e aplicação dos carregamentos e restrições cinemáticas no modelo computacional, utilizado em todos os casos de carregamentos das análises mecânico-estruturais do presente estudo.

7.1. Restrições cinemáticas

Para os casos de carregamentos analisados são aplicadas condições de restrição cinemática no modelo. As restrições são aplicadas nas rodas do sistema de translação da máquina. Uma vez que, as rodas não foram modeladas, elementos rígidos são utilizados com inserção de nós na posição central das rodas, os nós são conectados nas regiões de apoio e fixação na estrutura do sistema de translação.

Figura 79 – Imagem do modelo computacional com aplicação das restrições cinemáticas nas rodas do sistema de translação.



Fonte: Autor (2024).

A Figura 79 ilustra o modelo computacional, na vista lateral, mostrando os balancins frontais e a representação das rodas de translação. Para as rodas motoras, restrições nas três direções são aplicadas, já nas rodas movidas são aplicadas restrições somente nas direções lateral e vertical.

É válido ressaltar que, para alguns casos de carregamentos, as restrições nas direções longitudinal e lateral são alteradas. Por exemplo, reação perpendicular aos trilhos, travamento das rodas de translação e impacto contra os amortecedores. Essas modificações específicas são descritas no item abaixo, para cada caso separadamente.

7.2. Carregamentos aplicados no modelo computacional

Os carregamentos aplicados nos casos de carregamentos do modelo computacional são baseados nas recomendações da norma FEM 2 131/2 132. As cargas são definidas de forma a representar todas as condições desenvolvidas durante a operação do equipamento e máquina fora de serviço com condições máximas de vento.

De acordo com a norma FEM 2 131/2 132, os carregamentos são classificados com base em sua frequência de ocorrência, subdividindo-se em Cargas Principais (Classe 1), Cargas Adicionais (Classe 2) e Cargas Especiais (Classe 3). Cargas Principais referem-se a todas as cargas que ocorrem com frequência em condições normais de operação. Cargas Adicionais podem manifestar-se intermitentemente durante a operação ou fora de serviço. Por fim, Cargas Especiais são aquelas que não deveriam agir sobre o equipamento, mas seus efeitos precisam ser considerados no projeto e na análise mecânico-estrutural.

A Tabela 34 apresenta a lista de todos os carregamentos utilizados no presente estudo, seguindo as categorias definidas pela norma.

Tabela 34 – Carregamentos utilizados nas análises mecânico-estruturais da recuperadora.

Cargas principais (Classe 1)
Peso próprio (PP)
Cargas de material (CM)
Cargas de incrustação (CI)
Forças de corte devido à escavação (FC)
Forças nos transportadores de correia (TC)
Efeitos dinâmicos permanentes (CMD)
Forças devido à inclinação da máquina
Cargas adicionais (Classe 2)
Cargas de vento de operação (VO)
Forças de corte devido à escavação considerando capacidade máxima do sistema (FCA)
Forças de reação perpendiculares ao trilho (<i>skewing effects</i>) (RPT)
Cargas especiais (Classe 3)
Entupimento de chutes (EC)
Apoio da lança ou roda de caçambas na pilha de material (AL)
Forças devido a falhas no limitador de carga de material (CMA)
Travamento das rodas motoras do sistema de translação (TRT)
Impacto lateral da máquina contra a pilha de material (IMP)
Cargas de vento de tormenta (VT)
Forças devido ao impacto da máquina nos amortecedores (IMA)

7.2.1. Cargas devido ao peso próprio do equipamento (PP)

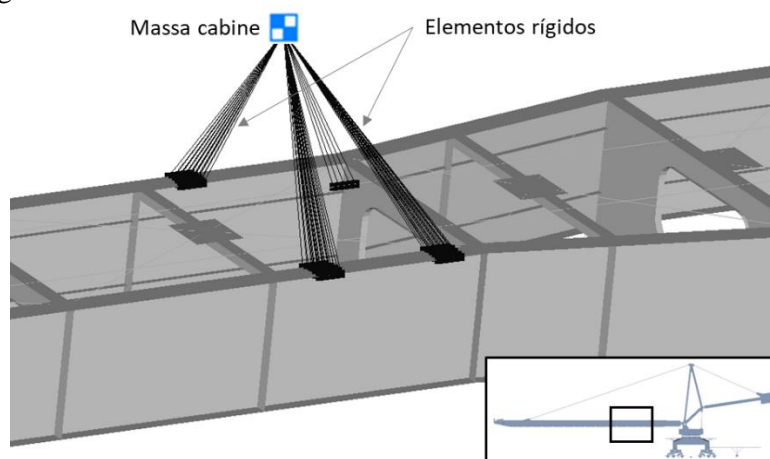
As cargas de peso próprio compreendem todas as cargas cuja magnitude e posição são constantes, exercendo uma influência permanente na estrutura. Essa categoria engloba as cargas inerciais de componentes da estrutura principal, estrutura secundária e demais equipamentos.

Para os elementos modelados da estrutura principal, as cargas inerciais são contempladas ao introduzir a aceleração gravitacional no modelo, uma vez que as massas são derivadas a partir de informações geométricas, materiais e parâmetros de espessura e seção transversal previamente configurados. Dado que a geometria dos componentes modelados é simplificada, torna-se necessário ajustar a massa calculada no modelo para cada componente por meio de um fator de correção. Essa adaptação é crucial para equalizar os valores estimados com os especificados no projeto, garantindo uma representação precisa das cargas inerciais nos elementos modelados da estrutura principal.

Já para os componentes da estrutura secundária e demais componentes não modelados, as cargas de peso próprio são incorporadas ao modelo computacional por meio da introdução de elementos de massa. Estes elementos são posicionados no centro de gravidade do componente a ser representado e conectados por elementos rígidos, de modo a transmitir as cargas para as regiões onde o componente é montado. Exemplos desses componentes incluem equipamentos mecânicos, hidráulicos, elétricos, passadiços, escadas, cabines, salas elétricas, entre outros.

Os valores das massas aplicadas, bem como as respectivas posições são obtidas a partir dos desenhos de projeto do equipamento. A Figura 80 ilustra a aplicação da massa da cabine do operador no modelo computacional, com representação do elemento de massa e dos elementos rígidos.

Figura 80 – Imagem do modelo numérico com elemento de massa da cabine com elementos rígidos.

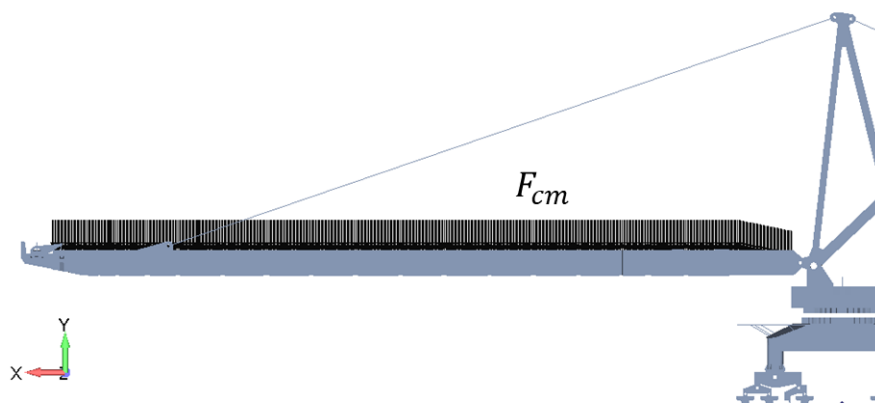


Fonte: Autor (2024).

7.2.2. Cargas devido ao transporte de material escavado (CM)

Carregamentos devido ao transporte de material se referem as cargas inerciais decorrentes do transporte do material que está sendo escavado pela recuperadora. As cargas de material são aplicadas nas caçambas, transportador de correias, chute do transportador e chute central.

Figura 81 – Imagem do modelo numérico com força distribuída referente ao material transportado na lança.



Fonte: Autor (2024).

As cargas de material são integradas ao modelo computacional mediante a inclusão de força distribuída na lança. Os valores das cargas de material são obtidos a partir dos dados de capacidade operacional da máquina (massa por unidade de tempo) e da velocidade da correia do transportador. A Figura 81 ilustra uma imagem do modelo computacional com aplicação das forças distribuídas na lança, de modo a representar as cargas de material na lança.

7.2.3. Cargas devido ao material incrustado (CI)

Segunda a norma FEM 2 131/2 132, cargas devido a presença de material incrustado devem ser consideradas nas análises. As cargas de material incrustado se referem as cargas inerciais de materiais que são acumulados na estrutura do transportador ao longo do tempo de operação.

De acordo com a FEM 2 131/2 132, para contabilizar as cargas de incrustação, é recomendado que seja aplicado um valor de 10% da carga de material nos transportadores de correia e uma carga referente ao peso de material com preenchimento de 5 cm de espessura em cada caçamba. As cargas de incrustação são aplicadas de forma semelhante as cargas de material.

7.2.4. Cargas dinâmicas devido ao transporte de material (CM)

Assim como a adição das cargas de incrustação, as cargas dinâmicas devido ao transporte de material devem ser consideradas. A FEM 2 131/2 132 recomenda que, por serem diretamente dependentes do material transportado e condições operacionais do equipamento, essas cargas sejam equivalentes a 10% da carga de material. Essas cargas são aplicadas de forma semelhante as cargas de material.

7.2.5. Forças devido ao corte de escavação (FC)

As forças devido ao corte são subdivididas em dois tipos, as forças de corte tangenciais e as forças de corte laterais. As forças de corte tangenciais são as forças que agem na direção do movimento da roda de caçambas e tangente ao círculo de corte. Já as forças de corte laterais são provocadas pelo movimento de rotação da lança e inclinação das caçambas com relação a pilha de material.

O cálculo analítico da força tangencial de escavação é obtido a partir da potência necessária para escavação dos motorreductores de acionamento, da velocidade angular e raio de corte da roda de caçambas.

A potência necessária para escavação, por sua vez, pode ser obtida de forma aproximada, por meio das eficiências do motorreductor, geometria das caçambas, avanço do corte na pilha e das propriedades mecânicas do material escavado. No trabalho apresentado por Gottvald (2012) são descritos os cálculos detalhados para obtenção da força de corte tangencial de forma teórica.

Uma alternativa mais simples e precisa é a determinação da potência de escavação através da medição de corrente dos motorreductores e eficiência do mecanismo como um todo. A Eq. 19 descreve o cálculo para obtenção da força de corte tangencial.

$$FC_{tan} = \frac{P_e \eta_r}{\omega_r R_c} \quad (19)$$

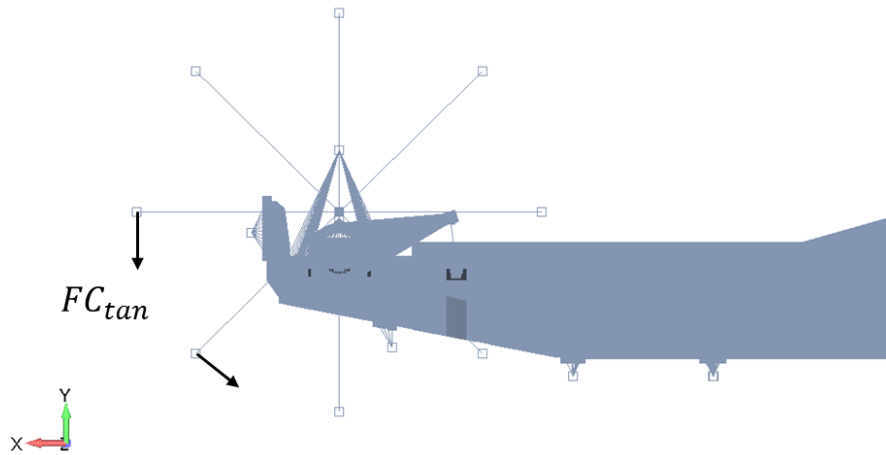
em que, P_e é a potência de entrada do motorreductor, η_r a eficiência do mecanismo da roda de caçambas, ω_r a velocidade angular e R_c o raio de corte da roda de caçambas.

Para o caso das forças de corte laterais, de acordo com a norma FEM 2 131/2 132, pode ser considerada como 30% das forças de corte tangenciais, caso essas forças não tenham sido determinadas por outros métodos.

Ambas as forças são aplicadas de forma pontual nas caçambas no raio de corte. Para representação da roda de caçambas, elementos rígidos são utilizados. As cargas são aplicadas somente nas rodas que estão em contato com a pilha. Para determinar a quantidade e a posição das caçambas que estão sujeitas as forças de corte, é necessário analisar a quantidade de caçambas, o raio de corte da roda, a inclinação da pilha de material e o avanço da roda na pilha. Essa análise pode ser de natureza geométrica ou analítica.

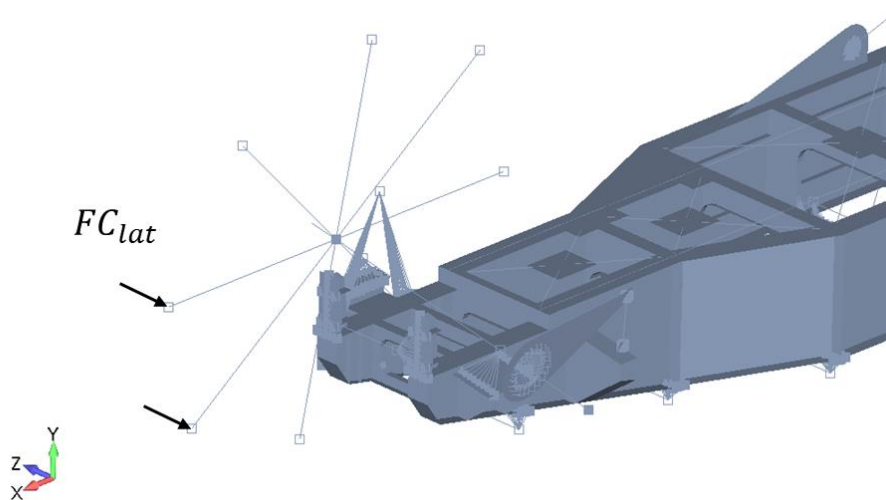
A Figura 82 ilustra o modelo computacional com a aplicação das forças de corte tangenciais nas caçambas que estão em contato com a pilha e a Figura 83 mostra as forças laterais de corte.

Figura 82 – Imagem do modelo numérico com forças tangenciais de corte.



Fonte: Autor (2024).

Figura 83 – Imagem do modelo numérico com forças laterais de corte.



Fonte: Autor (2024).

7.2.6. Força nos transportadores de correia (TC)

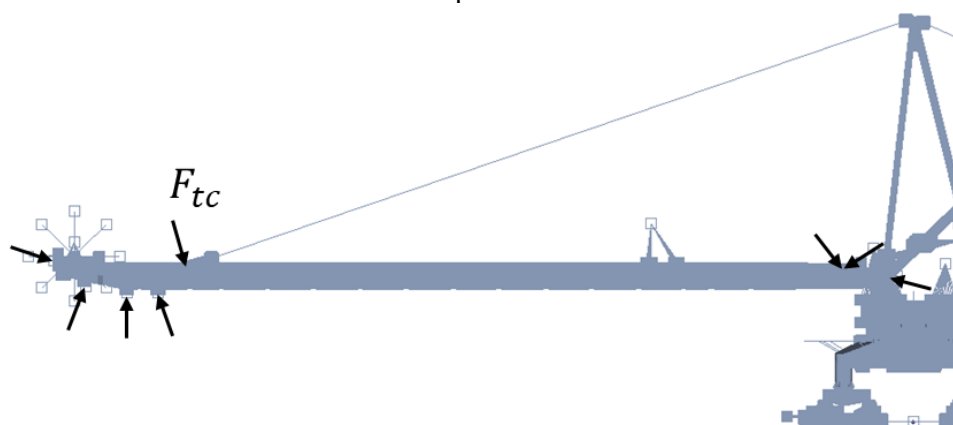
As forças nos transportadores de correia se referem as forças de tensionamento da correia nos tambores do transportador. Essas cargas devem ser consideradas, uma vez que a magnitude das forças nos transportadores influenciam nos esforços dos elementos estruturais da máquina.

As forças de tensionamento nas correias dos tambores são influenciadas pelas tensões presentes na correia, pela massa da correia e pelos ângulos de entrada e saída da correia. Essas tensões, por sua vez, são determinadas pelas posições dos tambores, a localização e a potência dos acionamentos. Em projetos mais recentes, os valores de tensão em cada trecho da correia são geralmente especificados nos desenhos de projeto.

As forças de tensionamento são aplicadas de forma pontual nos locais em que os tambores são posicionados. Os valores e direções de aplicação das forças são determinados com base nas tensões de correia e nos ângulos de entrada e saída, para cada tambor.

A Figura 84 ilustra o modelo computacional com a aplicação das forças de tensão na correia nos tambores do transportador de correia da lança.

Figura 84 – Imagem do modelo numérico com forças de tensão de correia nos tambores do transportador.



Fonte: Autor (2024).

7.2.7. Forças devido ao vento de operação (VO)

Para a inserção das cargas devido ao vento na máquina são consideradas as seguintes hipóteses: o vento pode incidir em qualquer direção no plano horizontal, a velocidade do vento é considerada como constante e que a incidência do vento provocado uma reação estática na estrutura. As cargas de vento devem ser consideradas para os casos de carregamentos da máquina durante a operação e fora de serviço.

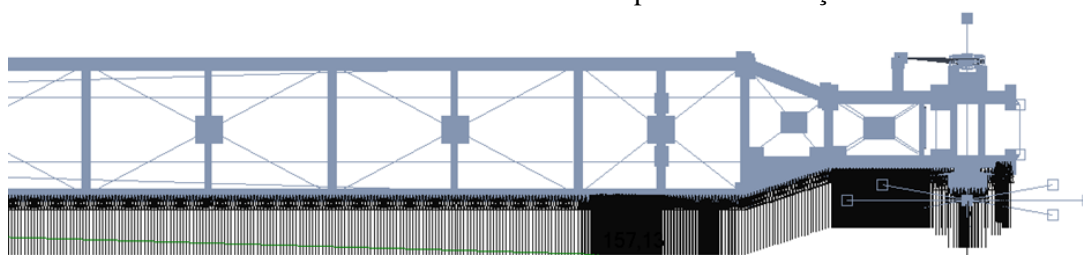
A velocidade considerada para calcular as cargas de vento é obtida por meio de dados de medição locais e especificados em normas para cada região. Para máquinas instaladas no Brasil, a velocidade do vento pode ser obtida por meio da norma NBR 6123. Caso a velocidade local não esteja disponível, a norma FEM 2 131/2 132 recomenda que seja utilizado uma velocidade de vento de 20 m/s. A Eq. (20) descreve a fórmula necessária para o cálculo do vento (F_v) em um componente. Sendo, A_s a área de projeção do componente na direção perpendicular à direção de incidência do vento, q a pressão aerodinâmica, C_f o coeficiente aerodinâmico de forma do componente e V_v a velocidade do vento considerada.

$$F_v = A_s \cdot q \cdot C_f \quad (20)$$

$$q = 0,613 \cdot V_v^2 \quad (21)$$

O coeficiente aerodinâmico de forma é determinado a partir das características geométricas do componente analisado. Os valores são encontrados em tabelas, tanto na norma NBR 6123, quanto na FEM 2 131/2 132. A Figura 85 mostra a imagem do modelo em elementos finitos, na vista superior, com aplicação de forças devido ao vento lateral nos componentes da lança.

Figura 85 – Imagem do modelo em elementos finitos, na vista superior, com aplicação de forças devido ao vento lateral nos componentes da lança.



F_v (lança direção lateral)

Fonte: Autor (2024).

7.2.8. Forças de corte máxima devido à escavação (FCA)

As forças de corte máximas são as forças de corte correspondente a uma recuperação de material com capacidade máxima do sistema de acionamento da roda de caçambas. As etapas para obtenção das magnitudes e a forma de aplicação das forças no modelo são semelhantes as realizadas para as forças de corte de projeto (FC), mencionadas anteriormente. A diferença é que, para calcular as forças tangenciais, ao invés de utilizar a potência necessária para

recuperação de material é utilizado a potência máxima disponível do sistema de acionamento do conjunto da roda de caçambas.

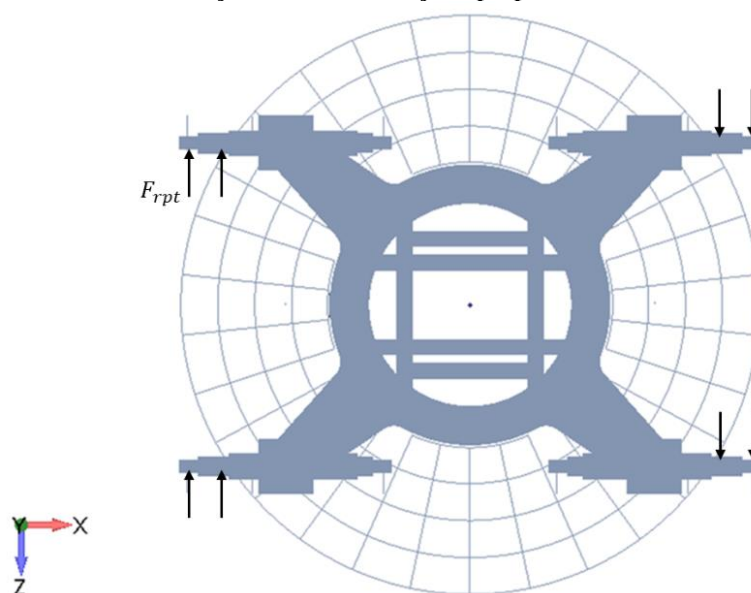
Para o caso das forças de corte máximas na direção lateral, de acordo com a norma FEM 2 131/2 132, pode ser considerada como 30% das forças de corte máximas tangenciais, caso essas forças não tenham sido determinadas por outros métodos.

7.2.9. Forças de reação perpendiculares ao trilho (*skewing effects*) (RPT)

Para máquinas que são montadas sobre trilhos, forças de reação perpendicular ao trilho nas rodas devem ser consideradas, resultantes de movimentos de translação com deslocamentos laterais, visto que a direção de translação não é perfeitamente alinhada com a direção dos trilhos. Dessa forma, há presença de forças laterais nas rodas devido ao contato das abas da roda na face lateral dos trilhos.

As forças de reação perpendicular ao trilho, podem ser calculadas de acordo com a norma ISO 8686, de forma mais precisa. Porém, a norma FEM 2 131/2 132 determina que essa força pode ser estimada em 20% da força vertical nas rodas. Para o presente estudo, a abordagem simplificada da FEM 2 131/2 132 é utilizada.

Figura 86 – Imagem do modelo em elementos finitos, na vista superior, com aplicação de forças nas rodas de translação devido as reações perpendiculares ao trilho.



Fonte: Autor (2024).

As forças de reação perpendicular ao trilho são aplicadas nas rodas das extremidades, um binário de forças é aplicado de forma a representar a translação com um pequeno ângulo em relação ao eixo dos trilhos. A Figura 86 mostra o modelo em elementos finitos, na vista

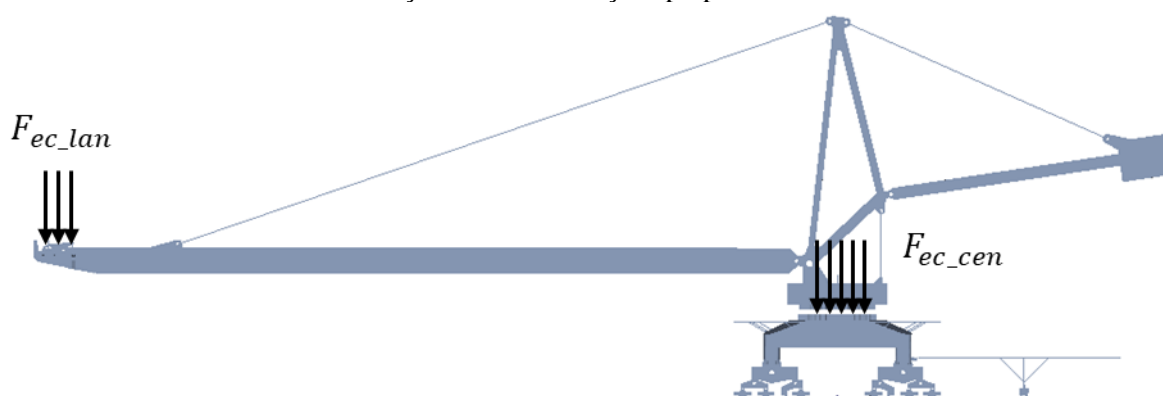
superior, com aplicação de forças nas rodas de translação devido as reações perpendiculares ao trilho. É válido ressaltar que, para esse caso de carregamento, as restrições cinemáticas na direção lateral para as rodas cujas forças são aplicadas são removidas.

7.2.10. Entupimento de chutes

As cargas inerciais devido ao entupimento devem ser calculadas usando uma carga equivalente à capacidade volumétrica do chute, considerando o ângulo de repouso e a massa específica do material. Para o presente estudo são aplicadas cargas de entupimento do chute central e do chute do transportador de correia.

As cargas são inseridas no modelo computacional por meio de forças aplicadas nas estruturas de apoio e fixação dos chutes. A Figura 87 ilustra o modelo em elementos finitos com aplicação das forças equivalentes ao entupimento do chute da lança F_{ec_lan} e do chute central F_{ec_cen} .

Figura 87 – Imagem do modelo em elementos finitos, na vista superior, com aplicação de forças nas rodas de translação devido as reações perpendiculares ao trilho.



Fonte: Autor (2024).

7.2.11. Apoio da lança ou roda de caçambas na pilha de material (AL)

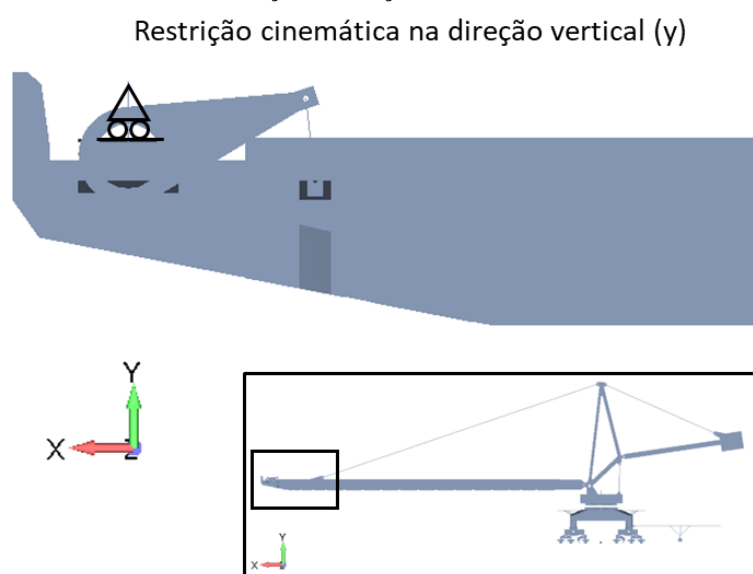
Durante a operação de recuperação de material é possível que a roda de caçambas ou alguma parte da lança seja apoiada na pilha de material, gerando uma força de reação vertical na ponta da lança. Dessa forma, essa condição de carregamento deve ser analisada.

Segundo a FEM 2 131/2 132, para consideração dos efeitos de apoio da lança sobre a pilha de material é necessário saber se o equipamento possui dispositivos de segurança contra o apoio da lança na pilha. Caso o equipamento possua o dispositivo de segurança, a carga aplicada como reação na lança deve ser o valor configurado pelo sistema de detecção,

multiplicado por um fator de 1,1. Já para as máquinas que não são equipadas com esses dispositivos de segurança, o valor a ser considerado nas análises deve ser equivalente à magnitude da reação na ponta da lança, considerando a lança totalmente apoiada.

Neste caso, para representar os efeitos de apoio da lança na pilha de material, são adicionadas condições de restrição cinemática na ponta da lança na direção vertical, além das restrições já existentes nas rodas de translação. A Figura 88 mostra a imagem do modelo em elementos finitos, com adição de restrição cinemática na ponta da lança na direção vertical

Figura 88 – Imagem do modelo em elementos finitos, com adição de restrição cinemática na ponta da lança na direção vertical.



Fonte: Autor (2024).

7.2.12. Forças devido a falhas no limitador de carga de material (CMA)

A carga de material é controlada por dispositivos de segurança que limitam a capacidade operacional do equipamento. Entretanto, caso o dispositivo apresente falhas a máquina deve ser capaz de suportar as cargas máximas devido ao transporte de material com capacidades acima da de projeto.

As cargas máximas de material transportados são obtidas por meio da capacidade máxima de transporte do transportador. Essa capacidade máxima é calculada a partir da seção transversal de material na correia, considerando que a borda da pilha de material coincide com a borda da correia e aplicando o ângulo de repouso de material. Para obter a capacidade máxima do transportador basta multiplicar a área máxima equivalente pela velocidade de transporte da correia. As cargas devido a falhas no limitador de carga de material são aplicadas de forma semelhante as cargas de material.

7.2.13. Travamento das rodas motoras do sistema de translação (TRT)

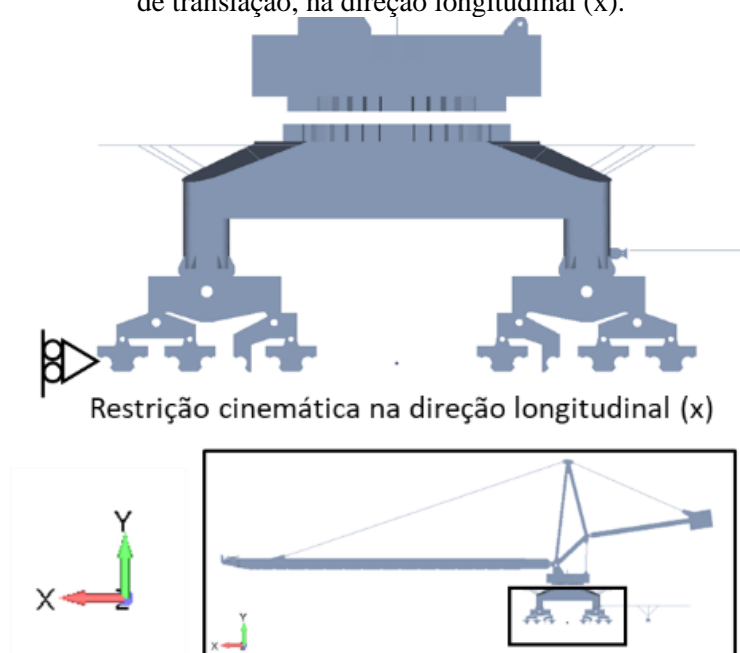
Essa carga considera situações em que uma roda do sistema de translação é impedida de rodar sob seu eixo devido a algum travamento como descarrilhamento ou ruptura do trilho. Sendo assim, considera-se um coeficiente de atrito de 0,20 para representar a condição da roda com rotação impedida e deslizando sobre o trilho. A força de travamento na roda (F_{trt}) pode ser calculada pela Eq. 22.

$$F_{trt} = N_r \cdot \mu_r \quad (22)$$

em que, N_r representa o maior valor de força vertical na roda do sistema de translação e μ_r o coeficiente de atrito entre roda e trilho, sendo considerado $\mu_r = 0,20$.

No modelo do presente estudo este efeito é aplicado por meio da adição de uma aceleração equivalente, na direção de translação, e restrição cinemática na roda, na direção de translação. A Figura 89 ilustra o modelo computacional com adição de restrição cinemática em uma das rodas de translação, na direção longitudinal. É válido ressaltar que, para esse caso de carregamento, as restrições cinemáticas na direção longitudinal para as rodas todas as rodas do sistema de translação são removidas.

Figura 89 – Imagem do modelo computacional com adição de restrição cinemática em uma das rodas de translação, na direção longitudinal (x).



Fonte: Autor (2024).

7.2.14. Impacto lateral da máquina contra a pilha de material (IMP)

As cargas de impacto da lança contra a pilha de material são previstas para duas situações: impacto lateral, devido ao movimento de translação e impacto angular, devido ao movimento de rotação da lança. Ambas as cargas são calculadas com base na energia dissipada durante a colisão.

A energia cinética dissipada no impacto lateral da lança E_{cl} é calculada com base na Eq. 23.

$$E_{cl} = \frac{m_e \cdot v_t^2}{2} \quad (23)$$

em que, m_e é a massa da máquina e v_t é a velocidade de translação.

Já a energia cinética dissipada no impacto angular da lança E_{ca} é calculada com base na Eq. 24.

$$E_{ca} = I_{zz} \cdot a_l \quad (24)$$

em que, I_{zz} é o momento de inércia de giro do equipamento e a_l a desaceleração angular na ponta da lança.

Com base nos valores de energia dissipada, as Eq. 25 e 26 podem ser utilizadas para estimar a força, considerando um valor de desaceleração constante e um deslocamento de 30 cm da lança na pilha (d_l). Sendo F_{cl} e F_{ca} a força de impacto lateral e angular da lança na pilha, respectivamente.

$$F_{cl} = \frac{E_{cl}}{d_l} \quad (25)$$

$$F_{ca} = \frac{E_{ca}}{d_l} \quad (26)$$

No presente trabalho, o impacto lateral da lança contra a pilha é representado por aceleração na direção lateral, e o impacto angular é representado por aceleração angular, na direção vertical.

7.2.15. Forças devido ao vento de tormenta (VT)

Cargas de vento de tormenta devem ser considerados para a condição da máquina fora de operação. As etapas para determinação dos valores de força equivalentes, bem como a

aplicação no modelo são semelhantes as etapas descritas para as forças de vento de operação (VO). Entretanto, a velocidade do vento deve ser alterada.

A velocidade de vento adotada para o vento de tormenta pode ser obtida através de normas com medições de velocidade de vento local. Na ausência de dados sobre velocidades de vento de tormenta específicos para a região de interesse, a norma FEM 2 131/2 132 fornece uma tabela com valores de velocidade de vento de tormenta a serem considerados.

7.2.16. Forças devido ao impacto da máquina nos amortecedores (IMA)

A carga de impacto contra os amortecedores (ou batentes) se refere à força gerada durante a colisão da máquina nos amortecedores, durante o movimento de translação. Essa carga é calculada com base nas características mecânicas do amortecedor, massa da máquina e velocidade no instante anterior à colisão.

O primeiro passo para calcular a força devido ao impacto é o cálculo da energia cinética dissipada durante a colisão (E_{ci}), pela Eq. 27. Como hipótese simplificadora considera-se que a massa em colisão é desacelerada linearmente ao longo do curso do amortecedor.

$$E_{ci} = \frac{m_e \cdot v_t^2}{2} \quad (27)$$

em que, m_e é a massa da máquina e v_t a velocidade de translação instantes antes da colisão.

Com a energia cinética dissipada é possível calcular a força equivalente de impacto (F_i), considerando uma dissipação de energia constantemente, por meio da Eq. 28.

$$F_i = \frac{E_{ci}}{\eta_a \cdot d_{ca}} \quad (28)$$

em que, η_a é a eficiência do amortecedor e d_{ca} o curso do amortecedor.

Em alguns casos, torna-se mais prático aplicar esse carregamento por meio de uma aceleração equivalente. Assim, calcula-se a aceleração equivalente de impacto (a_{ei}) pela Eq. 29.

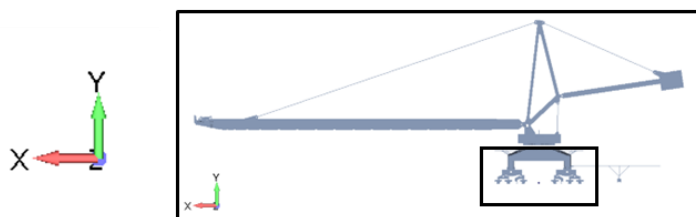
$$a_{ei} = \frac{F_i}{m_e} \quad (29)$$

Para o presente estudo, os efeitos do impacto da máquina contra os amortecedores são representados pela inserção da aceleração equivalente de impacto, na direção da translação e

restrições cinemáticas na região de fixação dos amortecedores na máquina. Para aplicação das restrições cinemáticas na região dos amortecedores, elementos rígidos são utilizados para distribuir os esforços na região de fixação dos amortecedores.

A Figura 90 ilustra o modelo computacional com aplicação das restrições cinemáticas nas regiões de fixação dos dois amortecedores frontais, na direção de translação.

Figura 90 – Imagem do modelo computacional com aplicação das restrições cinemáticas nas regiões de fixação dos dois amortecedores frontais, na direção de translação (x).



Fonte: Autor (2024).