

SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS DE LONGARINAS DA ESTRUTURA DE CABINA DE ELEVADORES

Rodrigo Rost da Silva, rodrigo.rost@edu.pucrs.br
Sergio Boscato Garcia

Resumo.

Os elevadores são sistemas essenciais para o transporte vertical, classificados de acordo com o tipo de sistema de tração utilizado, como os de tiro simples (1:1) e tiro duplo (2:1). Embora apresentem diferentes configurações de tração, algumas estruturas das cabinas desses elevadores são muito semelhantes. Nos elevadores de tiro simples, a cabina é composta por longarinas laterais, enquanto no sistema de tiro duplo algumas estruturas de cabina não apresentam longarinas laterais, utilizando polias instaladas na travessa inferior de cabina. Este trabalho tem como objetivo analisar a segurança estrutural das longarinas laterais dos elevadores, com ênfase nas modificações realizadas para aumentar o espaço interno do carro, utilizando o software SolidWorks para simular o comportamento das longarinas sob cargas aplicadas. Foram avaliadas duas condições de estrutura: a original e a modificada com emenda por parafusos. Os resultados indicam que a estrutura original, quando projetada adequadamente, atende aos requisitos de segurança, com tensões internas dentro dos limites estabelecidos. Por outro lado, a modificação da estrutura, por meio de conexão das longarinas utilizando parafusos, gerou concentrações de tensões em pontos críticos, o que pode comprometer a integridade da estrutura sob cargas excessivas. A principal conclusão do estudo é que modificações estruturais em elevadores devem ser realizadas com base em um projeto técnico adequado, supervisionado por profissionais qualificados, a fim de garantir a segurança e a conformidade com as normas técnicas.

Palavras-chave: Elevadores; Análise de Elementos Finitos; Cabina de Elevadores.

Abstract.

Elevators are essential systems for vertical transportation, classified according to the type of traction system used, such as single-rope (1:1) and double-rope (2:1) systems. Although they feature different traction configurations, some of the structures of these elevators' cabins are very similar. In single-rope elevators, the cabin is composed of lateral girders, while in the double-rope system, some cabin structures do not have lateral girders, instead using pulleys installed in the lower crossbeam of the cabin. This study aims to analyze the structural safety of the lateral girders in elevators, with an emphasis on modifications made to increase the internal space of the cabin, using SolidWorks software to simulate the behavior of the girders under applied loads. Two structural conditions were evaluated: the original and the modified one with bolted joints. The results indicate that the original structure, when properly designed, meets safety requirements, with internal stresses within established limits. On the other hand, the structural modification, through the connection of the girders using bolts, generated stress concentrations at critical points, which could compromise the integrity of the structure under excessive loads. The main conclusion of the study is that structural modifications in elevators should be based on an appropriate technical project, supervised by qualified professionals, in order to ensure safety and compliance with technical standards.

Keywords: Elevators; Finite Element Analysis; Elevator Cabin.

1. INTRODUÇÃO

A história dos elevadores remonta a períodos antigos, com referências nas obras do arquiteto romano Vitrúvio, que atribuiu a Arquimedes a invenção de um dispositivo vertical por volta de 236 a.C. No entanto, a ideia de transportar cargas e pessoas verticalmente já existia em civilizações ainda mais antigas, como o Egito, onde, por volta de 1500 a.C., sistemas rudimentares de polias e cordas eram utilizados, por exemplo, para movimentar água do rio Nilo para irrigação das plantações e para auxiliar na construção das pirâmides. Com o passar do tempo, esses mecanismos foram aprimorados, como a primeira menção registrada de um "elevador", feita por Vitruvius em 25 a.C., quando ele projetou o guincho manual movido por força humana ou animal.

Durante a Roma Antiga, elevadores também eram utilizados em várias situações, como no transporte de materiais ou na movimentação de cargas em construções e teatros. Esses primeiros elevadores, compostos por cordas de cânhamo e estruturas de madeira, funcionavam por tração humana ou animal. Essa tecnologia foi aprimorada ao longo dos séculos, mas permaneceu dependente de força manual até a Revolução Industrial. No século XIX, com o advento das máquinas a vapor, novos avanços técnicos permitiram a introdução de cabos de aço, aprimorando significativamente o funcionamento e a segurança dos sistemas de transporte vertical. No entanto, a confiabilidade dos elevadores ainda era questionada devido a acidentes relacionados à ruptura dos cabos (DINSMORE, 1997).

O marco na segurança dos elevadores ocorreu em 1854, quando Elisha Graves Otis apresentou um mecanismo de segurança que evitava a queda da cabina em caso de falha dos cabos (OTIS, 2023). Este avanço foi crucial para a aceitação e popularização dos elevadores em edifícios altos, especialmente nas emergentes áreas urbanas. A segurança, aliada à eficiência dos novos mecanismos, fundamenta-se nas normas de segurança que começaram a ser sistematizadas no final do século XIX, e continuam a ser desenvolvidas e atualizadas em normas modernas, como a ABNT NBR 16062:2012, que estabelece requisitos para a instalação e manutenção de elevadores, com ênfase na segurança operacional e prevenção de acidentes.

Com o advento dos elevadores elétricos, a partir do final do século XIX, houve uma revolução no transporte vertical. Os elevadores elétricos, que proporcionavam maior velocidade e capacidade de carga, começaram a substituir os sistemas hidráulicos. A primeira instalação comercial de um elevador elétrico ocorreu em Nova York, em 1889, marcando uma nova era na engenharia de transporte vertical. O Elevador Lacerda, inaugurado em 1873 em Salvador, Bahia, destaca-se como o primeiro elevador urbano do Brasil e continua a ser um ícone arquitetônico, inicialmente, o elevador era operado por uma bomba a óleo ainda acionada por máquinas a vapor. Somente em 1906, a operação do equipamento foi modernizada, passando a ser movida por energia elétrica (OTIS, 2024).

Ao longo do século XX, a tecnologia dos elevadores evoluiu ainda mais com a introdução de sistemas automatizados e controles computadorizados, que aprimoraram a eficiência, segurança e conforto para os usuários. Os elevadores modernos empregam tecnologias avançadas, incluindo sistemas de controle inteligente e soluções de eficiência energética, atendendo às demandas contemporâneas das áreas urbanas. A ABNT NBR 16858-1, que trata da instalação e manutenção de elevadores, reflete o crescente foco em soluções tecnológicas que buscam melhorar a eficiência energética e o desempenho ambiental desses sistemas, um aspecto importante na arquitetura sustentável e no planejamento urbano moderno.

Hoje, os elevadores são componentes essenciais na arquitetura moderna e estão presentes em uma variedade de edificações, desde residenciais até comerciais e industriais. O projeto, a construção, a

instalação e a manutenção desses sistemas estão sujeitos a normas rigorosas, que visam garantir a segurança operacional e a eficiência dos elevadores, refletindo a evolução contínua desta importante tecnologia na engenharia. A ABNT NBR NM 207, que regulamenta os requisitos de segurança para a construção e instalação de elevadores elétricos de passageiros, evidencia como as normas brasileiras garantem a integridade e funcionalidade dos elevadores em diferentes aplicações. Atualmente, no Brasil, existem cerca de 500 mil elevadores em operação, essenciais para garantir a mobilidade de milhares de pessoas todos os dias, e continuam a ser regidos por normas rigorosas que asseguram sua funcionalidade e segurança (TK Elevator, 2024).

2. OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo analisar a segurança relacionada à resistência estrutural das longarinas de elevadores, utilizando o *software* de análise de elementos finitos *SolidWorks* para simular o comportamento dessas estruturas sob cargas aplicadas. Considerando que não é de fácil fornecimento as barras de perfil U maiores que 3 metros com a geometria necessária para serem utilizadas como longarinas em estruturas de elevadores, observa-se a prática de emendas nessas peças em alguns casos. Assim, o estudo investigará o impacto dessas modificações estruturais, comparando uma longarina original com uma longarina modificada, na qual foi realizada uma conexão utilizando parafusos.

A proposta é fornecer informações sobre a capacidade estrutural das longarinas de elevadores, contribuindo para o aprimoramento das práticas de engenharia e podendo ser útil para empresas que seguem normas de segurança, pois estas empresas tem o papel de alertar os clientes, que muitas vezes desconhecem as modificações informais feitas em seus equipamentos, e oferecer alternativas para melhorar tais condições. Além disso, o trabalho buscará avaliar a magnitude do impacto na segurança do equipamento, resultante da implementação dessas modificações estruturais.

É importante destacar que, atualmente, não existem normas específicas que tratem dessas modificações, nem diretrizes claras sobre os cuidados necessários ao realizar tais intervenções. Portanto, este estudo tem a intenção de preencher essa lacuna e oferecer recomendações relevantes para a área.

3. REFERENCIAL TEÓRICO

3.1. Componentes de um Elevador

De acordo com o CREA-MG (2013), os principais componentes de um elevador são: quadro de comando, máquina de tração, guias, portas, cabina, contrapeso, freio de segurança, regulador de velocidade, para-choques e cabos de tração. Esses elementos trabalham de forma integrada para garantir o funcionamento seguro e eficiente do elevador, permitindo o transporte vertical de pessoas e cargas de maneira confiável, como ilustrado na Fig. 1.

O processo inicia-se com o quadro de comando, considerado o "cérebro" do elevador, que gerencia e processa todas as informações relacionadas às funções do sistema, como os comandos de movimentação e a segurança. O quadro de comando pode ser localizado na casa de máquinas ou, dependendo do projeto, diretamente nos pavimentos, variando conforme a disposição da máquina de tração. A máquina de tração é um dos principais responsáveis pelo movimento do elevador, acionando o sistema de tração que possibilita a subida e descida da cabina. A movimentação é realizada por

meio de cabos de tração que conectam as estruturas da cabina e do contrapeso à máquina de tração, permitindo o deslocamento vertical

A estrutura ou também conhecido como carro, que constitui o foco principal deste trabalho, é composta por longarinas laterais e travessas superior e inferior. Uma delas suporta a cabina, enquanto a outra sustenta o contrapeso, que tem a função de equilibrar o peso da cabina, facilitando o movimento e reduzindo o esforço necessário da máquina de tração. A cabina, por sua vez, é o espaço destinado ao transporte de passageiros e cargas, montada sobre uma plataforma dentro da estrutura.



Figura 1: Componentes do elevador (TK Elevator, 2024)

Outro componente vital para a segurança do elevador é o regulador de velocidade. Esse dispositivo monitora constantemente a velocidade do elevador e, caso ultrapasse os limites pré-determinados, aciona o freio de segurança. Os freios do elevador são compostos por dois tipos: o freio normal, localizado na máquina de tração, que funciona como um freio de tambor, pressionando e soltando a polia de tração para regular o movimento, e o freio de segurança, que é acionado quando o elevador excede a velocidade permitida pelo regulador. O freio de segurança é composto por dispositivos tipo cunha e fica posicionado abaixo da estrutura da cabina, travando diretamente nas guias do elevador.

As guias são estruturas metálicas que orientam o movimento da cabina e do contrapeso ao longo do poço, também conhecido como caixa de corrida, que é o espaço físico onde se dá o deslocamento dos componentes. No poço, também estão localizados os mecanismos de pavimento, responsáveis pelo destravamento e movimentação das portas dos andares, que podem ser automáticos ou manuais. E por fim, os para-choques hidráulicos ou *buffers*, que são equipamentos localizados no fundo do poço, cuja função é absorver os impactos em caso de falhas no sistema, evitando danos à cabina ou aos componentes do elevador.

Em resumo, o elevador é um sistema complexo que depende da interação precisa entre seus componentes mecânicos e elétricos. A segurança e eficiência do transporte vertical são garantidas pelo funcionamento coordenado de cada parte, desde o quadro de comando até os para-choques, passando pela máquina de tração, os sistemas de guias e os dispositivos de segurança.

3.2. Dimensionamento da Cabina

Inicialmente, é necessário obter as dimensões da cabina, uma vez que elas servirão de base para o dimensionamento da estrutura. Vale ressaltar que este procedimento está sendo adotado com o objetivo de realizar uma análise de esforços na estrutura. Em projetos reais, o processo de dimensionamento segue uma ordem inversa: primeiro realiza-se a análise da caixa de corrida, depois o dimensionamento da estrutura e, por fim, as dimensões da cabina.

Considerando que o objetivo deste trabalho é realizar uma análise de esforços nas longarinas, será realizada uma simulação levando em conta a carga útil máxima de um elevador de passageiros. De acordo com a Norma NBR 13994:2000 (Elevadores de passageiros – Elevadores para transporte de pessoas portadoras de deficiência), as dimensões internas da cabina para elevadores com entrada única ou com duas entradas opostas devem ser definidas conforme os critérios estabelecidos na Tab. 1.

Tabela 1: Dimensões mínimas para elevadores com entrada única ou duas entradas (NBR 13994, 2000)

Tipo de cabina	Ancho / Largura mm	Profundidad / Profundidade mm	Carga nominal kg	Ancho libre mínimo de la puerta / Largura livre mínima da porta mm	Nivel de accesibilidad / Nível de acessibilidade	Observaciones / Observações	Figura (Ref.)	NOTA MERCOSUR / NOTA MERCOSUL
1	1 100	1 300	525	800	(1)	(a)	1	I
	1 100	1 400	600	800			1	II
	1 000	1 250	450	800			1	III ^a
2	1 500	1 500	975	1 100	(2)	(b)	2	
3	1 200	2 200	1 200	1 100	(3)	(c)	1	IV
	1 300	2 100	1 275	900			1	I
	2 100	1 300	1 275	1 100			3	I ^b
	1 100	2 100	1 050	800			1	III

As dimensões mínimas das cabinas correspondem à sua área útil. A largura da cabina é definida como a distância horizontal entre as superfícies internas das paredes estruturais, medida paralelamente ao lado da entrada. Por sua vez, a profundidade da cabina é a distância horizontal entre as superfícies internas das paredes estruturais, medida perpendicularmente à largura.

Quanto ao nível de acessibilidade, existem três categorias distintas que devem ser consideradas. No primeiro nível, a cabina deve comportar um usuário em cadeira de rodas e outro usuário adicional. No segundo nível, a cabina deve ser capaz de acomodar um usuário em cadeira de rodas e vários outros usuários. No terceiro nível, a cabina deve ser capaz de comportar várias cadeiras de rodas ou uma maca, além de permitir a presença de vários usuários.

Em relação às especificações de acessibilidade, é essencial garantir que pessoas que utilizam cadeiras de rodas, tanto manuais quanto motorizadas, nas classes A e B, conforme estabelecido pela norma ISO 7176-5, possam utilizar a cabina com conforto e segurança. Além disso, é necessário assegurar que a cabina permita a realização de um giro completo dentro do espaço por um usuário em cadeira de rodas manual ou motorizada, ainda nas classes A e B, conforme a mesma norma. Adicionalmente, a cabina deve ser projetada de forma a permitir o acesso de uma maca com dimensões de 2000 mm x 600 mm, garantindo também o acesso de outros usuários ou várias cadeiras de rodas.

Considerando a capacidade de carga útil de 1275 kg, obtém-se uma largura interna mínima da cabina de 2,1 m e uma profundidade interna mínima de 1,3 m. Em relação à altura da cabina, o item 4.7.3 da NBR 14712 estabelece que os elevadores de passageiros devem possuir uma altura livre mínima de 2 m. No entanto, no contexto dos casos de longarinas retrabalhadas, que são o foco principal deste estudo, consideram-se apenas cabinas com altura mínima interna de 2,4 m. Isso se deve ao fato de que, com essa medida, a altura interna mínima total da estrutura de cabina é de 3 m. Portanto, adotaremos essa altura útil interna da cabina para as simulações.

Cabe ressaltar que, embora a largura mínima livre da porta, conforme especificado na Tab. 1, seja de 1,11 m, essa medida não afetará os resultados deste estudo, motivo pelo qual desconsidera-se essa informação.

3.3. Equações Disponibilizadas por Norma para Dimensionamento da Estrutura de Cabina

Para definir as tensões de flexão e tração máximas nos componentes da estrutura de cabina foram utilizadas as equações disponíveis na norma NBR 14712:2013, Anexo B, Dados de projeto e fórmulas, item B.1.6 – Longarinas da armação do carro. A tensão total em cada longarina da armação do carro devida à tensão e flexão, o índice de esbeltez de cada longarina e seu momento de inércia, devem ser determinados de acordo com as equações B.1.6.1 e B.1.6.3

B.1.2 Simbologia empregada nas equações

Os símbolos usados nas equações deste Anexo têm o seguinte significado:

- A é a área líquida da seção transversal (mm^2);
- B é a largura interna livre da cabina (mm^2);
- C é a massa total do carro (kg);
- D é a distância entre guias (mm^2);

- E é o módulo de elasticidade transversal do material usado (MPa);
G é a força atuante no cabeçote superior com a carga máxima para a classe de carregamento na cabina com o carro estacionado no pavimento superior (N);
H é a distância vertical entre os cursores do carro (mm²);
I é o momento de inércia do vigamento (mm⁴);
K é o momento de giro como determinado para as classes de carregamento (N · mm);
L é o vão das longarinas (distância entre o parafuso mais baixo no cabeçote superior e o parafuso mais alto no cabeçote inferior) (mm);
R é o raio de giração mínimo do vigamento (mm);
W é a carga nominal (kg);
Z é o módulo de resistência à tração combinado dos elementos do cabeçote inferior (mm³);
Z_u é o módulo de resistência de uma longarina (mm³).

B.1.6.1 – Tensão devida à flexão e tração:

$$\sigma_{total} = \frac{KL}{4HZ_u} + \frac{G}{2A} \text{ (MPa)} \quad (1)$$

Onde, Eq. 2 é a tensão de flexão em cada longarina no plano da armação devida à carga viva W na plataforma para a classe de carregamento A, B ou C para qual o elevador é usado e Eq. 3 é a tensão de tração em cada longarina.

$$\sigma = \frac{KL}{4HZ_u} \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{G}{2A} \quad (3)$$

O momento de giro K é determinado de acordo com as seguintes equações:

A) Equação 4 para Classe A de carregamento

$$K = 9,807 \left(\frac{WB}{8} \right) \text{ (N·mm)} \quad (4)$$

B) Equação 5 para Classe B de carregamento

$$K = 9,807 \left(\frac{WB}{8} \right) \text{ (N·mm)} \quad (5)$$

C) Equação 6 Classe C de carregamento

$$K = 9,807 \left(\frac{WB}{4} \right) \text{ (N·mm)} \quad (6)$$

B.1.6.2 – Índice de esbeltez

O índice de esbeltez L/R para longarinas submetidas à compressão que não sejam aquelas resultantes das ações de freio de segurança ou de para-choque não podem exceder 120.

B.1.6.3 – Momento de inércia

O momento de inércia de cada longarina deve ser no mínimo o determinado pela Eq. 7:

$$I = \frac{KL^3}{457EH} \quad (mm^4) \quad (7)$$

Para uma melhor compreensão das dimensões mencionadas da estrutura da cabina, a Fig. 2 apresenta uma representação de uma estrutura de cabina real.



Figura 2: Estrutura de cabina de um elevador (Vianelk Elevators, 2024)

3.4. Dimensionamento da Estrutura

A estrutura da cabina é composta pelos elementos responsáveis pelo deslocamento da cabina dentro do poço, funcionando como um envoltório ao redor da cabina, razão pela qual suas dimensões são maiores do que as da própria cabina. Para o dimensionamento da largura interna útil da estrutura,

deve-se considerar a largura interna da cabina, as chapas laterais e uma folga para a instalação. A largura interna da cabina foi previamente definida como 2,1 m. Para as chapas laterais, assume-se um valor de 20 mm para cada chapa, além de uma folga de 30 mm de cada lado para a instalação da cabina dentro da estrutura. Assim, a largura interna total será de 2,2 m.

Em relação à altura, considerando uma cabina com altura interna de 2,4 m, há um acréscimo de 400 mm para atingir a altura externa da cabina. Além disso, adiciona-se 100 mm para os chumbadores dos cabos de tração, que estão posicionados abaixo da placa de suspensão no cabeçote superior, e mais 100 mm de espaço livre destinado à manutenção no topo da cabine. Assim, a altura mínima interna da estrutura será de 3 m. Para o estudo, será considerado o uso de longarinas com 4 m de comprimento, as quais, mesmo após descontadas as dimensões das travessas superior e inferior, os espaços para fixação dos cabos e a área de manutenção, serão adequadas para atender cabines com altura interna entre 2,4 m e 3,4 m.

Com base nas dimensões da cabina especificadas no Tópico 3.2, é possível realizar o dimensionamento da estrutura mais adequada para cada situação. A NBR 14712:2013 estabelece requisitos para o aço empregado na construção dos elementos estruturais, incluindo informações com as tensões admissíveis máximas para cada elemento (Tab. 2), além de definir o limite máximo de deformação admissível para os componentes.

Tabela 2: Tensões máximas admissíveis em elementos de armação do carro e plataforma e conexões para os aços especificados, (NBR 14712, 2013)

Elemento	Tipo de tensão	Tensão máxima admissível MPa	Área-base
Cabeçote superior	Flexão	95	Seção bruta
Cabeçote inferior (carregamento normal)	Flexão	95	Seção bruta
Cabeçote inferior (batida no para-choque)	Flexão	190	Seção bruta
Longarinas	Flexão + tração	115 140	Seção bruta Seção líquida
Placa de amarração dos cabos ou outro arranjo com esta finalidade	Flexão + tração	75	Seção líquida
Vigas do quadro da plataforma	Flexão	95	Seção bruta
Vigas intermediárias da plataforma	Flexão	115	Seção bruta
Tirantes roscados e outros elementos de tensão, exceto parafusos	Tração	60	Seção líquida
Parafusos	Tração	55	Seção líquida
Parafusos em furos folgados	Cisalhamento	55	Área real
Parafusos em furos folgados	Pressão	120	Seção bruta
Parafusos ajustados	Cisalhamento	75	Área real
Parafusos ajustados	Pressão	140	Seção bruta
Qualquer elemento de armação, carga normal	Compressão	Nota 1	Seção bruta

NOTA A máxima tensão de compressão admissível em qualquer elemento de armação não pode exceder 80 % daquela permitida para cargas estáticas.

De acordo com a NBR 14712:2013, no item 4.7.1.1, que trata dos requisitos para o aço utilizado nos elementos da armação do carro e da plataforma, o material deve ser laminado, forjado, formado ou fundido, atendendo às especificações de normas específicas. Para os aços laminados e formados, a norma exige que o material seja conforme a ASTM A36 ou ASTM A283 Grau D; para os aços forjados, a especificação é ASTM A668 Classe B; e para os aços fundidos, deve ser utilizado ASTM A27 Grau 60/30.

Considerando essas exigências, optou-se pela escolha do aço ASTM A36 para os elementos da armação do carro, uma vez que este material está em conformidade com as especificações da norma e é amplamente utilizado no mercado para a fabricação de componentes estruturais. A tensão de escoamento do aço ASTM A36 é de 250 MPa, conforme apresentado na Tab. 3. Com base na NBR 8800:2008, é definido que o módulo de elasticidade utilizado será de 200 GPa, e conforme as diretrizes para o cálculo de coeficientes de segurança em estruturas de aço, pode-se determinar que o coeficiente de segurança mínimo para as longarinas é de 2,17.

Tabela 3: Propriedades mecânicas do aço ASTM A36 (Gerdau, 2024)

PROPRIEDADES MECÂNICAS PERFIS I, U, T E CANTONEIRAS	
	ASTM A36
Limite de Escoamento (MPa)	250 min.
Limite de Resistência (MPa)	400 a 550
Alongamento 200 mm (%)	20 min.
Alongamento 50 mm (%)	21 min.
Equivalência NBR 7007	MR 250

Para determinar a tensão de escoamento da viga a ser utilizada, é necessário inicialmente calcular o momento de giro, conforme as especificações para as classes de carregamento. Considerando que a cabina selecionada pertence à classe C de carregamento, foi utilizado o valor correspondente de K, que resulta em um valor de 6.564,56 kN.mm.

Em seguida, para a verificação do momento de inércia mínimo de cada longarina, aplicou-se a Eq. 7, obtendo-se um valor de momento de inércia igual a $83,22 \text{ cm}^4$. Este cálculo é essencial para garantir que a viga atenda aos requisitos de resistência e segurança previstos. atenda aos requisitos de resistência e segurança previstos.

Tabela 4: Especificações de barras perfil U (Gerdau, 2024)

PERFIL U GERDAU													
BITOLA	PESO	ALMA		ABA		Área	EIXO X			EIXO Y			
		Nominal	d	t _w	b _f		t _f	I	W	r	I	W	r
pol	kg/m	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
3"	6,10	76,20	4,32	35,81	6,93	7,78	68,90	18,10	2,98	8,20	3,32	1,03	1,11
	7,44		6,55	35,05	6,93	9,48	77,20	20,30	2,85	10,30	3,82	1,04	1,11
4"	8,04	101,60	4,67	40,23	7,52	10,10	159,50	31,40	3,97	13,10	4,61	1,14	1,16
	9,30		6,27	41,83	7,52	11,90	174,40	34,30	3,84	15,50	5,10	1,14	1,15
6"	12,20	152,40	5,08	48,77	8,71	15,50	546,00	71,70	5,94	28,80	8,16	1,36	1,30
	15,62		7,98	51,66	8,71	19,90	632,00	82,90	5,63	36,00	9,24	1,34	1,27
8"	17,10	203,20	5,59	57,40	9,50	21,68	1344,30	132,70	7,87	54,10	12,94	1,42	1,47
	20,5		7,70	59,51	9,50	25,93	1490,00	147,50	7,59	62,40	14,09	1,42	1,42
10"	22,77	254,00	6,10	66,04	11,10	29,00	2800,00	221,00	9,84	95,00	19,00	1,81	1,61
	30,80		7,20	74,00	12,70	39,30	5370,00	352,00	11,70	161,00	28,30	2,03	1,77
12"	29,76	305,00	9,63	69,57	11,10	37,90	3290,00	259,00	9,31	117,00	21,60	1,76	1,54
	37,00		9,80	77,00	12,70	47,40	6010,00	394,00	11,30	186,00	30,90	1,98	1,71

Após análise da Tab. 4, observa-se que apenas as vigas com perfil igual ou superior a U 254,00 mm x 22,77 kg/m atendem ao momento de inércia mínimo requerido no eixo de esforço conforme estabelecido pela norma. Dessa forma, foi utilizada a Eq. 1 disponibilizada na mesma norma, para

cálculo das tensões em cada longarina. A tensão total calculada foi de 84,58 MPa, valor inferior ao limite máximo de 115 MPa, conforme indicado na Tab. 2, o que demonstra a adequação da viga selecionada.

Dado que G é a força atuante no cabeçote superior com a carga máxima para a classe de carregamento na cabina com o carro estacionado no pavimento superior, além da capacidade de carga interna de cabina, também foi considerado o peso da estrutura e dos cabos/correntes de compensação. Estes elementos têm a função de compensar o peso dos cabos de tração do elevador e só poderiam ser desconsiderados se o elevador estivesse estacionado no primeiro pavimento do edifício, pois nesse caso a carga estaria atuando na estrutura do contrapeso.

A tensão total obtida encontra-se abaixo da tensão máxima admissível para a longarina como informado na Tab. 2. Satisfazendo o necessário, então será utilizada uma viga com perfil U 254,00 mm x 22,77 kg/m para as longarinas da estrutura de cabina.

3.5. Seleção dos Parafusos da Chapa de Interligação das Longarinas

Os parafusos utilizados para fixação das chapas de interligação foram os mesmos especificados pela norma para a fixação dos cabeçotes superiores e inferiores. De acordo com a NBR 14712:2013, item 4.7.1.2, que trata dos requisitos para os aços utilizados em fixações, devem ser especificados conforme as normas ASTM A502 para rebites e ASTM A307 para parafusos e tirantes. Com base nesses requisitos, optou-se por parafusos ASTM A307 para a fixação entre os componentes da armação do carro, uma vez que esse material está em conformidade com as especificações da norma e é amplamente disponível no mercado. Segundo RCSC *Committee* (2020) não é especificado a tensão de escoamento dos parafusos ASTM A307, mas sim uma resistência à tração de 413 MPa. Como o material não está disponível na biblioteca do *SolidWorks*, foi criado como material personalizado, com os respectivos valores de tensão. Conforme a Tab. 6 do catálogo de produtos do Grupo HARD, os parafusos utilizados no projeto foram sextavados ASTM A307 Grau A, com diâmetro de 1/2", rosca 13 UNC, chave 3/4" e comprimento mínimo de rosca de 1 1/4". Já na Tab. 5, foram utilizadas porcas sextavadas ASTM A563 Grau A, com as mesmas características dos parafusos.

Tabela 5: Porca sextavada ASTM A563 Grau A (Grupo HARD, 2024)

PORCA SEXTAVADA ASTM A563 GRAU A

DIÂMETRO	ROSCA (F.P.P.)	CHAVE
3/8"	16 UNC	9/16"
1/2"	13 UNC	3/4"
5/8"	11 UNC	15/16"
3/4"	10 UNC	1.1/8"

Tabela 6: Parafuso sextavado ASTM A307 Grau A (Grupo HARD, 2024)

PARAFUSO SEXTAVADO ASTM A307 GRAU A				
DIÂMETRO	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"
ROSCA (FPP)	16 UNC	13 UNC	11 UNC	10 UNC
CHAVE	9/16"	3/4"	15/16"	1.1/8"
COMPRIMENTO MÍNIMO DE ROSCA	1"	1.1/4"	1.1/2"	1.3/4"
COMPRIMENTO TOTAL	TIPO DE ROSCA	TIPO DE ROSCA	TIPO DE ROSCA	TIPO DE ROSCA
1"	TOTAL	TOTAL	-	-
1.1/4"	TOTAL	TOTAL	-	-
1.1/2"	PARCIAL	TOTAL	TOTAL	-
1.3/4"	PARCIAL	TOTAL	TOTAL	-
2"	PARCIAL	PARCIAL	TOTAL	TOTAL
2.1/4"	PARCIAL	PARCIAL	PARCIAL	TOTAL
2.1/2"	PARCIAL	PARCIAL	PARCIAL	TOTAL
2.3/4"	-	PARCIAL	PARCIAL	PARCIAL
3"	-	PARCIAL	PARCIAL	PARCIAL

3.6. Seleção do Critério de Análise de Falha para Simulação

No desenvolvimento de um modelo de análise de elementos finitos para o estudo do comportamento estrutural, a escolha do critério de falha é uma decisão crucial, pois influencia diretamente os resultados obtidos e a precisão das previsões sobre o início da plasticidade ou falha do material. Entre os critérios mais utilizados, destacam-se os de von Mises e Tresca. Ambos são usados para prever o momento em que um material sofrerá deformações plásticas, mas a escolha entre um ou outro depende de uma série de fatores relacionados ao tipo de material, às condições de carregamento e à natureza do problema a ser analisado.

O critério de von Mises é amplamente reconhecido por sua adequação ao comportamento de materiais dúcteis, que podem sofrer grandes deformações plásticas antes da falha. Baseado na teoria de von Mises-Hencky, ele afirma que o material começa a escoar quando a tensão de von Mises atinge o limite de tensão, normalmente o limite de escoamento. Entretanto, o *SolidWorks* permite a utilização da tração máxima ou a definição de um limite personalizado.

Em comparação, o critério de Tresca, também aplicado a materiais dúcteis, se baseia na maior diferença entre as tensões principais. Embora seja útil em determinados contextos, o critério de Tresca tende a ser mais conservador, não considerando tão eficientemente as interações entre as tensões nas diversas direções, o que é uma limitação em problemas com carregamentos multiaxiais, comuns em muitas aplicações industriais.

O critério de von Mises é mais preciso para prever falhas em materiais dúcteis, pois leva em consideração a interação de todas as tensões principais no estado tridimensional. Segundo Zienkiewicz *et al.* (2013), isso proporciona uma representação mais precisa do comportamento dos materiais em comparação com o critério de Tresca. Em situações de carregamento multiaxial, o critério de von Mises se destaca por considerar a contribuição das tensões em todas as direções, oferecendo previsões mais robustas sobre o momento de falha. Chaboche (2008) reforça que este

critério é eficaz em condições tridimensionais, ao contrário do critério de Tresca, que pode ser menos preciso nessas situações.

Além disso, o critério de von Mises apresenta vantagens computacionais, pois oferece uma solução mais estável e fácil de implementar em *softwares* de método dos elementos finitos (MEF). Sua formulação matemática, baseada na energia de distorção, é bem comportada numericamente, facilitando a análise de grandes modelos tridimensionais com várias condições de contorno. Akin (2010) destaca que sua implementação em métodos numéricos é eficiente e confiável, ao passo que o critério de Tresca, embora eficaz em algumas condições, pode ser mais sensível a variações nas condições de carregamento, exigindo maior cautela computacional para evitar erros de convergência.

Na prática de engenharia, o critério de von Mises é amplamente adotado e reconhecido como o padrão para a análise de falhas em materiais dúcteis. Sua utilização é bem validada na literatura técnica, proporcionando maior confiabilidade nas análises e facilitando a comparação de resultados entre diferentes estudos e projetos. Borelli (2003) afirma que é o critério mais utilizado para cálculos de tensão equivalente em materiais dúcteis, sendo amplamente aceito em diversas indústrias, como construção civil e automotiva.

Embora o critério de Tresca ofereça uma margem de segurança maior em determinadas situações, o critério de von Mises tende a ser mais realista e menos conservador, especialmente para materiais dúcteis. Isso significa que a análise com von Mises pode fornecer previsões mais precisas sobre o comportamento do material, sem exagerar na margem de segurança. Hearn (1997) destaca que essa abordagem é particularmente útil em projetos que exigem um balanceamento entre segurança e eficiência material, especialmente em estruturas sujeitas a esforços multiaxiais.

Dessa forma, a escolha pelo critério de von Mises para a análise do comportamento estrutural neste trabalho justifica-se pela sua adequação ao comportamento de materiais dúcteis, pela sua capacidade de lidar com condições de carregamento variadas, pela precisão que oferece na previsão da falha do material e pela sua maior aceitação e aplicabilidade na engenharia. Embora o critério de Tresca possa ser adequado em contextos específicos, o de von Mises oferece uma solução mais precisa e confiável para a maioria dos problemas de engenharia.

3.7. Seleção do *Software* para Simulação

Para a simulação de elementos finitos, entre os *softwares* mais utilizados, há dois que se destacam: o *CreoParametric* e o *SolidWorks*. Inicialmente, tentou-se realizar as análises no *CreoParametric*, devido à vasta gama de recursos oferecidos na área de simulação. No entanto, após algumas tentativas frustradas de simulação, optou-se por realizar o estudo no *SolidWorks*, que também dispõe de uma ampla variedade de recursos e oferece maior suporte, tanto no próprio site quanto em fóruns de usuários, facilitando a resolução de dúvidas.

3.8. Modelagem da Estrutura no *SolidWorks*

Com a escolha do software definida, o primeiro passo foi a modelagem completa dos dois modelos de estrutura, sendo um com longarina original Fig. 3 (a) e outro com longarina modificada Fig. 3 (b), ambos com 4 metros de comprimento. Foram utilizadas barras de perfil U com dimensões de 254 mm x 22,77 mm, laminadas e dimensionadas conforme as especificações da Tab. 4. Um modelo consistiu em uma longarina inteira, enquanto o outro foi composto por duas longarinas de 2 metros cada,

interligadas por uma chapa de aço com espessura de 6,10 mm, assim como à da longarina, e com 445 mm de altura por 150 mm de largura, fabricada em aço conforme norma ASTM A36.

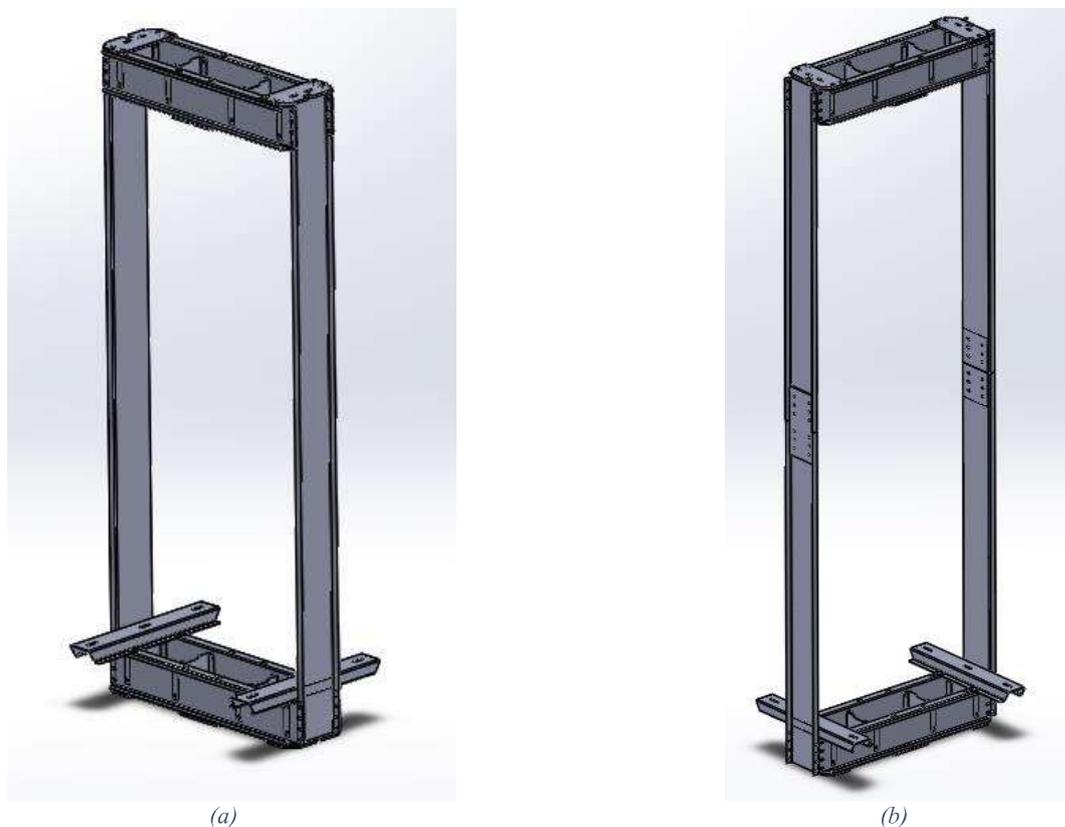


Figura 3: (a) Estrutura de cabina original e (b) Estrutura de cabina modificada (O Autor, 2024)

3.9. Simulação por Elementos Finitos

Para as simulações de elementos finitos, o objetivo inicial era realizar a análise na estrutura de cabina completa, já modelados no *SolidWorks*. Na estrutura original, que considerava a interação entre todos os componentes como corpos sólidos, a simulação foi executada sem problemas. No entanto, ao tentar simular a estrutura modificada, que envolvia dois corpos sólidos um composto pela travessa e longarinas superiores e outro pelas travessas e longarinas inferiores, além da chapa de interligação com os parafusos de conexões, mesmo com a utilização de uma malha mais grossa e de menor qualidade, surgiram problemas devido a alta memória solicitada para executar a simulação. Diante disso, como o foco do estudo está nas longarinas e não em toda a estrutura, foram realizadas novas análises simulando apenas esses itens, permitindo o uso de uma malha mais fina, com base na curvatura da peça e de alta qualidade.

Em ambos os casos, foi aplicada uma geometria fixa nos pontos de fixação dos parafusos do cabeçote superior e adicionadas corredeiras deslizantes, simulando que a estrutura estivesse guiada por rolagem/deslizamento. Na parte inferior, foi aplicada uma força reduzida pela metade em relação ao cálculo original, pois agora a análise estava sendo realizada em uma longarina individualmente.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Simulação na Estrutura Original

Nas figuras a seguir, é possível observar a deformação (Fig. 6), o deslocamento (Fig. 5) e as tensões de von Mises (Fig. 4) da estrutura. Utilizou-se uma escala de distorção automática de 5.374,34 para uma melhor visualização. Verificou-se que os valores das tensões internas são baixos, com os maiores valores localizados nas regiões próximas aos pontos de aplicação da força, dissipando-se ao longo da longarina. Como as tensões internas estão dentro dos limites estabelecidos, considerando os coeficientes de segurança aplicados à tensão de escoamento do material, os elementos não correm o risco de sair do regime elástico, apresentando deformações temporárias durante o funcionamento do elevador.

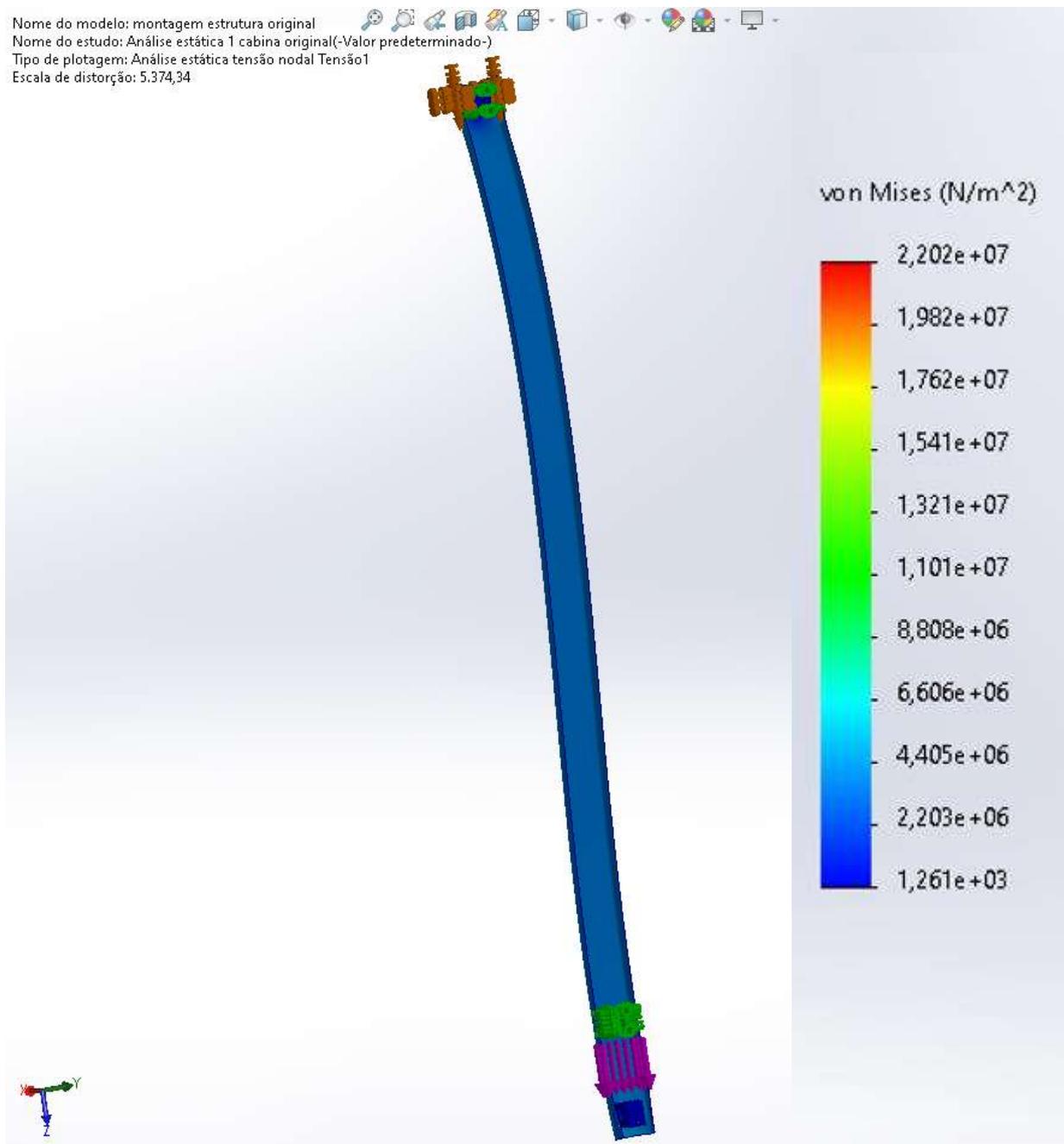


Figura 4: Tensões de von Mises aplicadas na longarina original (O Autor, 2024)

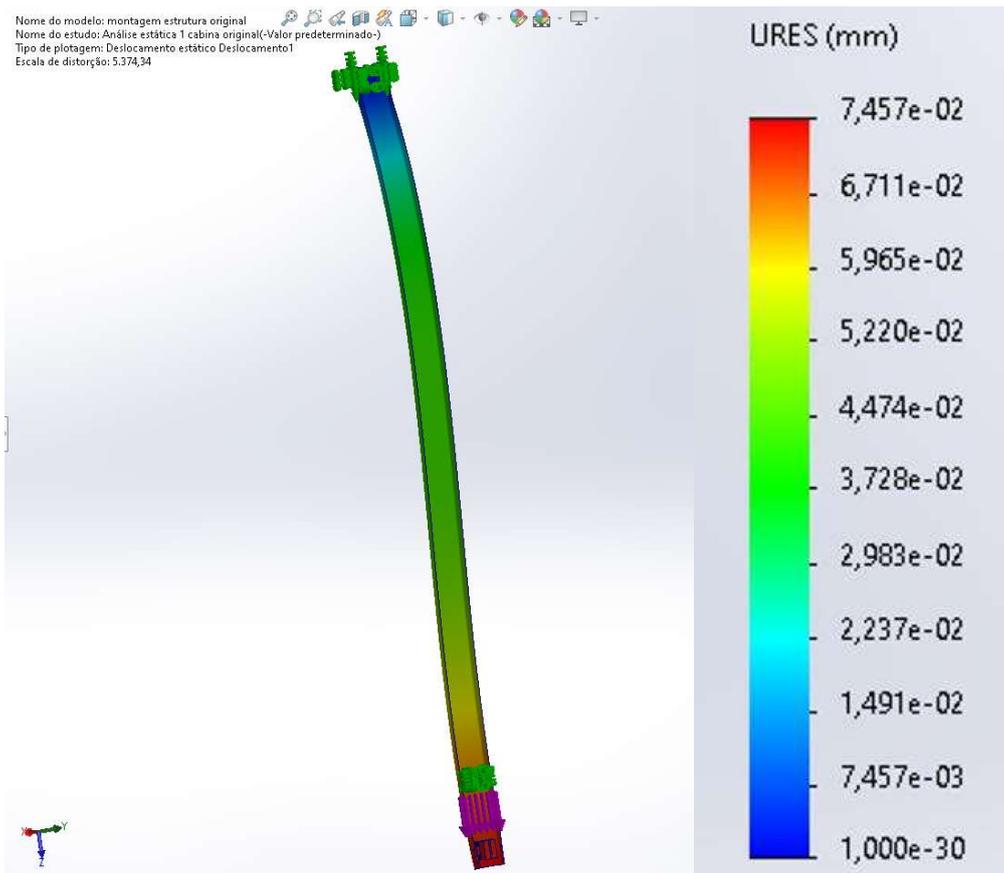


Figura 5: Deslocamentos aplicados na longarina original (O Autor, 2024)

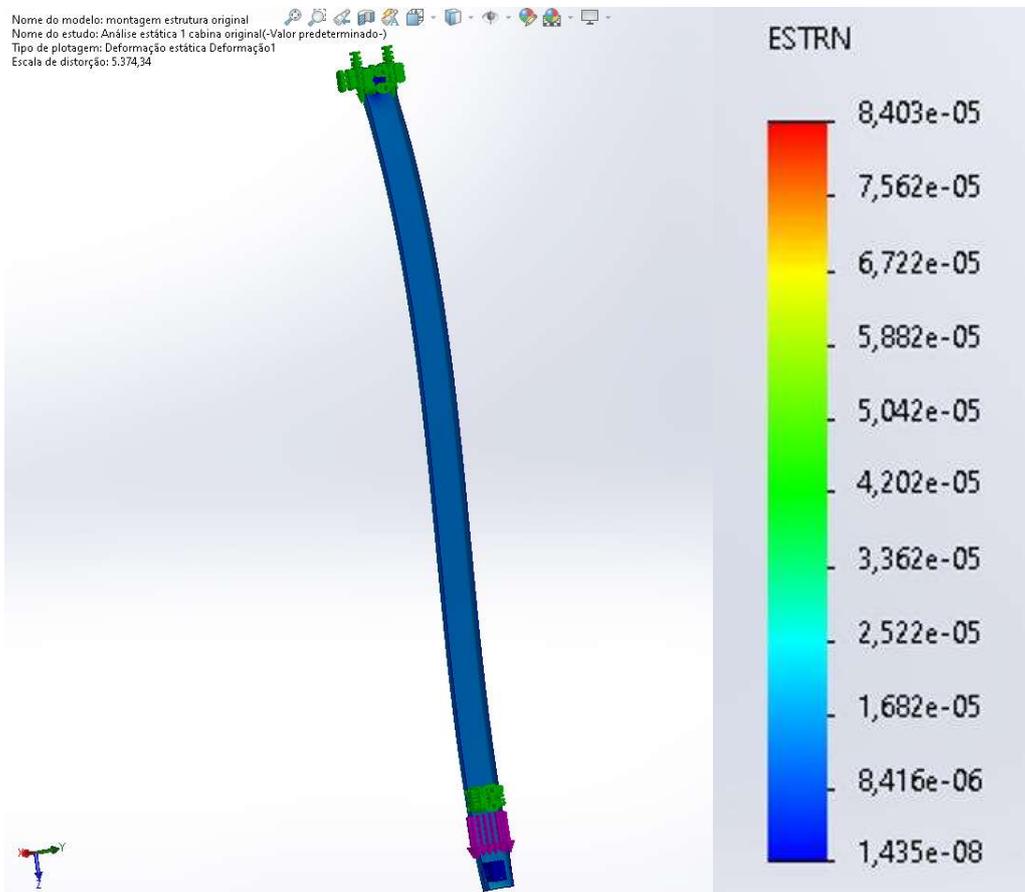


Figura 6: Deformações aplicadas na longarina original (O Autor, 2024)

4.2. Simulação na Estrutura Modificada

Nas figuras a seguir, também são apresentadas a deformação (Fig. 9), o deslocamento (Fig. 8) e as tensões de von Mises (Fig. 7) da estrutura modificada. Foi utilizada uma escala de distorção automática de 826,44 para maior clareza. Como esperado, os parafusos, projetados conforme a norma para a fixação das travessas superiores e inferiores com as longarinas laterais, suportaram os esforços sem problemas. No entanto, observou-se uma concentração de tensões na chapa de interligação das longarinas. Embora esta chapa tenha sido especificada com o mesmo material das longarinas, ela está sujeita a limites de esforço e, dependendo da situação, pode sofrer deformações e, em casos extremos, até mesmo rupturas.

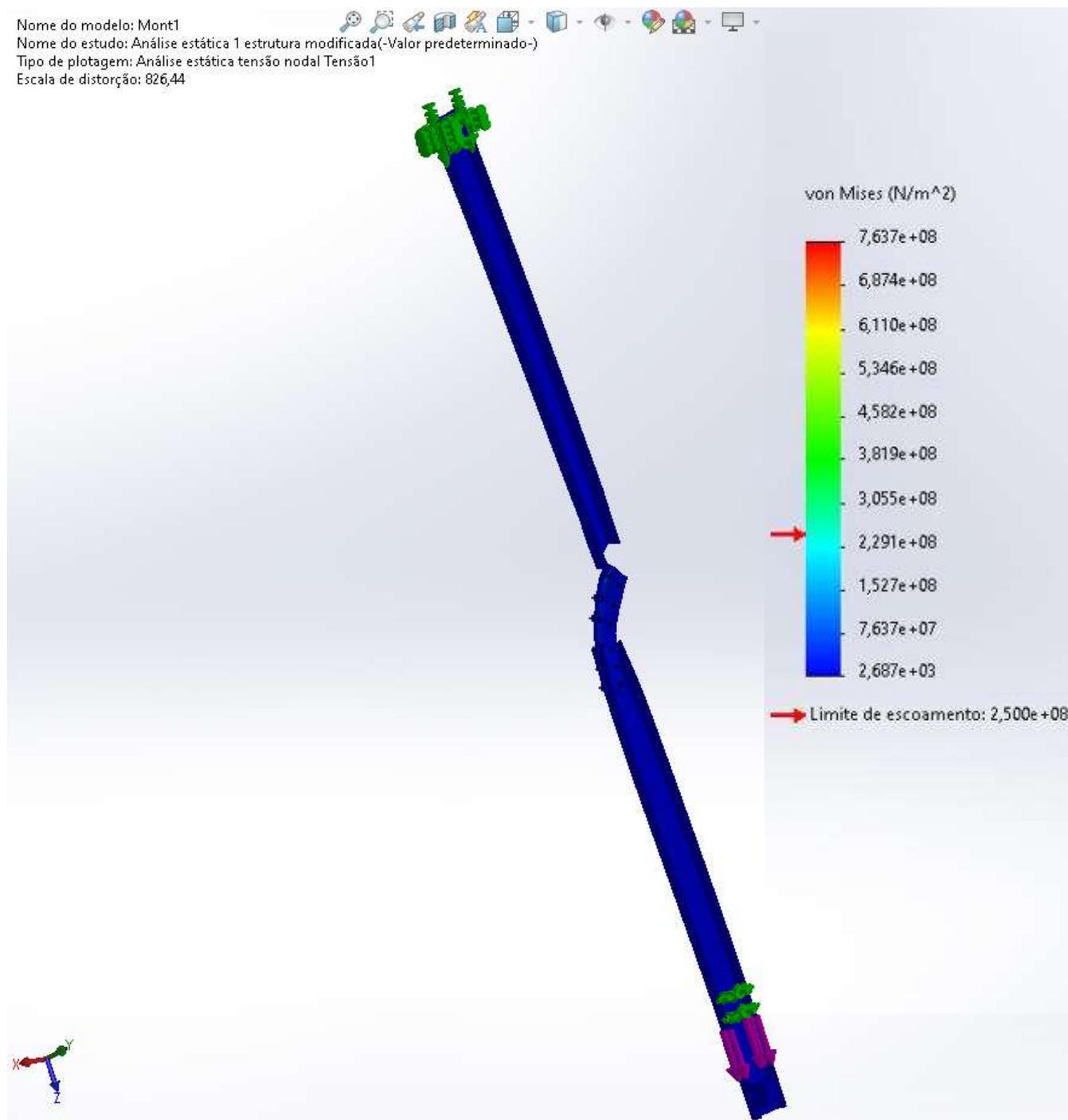


Figura 7: Tensões de von Mises aplicadas na longarina modificada (O Autor, 2024)

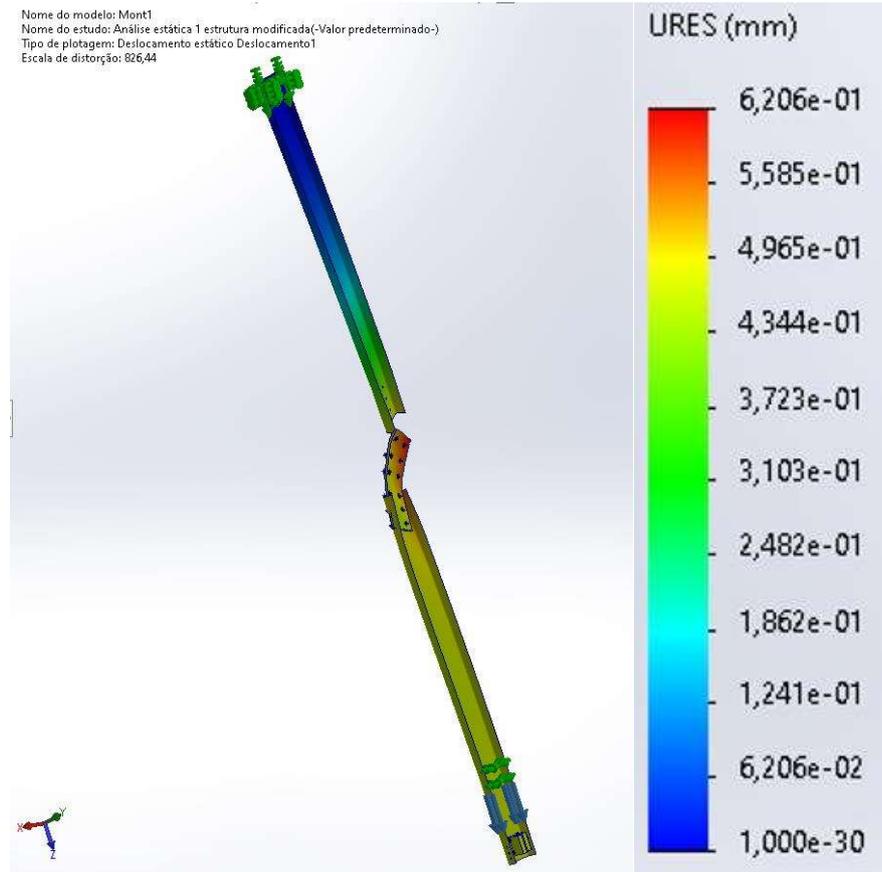


Figura 8: Deslocamentos aplicados na longarina modificada (O Autor, 2024)

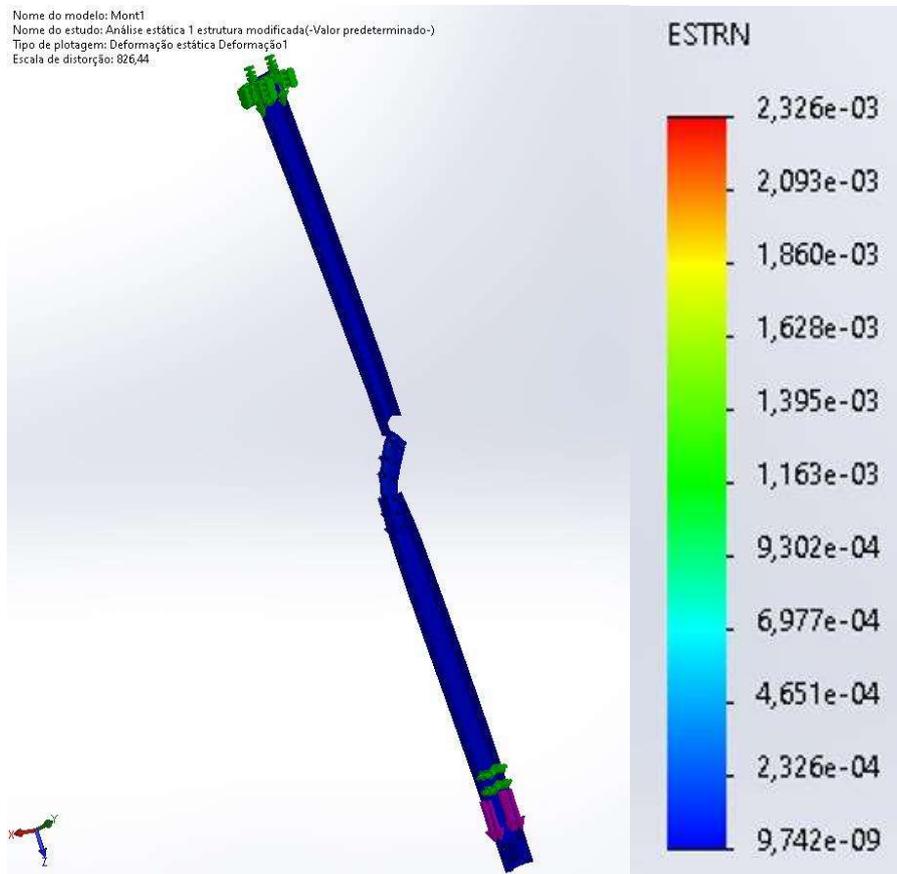


Figura 9: Deformações aplicadas na longarina modificada (O Autor, 2024)

4.3. Análise de Resultados

Na estrutura original, os valores das tensões internas foram baixos, concentrando-se nas regiões das fixações onde estariam os parafusos das travessas e próximas aos pontos de aplicação da força e se dissipando ao longo das longarinas. Essas tensões ficaram dentro dos limites estabelecidos, considerando os coeficientes de segurança aplicados à tensão de escoamento do material. Isso indica que a estrutura opera dentro do regime elástico, com deformações temporárias, sem risco de falha. Dessa forma, a estrutura original se mostrou segura e confiável para o funcionamento do elevador.

Já na estrutura modificada, os parafusos, que foram projetados conforme a norma, suportaram os esforços sem problemas. No entanto, foi observada uma concentração de tensões na chapa de interligação das longarinas. Embora essa chapa tenha sido especificada com o mesmo material utilizado nas longarinas, ela está sujeita a limites de esforço que podem causar deformações e, em situações mais extremas, até rupturas. Esse ponto de fragilidade na estrutura modificada pode comprometer sua integridade sob cargas excessivas, o que representa um risco potencial.

5. CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi alcançado visto que após uma análise detalhada e comparativa entre duas estruturas de cabinas de elevadores, uma original e outra modificada, utilizando simulações de elementos finitos, foi possível evidenciar os impactos das modificações estruturais nas longarinas, principalmente no contexto de modernização de elevadores, quando a troca da cabina é proposta sem um devido estudo sobre a estrutura. Muitas vezes, resultando em soluções irregulares e fora das normas estabelecidas.

A análise da estrutura original confirmou que ela atende aos requisitos de segurança, com tensões internas dentro dos limites estabelecidos e sem risco de falhas críticas. Mostrando a importância de se seguir as especificações técnicas e de garantir que a estrutura do elevador opere dentro dos padrões de segurança para proteção dos usuários.

Por outro lado, a análise da estrutura modificada revelou uma concentração de tensões em pontos críticos, como a chapa de interligação das longarinas, o que representa um risco considerável à segurança, caso não seja realizada uma modificação apropriada. Esse tipo de retrabalho, muitas vezes realizado para atender a prazos comerciais ou compromissos com o cliente, pode comprometer a integridade da estrutura e colocar em risco a segurança dos passageiros. A conclusão é que qualquer modificação estrutural em um elevador deve ser respaldada por um projeto técnico bem elaborado, com a supervisão de um engenheiro licenciado, para garantir que todas as normas e requisitos de segurança sejam atendidos.

Este estudo proporciona um importante auxílio para empresas que seguem rigorosamente as normas e regulamentações, permitindo a utilização dessas informações como um forte argumento durante negociações com clientes. Ele reforça a necessidade de respeitar as legislações e normas técnicas na realização de modificações em elevadores, demonstrando que soluções improvisadas ou fora de conformidade não devem ser aceitas, pois podem resultar em riscos inaceitáveis à segurança. Portanto, a execução de modificações estruturais em elevadores deve ser sempre acompanhada de um projeto adequado, desenvolvido por profissionais qualificados, para garantir a segurança e a eficiência do sistema e manter os elevadores como meio de transporte mais seguro do mundo.

6. REFERÊNCIAS

- AKIN, J. E. *Finite element analysis concepts : via SolidWorks*. Hackensack, Nj: World Scientific, 2010.
- Cunha, Americo ; Yanik, Yasar ; Olivieri, Carlo ; da Silva, Samuel. *Tresca Versus Von Mises: Which Failure Criterion is More Conservative in a Probabilistic Context?*- Journal of applied mechanics, 2024-11, Vol.91 (11); ASME
- ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. *The finite element method : its basis and fundamentals*. Amsterdam: Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2013.
- IOANNIS KOUTROMANOS; MCCLURE, J.; ROY, C. *Fundamentals of Finite Element Analysis : Linear Finite Element Analysis*. [s.l.] Wiley, 2018.
- BESSON, J. et al. *Non-Linear Mechanics of Materials*. [s.l.] Springer Science & Business Media, 2009.
- BORESI, A. P.; CHONG, K. P.; SUNIL SAIGAL. *Approximate solution methods in engineering mechanics*. Hoboken, Nj: J. Wiley, 2003.
- HEARN, E. J. *Mechanics of Materials 2 : the Mechanics of Elastic and Plastic Deformation of Solids and Structural Materials*. Burlington: Elsevier, 1997.
- MUNARO DE LEÃO, N. *Vitrúvio: a escrita de um arquiteto antigo – século I a.c.* Oficina do Historiador, v. 11, n. 2, p. 183, 18 dez. 2018.
- RCSC Committee.; *Specification for Structural Joints Using High-Strength Bolts*, c/o AISC, 130 E Randolph Street, Suite 2000, Chicago, Illinois 60601 June 11, 2020
- Crea-MG | Portal Crea-MG*. Disponível em: <<https://www.crea-mg.org.br/>>.
- Elevador Lacerda e os 475 anos de Salvador*. Disponível em: <<https://blog.otis.com/br/elevador-lacerda-e-os-475-anos-de-salvador>>.
- ADMIN. *Universal Service: saiba mais sobre a plataforma de serviços de manutenção multimarcas da TK Elevator - TK Elevator Brasil*. Disponível em: <<https://blog.br.tkelevator.com/universal-service-saiba-mais-sobre-a-plataforma-de-servicos-de-manutencao-multimarcas-da-tk-elevator/>>.
- História da Otis | Criação e inovação do elevador | Otis Brasil*. Disponível em: <<https://www.otis.com/pt/br/nossa-empresa/historia>>.
- Critério de tensão de von Mises máxima - 2012 - Ajuda do SOLIDWORKS*. Disponível em: <https://help.solidworks.com/2012/portuguese-brazilian/SolidWorks/cworks/prot_vonm.htm?id=3abc3d3ea83d4d8fb9cc776007bd04da>.
- Catálogo de produtos Grupo HARD* <<https://www.hard.com.br/fixador-estrutural-linha-astm-a307/>>.