



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá

NATHAN DE LIMA SILVA

**PROJETO MECÂNICO DE MÁQUINA PALETIZADORA COM BRAÇO
ORBITAL PARA APLICAÇÃO DE FILME STRETCH**

Guaratinguetá - SP

2025

NATHAN DE LIMA SILVA

**PROJETO MECÂNICO DE MÁQUINA PALETIZADORA COM BRAÇO
ORBITAL PARA APLICAÇÃO DE FILME STRETCH**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia e Ciências do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Antonio dos Reis de Faria Neto

Guaratinguetá - SP

2025

S586p	Silva, Nathan de Lima Projeto mecânico de máquina paletizadora com braço orbital para aplicação de filme stretch / Nathan de Lima Silva - Guaratinguetá, 2025. 38 f : il. Bibliografia: f. 37-38 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá, 2025. Orientador: Prof. Dr. Antonio dos Reis de Faria Neto 1. Projetos de engenharia. 2. Análise estrutural (Engenharia). 3. Filmes plásticos. 4. Simulação (Computadores) I. Título. CDU 62.001.63
-------	--

NATHAN DE LIMA SILVA

**PROJETO MECÂNICO DE MÁQUINA PALETIZADORA COM BRAÇO ORBITAL
PARA APLICAÇÃO DE FILME STRETCH**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia e Ciências – Campus de Guaratinguetá, para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data da defesa: 17/11/2025

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Antonio dos Reis de Faria Neto

UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências – Campus de Guaratinguetá



Documento assinado digitalmente
ANTONIO DOS REIS DE FARIA NETO
Data: 27/11/2025 15:10:23-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Erica Ximenes Dias

UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências – Campus de Guaratinguetá



Documento assinado digitalmente
ERICA XIMENES DIAS
Data: 27/11/2025 16:11:12-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Thais Santos Castro

UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências – Campus de Guaratinguetá



Documento assinado digitalmente
THAIS SANTOS CASTRO
Data: 27/11/2025 16:57:15-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Unesp pelo ensino de excelência, à Valgroup pela oportunidade de desenvolver este trabalho, ao meu orientador que me auxiliou neste estudo, aos meus pais por me proverem sustento e educação e à minha companheira Thayssa que me apoiou em todo o meu trajeto até aqui.

RESUMO

As máquinas envolvedoras têm grande importância na logística e no transporte de cargas, garantindo que os produtos sejam acondicionados de forma segura e estável durante a movimentação e o armazenamento. O principal objetivo de sua fabricação está em preservar a integridade das cargas, evitando danos e perdas, ao mesmo tempo em que se busca otimizar o tempo e o custo das operações e melhorar as condições ergonômicas dos colaboradores que, de outra forma, realizariam a aplicação manual do filme *stretch* pré-estirado. Contudo, muitos projetos atuais apresentam superdimensionamento estrutural, o que implica maior consumo de material, aumento do peso total e elevação dos custos de fabricação e operação. Diante disso, este trabalho realizou a análise estrutural de uma máquina envolvedora com braço orbital, com o intuito de reduzir o peso da estrutura, mantendo a segurança, a rigidez e a confiabilidade do equipamento. Utilizando ferramentas de modelagem simulação computacional como SolidWorks e ANSYS, foram conduzidas análises estáticas, modais e de fadiga, que possibilitaram avaliar o comportamento da estrutura sob condições operacionais e propor melhorias. Os resultados obtidos demonstraram que foi possível alcançar uma redução significativa de massa sem comprometer o desempenho estrutural, resultando em um projeto mais eficiente, econômico e competitivo para aplicação industrial.

PALAVRAS-CHAVE: Análise estrutural; Análise modal; Elementos Finitos; Simulação computacional; Envolvedora;

ABSTRACT

Stretch wrapping machines play a key role in logistics and cargo transportation, ensuring that products are safely and stably packaged during handling and storage. The main purpose of their design is to preserve the integrity of loads, preventing damage and losses while optimizing operational time and costs and improving the ergonomic conditions of workers who would otherwise manually apply pre-stretched film. However, many current designs present structural overdimensioning, leading to higher material consumption, increased total weight, and elevated manufacturing and operational costs. In this context, the present work carried out the structural analysis of an orbital arm stretch wrapping machine with the aim of reducing the structural weight while maintaining the equipment's safety, stiffness, and reliability. Using modeling and computational simulation tools such as SolidWorks and ANSYS, static, modal, and fatigue analyses were conducted to evaluate the structural behavior under operating conditions and propose design improvements. The results demonstrated that a significant reduction in mass was achieved without compromising structural performance, resulting in a more efficient, economical, and competitive design for industrial application.

KEYWORDS: Structural analysis; Modal analysis; Finite Elements; Computational simulation; Wrapping machine.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	7
1.1	OBJETIVOS GERAIS	8
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	8
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	9
2.1	ANÁLISE ESTRUTURAL.....	9
2.2	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)	12
2.3	ANÁLISE MODAL	13
2.4	FADIGA	13
2.5	MATERIAIS.....	15
3	METODOLOGIA	16
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	20
5	CONCLUSÕES	35
5.1	VERIFICAÇÃO DOS OBJETIVOS.....	36
5.2	TRABALHOS FUTUROS.....	36
	REFERÊNCIAS.....	37

1 INTRODUÇÃO

As máquinas envolvedoras de filme *stretch* desempenham um papel relevante na logística e no transporte de cargas, garantindo que os produtos sejam armazenados de forma segura, estável e padronizada de acordo com a carga para movimentação e armazenamento. Sua utilização está diretamente relacionada ao aumento da eficiência industrial, pois reduz perdas durante o processo de transporte, otimiza o consumo de filme *stretch* e melhora a ergonomia dos operadores. Na figura 1 podemos ver uma máquina com plataforma rotativa da empresa Valgroup. Nesse cenário, estudar e aprimorar o projeto desses equipamentos torna-se fundamental para atender às demandas de um mercado cada vez mais orientado pela eficiência, automação e sustentabilidade.

Figura 1 – Máquina envolvedora de paletes da Valgroup



Fonte: Valgroup (2024)

Entretanto, o desenvolvimento de máquinas envolvedoras envolve desafios significativos. É preciso equilibrar robustez e otimização estrutural, de modo a projetar uma máquina capaz de suportar cargas dinâmicas decorrentes do movimento rotativo do braço orbital e do tensionamento do filme *stretch* em torno da carga, sem comprometer a segurança e a vida útil do equipamento. O superdimensionamento, por sua vez, deve ser evitado, já que

resulta em excesso de peso, aumento do consumo de material e maiores custos de fabricação, transporte e operação. Além disso, o controle de vibrações e tensões induzidas pelo movimento e pelos elementos de transmissão exige análises estruturais complexas. A seleção adequada de componentes como engrenagens, correntes, parafusos e motorreductores é outro aspecto crucial para garantir a confiabilidade e a durabilidade do sistema.

“Conforme destacado por empresas especializadas, as envelopadoras de *stretch* não apenas melhoram a estabilidade e a segurança das cargas, como também promovem eficiência energética, redução de desperdício e diminuição significativa da necessidade de intervenção manual, permitindo que os colaboradores sejam realocados para atividades mais estratégicas.” (Póliton Equipamentos Industriais, 2023).

Diante desse cenário, este trabalho justifica-se pela necessidade de desenvolver soluções que conciliem eficiência estrutural, confiabilidade mecânica e sustentabilidade. Assim, estudar, analisar e propor melhorias em projetos de máquinas envelopadoras não apenas atende a requisitos técnicos e normativos, como também responde a demandas sociais, econômicas e ambientais da indústria moderna, contribuindo para a evolução tecnológica e para a competitividade das empresas no setor.

1.1 OBJETIVOS GERAIS

O principal objetivo deste trabalho é reduzir o peso da estrutura de uma máquina envelopadoras de paletes utilizando análise por elementos finitos garantindo a segurança e eficiência do projeto.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Definir os requisitos técnicos e operacionais do projeto, estabelecendo as capacidades de carga, produtividade da máquina e limites rotacionais.

Desenvolver a modelagem tridimensional da estrutura da máquina, ou seja, o braço orbital, e a estrutura de sustentação, a fim de garantir a compatibilidade geométrica.

Realizar análises estruturais computacionais via Método dos Elementos Finitos (MEF) nos componentes críticos, validando o dimensionamento quanto às tensões, deslocamentos e fatores de segurança sob condições de carregamento estático e dinâmico.

Otimizar a topologia da estrutura móvel visando a redução de massa e inércia, buscando aumentar o desempenho, reduzindo seu peso sem comprometer a rigidez e a integridade mecânica do conjunto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Diversos estudos presentes na literatura reforçam a importância do uso do Método dos Elementos Finitos (FEM) para prever falhas e analisar o comportamento estrutural de sistemas mecânicos. Por exemplo, pesquisas experimentais e numéricas envolvendo caixas de engrenagens demonstraram que a análise dinâmica é eficiente para compreender vibrações e identificar caminhos de mitigação, validando o uso de modelagens estruturais como ferramenta de previsão (Guan, 2005). Trabalhos que estudam o efeito de desgaste superficial e *pitting* em engrenagens também destacam que a vibração é sensível às variações de rigidez e às imperfeições dos dentes, reforçando a necessidade de análises estruturais e modais para identificação de falhas (Choy, 1996).

Além disso, estudos sobre sistemas planetários mostram que parâmetros como rigidez, folgas, contatos e efeitos não lineares influenciam diretamente as frequências naturais e os modos de vibração, o que destaca a relevância de representar adequadamente as características estruturais do modelo (Lin, 1999; Ambarisha, 2007). Esses estudos sustentam a aplicação do FEM para avaliar o comportamento dinâmico de componentes sujeitos a carregamentos rotativos, como é o caso do braço orbital analisado neste projeto.

No contexto de estruturas metálicas e equipamentos rotativos, análises baseadas em FEM têm sido utilizadas para propor melhorias estruturais e otimização geométrica. Um estudo aplicado ao projeto de um paletizador marítimo, por exemplo, utilizou modelagem estrutural para avaliar tensões e selecionar materiais adequados, demonstrando que ajustes nas seções estruturais podem reduzir massa mantendo os níveis de tensão dentro de limites aceitáveis (Chen, 2022). Essa abordagem está alinhada ao objetivo deste trabalho, que busca reduzir o peso da máquina mantendo sua integridade estrutural.

Por fim, pesquisas sobre vigas submetidas a carregamentos móveis demonstram que forças inerciais e variações de rigidez influenciam diretamente o comportamento vibracional de estruturas (Simşek, 2010). Embora o contexto seja diferente, o princípio se aplica ao braço rotativo do equipamento estudado, justificando a necessidade de análises estáticas e modais para evitar problemas de ressonância.

2.1 ANÁLISE ESTRUTURAL

A análise estrutural tem como finalidade compreender como um corpo ou estrutura reage quando submetido a esforços externos, permitindo determinar as tensões, deformações e

deslocamentos que surgem a partir dessas solicitações. Avaliar estes fenômenos é relevante para garantir que a estrutura não venha a falhar durante seu ciclo de vida útil.

Quando forças externas atuam sobre uma estrutura, surgem os chamados esforços internos, que podem ser classificados em quatro tipos principais. A força normal N atua perpendicularmente à seção transversal, gerando tensões de tração ou compressão. A força cortante V atua paralelamente à seção, promovendo cisalhamento. O momento fletor M induz flexão, resultando em tensões de tração e compressão distribuídas ao longo da seção. O momento torsor T provoca torção, originando tensões de cisalhamento em torno do eixo longitudinal do elemento. (Beer; Johnston, 2010; Hibbeler, 2011).

Esses esforços dão origem a diferentes tensões no material. A tensão normal é definida como a razão entre a força aplicada e a área da seção transversal, dada por (1):

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

onde σ_n é a tensão normal (compressão ou tração), N é a força normal e A é a área da seção. (Beer; Johnston, 2010)

Na flexão, a tensão normal varia linearmente ao longo da altura da seção, e pode ser obtida pela expressão (2):

$$\sigma_f = \frac{M \cdot y}{I} \quad (2)$$

em que M é o momento fletor, y é a distância do ponto em relação ao eixo neutro e I é o momento de inércia da seção transversal. (Hibbeler, 2011)

A tensão de cisalhamento surge quando forças cortantes ou momentos torsores atuam sobre o corpo. No caso do esforço cortante em vigas, pode ser determinada através da equação (3):

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad (3)$$

onde V é a força cortante, Q é o momento estático da área em relação a linha geométrica neutra, I é o momento de inércia e t é a espessura resistente na região considerada. (Beer; Johnston, 2010)

Já para torção em eixos circulares, a tensão de cisalhamento é dada na equação (4) logo abaixo:

$$\tau = \frac{T.r}{J} \quad (4)$$

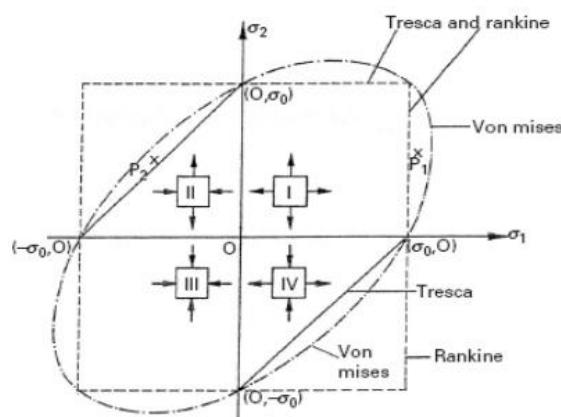
em que T é o torque aplicado, r é o raio da seção e J é o momento polar de inércia. (Beer; Johnston, 2010)

O estado de tensões em um ponto pode ser representado pelas chamadas tensões principais, que são as tensões normais máximas e mínimas atuando em direções ortogonais, sem a presença de cisalhamento.

Para avaliar a segurança de um projeto, utilizam-se os critérios de falha, que relacionam o estado de tensões atuantes com a resistência do material. (Budynas & Nisbett, 2020). Conforme Figura 2, podemos ver os critérios que mais se destacam:

- Critério da máxima tensão normal (Rankine): considera que a falha ocorre quando a maior tensão principal atinge o limite de resistência do material.
- Critério da máxima tensão de cisalhamento (Tresca): estabelece que a falha ocorre quando a tensão de cisalhamento máxima alcança o limite de escoamento do material.
- Critério da energia de distorção (Von Mises): afirma que a falha ocorre quando a energia de distorção acumulada iguala a energia no limite de escoamento.

Figura 2 - Critérios de falha



Fonte: Wordpress, Critérios de Falha para Cargas Estáticas (2019)

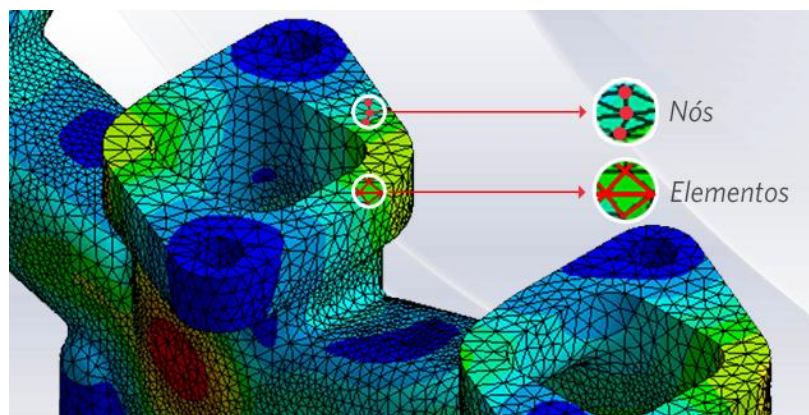
O critério de Von Mises é especialmente relevante em análises numéricas via Método dos Elementos Finitos, pois permite comparar diretamente o estado de tensões multiaxial com o limite de escoamento do material. (Beer; Johnston, 2010)

2.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)

O Método dos Elementos Finitos (FEM) é utilizado em engenharia para a análise de tensões, deformações e vibrações em componentes estruturais, especialmente quando a solução analítica não é viável devido à complexidade geométrica ou das condições de carregamento. Seu princípio fundamental consiste em subdividir a estrutura contínua em pequenas partes chamadas elementos finitos, conectados por nós, conforme apresentado nas obras de Cook et al. (2002) e Logan (2012). A Figura 3 mostra como a estrutura é dividida em uma “teia” de nós e elementos. Cada elemento possui equações que descrevem seu comportamento mecânico, e a resolução conjunta fornece uma aproximação do comportamento global da estrutura.

A discretização da geometria, conhecida como malha, possui influência na precisão dos resultados. Elementos menores ou de ordem mais elevada tendem a melhorar a aproximação da solução, embora aumentem o custo computacional, como discutido por Zienkiewicz e Taylor (2000). A qualidade da malha deve ser cuidadosamente avaliada, pois refinamentos inadequados podem gerar erros locais ou até divergências, enquanto uma malha bem distribuída possibilita resultados convergentes e fisicamente coerentes.

Figura 3 – Nós e Elementos de malha



Fonte: ESSS (2016)

As condições de contorno representam as restrições impostas ao modelo, incluindo apoios, engastes e interações entre componentes, além da aplicação de forças, pressões, torques ou acelerações. Segundo Bathe (1996), a definição correta dessas condições é um dos fatores mais críticos para a validade da análise, visto que mesmo uma malha refinada não corrige erros decorrentes de vínculos mal definidos.

O FEM pode ser aplicado em regime linear ou não linear. As análises lineares assumem comportamento elástico conforme a lei de Hooke, pequenas deformações e propriedades geométricas constantes. Quando efeitos como plasticidade, grandes deslocamentos, perda de

linearidade geométrica ou contato tornam-se relevantes, é necessária uma análise não linear, conforme descrito por Cook et al. (2002). Situações envolvendo flambagem, deformações muito grandes ou tensões além do limite elástico são exemplos comuns.

Como método numérico, o FEM fornece aproximações que devem ser validadas. Boas práticas incluem a verificação de convergência da malha, comparando resultados obtidos com diferentes refinamentos, além da utilização de condições de contorno representativas e de parâmetros materiais coerentes. Logan (2012) destaca que a validação experimental ou referência a normas e dados consolidados garante que o modelo represente adequadamente o sistema real.

2.3 ANÁLISE MODAL

A análise modal é uma das ferramentas que se faz necessária para o estudo do comportamento dinâmico de estruturas metálicas, sendo amplamente abordada por Rao (2008) em Vibrações Mecânicas. Seu objetivo é determinar as frequências naturais e os modos de vibração de uma estrutura, parâmetros utilizados para avaliar sua resposta dinâmica e prevenir falhas relacionadas à ressonância.

Toda estrutura possui um conjunto discreto de frequências naturais, que dependem diretamente de sua massa, rigidez, geometria e condições de contorno. Quando um sistema é excitado por uma frequência próxima a uma de suas frequências naturais, sua resposta pode ser significativamente amplificada.

Os modos de vibração correspondem aos padrões de movimento associados a cada frequência natural. Segundo Rao (2008), cada modo apresenta uma distribuição espacial específica de deslocamentos nodais, revelando quais regiões da estrutura tendem a oscilar com maior intensidade. A identificação desses modos nos permite avaliar possíveis pontos fracos no projeto, como regiões suscetíveis a deformações excessivas, concentrações de tensão dinâmica ou perda de estabilidade durante a operação.

A ressonância ocorre quando a frequência de excitação externa coincide (ou se aproxima) de uma frequência natural da estrutura. Nesse cenário, mesmo forças de pequena intensidade podem gerar amplitudes de vibração elevadas, levando a fadiga prematura, afrouxamento de fixações, ruptura de componentes ou até mesmo falha catastrófica da máquina ou de estruturas.

2.4 FADIGA

A fadiga mecânica é um mecanismo de falha recorrente em componentes estruturais sujeitos a carregamentos cíclicos, sendo discutida por Shigley et al. (2020). Diferentemente da falha estática, que ocorre quando a tensão aplicada ultrapassa o limite de escoamento do

material, a fadiga pode provocar colapso mesmo quando os níveis de tensão estão muito abaixo desse limite. Isso ocorre porque a aplicação repetida de tensões alternadas promove o acúmulo progressivo de danos microscópicos, levando à nucleação e ao crescimento de trincas ao longo de milhares ou milhões de ciclos.

Figura 4 - Fratura de eixo por fadiga



Fonte: Produttivo (2024)

As cargas cíclicas podem assumir diferentes formas, como tensões alternadas de tração e compressão, cargas flutuantes ou mesmo variações irregulares provenientes de vibrações. De acordo com Dowling (2013), a falha por fadiga ocorre em três etapas principais: nucleação da trinca, propagação estável sob ciclos sucessivos e ruptura final quando a área remanescente não suporta mais a carga. A Figura 4 ilustra um exemplo típico de fratura por fadiga.

O comportamento do material sob carregamentos repetitivos é representado pelas curvas S-N (tensão x número de ciclos), determinadas experimentalmente conforme descrito por Shigley et al. (2020). Essas curvas relacionam a amplitude de tensão aplicada ao número de ciclos até a falha. Para muitos aços, existe limite de fadiga, abaixo do qual o material pode teoricamente resistir a um número infinito de ciclos. Em contraste, materiais não ferrosos, como alumínio, não apresentam esse limite definido, tendo sua vida à fadiga ampliada continuamente conforme a tensão aplicada é reduzida.

Na prática, a presença de discontinuidades geométricas como entalhes, furos, roscas e soldas atua como concentrador de tensões, elevando a amplitude local de esforço e acelerando o processo de nucleação da trinca. Esse efeito é quantificado pelo fator de concentração de tensões em fadiga, que ajusta os valores de tensão obtidos na análise elástica para refletir a realidade física da peça, como discutido por Shigley et al. (2020).

As vibrações mecânicas desempenham papel determinante na fadiga, pois atuam como fonte contínua de carregamentos dinâmicos. Quando a frequência de excitação se aproxima de uma frequência natural da estrutura, as amplitudes de vibração aumentam significativamente, elevando os níveis de tensão alternada. Isso acelera o crescimento de trincas e reduz drasticamente a vida em fadiga do componente.

2.5 MATERIAIS

A seleção de materiais é uma etapa determinante no desempenho de máquinas, influenciando diretamente a resistência mecânica, o custo, o peso e a confiabilidade do projeto. Segundo Callister (2020), a escolha adequada depende da combinação entre propriedades mecânicas, capacidade de fabricação e condições de serviço. Na construção de estruturas metálicas, os aços de baixo e médio carbono são amplamente utilizados por apresentarem boa ductilidade, soldabilidade e custo competitivo. Um exemplo típico é o aço ASTM A36, empregado em chapas e perfis soldados, que oferece resistência moderada associada a excelente conformabilidade.

Para componentes submetidos a solicitações mais elevadas, como eixos e partes móveis de máquinas, Shigley et al. (2020) destacam a aplicação de aços-liga como SAE 4140 e SAE 4340. A presença de elementos de liga como cromo e molibdênio aumenta a resistência mecânica, a temperabilidade e a tenacidade, tornando essas ligas adequadas para aplicações em que falhas por impacto ou fadiga são preocupações significativas. Já materiais de alta resistência, como os aços Cr-Mo, permitem reduzir espessuras e massa estrutural sem comprometer a segurança.

Quando a redução de peso e a resistência à corrosão são requisitos importantes, as ligas de alumínio tornam-se alternativas viáveis, apesar de apresentarem módulo de elasticidade inferior aos dos aços, o que implica maiores deslocamentos para um mesmo carregamento. De acordo com Callister (2020), essa combinação de baixa densidade, boa resistência específica e excelente usinabilidade justifica sua frequência em estruturas leves e componentes não sujeitos a grandes rigidezes.

Dessa forma, a escolha criteriosa dos materiais para cada componente da máquina é fundamental para assegurar eficiência estrutural, confiabilidade em operação e conformidade com os requisitos normativos.

3 METODOLOGIA

O desenvolvimento deste trabalho iniciou-se pela coleta de informações técnicas junto à empresa Valgroup, com o objetivo de compreender as características construtivas e operacionais da máquina envolvida com braço orbital atualmente em uso. Foram obtidos dados referentes às dimensões principais, massa total, distribuição de massa entre subconjuntos, produtividade nominal, regime de operação do braço orbital (velocidade de rotação, acelerações de partida e parada, tempo de ciclo), potência elétrica, torque do motorreductor e materiais utilizados, além das condições de fixação da base ao piso e o histórico de falhas ou pontos críticos observados em campo.

Em paralelo, foi conduzido um levantamento de máquinas análogas disponíveis no mercado, a fim de obter ordens de grandeza de massa estrutural, envelopes geométricos e práticas usuais de projeto, servindo como base de comparação para a proposta de otimização.

Com os dados definidos, procedeu-se à modelagem tridimensional da estrutura no SolidWorks, adotando o sistema de unidades métrico e definindo o sistema de coordenadas com a gravidade atuando no eixo “Y” negativo. A modelagem deve buscar preservar a topologia estrutural da máquina original, porém com simplificações geométricas adequadas ao contexto de simulação numérica. Foram removidos detalhes que não afetam a rigidez global nem representam concentrações significativas de tensões, como chanfros, filetes, rosas internas e pequenos entalhes.

Os tubos estruturais, chapas e componentes de ligação foram modelados com suas dimensões reais e espessuras nominais, conforme os perfis comerciais utilizados pela empresa. As conexões soldadas foram representadas por continuidade geométrica, e os dispositivos acoplados ao braço orbital foram substituídos por massas equivalentes concentradas, garantindo a preservação do centro de massa e dos momentos de inércia do conjunto. Ao final da modelagem, os materiais foram atribuídos no ambiente de modo que suas propriedades pudessem ser exportadas ao solver de simulação. A montagem foi então exportada em formato .IGS para o ANSYS Workbench, onde as análises numéricas foram conduzidas.

O material utilizado na estrutura metálica da máquina é o Aço estrutural ASTM A36, que é um material de alta resistência, boa soldabilidade e versatilidade, sendo um material de baixo carbono amplamente utilizado na indústria. Os dados técnicos do material são apresentados na Figura 5.

Figura 5 – Dados do material Aço ASTM A36



Fonte: Ansys Granta (2025)

No Ansys, o modelo foi preparado com a definição de contatos que simulam o caso real idealizado da máquina, ou seja, as uniões soldadas foram tratadas como contatos tipo “bonded”, e as uniões aparafusadas foram idealizadas da mesma forma para a análise global.

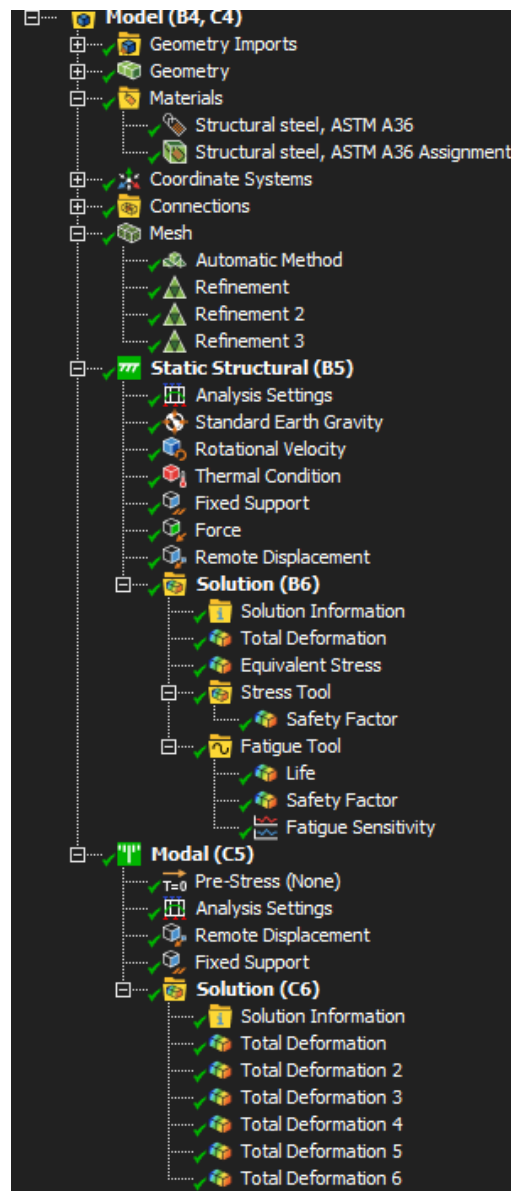
A fixação da estrutura ao piso foi representada por condições de contorno de engastamento nos furos correspondentes aos chumbadores, simulando o comportamento de base rígida. Em seguida, foram aplicadas as condições de carregamento: aceleração gravitacional de 9,8066 m/s², carga equivalente de 686,7 N representando o cabeçote e dispositivos do braço orbital, e velocidade rotacional de 30 rpm aplicada no eixo de rotação do braço. A temperatura ambiente de 25 °C foi considerada como condição térmica padrão.

A discretização do modelo foi realizada por meio de elementos sólidos tetraédricos e hexagonais visando buscar um tamanho ótimo de elemento de malha que será obtido após realizar alguns testes de convergência de malha, aplicando refinamentos locais nas regiões de maior gradiente de tensões, especialmente nas interfaces entre tubos e placa base, na ligação do braço orbital e nas áreas de fixação ao piso, que é onde se espera que as tensões se concentrem. Foi utilizado como critério básico, pelo menos três elementos entre espessuras.

De acordo com Cook et al.(2002) e Zienkiewicz e Taylor (2000), recomenda-se que a discretização garanta pelo menos três elementos ao longo das espessuras, assegurando uma representatividade adequada dos esforços e a convergência dos resultados obtidos por meio do método dos elementos finitos.

Após malhamento da estrutura, foi conduzida análise estática linear para determinar campos de tensões de Von Mises, deformações e deslocamentos globais, além da verificação do fator de segurança conforme limites admissíveis do material. Em seguida, foi realizada a análise modal, extraindo os seis primeiros modos de vibração, de forma a verificar se as frequências naturais da estrutura estariam adequadamente afastadas da frequência operacional do braço orbital (0,5 Hz), prevenindo riscos de ressonância.

Figura 6 –Árvore do projeto



Fonte: Ansys Mechanical (2025)

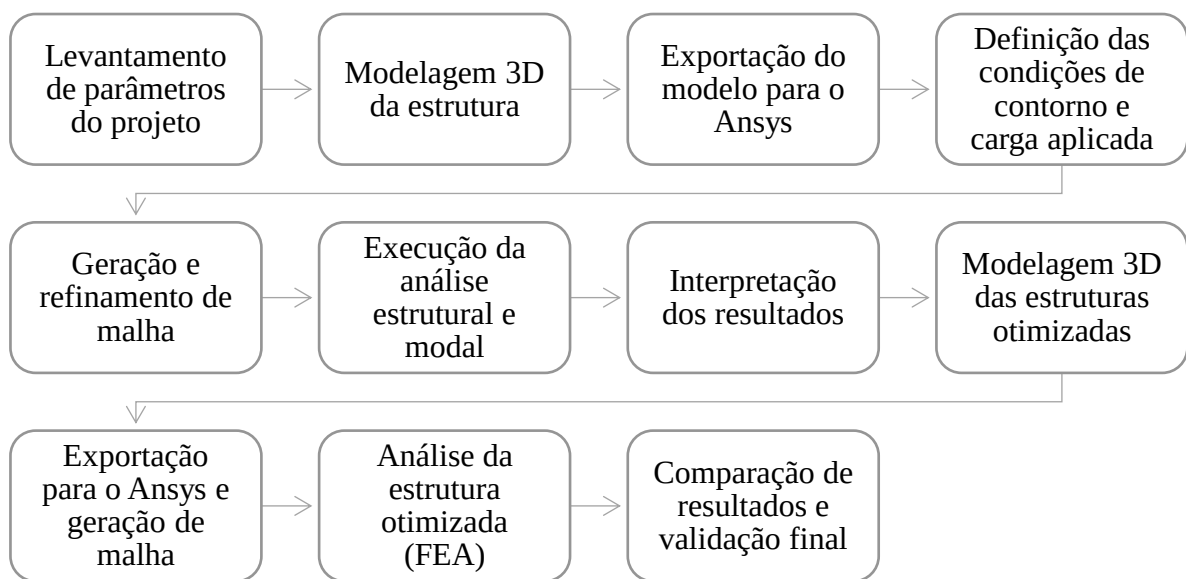
A Figura 6 mostra a árvore do projeto após realizar todas as etapas citadas acima, com material e todas as condições de contorno aplicadas, malhas refinadas e simulação processada.

Após a análise do modelo estrutural original, iniciou-se o processo de otimização da estrutura. Foram criadas novas versões do modelo substituindo os perfis estruturais originais por seções menores disponíveis comercialmente. Essa modificação tem como objetivo reduzir a massa total da estrutura, mantendo os fatores de segurança dentro de limites adequados.

Cada nova configuração é novamente simulada sob as mesmas condições de contorno, permitindo comparar diretamente os resultados de tensão, deformação e fator de segurança entre os modelos.

As simulações foram executadas em um computador equipado com processador AMD Ryzen 5 5500 e placa de vídeo Radeon RX 6600, com 32GB de memória RAM.

Figura 7 – Fluxograma da metodologia



Fonte: Própria do autor (2025)

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a modelagem das estruturas no SolidWorks, apresentada na Figura 8, foram analisados três cenários distintos: o caso original da máquina, o caso otimizado sem reforços e o caso otimizado com adição de nervuras e placa base redimensionada. A Tabela 1 traz um compilado das informações relacionadas a condição de contorno e carga aplicada na simulação do modelo. As Tabelas 2 e 3 apresentam as propriedades geométricas, parâmetros de simulação e principais resultados de tensão, deformação e fatores de segurança obtidos.

Tabela 1 - Condições de contorno e parâmetros adotados nas simulações

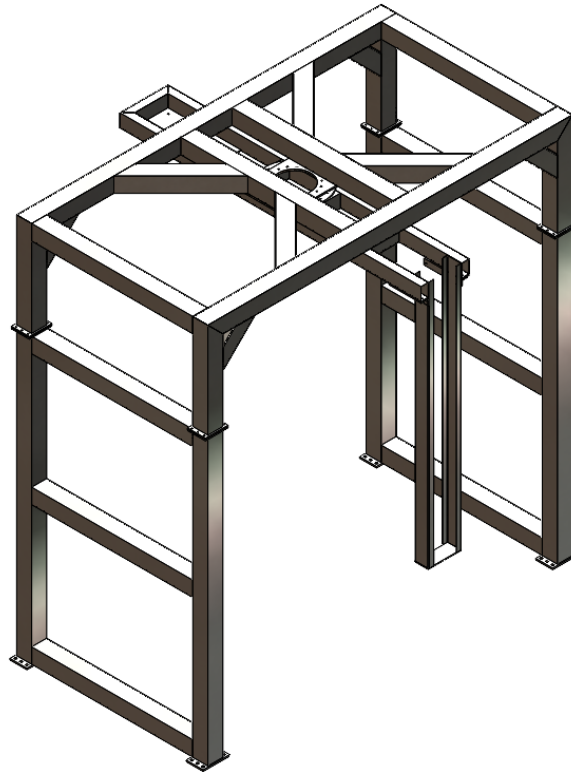
Parâmetro	Valor/Condição	Observações
Material	Aço Estrutural ASTM A36	Aplicado a todos os elementos estruturais
Gravidade	9,8066 m/s ²	Direção vertical (eixo Y negativo)
Velocidade de rotação	30 RPM	Operação nominal da máquina
Tipo de carga	Zero-based	Carga aplicada no cabeçote de 686,7 N
Temperatura ambiente	25 °C	Condição padrão
Suportes	Engastamento nos furos dos chumbadores	Condição indeformável
Suportes	Deslocamento rotacional apenas no eixo Y do braço orbital	Condição indeformável
Tipo de elemento	Sólido (tetr/hex)	Tamanho médio de 80 mm
Refinamento local	Sim	Em regiões de alto gradiente de tensão
Critério de falha	Von Mises / Goodman modificado	Avaliação estática e de fadiga

Fonte: Própria do autor

O refinamento de malha foi realizado de forma a garantir a convergência e a representatividade adequada dos esforços em todas as configurações analisadas. No caso original, a malha apresentou 242612 nós e 97467 elementos. Após a otimização, a simplificação e a redução das seções estruturais resultaram em uma malha com 210288 nós e 80475 elementos, mantendo a precisão nas regiões críticas. Já na versão otimizada com reforços, o número de nós foi 178425 e 58835 elementos.

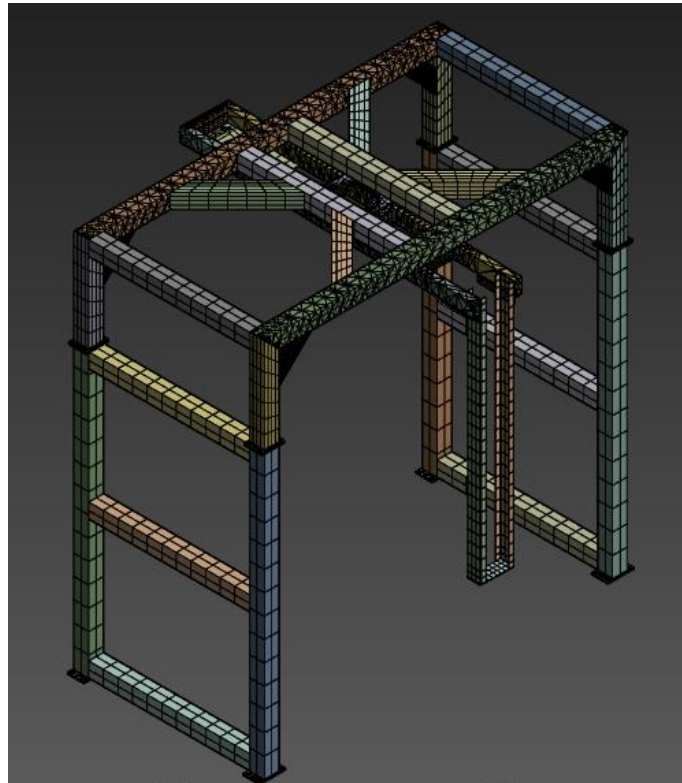
Comparando a Figura 9, que mostra a estrutura com malha original do software com a Figura 10, Figura 11, Figura 12 e 13 que mostram a estrutura com o refinamento da malha, podemos observar a capacidade dos métodos de refinamento automático de malha do software.

Figura 8 - Modelo da estrutura principal e braço orbital



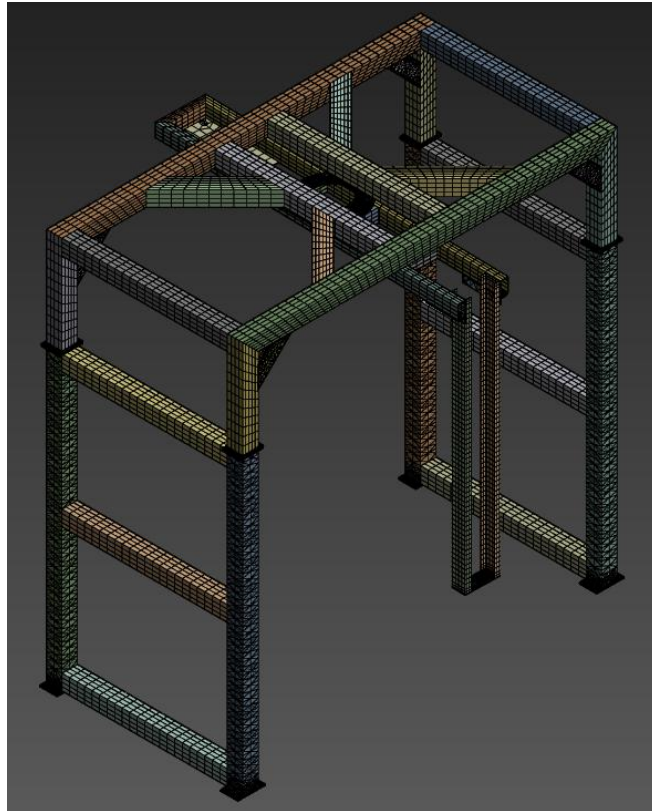
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 9 – Malha do modelo original



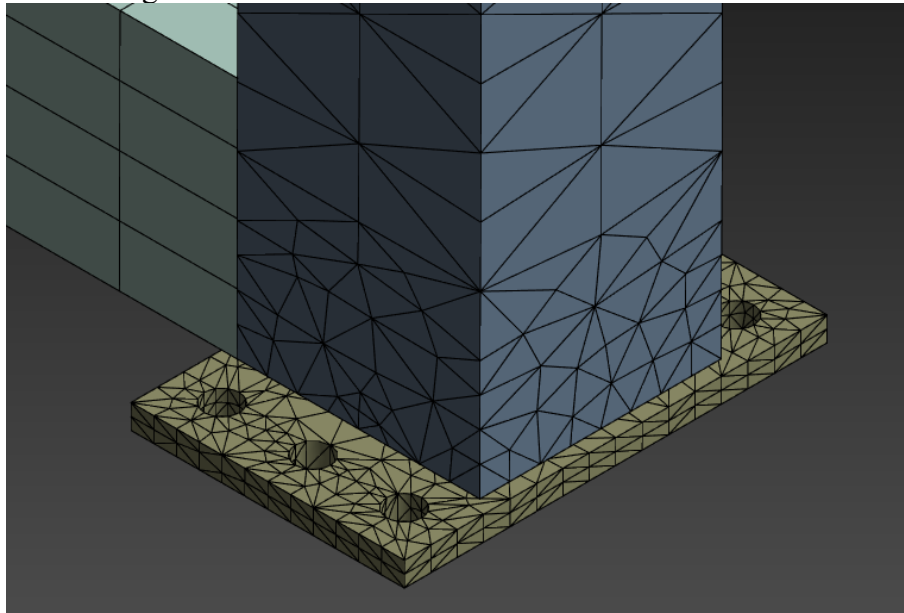
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 10 – Malha com refinamento em pontos concentradores de tensão



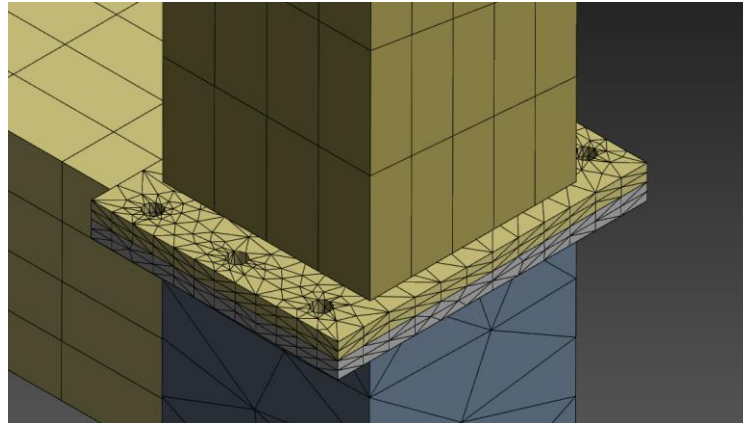
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 11 – Placa de base com Refinamento de malha



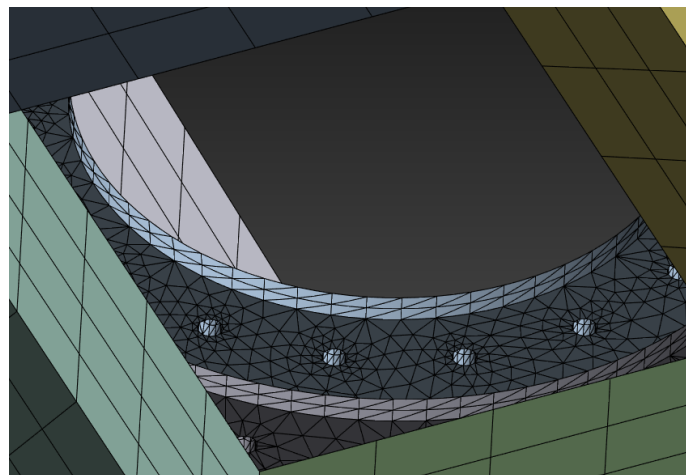
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 12 – Chapa de união entre estruturas com refinamento de malha



Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 13 – Chapa de fixação da engrenagem com refinamento de malha

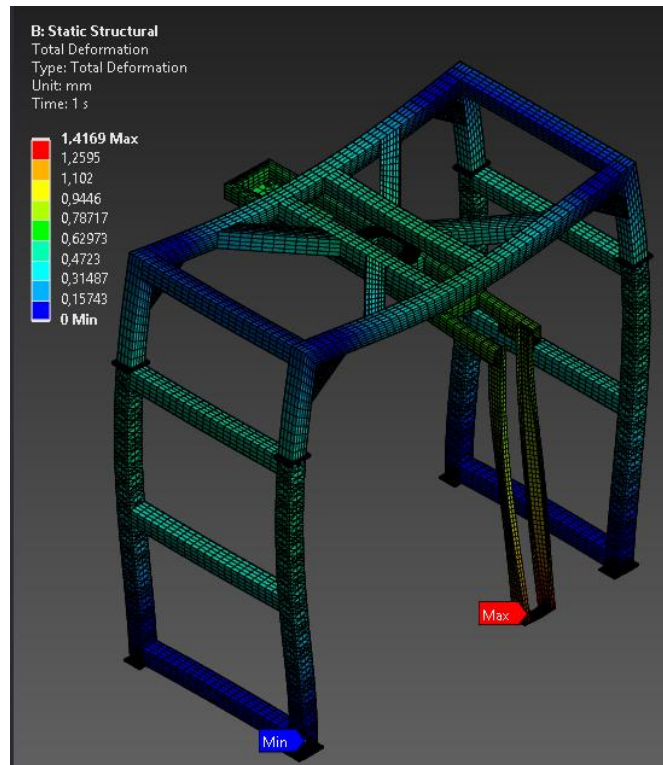


Fonte: Própria do autor (2025)

A estrutura original da máquina envolvente utilizava perfis tubulares quadrados de 160x160x6,35mm e tubos retangulares de 140x80x4,5mm no braço orbital. Essa configuração, embora robusta, apresentava um peso total de aproximadamente 1681 kg, o que representa um superdimensionamento do projeto base que aparentemente teve foco prioritário na segurança e robustez. A análise estrutural desse modelo revelou tensões máximas em torno de 69 MPa, com fator de segurança estático de 3,6 e de fadiga de 2,1, demonstrando que havia margem suficiente para otimizações visando redução de peso sem comprometer a integridade estrutural.

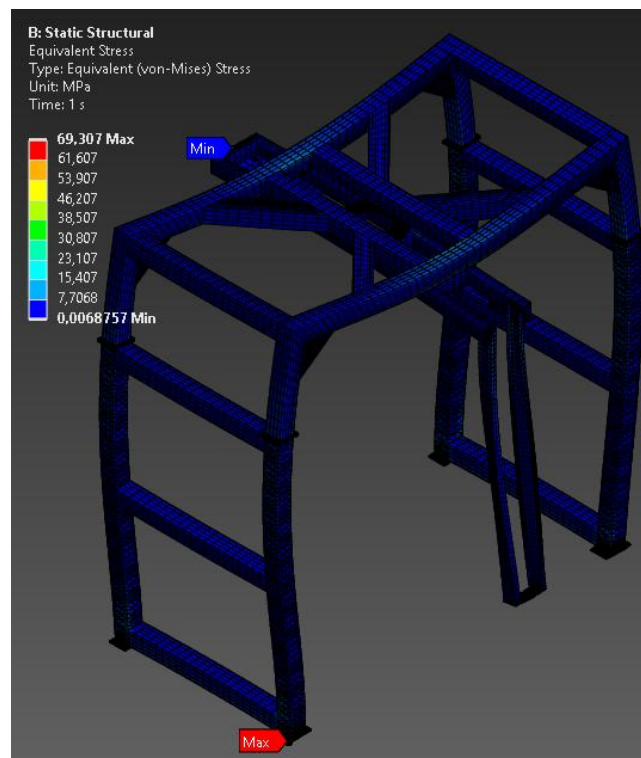
Podemos observar esses resultados nas figuras abaixo, sendo o resultado da deformação total na Figura 14, a tensão equivalente de Von Mises na Figura 15, A tensão equivalente de Von Mises com zoom na região de tensão máxima na Figura 16 e o resultado para deformação total no primeiro modo de vibração da estrutura na Figura 17.

Figura 14 – Resultado de deformação total na estrutura



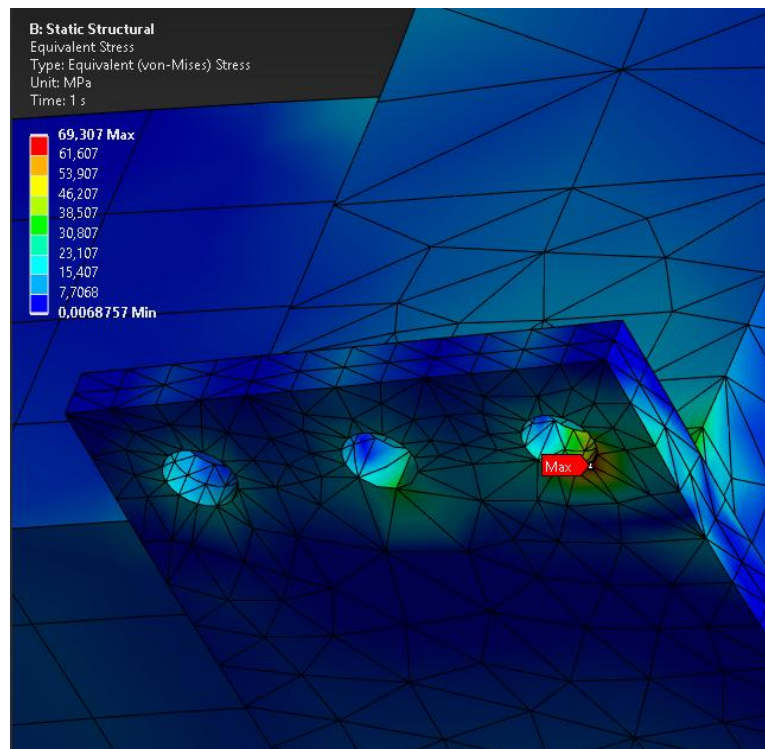
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 15 – Resultado de tensão equivalente de Von Mises na estrutura



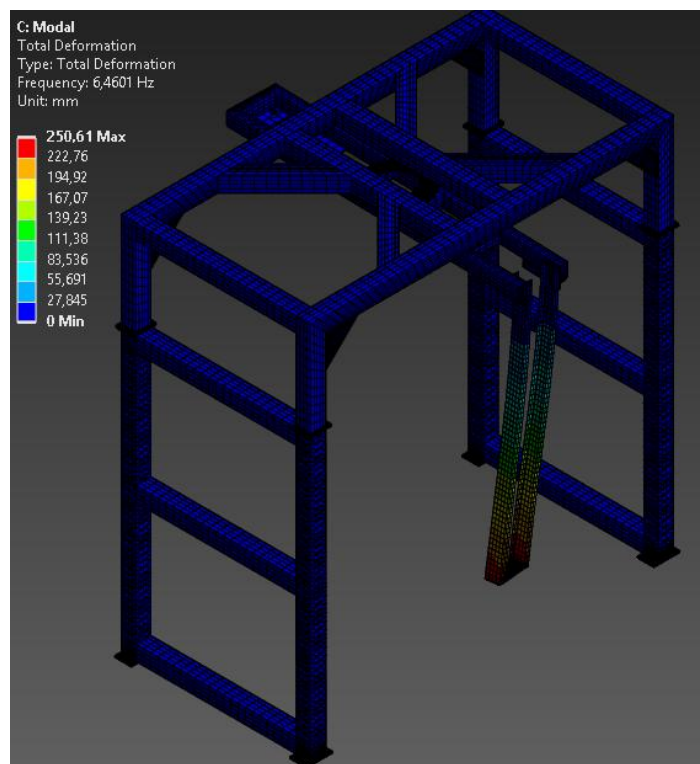
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 16 – Tensão equivalente de Von Mises com zoom na região de tensão máxima



Fonte: Própria do autor (2025)

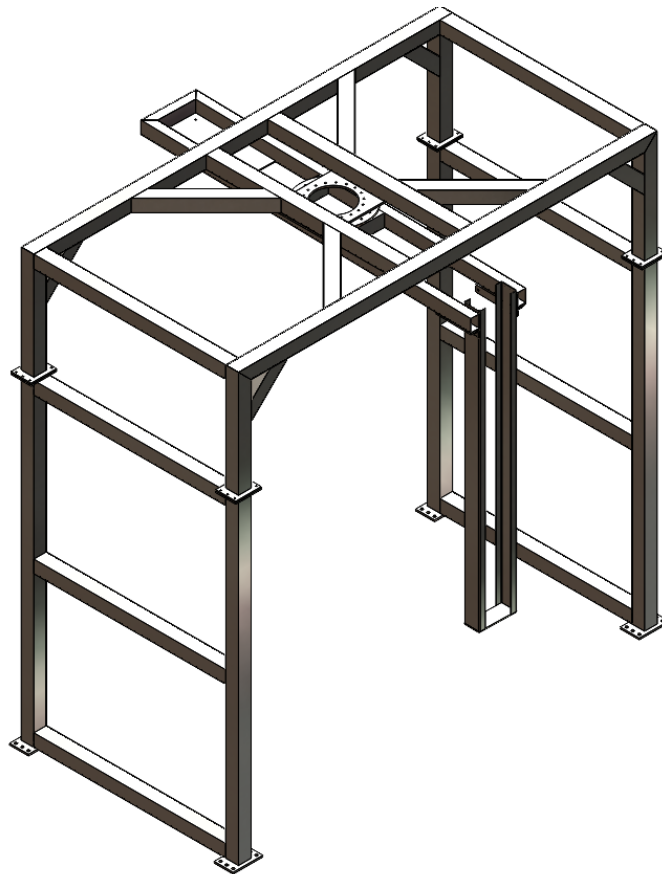
Figura 17 – Resultado de deformação total para primeiro modo de vibração



Fonte: Própria do autor (2025)

Na primeira modificação (Caso 1), foram substituídos os tubos principais por perfis 120x120x4,75 mm e os do braço orbital por 120x80x3,75 mm, mantendo o mesmo arranjo geométrico. Essa alteração resultou em uma redução de aproximadamente 35,5% no peso total da estrutura, atingindo 1085 kg, enquanto as tensões máximas diminuíram para 62,5 MPa, enquanto o fator de segurança estático aumentava para 4,0 e o fator de segurança de fadiga aumentava para 2,3. Esse comportamento pode ser explicado pela redistribuição mais uniforme das tensões e pela redução das áreas de concentração em regiões espessas. O desempenho estrutural, portanto, não apenas foi mantido, mas melhorado mesmo com a significativa redução de massa. Remodelando a estrutura, obtemos o modelo tridimensional apresentado na Figura 18.

Figura 18 - Modelo otimizado da estrutura principal e braço orbital



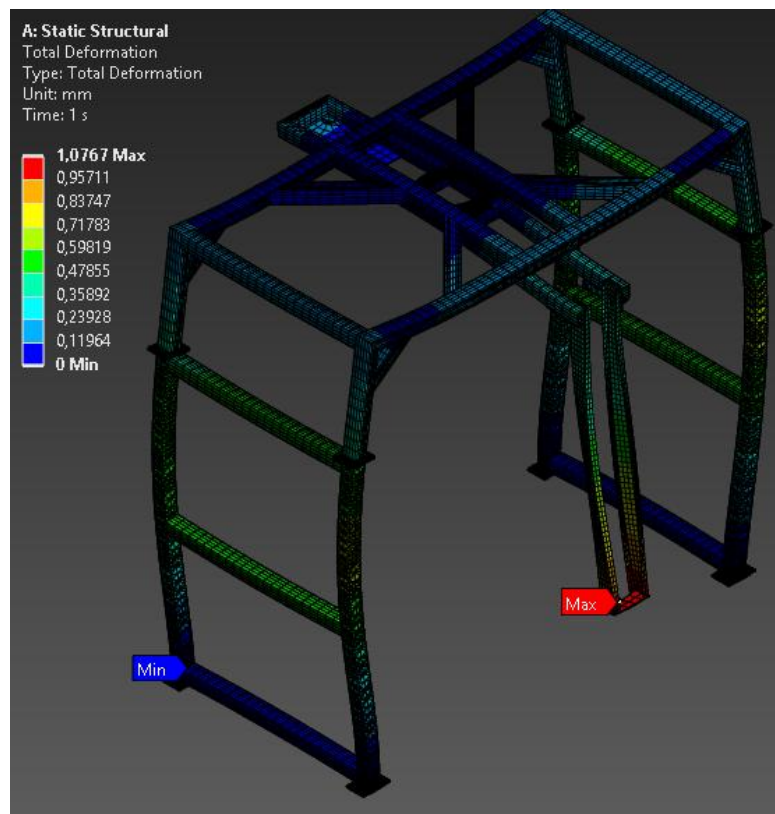
Fonte: Própria do autor (2025)

A escolha do perfil 120x120x4,75 mm foi determinada por meio de um critério de equilíbrio entre rigidez, segurança e viabilidade construtiva, além da grande disponibilidade do perfil no mercado. Reduções adicionais de seção como o uso de tubos de 100x100x4,75 mm implicariam em perda considerável de rigidez global, aumento das deformações e possibilidade

de redução do limite de fadiga local nas regiões de maior solicitação, que se concentraram principalmente na transição entre o tubo estrutural quadrado vertical e a placa base, como também na posição dos chumbadores. Além disso, do ponto de vista fabril, perfis abaixo dessa dimensão não suportariam adequadamente as cargas dinâmicas provenientes da rotação do braço orbital a 30 RPM, especialmente em ciclos contínuos de operação industrial. Assim, o perfil 120x120x4,75 mm foi definido como o limite inferior seguro dentro dos critérios de projeto e das margens normativas tendo em mente as limitações do modelo deste trabalho.

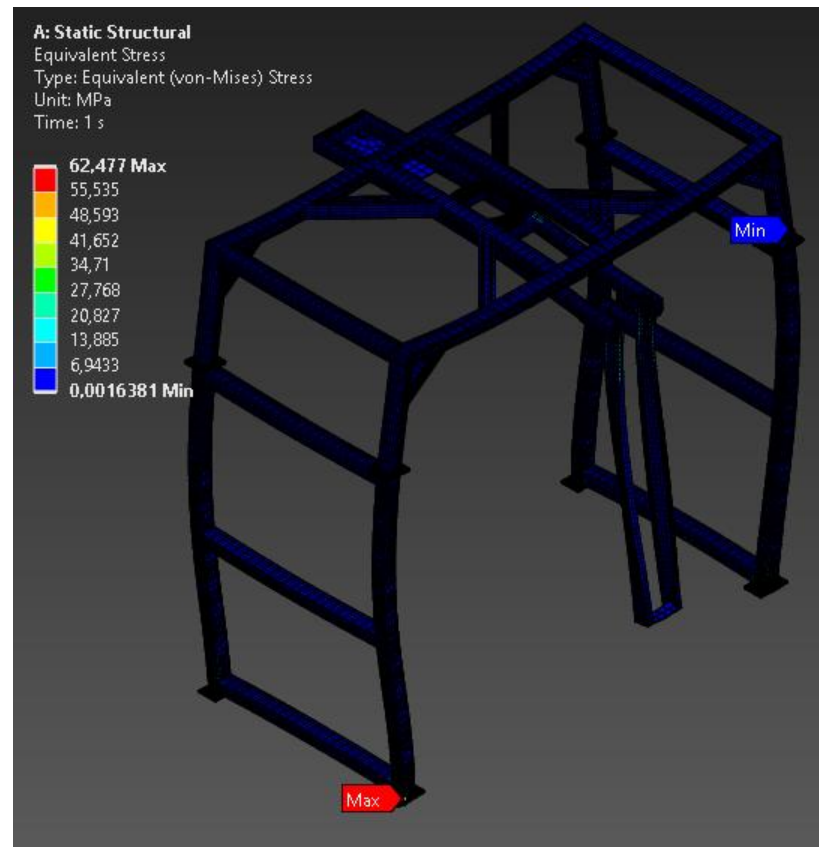
Podemos ver os resultados das simulações do caso 1 nas seguintes figuras, sendo o resultado da deformação total na Figura 19, a tensão equivalente de Von Mises na Figura 20, A tensão equivalente de Von Mises com zoom na região de tensão máxima na Figura 21 que nos indica a notável queda de tensão no ponto de fixação do chumbador, ademais, a tensão máxima na estrutura passa a ser o ponto de transição entre o tubo estrutural e a placa base, e o resultado para deformação total no primeiro modo de vibração da estrutura na Figura 22.

Figura 19 – Resultado de deformação total da estrutura otimizada (Caso 1)



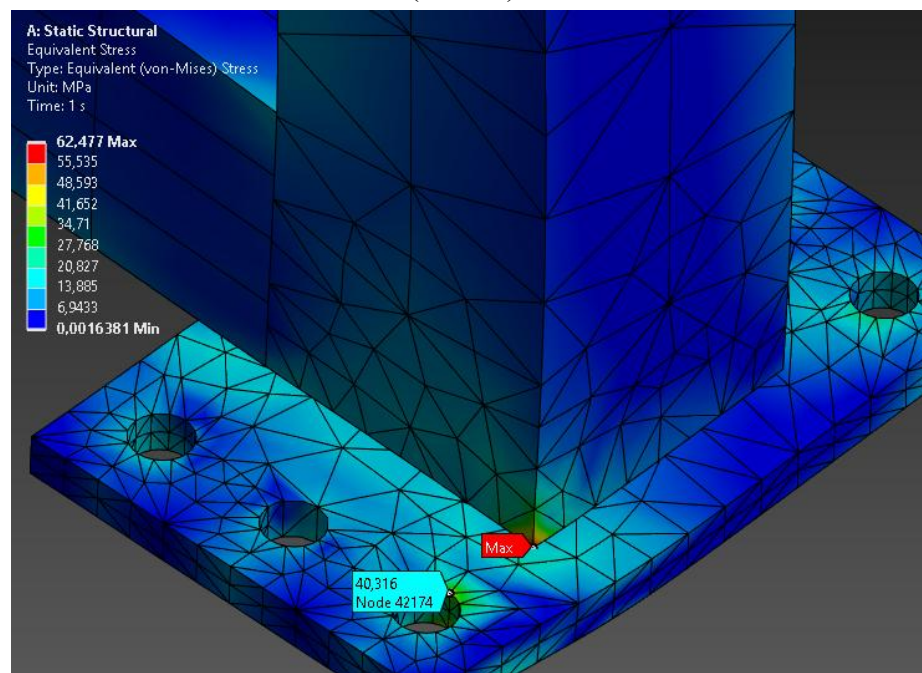
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 20 – Tensão equivalente de Von Mises da estrutura otimizada (Caso 1)



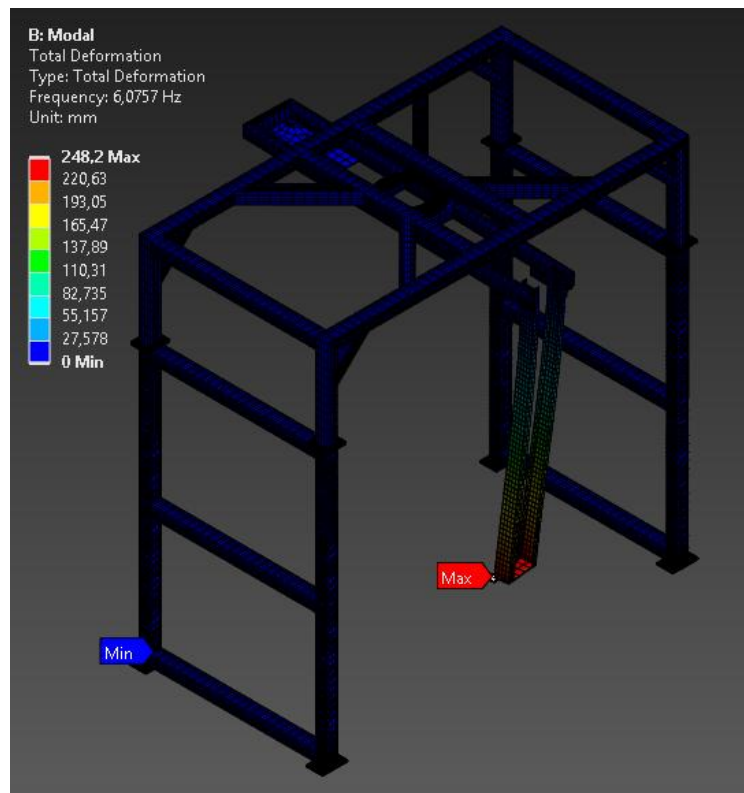
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 21 – Tensão equivalente de Von Mises com zoom na região de tensão máxima (Caso 1)



Fonte: Própria do autor (2025)

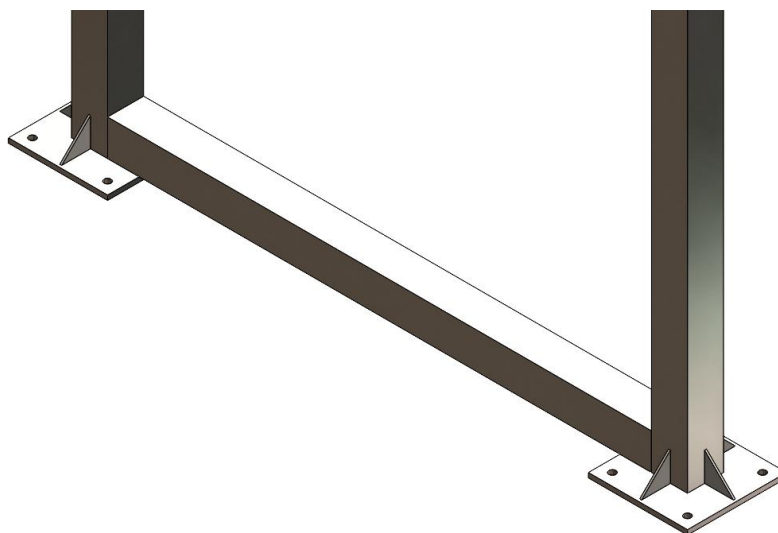
Figura 22 – Resultado de deformação total para primeiro modo de vibração (Caso 1)



Fonte: Própria do autor (2025)

Na segunda modificação (Caso 2), foram adicionadas nervuras nas regiões de fixação da base, e a placa base foi redimensionada conforme as recomendações da norma ABNT NBR 8800:2008, reduzindo-se o número de chumbadores de 6 para 4, porém redistribuídos de forma a garantir melhor transmissão das cargas ao solo. A modificação pode ser observada na Figura 23.

Figura 23 - Modelo otimizado reforçado da estrutura principal e braço orbital



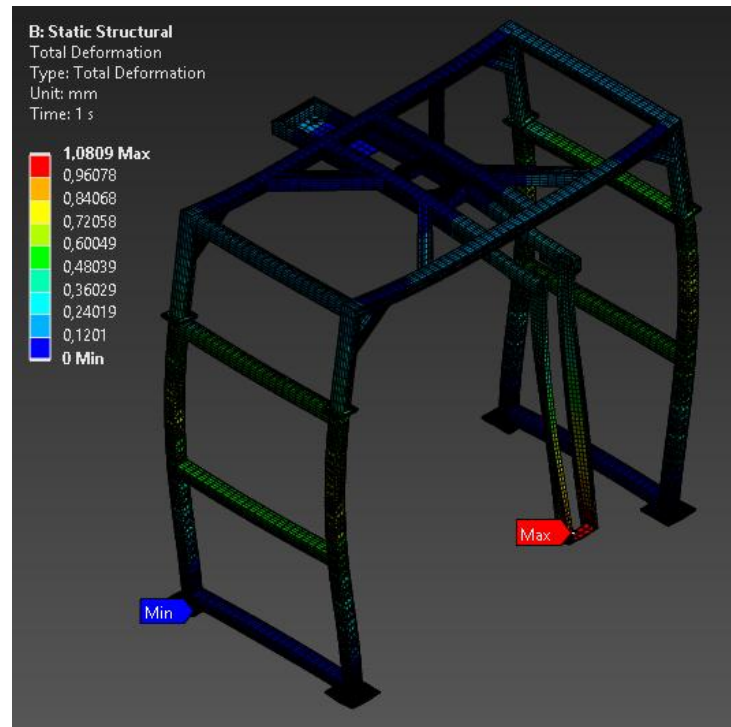
Fonte: Própria do autor (2025)

O objetivo dessa configuração foi avaliar a influência dos reforços no comportamento local de tensões concentradas observadas na interface entre a estrutura e o piso. As simulações mostraram que, com as nervuras e a nova distribuição dos chumbadores, a tensão máxima caiu levemente para 59,6 MPa, e o fator de segurança estático atingiu 4,2, com fator de fadiga de 2,4. Apesar do aumento de apenas 0,1 no fator de segurança estático, o acréscimo de 32 kg no peso total é justificado pela melhoria significativa na suavização do gradiente de tensões na região da placa base, o que contribui para reduzir riscos de fissuração por concentração localizada e fadiga de solda, que são pontos críticos em estruturas fixadas rigidamente ao solo.

Em termos comparativos, a inclusão das nervuras e da base revisada não teve impacto expressivo na rigidez global da estrutura, mas trouxe melhoria no comportamento local de tensões e maior confiabilidade estrutural nas regiões de ancoragem, onde se observavam os maiores esforços concentrados. Esse tipo de reforço é uma prática comum em estruturas industriais de grande porte, sendo uma medida preventiva contra falhas por propagação de trincas em soldas e deformações plásticas acumuladas.

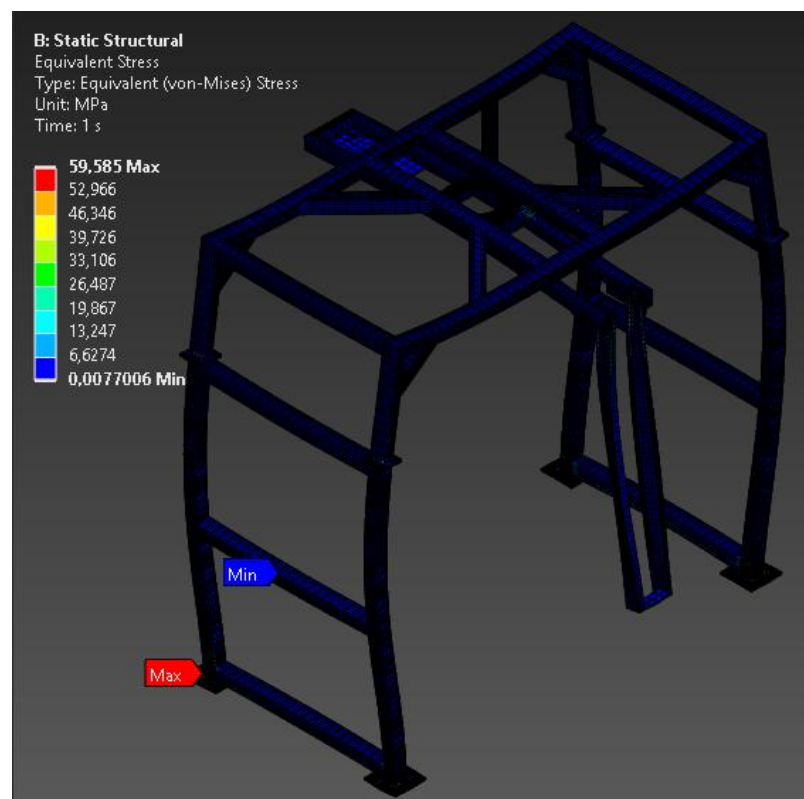
Os resultados são demonstrados logo abaixo, sendo o resultado da deformação total na Figura 24, a tensão equivalente de Von Mises na Figura 25, A tensão equivalente de Von Mises com zoom na região de tensão máxima na Figura 26 que evidencia a queda de tensão no furo de fixação do chumbador e redução da tensão na transição entre o tubo retangular a placa base, e o resultado para deformação total no primeiro modo de vibração da estrutura na Figura 27.

Figura 24 – Resultado de deformação total da estrutura otimizada (Caso 2)



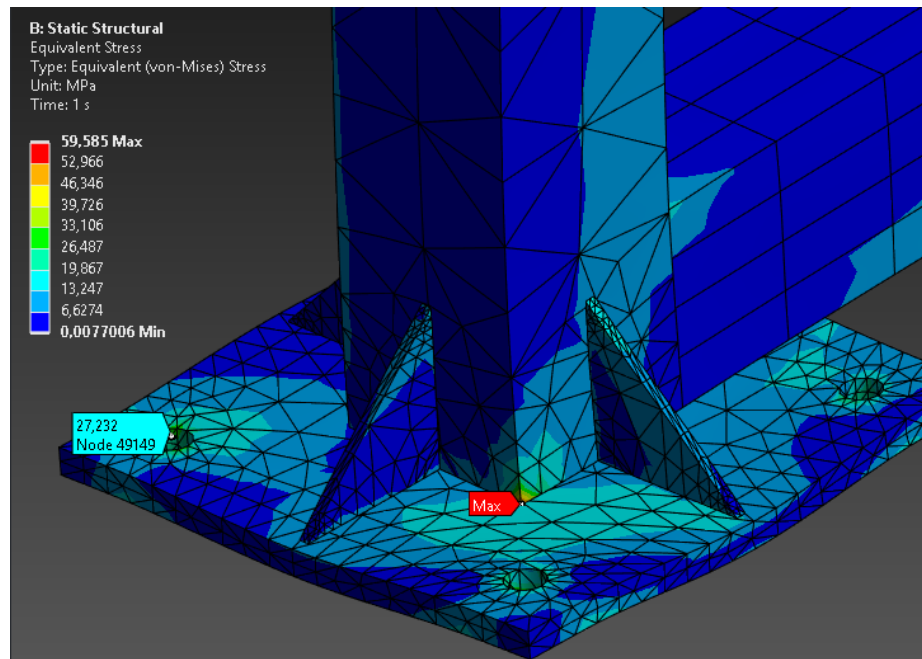
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 25 – Tensão equivalente de Von Mises da estrutura otimizada (Caso 2)



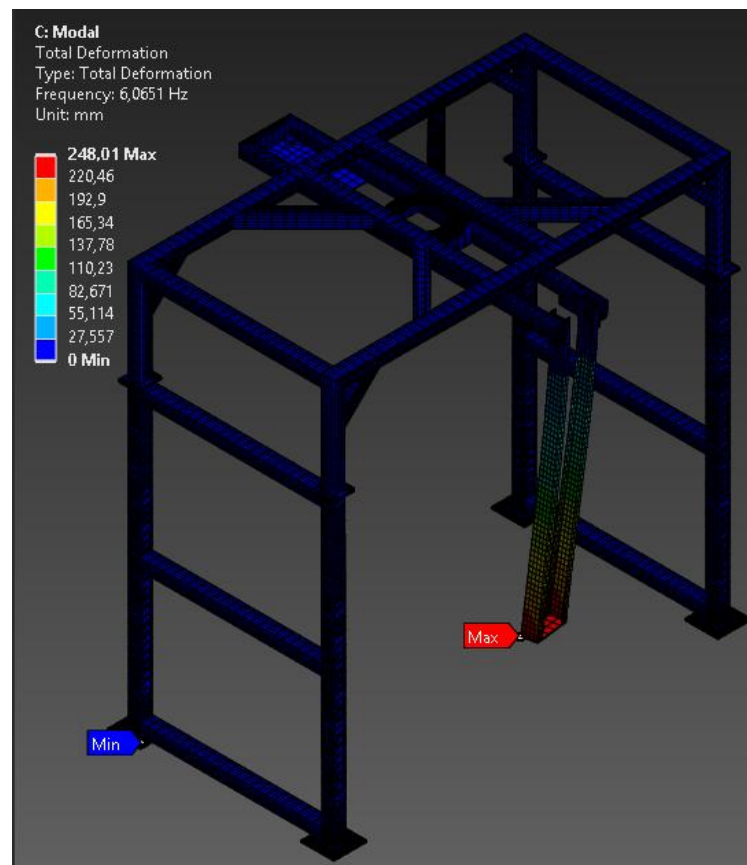
Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 26 – Tensão equivalente de Von Mises com zoom na região de tensão máxima (Caso 2)



Fonte: Própria do autor (2025)

Figura 27 – Resultado de deformação total para primeiro modo de vibração (Caso 2)



Fonte: Própria do autor (2025)

De modo geral, os resultados indicam que o projeto otimizado (Caso 1 e 2) atinge excelente equilíbrio entre leveza e segurança, com redução de mais de 35% no peso total da estrutura sem comprometer o desempenho estrutural, modal ou a vida em fadiga.

A análise modal foi conduzida com o objetivo de identificar as frequências naturais e os modos de vibração predominantes das três configurações estruturais analisadas, assegurando que nenhuma delas apresentasse risco de ressonância em relação à frequência operacional da máquina. A velocidade nominal de rotação do braço orbital é de 30 RPM (0,5 Hz), valor significativamente inferior às frequências naturais obtidas nas simulações, o que garante ampla margem de segurança dinâmica.

Tabela 2 - Propriedades geométricas e de massa das três configurações analisadas

Configuração	Perfil estrutural principal (mm)	Perfil estrutural do braço (mm)	Peso teórico (kg)	Variação
Caso original	160x160x6,35	140x80x4,5	1681,4	-
Caso 1 - Otimizado	120x120x4,75	120x80x3,75	1084,8	35,5%
Caso 2 - Otimizado + Reforço	120x120x4,75	120x80x3,75	1117,3	33,6%

Fonte: Própria do Autor

Tabela 3 - Resultados comparativos de tensão, deformação e fatores de segurança

Configuração	Tensão máx. (MPa)	Deformação total máxima (mm)	CS estático mínimo	CS fadiga mínimo	Peso (kg)
Caso Original	69,31	1,42	3,6	2,1	1681,4
Caso 1 - Otimizado	62,48	1,08	4,0	2,3	1084,8
Caso 2 - Otimizado + Reforço	59,59	1,08	4,2	2,4	1117,3

Fonte: Própria do Autor

Tabela 4 - Resultados comparativos de frequências dos modos de vibração

Modo	Caso 1 (Hz)	Caso 2 (Hz)	Caso 3 (Hz)
1	6,46	6,08	6,07
2	12,44	10,33	10,33
3	15,84	11,55	11,49
4	21,24	19,81	19,79
5	28,57	27,65	27,63
6	33,83	28,93	28,89

Fonte: Própria do Autor

Os resultados demonstram que, mesmo após a redução de massa estrutural e inclusão dos reforços, as frequências naturais permaneceram muito acima da faixa de excitação, evidenciando que a otimização não comprometeu a rigidez global da estrutura. O primeiro modo de vibração apresentou valores entre 6,07 Hz e 6,46 Hz, equivalentes a aproximadamente 364 e 388 RPM, o que representa mais de 12 vezes a frequência de operação nominal.

No caso original, a análise exigiu 2 minutos e 19 segundos para convergir. No caso otimizado, a simplificação da estrutura reduziu o tempo de processamento para 1 minuto e 12 segundos, refletindo a menor densidade de malha. Já no caso otimizado com reforços, o tempo foi de 1 minuto e 18 segundos, levemente superior ao anterior devido à inclusão dos reforços e às novas regiões de refinamento local.

5 CONCLUSÕES

A estrutura original, composta por tubos quadrados de 160x160x6,35 mm e retangulares de 140x80x4,5 mm, apresentou um peso total de 1681 kg e tensões máximas de 69 MPa, com fator de segurança estático de 3,6 e de fadiga de 2,1. A partir desses resultados, é evidente a possibilidade de otimização significativa da estrutura, motivando a substituição dos perfis principais por seções menores, mantendo margens adequadas de segurança.

Na configuração otimizada (Caso 1), a adoção de perfis 120x120x4,75 mm e 120x80x3,75 mm reduziu o peso total da estrutura para 1085 kg, representando uma redução de aproximadamente 35,5% sem redução do desempenho mecânico. As tensões máximas diminuíram para 62 MPa, com aumento dos fatores de segurança estático e de fadiga para 4,0 e 2,3, respectivamente. De acordo com as boas práticas de projeto estrutural e recomendações presentes nas normas ABNT NBR 8800:2008 e NBR 8400:1984, o fator de segurança mínimo recomendado para estruturas metálicas soldadas e submetidas a carregamentos estáticos situa-se entre 2,0 e 3,0, enquanto para aplicações sujeitas a ciclos repetitivos ou vibrações contínuas, como é o caso do braço orbital da máquina envolvente, recomenda-se um fator de segurança estático superior a 3 e um fator de segurança à fadiga acima de 2. No cenário otimizado, ambos os critérios foram atendidos e até superados. Reduções adicionais nas dimensões dos perfis comprometeriam essas margens, podendo levar ao surgimento de deformações excessivas, aumento da suscetibilidade à fadiga e menor estabilidade global da estrutura, especialmente nas regiões de engaste e nas conexões do braço orbital.

O segundo cenário (Caso 2), que incluiu o redimensionamento da placa base conforme a ABNT NBR 8800:2008 e a adição de reforços triangulares nas colunas, teve como propósito avaliar o comportamento local da estrutura. Embora o ganho global em fator de segurança tenha sido discreto, o reforço resultou em melhor distribuição das tensões e diminuição de concentrações de tensão nos pontos de fixação, aumentando a confiabilidade estrutural a longo prazo. O acréscimo de 32 kg foi considerado aceitável frente à melhoria do gradiente de tensões e à prevenção de falhas por fadiga nas regiões soldadas.

Em relação à análise modal, observou-se que o primeiro modo de vibração sofreu pequena redução ao longo das otimizações, variando de 6,46 Hz no Caso 1 para 6,08 Hz no Caso 2, e mantendo-se em 6,07 Hz no Caso 3. Essa variação representa uma leve diminuição da rigidez global, esperada devido à redução de massa e flexibilização da estrutura. No entanto, o valor permanece mais de doze vezes superior à frequência operacional de 0,5 Hz (30 RPM), garantindo ampla margem de segurança contra ressonância e assegurando comportamento

dinâmico estável durante o funcionamento da máquina. Dessa forma, comprova-se que a estrutura otimizada mantém um comportamento dinâmico estável e satisfatório, mesmo após a expressiva redução de massa, assegurando a integridade e a confiabilidade do conjunto sob condições reais de operação.

5.1 VERIFICAÇÃO DOS OBJETIVOS

A análise estrutural e otimização da máquina envolvente de paletes com braço orbital, visando a redução de peso da estrutura sem comprometer sua integridade e confiabilidade foi o objetivo principal deste trabalho. Utilizando o SolidWorks para modelagem e Ansys para simulações numéricas, foi possível avaliar o comportamento estático, dinâmico e de fadiga do equipamento sob condições reais de operação.

Portanto, o trabalho atingiu plenamente seu objetivo principal, comprovando que é possível reduzir em mais de 35% o peso da estrutura da máquina mantendo níveis seguros de tensão, rigidez e durabilidade.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

Como recomendação para trabalhos futuros, é importante realizar ensaios experimentais que validem os resultados obtidos nas simulações numéricas para confirmar a precisão do modelo computacional e ampliar sua confiabilidade. Sugere-se também a análise detalhada das soldas e dos sistemas de fixação, considerando as condições reais de operação contínua, a fim de avaliar possíveis concentrações de tensões e efeitos de fadiga localizados. Por fim, recomenda-se a realização de análises transientes que considerem os efeitos dinâmicos de partida e parada do movimento do braço orbital, permitindo uma melhor compreensão do comportamento estrutural ao longo de todo o ciclo operacional.

REFERÊNCIAS

- AMBARISHA, V. K.; PARKER, R. G. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models. **Journal of sound and vibration**, Londres, v. 302, p. 577–595, 2007. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.11.028>. Acesso em: 24 abr. 2025.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400:1984**: cálculo de equipamentos sob pressão. Rio de Janeiro: ABNT, 1984.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8800:2008**: projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. Rio de Janeiro: ABNT, 2008.
- BATHE, K. J. **Finite element procedures**. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1996.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. **Resistência dos materiais**. 5. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2010.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, K. J. **Shigley's mechanical engineering design**. 11. ed. New York: McGraw-Hill, 2020.
- CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. **Materials science and engineering: an introduction**. 10. ed. New York: Wiley, 2018.
- CHEN, Z.; LIU, X.; GAO, Z.; LI, Y.; LI, H. Structure design and stress analysis of a marine palletizer based on tapered roller bearing. In: **International conference on mechatronics and computer technology engineering (MCTE 2022)**, 5., 2022, Chongqing. **Proceedings of SPIE**. Bellingham: SPIE, 2022. v. 12500, p. 1250029-1–1250029-7. Disponível em: <https://doi.org/10.1117/12.2660911>. Acesso em: 24 abr. 2025.
- CHOY, F. K.; POLYSHCHUK, V.; ZAKRAJSEK, J. J.; HANDSCHUH, R. F.; TOWNSEND, D. P. Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system. **Tribology international**, Oxford, v. 29, n. 1, p. 77–83, 1996. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(95\)00037-5](https://doi.org/10.1016/0301-679X(95)00037-5). Acesso em: 24 abr. 2025.
- COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E.; WITT, R. J. **Concepts and applications of finite element analysis**. 4. ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
- DOWLING, N. E. **Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. 4. ed. Boston: Pearson, 2013.
- GUAN, Y. H.; LIM, T. C.; SHEPARD, W. S. Experimental study on active vibration control of a gearbox system. **Journal of sound and vibration**, Londres, v. 282, n. 3–5, p. 713–733, 2005. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2004.03.043>. Acesso em: 24 abr. 2025.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson, 2011.
- LEI, Y.; LIN, J.; ZUO, M. J.; HE, Z. Condition monitoring and fault diagnosis of planetary gearboxes: a review. **Measurement**, Amsterdam, v. 48, p. 292–305, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2013.11.012>. Acesso em: 24 abr. 2025.

LIN, J.; PARKER, R. G. Sensitivity of planetary gear natural frequencies and vibration modes to model parameters. **Journal of sound and vibration**, Londres, v. 228, n. 1, p. 109–128, 1999.

LOGAN, D. L. **A first course in the finite element method**. 5. ed. Stamford: Cengage Learning, 2012.

POLITAN. **Eficiência energética com envolvedoras de stretch**: otimizando o processo de embalagem. Disponível em: <https://politan.com.br/eficiencia-energetica-com-envolvedoras-de-stretch-otimizando-o-processo-de-embalagem/>. Acesso em: 16 ago. 2025.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson, 2008.

SİMŞEK, M. Vibration analysis of a functionally graded beam under a moving mass by using different beam theories. **Composite structures**, Amsterdam, v. 92, n. 4, p. 904–917, 2010. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2009.09.030>. Acesso em: 24 abr. 2025.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The finite element method**. 5. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000.