

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
Câmpus de Ilha Solteira

FELIPE GESTEIRO DE SOUZA

DESENVOLVIMENTO E DIMENSIONAMENTO DE UMA
BANCADA DE TESTES INOVADORA PARA UMA
EMPRESA AUTOMOBILISTICA

Ilha Solteira - SP
2023



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
Câmpus de Ilha Solteira

FELIPE GESTEIRO DE SOUZA

DESENVOLVIMENTO E DIMENSIONAMENTO DE UMA
BANCADA DE TESTES INOVADORA PARA UMA
EMPRESA AUTOMOBILISTICA

*Universidade Estadual Paulista
"Júlio de Mesquita Filho" Câmpus
de Ilha Solteira, como parte dos
requisitos para obtenção do grau
de Engenheiro Mecânico.*

Prof. Dr. Miguel Ângelo Menezes - Orientador

Ilha Solteira - SP
2024

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

S729d Souza, Felipe Gesteiro de.
Desenvolvimento e dimensionamento de uma bancada de testes inovadora para uma empresa automobilística / Felipe Gesteiro de Souza. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2024
67 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2024

Orientador: Miguel Ângelo Menezes

Inclui bibliografia

1. Indústria automotiva. 2. Tilt table. 3. Projeto. 4. Dimensionamento.


Amanda Sertori dos Santos

Bibliotecária - CRB/8-9061
Seção Técnica de Referência, Atendimento ao
Usuário e Documentação
Diretoria Técnica de Biblioteca e Documentação

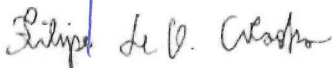
ATA DE DEFESA DO TRABALHO DE GRADUAÇÃO

Aos 15 dias do mês de Janeiro do ano de dois mil e vinte e quatro, as 18h30min, por videoconferência, no Departamento de Engenharia Mecânica, do Campus da UNESP, da Faculdade de Engenharia – Campus de Ilha Solteira, o discente **Felipe Gesteiro de Souza**, matriculado sob o número 181052733, tendo como banca examinadora, o orientador Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes, o Engenheiro Mecânico Filipe de Oliveira Ataoka (*Siemens*) e o Prof. Dr. José Gedael Fagundes Júnior apresentou o Trabalho de Graduação intitulado: “*Desenvolvimento e Dimensionamento de uma Bancada de Testes Inovadora para uma Empresa Automobilística*”, obtendo a nota final (9,3) Nove e três.

Por ser verdade, os membros da banca examinadora e o discente assinam em seguida.



Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes (Orientador)



Eng. Mec. Filipe de Oliveira Ataoka (*Siemens*)



Prof. Dr. José Gedael Fagundes Júnior

gov.br

Documento assinado digitalmente
FELIPE GESTEIRO DE SOUZA
Data: 15/01/2024 20:47:12-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Felipe Gesteiro de Souza (Discente)

Agradecimentos

Primeiramente, expresso profunda gratidão aos meus queridos pais, Luciano Vasques de Souza e Raquel Paludetto Gesteiro de Souza, assim como à minha amada irmã, Heloisa Gesteiro de Souza, e aos meus dedicados avós. Seu apoio inabalável, investimento na minha educação e crença em meu potencial foram fundamentais para que eu alcançasse este momento significativo em minha vida.

Às pessoas especiais do meu círculo de amizade, Camylla Bighetti Pereira Garbin e Bruno Emanuel Fortunato, expresso minha sincera gratidão. Sua presença constante e apoio incondicional foram verdadeiros pilares nas adversidades que enfrentei. À inspiradora Equipe Fênix Racing de Formula SAE, agradeço por proporcionar experiências enriquecedoras que contribuíram significativamente para o desenvolvimento do meu caráter e, por conseguinte, para a realização deste trabalho.

Aos respeitados professores que desempenharam um papel fundamental ao longo da minha jornada acadêmica, em especial ao Professor Miguel Ângelo Menezes, expresso minha profunda gratidão. Sua orientação, parceria, apoio e sabedoria foram cruciais para a conclusão bem-sucedida desta monografia.

À Universidade Estadual Paulista (UNESP) de Ilha Solteira, dedico minha gratidão pela proporcionar um ambiente propício ao meu crescimento profissional e pessoal, uma experiência que levarei para toda a vida.

À empresa Renault, reconheço e agradeço o fornecimento de dados, materiais e participação ativa por meio de reuniões, possibilitando o desenvolvimento deste trabalho. Principalmente meu guia nesse trajeto, Eduardo Bianchini, cujo auxílio direto foi fundamental para a elaboração desta dissertação.

"O medo cega os nossos sonhos".

Alexandre Magno Abrão.

Resumo

O presente trabalho se concentra no desenvolvimento de uma mesa de teste intitulada *Tilt-Table* para a Renault, com ênfase no planejamento, pré-dimensionamento, dimensionamento da estrutura e projeto do sistema hidráulico. Este projeto visa atender as necessidades da indústria automotiva, proporcionando uma solução eficiente e segura para a inclinação de veículos durante testes. No contexto da indústria automotiva, a *Tilt-Table* é uma ferramenta crucial para avaliar e otimizar o desempenho de veículos, sendo fundamental para testes e análises de diferentes parâmetros. O objetivo principal deste trabalho é projetar uma *Tilt-Table* que atenda aos padrões de segurança e eficácia exigidos pela Renault. A pesquisa envolveu uma revisão bibliográfica abrangente que abordou os princípios de mecânica, hidráulica e engenharia estrutural, servindo como base para o dimensionamento da estrutura e o projeto do sistema hidráulico. Este trabalho, portanto, que envolve a concepção e desenvolvimento do projeto de um *Tilt-Table*, mostrou-se satisfatório e funcional, atendendo as expectativas dos colaboradores da Renault e, certamente, contribui para a indústria automobilística.

Palavras-chave: Indústria automotiva; *TILT-TABLE*; Projeto e dimensionamento; Teste de veículos

Abstract

The present work, entitled "Development and Sizing of an Innovative Test Bench for an Automotive Company," focuses on the development of a test bench called the Tilt-Table for Renault, with emphasis on planning, pre-sizing, structural sizing, and hydraulic system design. This project aims to meet the needs of the automotive industry by providing an efficient and safe solution for tilting vehicles. In the context of the automotive industry, the Tilt-Table is a crucial tool for evaluating and optimizing vehicle performance, playing a fundamental role in testing and analyzing various parameters. The main objective of this work is to design a Tilt-Table that meets the safety and effectiveness standards required by Renault. The research involved a comprehensive literature review that addressed the principles of mechanics, hydraulics, and structural engineering, serving as a basis for structural sizing and hydraulic system design. This work, therefore, involving the conception and development of a Tilt-Table project, has proven to be satisfactory and functional, meeting the expectations of Renault's collaborators and certainly contributing to the automotive industry

Keywords: Test bench; TILT-TABLE; Design and sizing; Automotive industry; Vehicle testing

Lista de Siglas

SAE	Society of Automotive Engineers
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
FMEA	<i>Failure Modes and Effects Analysis</i>
FS	Fator de segurança

Lista de Símbolos

Σ	Somatória
$\lim$	Límite
σ	Tensão Normal
τ	Tensão de Cisalhamento
σ_{adm}	Tensão admissível
τ_{adm}	Tensão de Cisalhamento admissível
σ_{rup}	Límite de ruptura normal
τ_{rup}	Tensão de ruptura cisalhante
σ_{med}	Tensão média
τ_{max}	Tensão de máxima cisalhante
σ_{esc}	Límite de escoamento
τ_{esc}	Tensão de escoamento cisalhante
σ_{cr}	tensão máxima da coluna para flambagem
ε	Deformação
ν	Coefficiente de Poisson
$w(x)$	Carga Distribuída

Lista de Figuras

3.1	Representação de cargas externas em um corpo.	15
3.2	Representação de um corpo de área ΔA sob efeito de ΔF	18
3.3	Representação das componentes da força ΔF	18
3.4	Componentes de tensão na superfície normal à direção.	21
3.5	Tensão tridimensional geral.	21
3.6	Tensão plana com componentes de cisalhamento transversal.	22
3.7	Diagrama do círculo de Mohr.	23
3.8	Representação de um corpo antes e depois da deformação.	24
3.9	Diagrama tensão-deformação convencional e real do aço (fora de escala).	25
3.10	Representação da carga axial agindo na seção transversal de um elemento.	27
3.11	Representação de forças aplicadas em uma viga.	28
3.12	Diagrama de corpo livre.	29
3.13	Representação das deformações do corpo geradas pelo momento fletor.	30
3.14	Representação das tensões do corpo geradas pelo momento fletor.	30
3.15	Representação da tensão cisalhante em vigas.	31
3.16	Representação da seção transversal de uma viga quadrada.	32
3.17	Representação de duas situações de uma coluna com carga crítica.	33
3.18	Representação dos diferentes tipos de apoios.	35
4.1	Veículo de Formula SAE durante prova da <i>Tilt Table</i>	38
4.2	Equipamento Four Post Fonte: <i>Four Post</i> (2023)	38
4.3	Base inicial.	39

4.4	Vista isométrica do esboço da plataforma inclinável.	40
4.5	Problema de mecanismo.	41
4.6	Esboço 2D do mecanismo em elevação dianteira de 21 graus.	41
4.7	Esboço 2D do mecanismo em elevação lateral de 12 graus.	42
4.8	Desenho 3D da estrutura inferior.	42
4.9	Desenho 3D de uma representação da plataforma.	43
4.10	Desenho 3D dos apoios de eixo em <i>Nylon 66</i>	43
4.11	Vista isométrica do esboço da estrutura final.	44
5.1	Representação do eixo dianteiro/traseiro totalmente inclinado com forças representadas.	48
5.2	Representação das forças atuantes no eixo x.	49
5.3	Representação das forças atuantes no eixo z.	49
5.4	Diagrama de força cortante para o eixo x.	50
5.5	Diagrama de momento fletor para o eixo x.	50
5.6	Diagrama de força cortante para o eixo z.	51
5.7	Diagrama de momento fletor para o eixo z.	51
5.8	Representação do eixo lateral totalmente inclinado com forças representadas.	52
5.9	Representação das forças atuantes no eixo x.	52
5.10	Representação das forças atuantes no eixo z.	52
5.11	Diagrama de força cortante para o eixo x.	53
5.12	Diagrama de momento fletor para o eixo x.	54
5.13	Diagrama de força cortante para o eixo z.	54
5.14	Diagrama de momento fletor para o eixo z.	55
5.15	Representação de Forças atuantes na viga.	58
5.16	Diagrama de força cortante para o eixo x.	59
5.17	Diagrama de momento fletor para o eixo x.	59
5.18	Representação da seção transversal da viga com apontamento de pontos e distâncias usadas.	61

5.19	Vista isométrica do desenho 3D.	63
5.20	Vista lateral do desenho 3D.	63
5.21	Vista Frontal do desenho 3D.	64
I.1	Tabela de bitolas "Perfis GERDAU". Fonte: <i>GERDAU</i> (2023)	67

Lista de Tabelas

3.1	Tipos de apoios e suas reações	16
5.1	Esforços máximos em situação de máxima inclinação.	47
5.2	Propriedades Mecânicas do aço 1040.	47
5.3	Dados de esforços atuantes nos eixos dianteiro/traseiro.	49
5.4	Momentos fletores máximos nos eixos de coordenada x e z.	50
5.5	Dados de esforços atuantes nos eixos dianteiro/traseiro.	52
5.6	Momentos fletores máximos nos eixos de coordenada x e z.	55
5.7	Esforços isolados dos mancais em estado crítico	56
5.8	Fator de confiabilidade, k_c	57
5.9	Fator de aplicação, k_a	57
5.10	Esforços isolados dos mancais em estado crítico.	58
5.11	Máximos de força cortante e momento fletor.	59
5.12	Propriedades Mecânicas do aço ASTM A36.	60
5.13	Dados de tensão admissíveis e momento resistente.	60
5.14	Dados da coluna e do perfil utilizado.	62
5.15	Dados de índice de esbeltes.	62

Sumário

1	INTRODUÇÃO	12
2	OBJETIVO PRINCIPAL	14
2.1	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
3	CONCEITOS FUNDAMENTAIS	15
3.1	EQUILÍBRIO DE UM CORPO DEFORMÁVEL	15
3.2	TENSÃO	17
3.2.1	Tensão Normal	19
3.2.2	Tensão de Cisalhamento	19
3.2.3	Tensão Admissível	20
3.2.4	Componentes Cartesianas de Tensão	20
3.2.5	Circulo de Mohr	22
3.3	DEFORMAÇÃO	23
3.4	DIAGRAMA TENSÃO DEFORMAÇÃO	24
3.4.1	Lei de Hooke	26
3.4.2	Coefficiente de Poisson	26
3.5	CARGAS AXIAIS	27
3.6	DIAGRAMA DE FORÇA CORTANTE E MOMENTO FLETOR	28
3.6.1	Métodos Gráficos para Construção dos Diagramas	28
3.7	APLICAÇÃO DE FLEXÃO	29
3.8	APLICAÇÃO DE CISALHAMENTO	30

3.9	TEORIA DE FALHAS	31
3.9.1	Teoria da Tensão de Cisalhamento Máxima Dúteis	32
3.10	FLAMBAGEM DE COLUNAS	33
3.10.1	Colunas Ideais com Apoios de Pinos	33
3.10.2	Colunas com Vários Tipos de Apoio	34
3.10.3	Classificação de Colunas	35
3.10.4	Colunas Longas	36
3.10.5	Colunas Intermediárias ou Curtas	36
4	MATERIAIS E MÉTODOS	37
4.1	IDEIAS INICIAIS	37
4.2	BASE E PLATAFORMA DA ESTRUTURA	39
4.3	PROBLEMAS DE MECANISMO	41
4.4	ESTRUTURA FINAL	42
4.5	SELEÇÃO DE MATERIAIS	44
5	DISCUSSÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS	46
5.1	PARÂMETROS INICIAIS	46
5.2	DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS	47
5.2.1	Eixo Dianteiro/Traseiro	48
5.2.2	Diagramas de Força Cortante e Momento Fletor	49
5.2.3	Eixo Lateral	51
5.2.4	Diagramas de Força Cortante e Momento Fletor	53
5.3	DIMENSIONAMENTO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO	55
5.4	DIMENSIONAMENTO DE VIGAS	57
5.4.1	Diagramas de Força Cortante e Momento Fletor	58
5.4.2	Momento Resistente e Tensões Admissíveis	59
5.4.3	Seção Crítica do Perfil I Abas Largas	60
5.5	DIMENSIONAMENTO DE COLUNAS	62
5.6	RESULTADO DOS DIMENSIONAMENTOS	63

6 CONCLUSÃO	65
6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	65
Referências Bibliográficas	66
I FOTOS	67

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

A indústria automotiva, como força motriz da inovação e mobilidade global, demanda constantemente ferramentas avançadas para avaliar a qualidade e o desempenho de seus veículos. Nesse cenário, uma bancada de teste projetada para inclinar veículos e simular condições reais de operação, emergiu como uma ferramenta essencial para testar e analisar veículos em condições simuladas, como curvas acentuadas e mudanças bruscas de direção. Este projeto, intitulado "Desenvolvimento e dimensionamento de uma bancada de teste inovadora para uma empresa automobilística" para a Renault, surge em resposta a essa necessidade premente da indústria, com foco em fornecer uma solução personalizada e eficaz para a Renault, uma das principais montadoras do mundo.

A Renault, reconhecida por seu compromisso com a qualidade e inovação, busca aprimorar sua capacidade de teste, reduzindo o tempo e os recursos necessários para a realização de testes abrangentes de veículos. Com base nos requisitos mínimos definidos pelo cliente, que incluem a capacidade de ajustar o entre eixos para diferentes carros, suportar um peso máximo de 2.000 quilos e proporcionar inclinações laterais de até 12 graus, bem como inclinações frontais e traseiras de até 21 graus, este projeto visa projetar uma *Tilt-Table* que atenda a essas especificações e, ao mesmo tempo, garanta segurança e eficácia.

O desenvolvimento da *Tilt-Table* envolveu diversas etapas, começando com a definição de requisitos mínimos, passando pelo design inicial, dimensionamento estrutural e projeto

do sistema hidráulico. O dimensionamento detalhado incluiu a análise de tensão em cada componente, resultando na escolha de materiais que priorizam a segurança, ao mesmo tempo em que atendem ao custo-benefício desejado.

Para garantir a integridade do projeto, foram realizados desenhos 3D de cada componente, culminando na montagem final da *Tilt-Table*, pronta para apresentação ao cliente. Este trabalho representa um esforço significativo para contribuir não apenas para a Renault, mas também para o campo da engenharia mecânica, fornecendo uma solução de bancada de teste eficiente e segura, e estabelecendo as bases para futuros desenvolvimentos no campo das ferramentas de teste automotivo.

Capítulo 2

OBJETIVO PRINCIPAL

Projetar e desenvolver um projeto de uma bancada de teste para a Renault, empresa automotiva, com foco em facilitar o trabalho já feito com uma inovação na área de teste da empresa.

2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- **Teste do centro de gravidade e transferência de carga :** A bancada de teste será projetada para testar o centro de gravidade de veículos e avaliar a transferência de carga durante situações de inclinação. Essa funcionalidade permitirá uma análise mais profunda do comportamento dos veículos em relação ao capotamento, garantindo a segurança e a estabilidade;
- **Inclinação para checagem de vazamentos :** Além dos testes de capotamento, a *Tilt-Table* também será usada para inclinar veículos a fim de verificar vazamentos e possíveis entradas de água do meio externo para o interior dos carros. Essa funcionalidade é crucial para garantir a qualidade e a resistência dos veículos, especialmente em condições adversas;

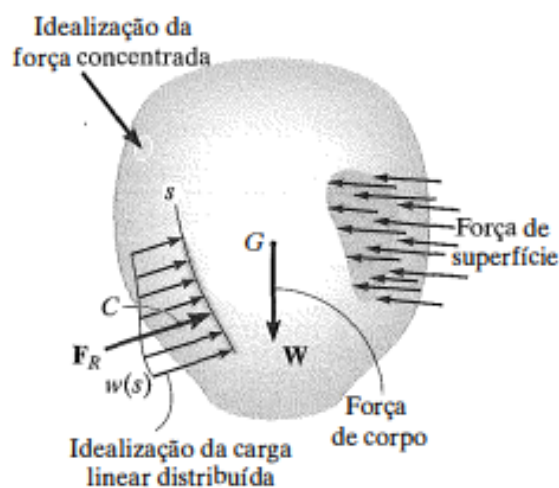
Capítulo 3

CONCEITOS FUNDAMENTAIS

3.1 EQUILÍBRIO DE UM CORPO DEFORMÁVEL

Dado o papel crucial desempenhado pela estática na aplicação dos princípios da resistência dos materiais, é de essencial importância garantir a compreensão de seus fundamentos. Com esse intuito, será comentado e explicado alguns princípios fundamentais da estática, que serão a base dos dimensionamentos e análises feitas neste trabalho.

Figura 3.1: Representação de cargas externas em um corpo.

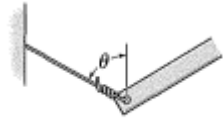
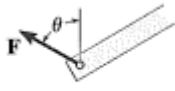
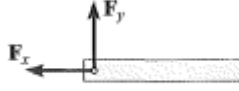
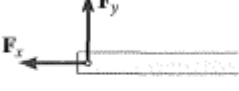
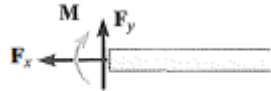


Fonte : HIBBELER (2009)

Um corpo pode ser sujeito a diversas cargas externas, sendo classificados entre força de superfície ou força de corpo, como mostrado na Figura 3.1. A força de superfície, como

sugerido pelo nome, tem sua causa no contato direto do corpo com a superfície do outro, sendo distribuída pela área deste corpo. Caso a área de atuação da força seja ínfima quando comparada a área total, é considerado essa uma força concentrada aplicada em um único ponto, e se caso, a área de atuação seja uma área estreita, têm-se uma carga distribuída linear, sendo representada por uma série de setas.

As forças de superfícies desenvolvidas em apoios ou pontos de contato entre os corpos são denominadas reações. Em casos bidimensionais, corpos sujeitos a forças coplanares, os apoios e suas reações mais usuais são encontrados na Tabela 3.1

Tabela 3.1: Tipos de apoios e suas reações	
Tipos de Acoplamento	Reações
 Cabo	 Uma incógnita: F
 Rolete	 Uma incógnita: F
 Apoio liso	 Uma incógnita: F
 Pino externo	 Duas incógnitas: F_x, F_y
 Pino interno	 Duas incógnitas F_x, F_y
 Apoio fixo	 Três incógnitas: F_x, F_y, M

Fonte: HIBBELER (2009)

Caso o suporte restrinja o movimento em uma direção específica, torna-se necessário

gerar uma força direcionada ao elemento nessa mesma direção. Da mesma maneira, se o suporte impedir a rotação, um momento deve ser aplicado ao elemento. O equilíbrio de um corpo exige o um equilíbrio de forças e momento, impedindo tanto a translação quanto o giro do corpo. Essas condições podem ser expressas matematicamente pelas Equações 3.1 e 3.2.

$$\sum F = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum M_O = 0 \quad (3.2)$$

Com cada uma representando um equilíbrio, $\sum F$ representando a soma de todas as forças que agem sobre o corpo, e $\sum M_O$ é a soma dos momentos de todos os momentos em torno do ponto O. Adotando o sistema de coordenadas x, y, z com origem no ponto O, os vetores força e momento podem ser resolvidos em componentes ao longo dos eixos de coordenada como mostrado nas Equações 3.3 e 3.4

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum F_z = 0 \quad (3.3)$$

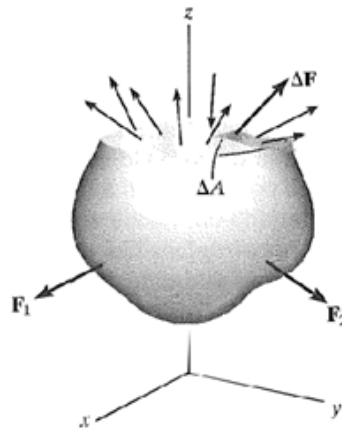
$$\sum M_x = 0 \quad \sum M_y = 0 \quad \sum M_z = 0 \quad (3.4)$$

3.2 TENSÃO

Imagine que se divida a área seccionada em pequenas áreas, como a área " ΔA ". À medida que se reduza o tamanho de " ΔA " para torná-lo cada vez menor, faz-se duas suposições importantes em relação às propriedades do material. Primeiramente, considera-se que o material é contínuo, o que significa que ele tem uma distribuição uniforme de matéria sem falhas internas, em oposição a ser composto por um número regular finito de moléculas ou átomos distintos. Em segundo lugar, supondo-se que o material é coeso, o que significa que todas as partes dele estão bem interligadas, sem trincas ou separações. Conforme se diminui a área " ΔA " até um tamanho extremamente pequeno, a força " F " e

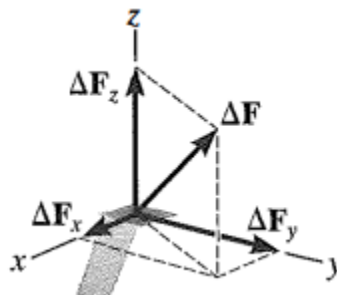
suas componentes também diminuem, mostrado nas Figuras ?? e ??. No entanto, em geral, a razão entre a força e a área se aproximará de um valor limite. Essa razão é chamada de tensão e, como já mencionado, descreve a intensidade da força interna atuando sobre um plano específico (a área) que passa por um ponto. Em essência, a tensão é a medida da distribuição de forças internas em relação à área em que atuam, permitindo-nos avaliar como as forças são distribuídas em um material sob carga. Portanto, ao se analisar um corpo e sua capacidade de resistir a cargas externas, o conceito de tensão é fundamental para entender como as forças internas afetam o material em diferentes pontos e se está dentro dos limites seguros de resistência do material.

Figura 3.2: Representação de um corpo de área ΔA sob efeito de ΔF .



Fonte : HIBBELER (2009)

Figura 3.3: Representação das componentes da força ΔF .



Fonte : HIBBELER (2009)

3.2.1 Tensão Normal

Representa a força interna por unidade de área em um material, agindo perpendicularmente a superfície em que atua, sendo representada pela letra sigma, σ . A tensão normal é uma medida crítica para avaliar como um material resiste a cargas de tração ou compressão. A Equação 3.5 descreve seu comportamento

$$\sigma_z = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_z}{\Delta A} \quad (3.5)$$

Observe que a notação do índice z em σ_z é usada para indicar a direção da reta normal dirigida para fora, que especifica a orientação da área, ΔA . Sendo σ_z a tensão normal em Pascal ou Megapascal, ΔF a força aplicada em Newtons, e ΔA a área transversal em metros quadrados.

Note que a notação z na equação 5 é usada para indicar a direção da reta normal dirigida para fora, que especifica a orientação da área ΔA .

3.2.2 Tensão de Cisalhamento

Representa a força interna por unidade de área em um material, agindo paralelamente à superfície em que atua, fazendo com que as camadas do material deslizem uma sobre as outras, e sendo representada pela letra tau, τ . A tensão cisalhante é uma medida necessária para avaliar como um material resiste a forças de cisalhamento ou torção. As Equações 3.6 e 3.7 descrevem seu comportamento

$$\tau_{zx} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_x}{\Delta A} \quad (3.6)$$

$$\tau_{zy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_y}{\Delta A} \quad (3.7)$$

Sendo τ_{zx} e τ_{zy} são as tensões cisalhantes em Pascal ou Megapascal, ΔF_y e ΔF_x são as forças aplicadas em Newtons, e ΔA é a área transversal em metros quadrados.

Note que a notação zx e zy nas equações 3.6 e 3.7 especificam as componentes da

tensão de cisalhamento.

3.2.3 Tensão Admissível

A tensão admissível é um conceito crítico na engenharia, que se refere à máxima tensão a que um material ou componente pode ser submetido sem sofrer deformações permanentes ou falhar. A importância desse parâmetro está ligada à necessidade de garantir a segurança em projetos de elementos estruturais e mecânicos. Para alcançar essa segurança, os engenheiros adotam uma abordagem conservadora, escolhendo uma tensão admissível que seja consideravelmente menor do que a carga máxima que o elemento pode suportar. Essa margem de segurança leva em consideração variações nas cargas aplicadas, erros de fabricação, fatores imprevistos, deterioração de materiais e outras incertezas que podem afetar a integridade da estrutura ao longo do tempo. Assim, a tensão admissível atua como um parâmetro-chave para garantir que estruturas e componentes estejam dentro dos limites de segurança e possam resistir de maneira confiável às condições do mundo real. Um método usado para projetos ou análises de um elemento é o fator de segurança (FS), dado pela razão entre a carga de ruptura, F_{rup} , e a carga admissível, F_{adm} , como mostrado na Equações 3.8 e 3.9

$$FS = \frac{\sigma_{rup}}{\sigma_{adm}} \quad (3.8)$$

$$FS = \frac{\tau_{rup}}{\tau_{adm}} \quad (3.9)$$

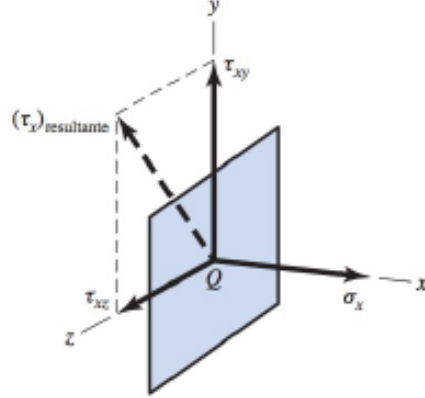
Nesse contexto, a carga de ruptura é determinada por ensaios experimentais do material, e o fator de segurança é selecionado com base na experiência.

3.2.4 Componentes Cartesianas de Tensão

As componentes cartesianas de tensão são definidas ao estabelecer três superfícies ortogonais em um ponto dentro do corpo, assim os eixos x,y e z serão estabelecidos pelas normais. Cada superfície terá uma tensão cisalhante resultante, que poderá ter compo-

nentes ao longo de dois eixos cartesianos. A Figura 3.4 mostra uma superfície infinitesimal no ponto Q, em que a força normal é σ_x e em que a força cisalhante é $(\tau_x)_{res}$, e que pode ser decomposta nas componentes nas direções y e x.

Figura 3.4: Componentes de tensão na superfície normal à direção.

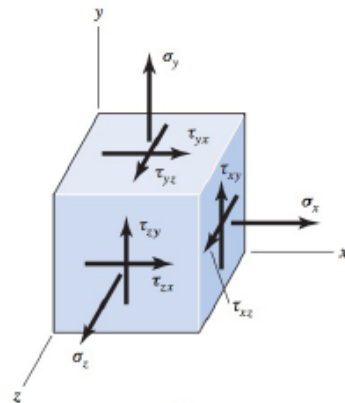


Fonte: BUDYNAS (2016)

O estado de tensão em um ponto apresentado por três superfícies perpendiculares é mostrado na Figura 3.5. Portanto, um estado de tensão completo pode ser descrito por 9 componentes de tensão, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yx}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ e τ_{zy} . Para o equilíbrio, geralmente, tensões de cisalhamento transversais se igualam, como mostrado pelas Expressões 3.10

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \qquad \tau_{xz} = \tau_{zx} \qquad \tau_{yz} = \tau_{zy} \qquad (3.10)$$

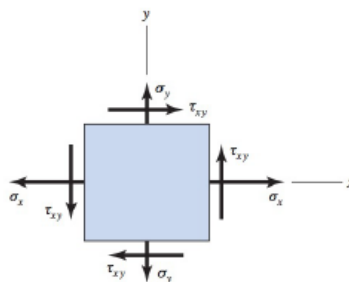
Figura 3.5: Tensão tridimensional geral.



Fonte: BUDYNAS (2016)

Reduzindo, assim, o número de componentes do estado de tensão dos estados de tensão tridimensional de 9 para 6, sendo elas, σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} e τ_{zx} . Um estado de tensões comum de ocorrer é o estado de tensão plana, este que considerar as tensões de uma superfície igual a 0. Na Figura 3.6 pode-se observar um estado de tensão plana, supondo que a normal à superfície livre de tensões é a direção z, portando todas tensões no plano z são zeradas. Uma importante observação a se fazer é que a Figura 3.6 ainda é um cubo tridimensional.

Figura 3.6: Tensão plana com componentes de cisalhamento transversal.



Fonte: BUDYNAS (2016)

3.2.5 Circulo de Mohr

O círculo de Mohr é construído graficamente, com as tensões normais e de cisalhamento representadas em um plano cartesiano. Ele fornece informações sobre as tensões principais (maior e menor) e as direções principais associadas a essas tensões. Essa representação gráfica facilita a compreensão do estado de tensão em um ponto específico do material.

As tensões principais são descritas na Equação 3.11.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (3.11)$$

Esse conjunto de valores é denominado tensões principais no plano, e os planos correspondentes são denominados planos principais de tensão, e devido a relações trigonométricas se conclui que nos planos principais não age nenhuma tensão cisalhante.

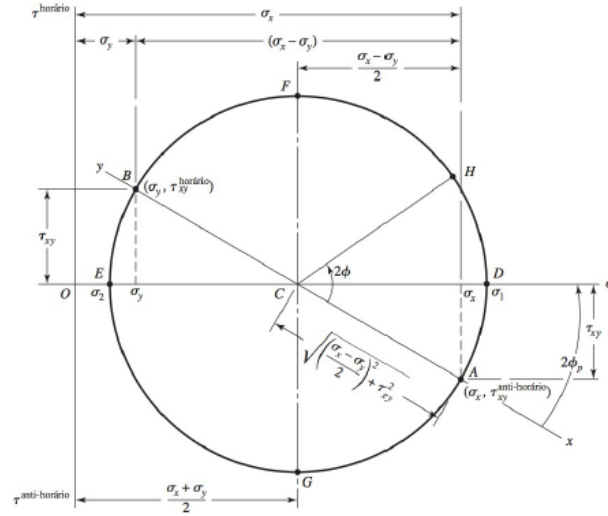
A tensão cisalhante máxima no plano, é expressa pela Equação 3.12.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (3.12)$$

A tensão média, é expressa pela 3.13 e, visualizada na Figura 3.7.

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (3.13)$$

Figura 3.7: Diagrama do círculo de Mohr.



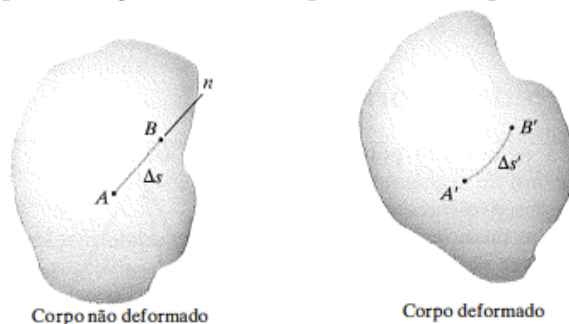
Fonte: BUDYNAS (2016)

3.3 DEFORMAÇÃO

Quando uma força é exercida em um corpo, a tendência é de mudança de forma e tamanho do corpo, sendo denominadas essas mudanças como deformações. A deformação de um corpo não é uniforme em todo volume, permitindo que ao longo do seu comprimento a geometria de cada segmento de reta do corpo possa variar, como mostra na Figura 3.8.

Para desenvolver uma definição, considere a reta AB, no interior do corpo ainda não deformado, encontrada no eixo n e com comprimento original, Δs . Após a deformação, denotada como ϵ , os pontos A e B são deslocados para A' e B' e a reta torna-se uma curva de comprimento, $\Delta s'$, deste modo, a Equação 3.14 descreve essa situação

Figura 3.8: Representação de um corpo antes e depois da deformação.



Fonte: HIBBELER (2009)

$$\varepsilon = \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s} \quad (3.14)$$

Quando ε for positivo, a reta inicial se alongará, e ao passo que ε for negativo, a reta se contrairá. É necessário observar ainda que a deformação é uma quantidade adimensional, visto que é a razão entre duas medidas de comprimento, apesar disso, é uma prática usual expressá-las em termo destas mesmas razões, como por exemplo, m/m.

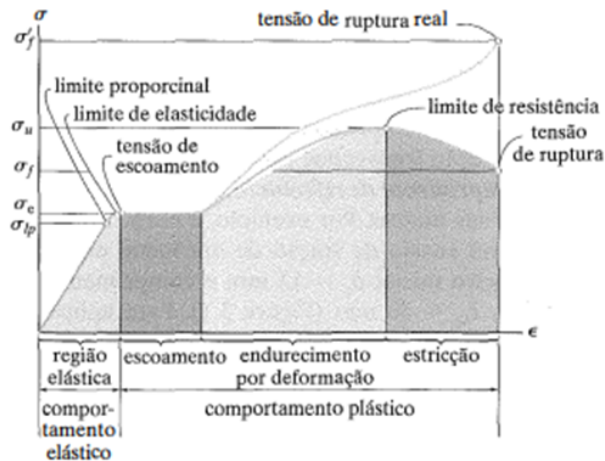
3.4 DIAGRAMA TENSÃO DEFORMAÇÃO

Com base em dados obtidos de ensaios de tração ou compressão, torna-se possível o cálculo de diversos valores de tensão e deformação no corpo de prova, e assim, construir um gráfico com esses resultados. A curva resultante tem o nome de diagrama tensão-deformação.

O comportamento elástico ocorre quando as deformações do corpo de prova estão dentro da primeira área mostrada na Figura 3.9. Observa-se que, durante esse comportamento, a tensão é proporcional à deformação, sendo assim um material linearmente elástico. Isto é aceitável até o limite de proporcionalidade, σ_{lp} , momento em que a linha reta começa a se curvar, continuando até a tensão atingir o limite de elasticidade. Até atingir este ponto, caso a carga for removida, o corpo ainda voltaria à sua forma inicial.

A ultrapassagem do limite de elasticidade resultará em uma deformação permanente no material, esse comportamento é chamado de escoamento e é indicado pela segunda região

Figura 3.9: Diagrama tensão-deformação convencional e real do aço (fora de escala).



Fonte: HIBBELER (2009)

da Figura 3.9. A tensão causadora desse comportamento é a tensão de escoamento, σ_e , e a deformação que ocorre a partir desse ponto é a deformação plástica. Quando alcançado atinge o ponto de escoamento o material continuará a se deformar sem qualquer aumento na carga.

Assim que terminado o escoamento, é possível aplicar uma carga adicional no corpo de prova, resultando em uma nova curva crescente que se achata ao atingir uma tensão máxima chamado limite de tensão de resistência, σ_r . O comportamento de crescimento da curva denomina-se endurecimento por deformação e corresponde à terceira área da Figura

No limite de resistência, a área da seção transversal do corpo de prova começa a ser reduzida em uma região localizada do corpo de prova, resultando em uma estricção gradativa, à medida que o corpo de prova se alonga. Como a área transversal do corpo de prova está diminuindo, sua capacidade de suportar uma carga também diminui. O resultado se mostra no diagrama tensão-deformação que se tende a curvar para baixo até o corpo de prova quebrar, atingindo a tensão de ruptura, σ_{rup} . Essa região em que ocorre o desenvolvimento da estricção é indicada na quarta região da Figura 3.9.

3.4.1 Lei de Hooke

No diagrama tensão-deformação, a parte inicial da linha reta até o limite de proporcionalidade pode ser representada como uma reta, a qual tem seu comportamento representado pela equação 3.15.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (3.15)$$

Neste caso, E representa a constante de proporcionalidade, denominada módulo de Elasticidade ou módulo de Young. É necessário observar que o módulo de elasticidade é uma propriedade mecânica que indica rigidez de um material, e pode ser apenas usado se um material tiver comportamento elástico.

3.4.2 Coeficiente de Poisson

Quando um corpo é submetido a uma tração axial, sendo um corpo deformável, ele irá tanto se alongar quanto se contrair lateralmente, de forma contrária, caso submetido uma compressão, o corpo provocará uma contração na direção da força, porém terá suas laterais expandidas. A Equação 3.16 mostra que o coeficiente de Poisson é dado pela razão da deformação lateral pela deformação longitudinal, por ser uma divisão de dimensões, o coeficiente de Poisson é um número Adimensional.

$$v = -\frac{\varepsilon_{lat}}{\varepsilon_{long}} \quad (3.16)$$

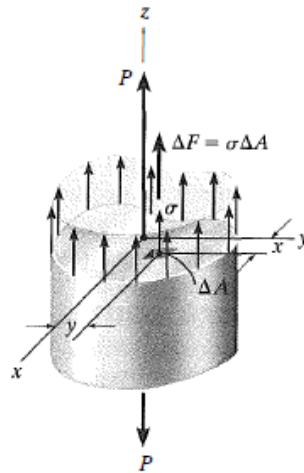
O sinal negativo da equação ocorre pois o alongamento longitudinal provoca contração lateral, do mesmo modo que o contrário. Sendo que, radialmente a deformação lateral é a mesma, e ainda é apenas causada pela força axial, não havendo nenhuma força agindo em nenhuma direção.

3.5 CARGAS AXIAIS

A carga axial se refere à aplicação de força ao longo do eixo de um elemento estrutural, como uma viga ou coluna. Essa força atua diretamente ao longo do comprimento do componente, em sua direção axial, sendo aplicada nas extremidades. O funcionamento da carga axial pode ser entendido quando observado a seção transversal de uma barra sob efeitos de uma carga axial, Figura 3.10, já considerando que a barra esteja submetida a uma deformação constante e uniforme, esse será o resultado de uma tensão normal constante σ .

O resultado que cada área Δ_A na seção transversal esteja submetida a uma força $\Delta_F = \sigma \Delta_A$, e a soma dessas forças que agem em toda área da seção transversal deve ser equivalente à força resultante P na seção, tendo a Equação 3.17 como a expressão que descreve o comportamento da carga axial.

Figura 3.10: Representação da carga axial agindo na seção transversal de um elemento.



Fonte: HIBBELER (2009)

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.17)$$

Já sabendo que, σ é a tensão normal média em qualquer ponto na área da seção transversal, P a força normal interna resultante, e A a área da seção transversal da barra.

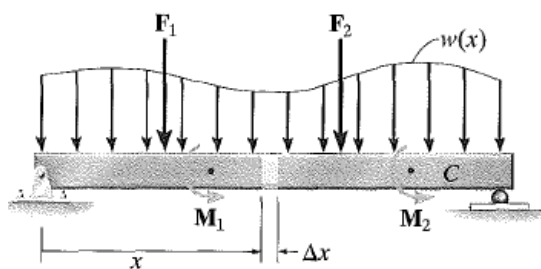
3.6 DIAGRAMA DE FORÇA CORTANTE E MOMENTO FLETOR

Devido a cargas aplicadas em vigas, estas desenvolvem uma força cisalhante e um momento fletor que variam de ponto para ponto em um eixo. Para projetar uma viga, é necessário determinar a força de cisalhamento e o momento máximos que agem na viga. Um dos métodos mais utilizados é expressar V e M em função de uma posição x ao longo da viga, assim essas funções de cisalhamento e momento podem ser representadas em gráficos denominados diagramas de força cortante e momento fletor. Os gráficos de força cortante (V) e momento fletor (M) fornecem dados cruciais para determinar os valores máximos dessas grandezas em uma viga. Além disso, os engenheiros os utilizam para orientar decisões sobre o reforço interno da viga.

3.6.1 Métodos Gráficos para Construção dos Diagramas

Considerando a viga mostrada na Figura 3.11, sendo sujeita a um carregamento $w(x)$, é feito o diagrama de corpo livre para o segmento Δx da viga, mostrado pela Figura 3.12.

Figura 3.11: Representação de forças aplicadas em uma viga.

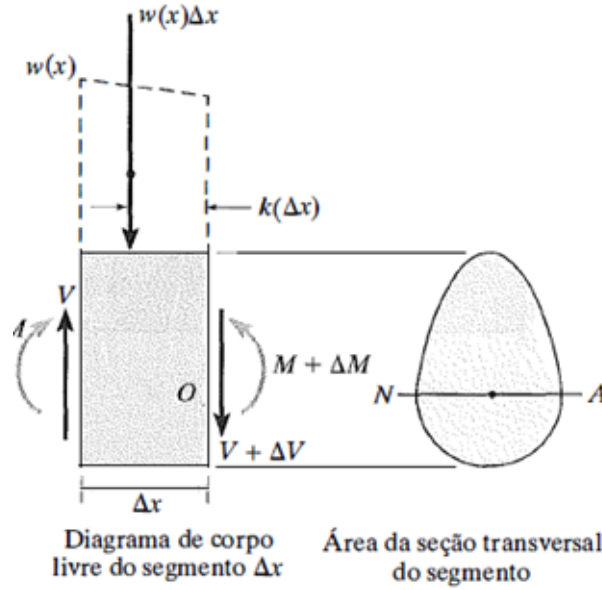


Fonte: HIBBELER (2009)

Aplicando as equações de equilíbrio ao segmento, tem-se um desenvolvimento que leva a Equação 3.18, obtendo a inclinação do diagrama de força cortante em cada ponto, e a Equação 3.19 obtendo, agora, a inclinação do diagrama de momento em cada ponto.

$$\frac{dV}{dx} = -w(x) \quad (3.18)$$

Figura 3.12: Diagrama de corpo livre.



Fonte: HIBBELER (2009)

$$\frac{dM}{dx} = V \quad (3.19)$$

Essas duas equações proporcionam um meio conveniente para obter rapidamente os diagramas de força cortante e momento fletor para uma viga.

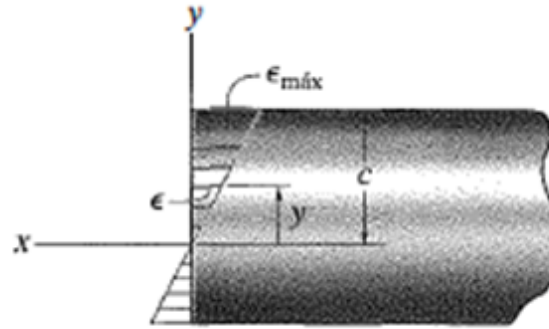
3.7 APLICAÇÃO DE FLEXÃO

A flexão de viga é um comportamento que ocorre quando uma carga é aplicada perpendicularmente ao seu comprimento. O momento fletor induz curvatura na viga, assim, a região superior da viga é comprimida, enquanto a região inferior é esticada. Isso resulta em uma distribuição de tensões e deformações, relacionadas pela Lei de Hooke, ao longo da altura da seção transversal da viga como mostrado na Figura 3.13 e 3.14.

A tensão máxima permitida na viga quando aplicado um momento fletor a fim de evitar falhas por flexão é mostrada na equação 3.20

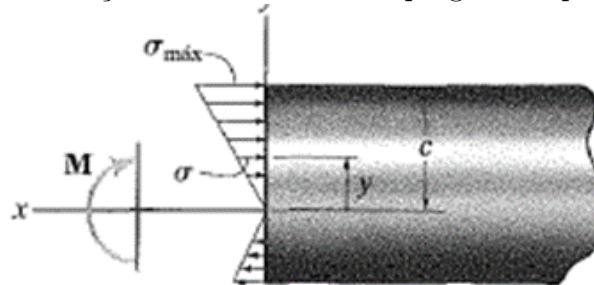
$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (3.20)$$

Figura 3.13: Representação das deformações do corpo geradas pelo momento fletor.



Fonte: HIBBELER (2009)

Figura 3.14: Representação das tensões do corpo geradas pelo momento fletor.



Fonte: HIBBELER (2009)

Sendo, M o momento fletor na seção, c a distância do raio externo até o eixo neutro e I o momento de inércia da área da seção transversal calculada em torno do eixo neutro.

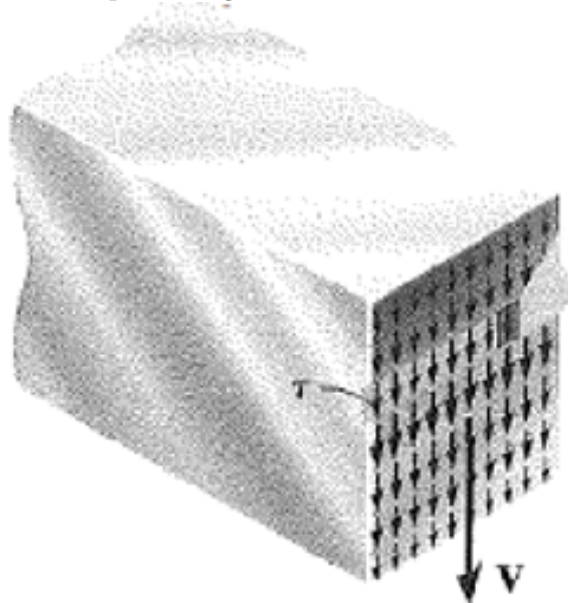
3.8 APLICAÇÃO DE CISALHAMENTO

O cisalhamento é uma forma de deformação em que as camadas adjacentes de um material se movem em direções opostas. Em estruturas como vigas, o cisalhamento ocorre quando forças cortantes, V , são aplicadas perpendicularmente às fibras da viga como representado na Figura 3.15.

A tensão de cisalhamento é dada como a medida da intensidade do cisalhamento em uma determinada seção da viga, mostrada na Equação 3.21

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (3.21)$$

Figura 3.15: Representação da tensão cisalhante em vigas.



Fonte: HIBBELER (2009)

$$Q = \bar{y}' A' \quad (3.22)$$

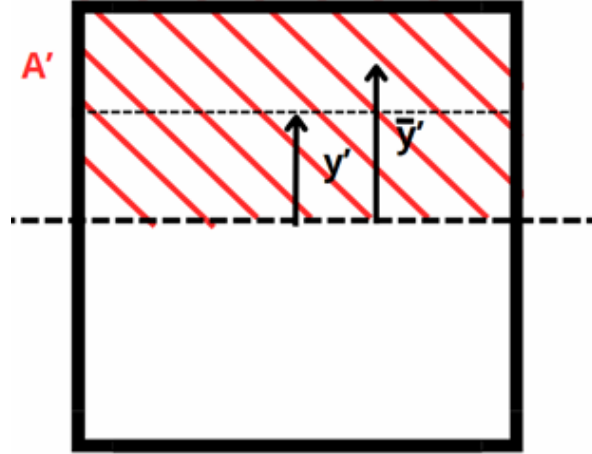
Na equação 3.21, τ é a tensão de cisalhamento no ponto localizado à distância y' do eixo neutro, como mostrado na figura 3.16. A letra V sendo a força de cisalhamento interna resultante, I o momento de Inércia da seção transversal inteira e t a largura da área da seção transversal.

O valor de Q é dado pela multiplicação de $\bar{y}'$ e A' , sendo A' a parte superior da área da seção transversal, rasurada em vermelho na Figura 3.16, e $\bar{y}'$ o valor da distância do eixo neutro até o centroide de A' .

3.9 TEORIA DE FALHAS

A teoria de falhas representa um campo de estudo dedicado à previsão das condições nas quais um material sólido entra em colapso quando exposto a forças externas. A análise de falhas geralmente classifica a ruptura de um material em duas categorias principais: falha frágil, caracterizada por fraturas súbitas e sem deformações visíveis, e falha dútil,

Figura 3.16: Representação da seção transversal de uma viga quadrada.



Fonte: elaborado pelo autor

marcada por deformações plásticas antes da ruptura. Diversos fatores, como temperatura, estado de tensão e velocidade de carregamento, influenciam se um material falhará de maneira frágil ou dútil.

Em situações práticas, é comum classificar um material predominantemente como frágil ou dútil, dependendo das condições específicas em que é submetido.

3.9.1 Teoria da Tensão de Cisalhamento Máxima Dúteis

Esta teoria, também conhecido como Teoria de Tresca, prediz que o escoamento começa sempre que a tensão de cisalhamento máxima em qualquer elemento se torna igual ou maior a tensão de cisalhamento máximo de um corpo de ensaio de tração do mesmo material quando o escoamento está se iniciando.

$$FS = \frac{\tau_{esc}}{\tau_{max}} \quad (3.23)$$

$$\tau_{esc} = \frac{\sigma_{esc}}{2} \quad (3.24)$$

3.10 FLAMBAGEM DE COLUNAS

Durante o projeto de um elemento estrutural, é fundamental que ele satisfaça os requisitos específicos de resistência, deflexão e estabilidade. Alguns elementos estruturais, como colunas, podem estar sujeitos a cargas de compressão e, caso forem compridos e esbeltos, a carga pode ser grande o suficiente para provocar uma deflexão lateral, ou seja, flambagem. A carga axial máxima que uma coluna suporta quando está na iminência de sofrer flambagem é a carga crítica, P_{cr} , assim, qualquer carga adicional provocará a flambagem da coluna, como mostrado na Figura 3.17

Figura 3.17: Representação de duas situações de uma coluna com carga crítica.



Fonte: HIBBELER (2009)

3.10.1 Colunas Ideais com Apoios de Pinos

Considerando uma coluna ideal, que é perfeitamente reta antes da aplicação da carga, composta por um material homogêneo, e a carga é aplicada no centroide da seção transversal. A carga axial P pode ser aumentada teoricamente até que ocorra a falha por ruptura ou escoamento do material quando atinge a carga crítica, P_{cr} , e é importante entender que uma coluna sofre flambagem em torno do eixo principal da seção transversal que tenha o

menor momento de inércia(o eixo com menor resistência). A equação de flambagem para um coluna comprida e esbelta apoiada por pinos é descrita pela Equação 3.25.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (3.25)$$

Neste caso, P_{cr} é dada como a carga axial máxima na coluna, E o módulo de Elasticidade, I o menor momento de Inércia para área da seção transversal e L sendo o comprimento da coluna sem apoios. Uma melhor forma de expressar essa equação é considerando $I = Ar^2$, sendo A como a área da seção transversal e r o raio de giração da área da seção transversal, resultando na Equação 3.26

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} \quad (3.26)$$

A relação L/r é conhecida como sendo o índice de esbeltez, uma medida de flexibilidade da coluna, servindo para classificar colunas entre longas ou intermediárias/curtas

3.10.2 Colunas com Vários Tipos de Apoio

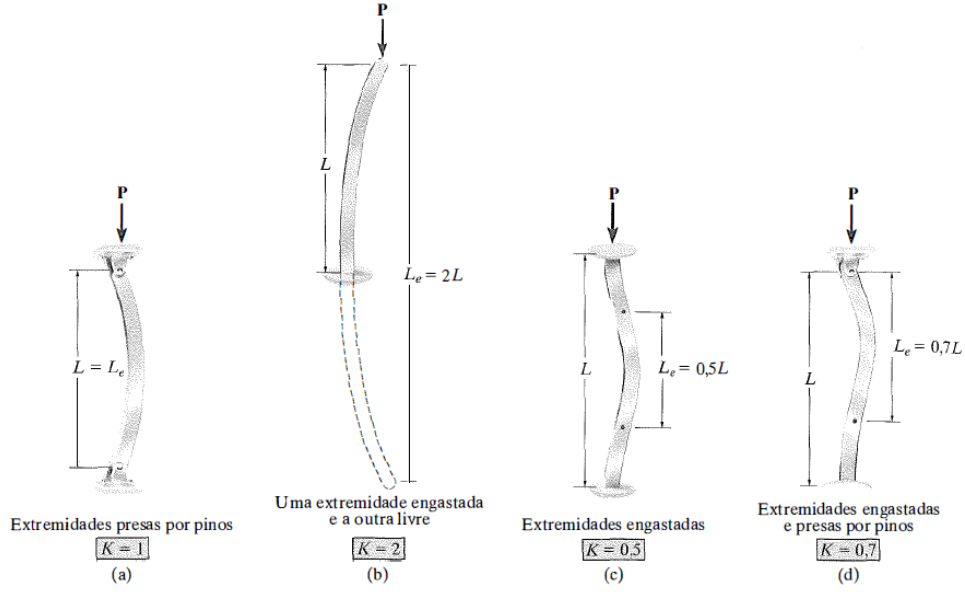
Anteriormente, foi considerado apenas um tipo de apoio na relação de carga máxima, porém há diferentes tipos de apoio que desempenham diferentes papéis no resultado final.

Na Equação 3.26, L representa a distância sem apoio entre os pontos de momento nulo para um caso de coluna com extremidades presas por pinos ou livres pra girar. Essa distância é denominada comprimento efetivo da coluna, L_e . Para o caso da coluna ser apoiada por pinos em ambas extremidades, mantém-se $L_e = L$, enquanto para um caso que ambas extremidade estão engastadas, tem-se $L_e = 0.5L$. Este valor relacionado a L é denominado fator de comprimento efetivo K , que é definido pela Equação 3.27.

$$L_e = KL \quad (3.27)$$

Com base na Equação 3.27, pode expressar a formula de carga máxima e tensão máxima como dadas pela Equação 3.28 e 3.29

Figura 3.18: Representação dos diferentes tipos de apoios.



Fonte: HIBBELER (2009)

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (3.28)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(KL/r)^2} \quad (3.29)$$

Sendo que na Expressão 3.29, (KL/r) é denominado índice de esbeltez efetivo da coluna.

3.10.3 Classificação de Colunas

Para, definir-se se as colunas são longas ou intermediárias/curtas é necessário saber o índice de esbeltez da coluna e o valor de C_c , baseado em ensaios utilizando curvas de Euler e parabólicas, como definido pela Equação 3.30

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_{esc}}} \quad (3.30)$$

3.10.4 Colunas Longas

O caso da coluna longa é descrito pela Equação 3.31, e para cálculo de tensão admissível de colunas de aço, adota-se um coeficiente de segurança $CS = 1.92$, que é introduzido na equação 3.32

$$\frac{L_e}{r} \geq C_c \quad (3.31)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\pi^2 E}{1.92 (KL/r)^2} \quad (3.32)$$

3.10.5 Colunas Intermediárias ou Curtas

O caso da coluna intermediária ou curta é descrito pela Equação 3.33, e para o cálculo da tensão admissível de colunas de aço, é necessário, primeiro, calcular o coeficiente de segurança para este caso, mostrado pelas Equações 3.34 e 3.35

$$\frac{L_e}{r} < C_c \quad (3.33)$$

$$CS = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{(L_e/r)}{C_c} - \frac{1}{8} \left(\frac{L_e/r}{C_c} \right)^3 \quad (3.34)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{CS} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{L_e/r}{C_c} \right)^2 \right] \quad (3.35)$$

Capítulo 4

MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 IDEIAS INICIAIS

O início do projeto teve como base reuniões quinzenais com colaboradores da empresa Renault. As primeiras semanas foram reuniões de *brainstorm*, visando apanhados de ideias já existentes a respeito de um bancada de teste que fizesse o trabalho de inclinação. A primeira ideia, em que o projeto foi sustentado, veio devido a minha proximidade com a Equipe Fênix Racing Formula SAE(Society of Automotive Engineers), da UNESP - Campus de Ilha Solteira. Durante a competição que as equipes participam, uma das diversas provas de segurança é atingir uma inclinação lateral de 60 graus em cima de uma estrutura inclinável. A mesa inclinável é um dispositivo projetado para avaliar e testar a estabilidade e desempenho dos veículos desenvolvidos por equipes universitárias participantes da competição Formula SAE. O principal objetivo desses testes é verificar a capacidade do veículo em lidar com inclinações e simular situações de condução extrema.

O funcionamento básico da *Tilt Table* consiste em uma plataforma horizontal que pode ser inclinada em vários ângulos em relação à horizontal, simulando condições de curvas acentuadas, inclinações laterais e outros movimentos dinâmicos. Geralmente, a *Tilt Table* é controlada por um sistema hidráulico ou elétrico que ajusta a inclinação da plataforma. A figura 4.1, foi tirada durante uma das participações da Equipe Fênix Racing, podendo até observar o veículo inclinado.

Figura 4.1: Veículo de Formula SAE durante prova da *Tilt Table*



Fonte: Foto cedida pela equipe

A segunda ideia, dada pelos colaboradores da Renault, é um equipamento chamado *Four Post*, mostrado na Figura 4.2.



Figura 4.2: Equipamento Four Post Fonte: *Four Post* (2023)

Os elevadores de quatro postes, *Four posts*, são equipamentos comumente utilizados em oficinas mecânicas e centros de serviço automotivo para facilitar a realização de reparos, inspeções e serviços em veículos. A estrutura desses elevadores é composta por quatro colunas verticais posicionadas nos cantos do equipamento, servindo como suportes principais para o veículo.

Na parte superior dessas quatro colunas, há uma plataforma de elevação conectada a um sistema hidráulico. Esse sistema hidráulico, acionado por um motor elétrico ou uma

bomba hidráulica, fornece pressão para levantar ou baixar a plataforma de elevação, a qual é projetada para acomodar as rodas do veículo.

O controle do movimento do elevador é realizado pelo operador por meio de um painel de controle. Esse painel é equipado com botões ou alavancas que permitem o levantamento, abaixamento e travamento da plataforma na altura desejada. Um recurso fundamental desses elevadores é o mecanismo de travamento automático, garantindo a estabilidade e segurança quando a plataforma atinge a altura desejada.

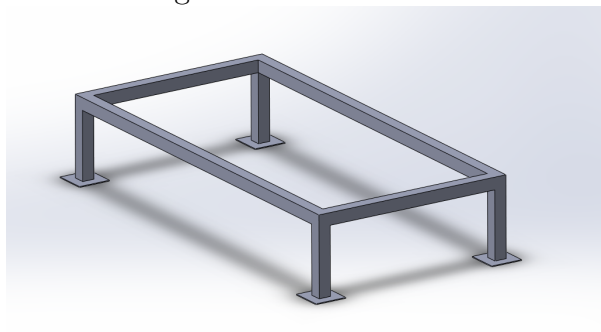
Os elevadores de quatro postes são conhecidos por sua versatilidade, podendo ser utilizados para uma ampla variedade de veículos, desde carros de passeio até caminhões e vans. Sua plataforma estável facilita o acesso ao chassi do veículo, tornando-os valiosos em ambientes de serviço automotivo.

Assim, com duas ideias principais, o projeto veio a parecer como o que os colaboradores queriam que a estrutura se parecesse, e como eu tornaria a execução da tarefa mais simples.

4.2 BASE E PLATAFORMA DA ESTRUTURA

O primeiro rascunho 3D, feito por mim, a fim de ilustrar e apresentar aos colaboradores, é mostrado na Figura 4.3. Neste primeiro rascunho a bancada é dividida em 2 estruturas interligadas por um mecanismo de elevação que ainda é decidido. A primeira estrutura seria uma base fixada no chão e a segunda estrutura seria uma plataforma ligada ao mecanismo de elevação, que permitiria as inclinações exigidas pelo cliente.

Figura 4.3: Base inicial.

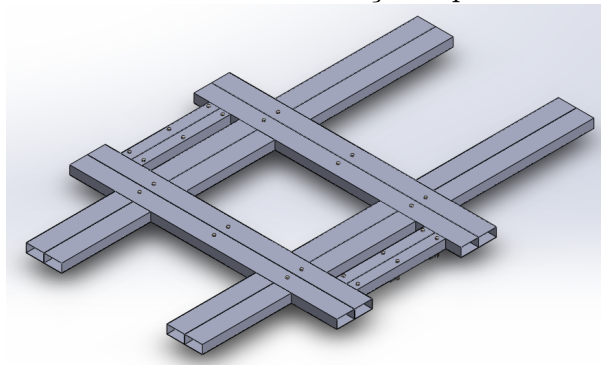


Fonte: Elaborado pelo autor.

O mecanismo de elevação escolhido foi o uso de atuadores hidráulicos em pontos que permitiriam a inclinação de 12 graus lateralmente e 21 graus na dianteira e traseira do carro sob a plataforma. Este mecanismo foi escolhido principalmente pelos colaboradores devido a familiaridade no assunto e assim, facilidade de acesso ao material disponível.

A plataforma projetada a ser inclinar com o carro em cima é composta por vigas que possibilitem diferentes entre eixos e entre rodas, particularmente, para os carros da Renault, ser suspensos. Com uma planilha disponibilizada pela empresa, tornou-se viável o projeto de uma plataforma com um *layout* muito semelhante ao da Figura 4.4

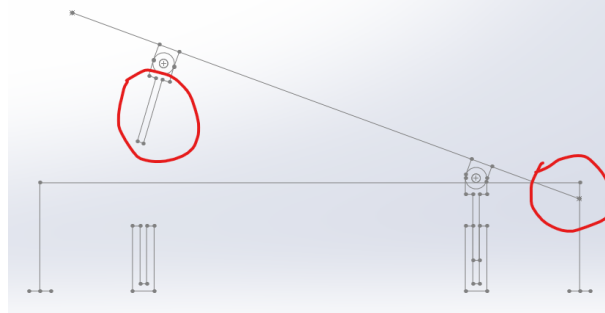
Figura 4.4: Vista isométrica do esboço da plataforma inclinável.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com o uso de atuadores, dois problemas de mecanismo surgiram, como mostrado na Figura 4.5. O primeiro problema foi o ângulo entre a plataforma e o atuador, necessitando que essa ligação tenha alguns graus de liberdade, podendo ser resolvido com a seleção de atuadores com graus de liberdade inclusos nos apoios do atuador. O segundo problema foi um conflito da plataforma com a base quando inclinada a mais de 19 graus, o que levou à reformulação do primeiro rascunho da base na tentativa de resolver este problema.

Figura 4.5: Problema de mecanismo.

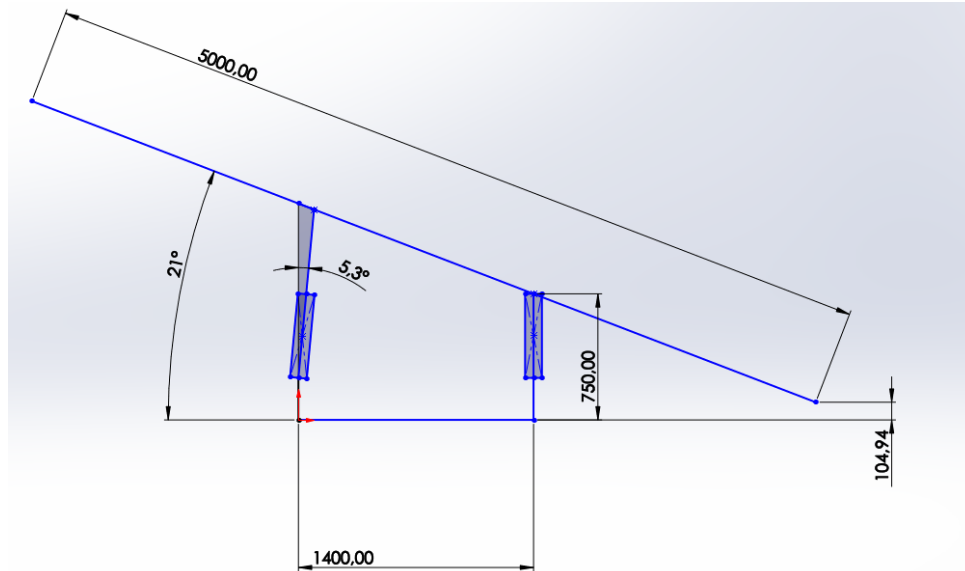


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3 PROBLEMAS DE MECANISMO

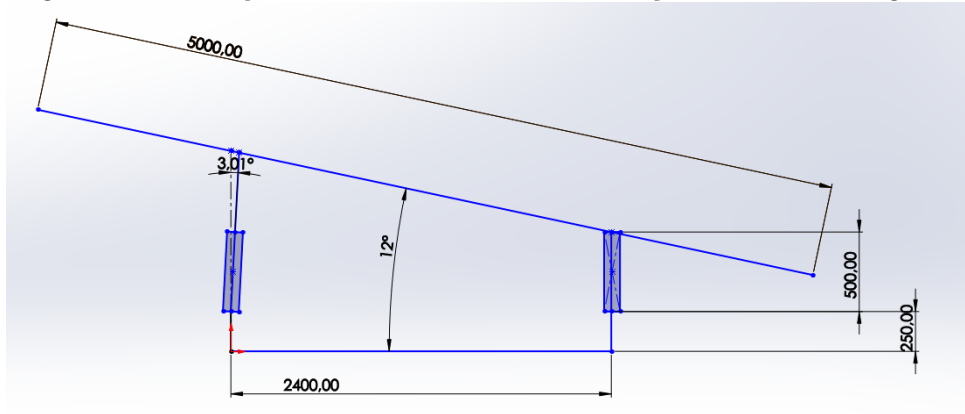
A fim de resolver o problema do mecanismo entre a plataforma e os atuadores, toda a base inicial foi reformulada, resultando em uma base com o colunas dispostas alinhadas com os atuadores, atingindo assim as metas de inclinação lateral e dianteira/traseira. As Figuras 4.6 e 4.7 demonstram o sistema, agora sem problemas de mecanismo, em atuação máximas de duas vistas e os graus mínimos nos apoios do atuador para que não haja travamento, sendo o maior deles 5.3 graus.

Figura 4.6: Esboço 2D do mecanismo em elevação dianteira de 21 graus.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4.7: Esboço 2D do mecanismo em elevação lateral de 12 graus.

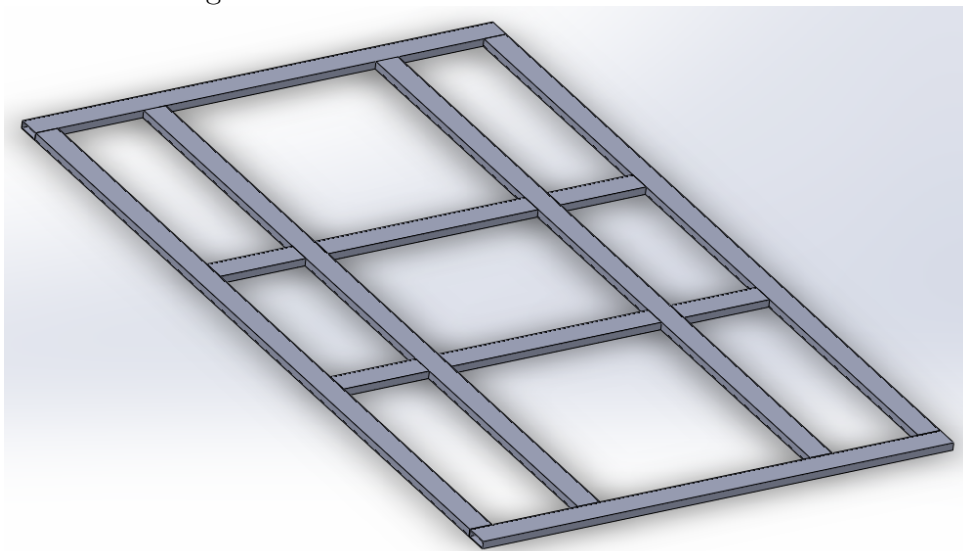


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.4 ESTRUTURA FINAL

Nesta nova base, todo o conjunto da estrutura com os atuadores ficam apoiados em uma estrutura inferior, que evita que a estrutura tombe em qualquer direção, como mostrado na Figura 4.8 , em que colunas teriam no mínimo 500 milímetros de comprimento para que não haja conflito entre a plataforma e o solo.

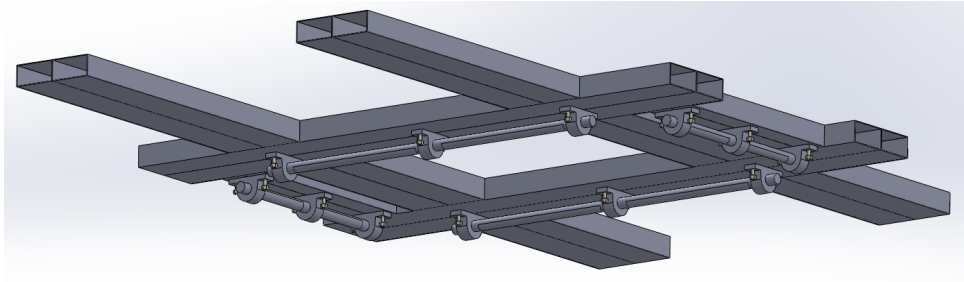
Figura 4.8: Desenho 3D da estrutura inferior.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como agora a rotação ocorreria sempre em 2 dos 4 atuadores, torna-se necessário um sistema que possibilite o apoio da estrutura e sua inclinação sem que haja restrição de movimentos. Para isso, é necessário mancais de rolamento, dimensionados para a carga do sistema, ligados a um eixo que serve como apoio da plataforma como mostrado na Figura 4.9

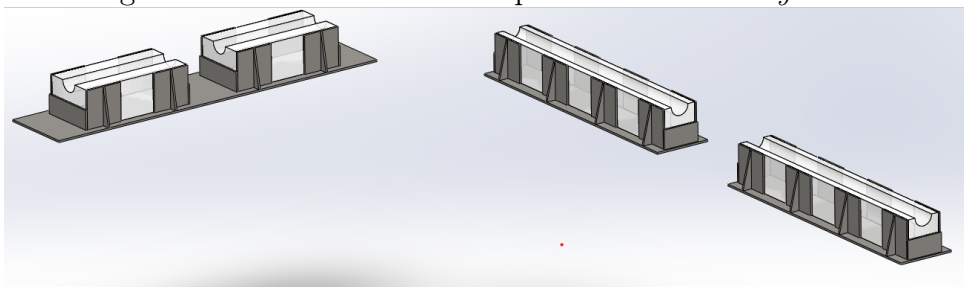
Figura 4.9: Desenho 3D de uma representação da plataforma.



Fonte: Elaborado pelo autor

Como os eixos são feitos em aço e são o apoio da estrutura em um momento e, em outro, que é necessário haja rotação durante esse apoio, é inegável que onde ocorre o contato dos eixos ser necessário um sistema que usa lubrificação ou um material que não desgaste os eixos como apoio. A ideia mais aceita pelo colaboradores da Renault, dentre as apresentada, foi o uso de um material de apoio para os eixos, de fácil acesso pela empresa e que possa ser trocado eventualmente em uma manutenção.

Figura 4.10: Desenho 3D dos apoios de eixo em *Nylon 66*.



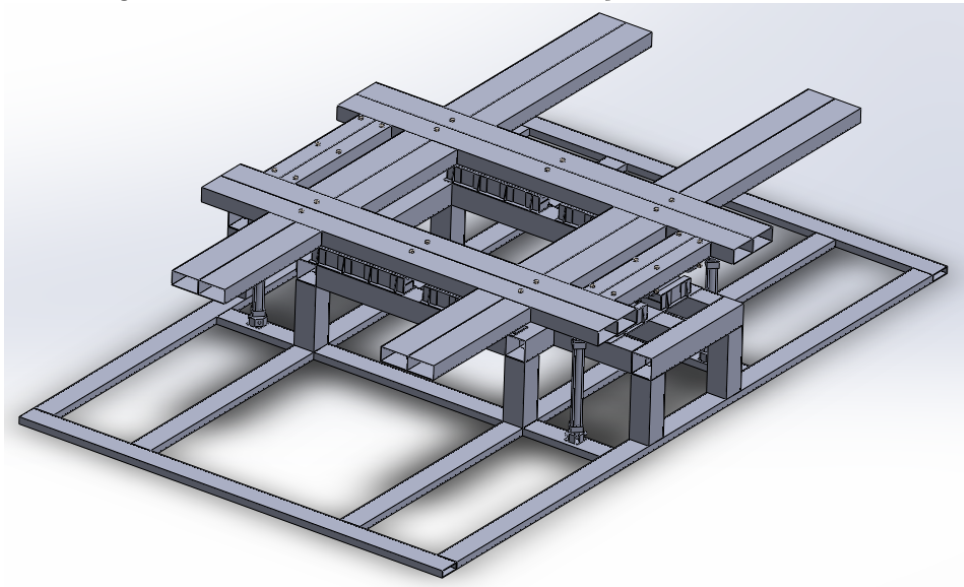
Fonte: Elaborado pelo autor

Na figura 4.10 os apoios são representados, sendo eles os laterais e frontais. Estes podem ser divididos em 2, o apoio, manufaturado de *Nylon 66*, que é o material que entrará em contato com o aço e evitará seu desgaste e permitirá seu movimento, e as

chapas de encaixe , que são destinadas à posicionar os apoios de nylon e fixá-los no sistema.

Por fim, o esboço da estrutura final definida se assemelha a da Figura 4.11, tendo já formulado esta base, os passos seguintes são relacionados a dimensionamentos de vigas e colunas, e elementos de máquinas como os eixos e mancais de rolamento.

Figura 4.11: Vista isométrica do esboço da estrutura final.



Fonte: Elaborado pelo autor

4.5 SELEÇÃO DE MATERIAIS

O material utilizado nos perfis I foi o aço ASTM A36, sendo um padrão de especificação para aço carbono estrutural que se destaca por sua composição química com baixo teor de carbono, tornando-o ideal para aplicações construtivas. Este apresenta boa resistência mecânica, ductilidade e tenacidade, sendo que este aço oferece a vantagem de ser facilmente soldável, permitindo diversas técnicas de união. Amplamente utilizado em construção civil, incluindo edifícios e pontes, o ASTM A36 atende aos rigorosos padrões estabelecidos pelo American Society for Testing and Materials (ASTM), proporcionando uma opção economicamente viável com propriedades mecânicas confiáveis e certificadas. A escolha do aço SAE 1040 na fabricação dos eixos de 50 mm é vantajosa devido às

suas propriedades mecânicas superiores. Com uma composição química equilibrada, este aço oferece boa resistência e tenacidade, sendo capaz de suportar cargas significativas. Além disso, sua usinabilidade é destacada, permitindo processos eficientes de fabricação, e ainda, a capacidade de tratamento térmico do aço SAE 1040 proporciona a possibilidade de ajustar suas propriedades para atender requisitos específicos, conferindo versatilidade ao material.

Capítulo 5

DISCUSSÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

5.1 PARÂMETROS INICIAIS

No início do projeto a empresa “Renault” fez algumas exigências mínimas e proveu parâmetros iniciais para que o projeto fosse útil a eles. O primeiro parâmetro a ser considerado seria que a estrutura aguentasse um carro com no máximo 2000 kg, peso de um dos carros mais pesados da companhia. O segundo parâmetro exigido é que a plataforma da estrutura forneça uma inclinação lateral de 12 graus e uma inclinação dianteira e traseira de 21 graus.

Em seguida, acessou-se dados restritos da empresa sobre a transferência de carga em função do centro de massa, para que se fizesse fazer uma análise análoga para um carro com no máximo 2000 Kg. Com os dados, elaborou-se uma planilha que replicasse os dados dos experimentos para um carro com peso diferente avaliando distribuição de massa em cada eixo, a transferência de carga em situação de inclinação de maneira a analisar os esforços máximos do sistema. A tabela 5.1, contém os valores máximos dos esforços, que são aplicados na estrutura em cada caso de inclinação do veículo.

Tabela 5.1: Esforços máximos em situação de máxima inclinação.

Inclinação Dianteira	14806.20 N
Inclinação Traseira	12701.42 N
Inclinação Esquerda	13532.91 N
Inclinação Direita	13773.45 N

Fonte : Elaborado pelo autor

5.2 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

Para dimensionar os eixos, primeiramente se deve adotar alguns critérios e considerações. O critério de tresca sé aplicado considerando o limite de escoamento em cisalhamento, de onde a Formula 5.1 poderá ser usada para o calculo do diâmetro mínimo do eixo.

$$\frac{J}{c} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_z^2}}{\tau_{max}} \quad (5.1)$$

Sendo J o Momento polar de inércia, c a distância da linha neutra até o elemento de análise, τ_{max} a tensão admissível, My e Mz os momentos fletores nos segmentos críticos em diferentes planos.

Como Tresca relaciona a tensão admissível com o limite de escoamento do material específico, foi necessário fazer a seleção do material que é usado neste componente. Em uma reunião a respeito do emprego dos meterias, a empresa relatou algum materiais de fácil acesso que já são utilizados, neste caso, o material escolhido foi o aço SAE 1040, aço com alto teor de carbono e alta resistência mecânica, , cuja as propriedades são apresentadas na Tabela 5.2.

Um conceito adotado para facilidade de manutenção foi a intercambialidade dos eixos, ou seja, uso do mesmo diâmetro em todos os eixos. Para a adoção do mesmo diâmetro para todos os eixos, é necessário calcular o diâmetro mínimo para cada um dos eixos.

Tabela 5.2: Propriedades Mecânicas do aço 1040.

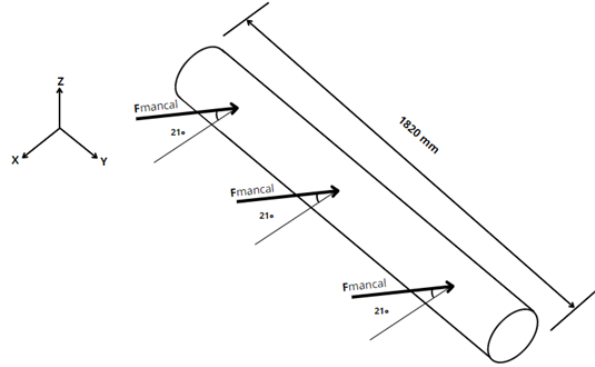
Densidade (g/cm^3)	Limite de escolamento(MPa)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Poisson
7.845	12701.42	190	0.3

Fonte : Handbook (1990)

5.2.1 Eixo Dianteiro/Traseiro

Para determinação da seção mais críticas nos eixos é necessário a análise dos diagramas de força cortante e momento fletor durante a inclinação máxima do sistema, para assim definir-se tanto M_x como M_z .

Figura 5.1: Representação do eixo dianteiro/traseiro totalmente inclinado com forças representadas.



Fonte: Elaborado pelo autor

Usando as Equações 5.2, 5.3 e 5.4 para decompor a força de inclinação dianteira da Tabela 5.1 no eixo x e z, conforme representado, respectivamente, nas Figuras 5.2 e 5.3, é possível dividir o sistema para verificar o momento fletor em ambos os eixos. Os valores de forças que são aplicados nos diagramas de força cortante e momento fletor são apresentados na Tabela 5.3.

$$F_{mancal} = \frac{F_d}{3} \quad (5.2)$$

$$F_z = F_{mancal} * \sin(21) \quad (5.3)$$

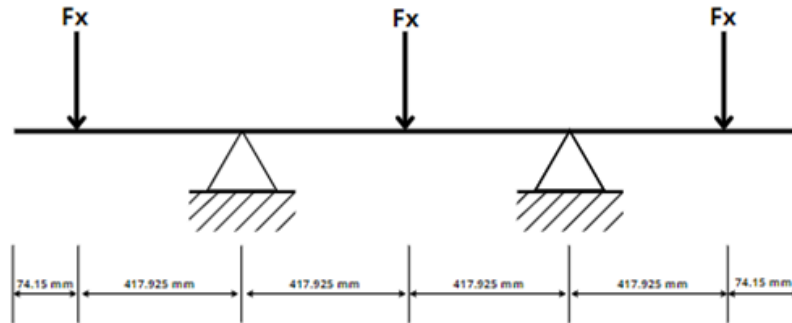
$$F_x = F_{mancal} * \cos(21) \quad (5.4)$$

Tabela 5.3: Dados de esforços atuantes nos eixos dianteiro/traseiro.

F_{mancal}	4935.4 N
F_z	1768.7 N
F_x	4607.6 N

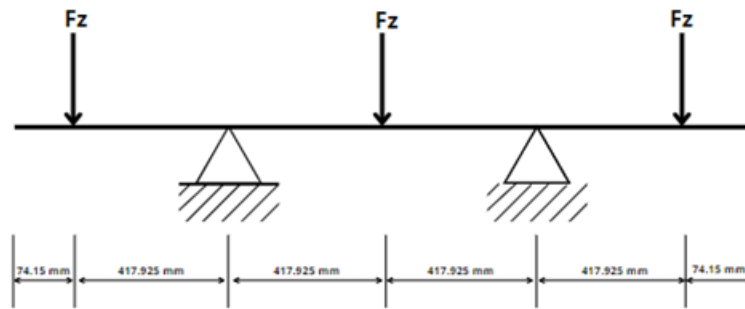
Fonte : Elaborado pelo autor

Figura 5.2: Representação das forças atuantes no eixo x.



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 5.3: Representação das forças atuantes no eixo z.

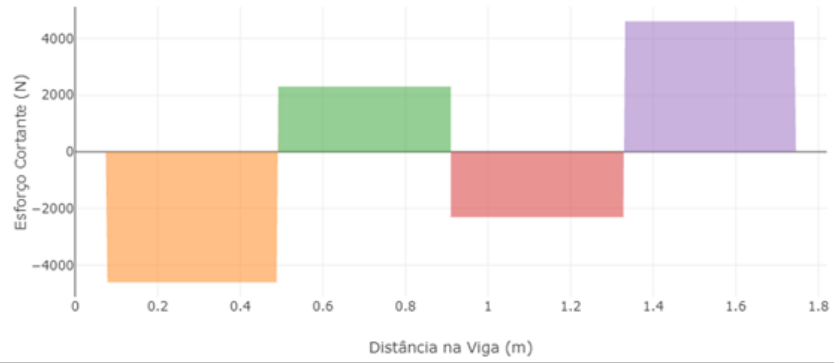


Fonte: Elaborado pelo autor

5.2.2 Diagramas de Força Cortante e Momento Fletor

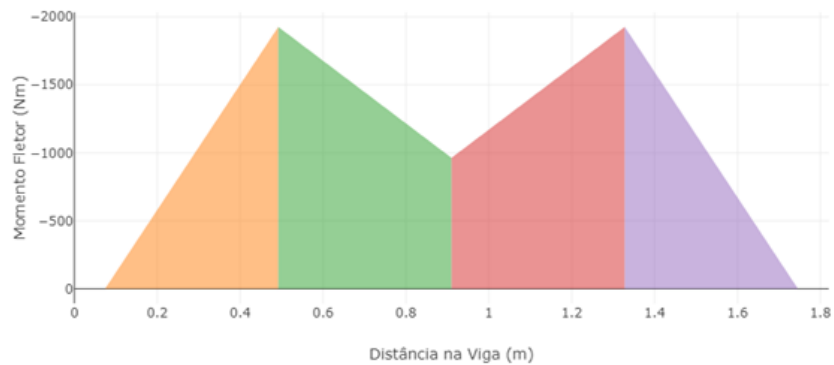
Sabendo-se os esforços atuantes no sistema e o local que eles são aplicados. O próximo passo foi aplicá-las aos diagramas de força cortante e momento fletor para se determinar o momento fletor máximo em ambos os eixos, x e z, conforme mostrado, respectivamente, nas Figuras 5.4 e 5.5.

Figura 5.4: Diagrama de força cortante para o eixo x.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.5: Diagrama de momento fletor para o eixo x.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando as Figuras 5.4 e 5.5 para informação do momento fletor máximo no eixo de coordenada x e, analogamente as Figuras 5.6 e 5.7 para o eixo de coordenada z, pode-se determinar os resultados dados pela Tabela 5.4.

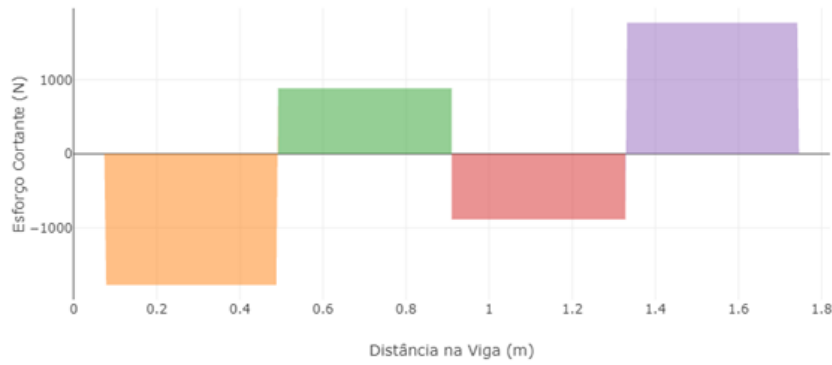
Tabela 5.4: Momentos fletores máximos nos eixos de coordenada x e z.

M_x	1925.631 Nm
M_z	739.19 Nm

Fonte : Elaborado pelo autor.

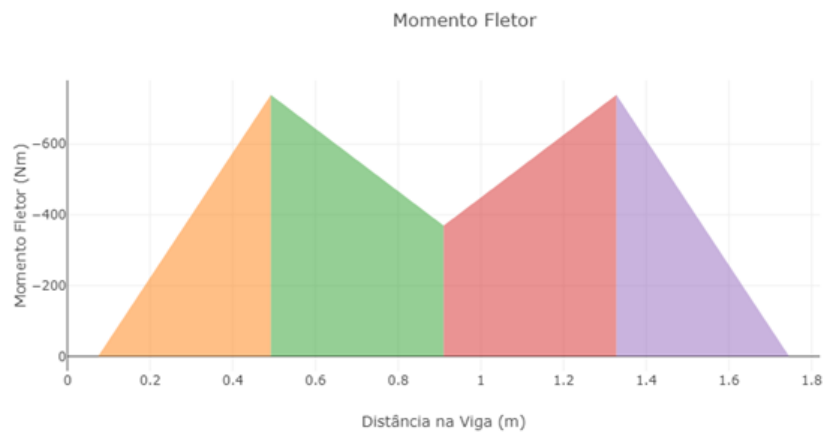
Tendo-se os momentos críticos para o eixo dianteiro, foram aplicados os valores já calculados na Equação 5.1, estabelecendo-se o diâmetro mínimo do eixo, como sendo igual a 47.305 mm. Como há dificuldades para encontrar mancais de rolamento com um diâmetro de 47.4 mm, foi definido um diâmetro mínimo de 50 mm pela facilidade de trabalho.

Figura 5.6: Diagrama de força cortante para o eixo z.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.7: Diagrama de momento fletor para o eixo z.



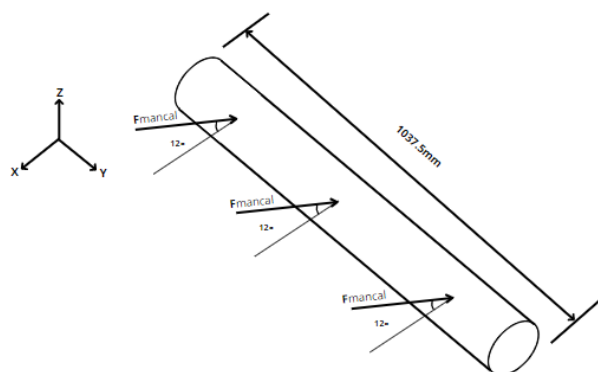
Fonte: Elaborado pelo autor.

5.2.3 Eixo Lateral

Da mesma forma que os dados do eixo dianteiro e traseiro foram tratados, os dados do eixo lateral também serão, primeiramente com a determinação dos esforços atuantes no sistema, como na localização a qual são aplicados. Faz-se os diagramas de força cortante e momento fletor para se estabelecer o momento fletor máximo em ambos eixos, x e z.

Usando-se igualmente as Equações 5.2, 5.3 e 5.4 para decompor a força de inclinação dianteira da Tabela 5.1 no eixo x e z, conforme as Figuras 5.8, 5.9 e 5.10, é possível dividir o sistema para verificar o momento fletor em ambos os eixos. Os valores de forças que são aplicados nos diagramas de força cortante e momento fletor são apresentas na Tabela 5.5.

Figura 5.8: Representação do eixo lateral totalmente inclinado com forças representadas.



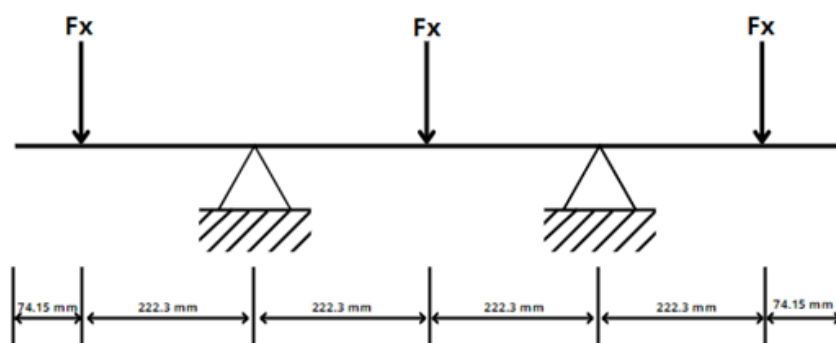
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 5.5: Dados de esforços atuantes nos eixos dianteiro/traseiro.

F_{mancal}	4591.15 N
F_z	954.55
F_x	4491.16 N

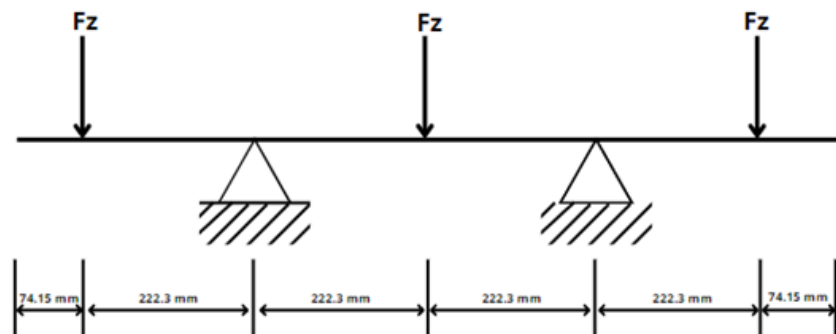
Fonte : Elaborado pelo autor

Figura 5.9: Representação das forças atuantes no eixo x.



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 5.10: Representação das forças atuantes no eixo z.

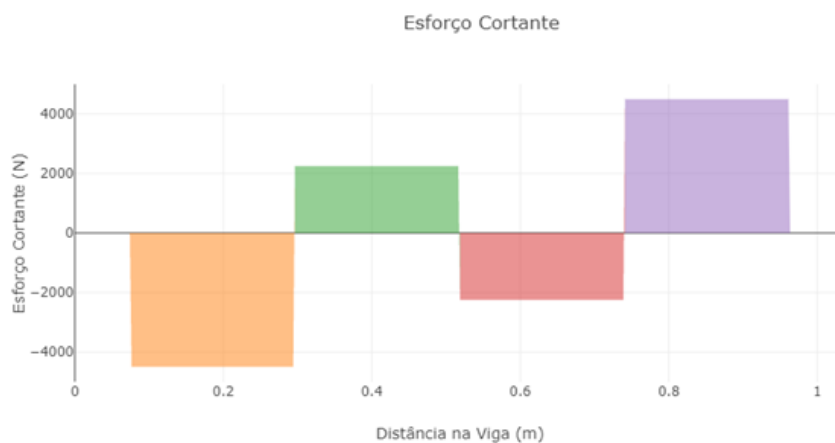


Fonte: Elaborado pelo autor

5.2.4 Diagramas de Força Cortante e Momento Fletor

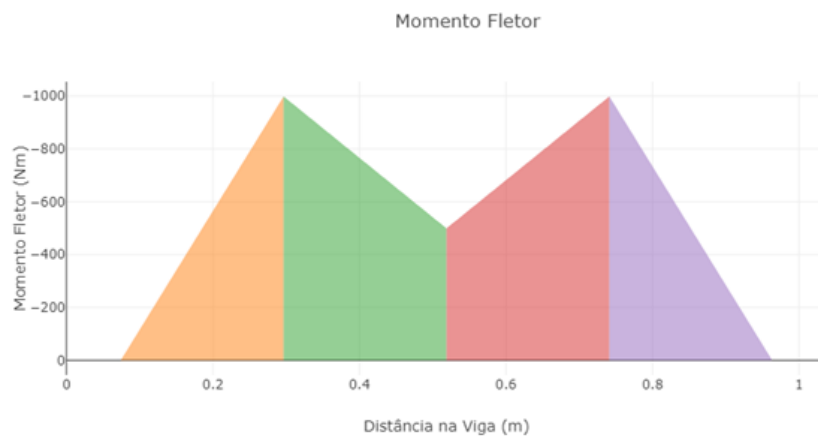
Sabe-se os esforços atuantes no sistema e o local em que são aplicados. O próximo passo foi aplicá-los nos diagramas de força cortante e momento fletor para determinar o momento fletor máximo em ambos os eixos, x e z, respectivamente, conforme as Figuras 5.11, 5.12, 5.13 e 5.14.

Figura 5.11: Diagrama de força cortante para o eixo x.



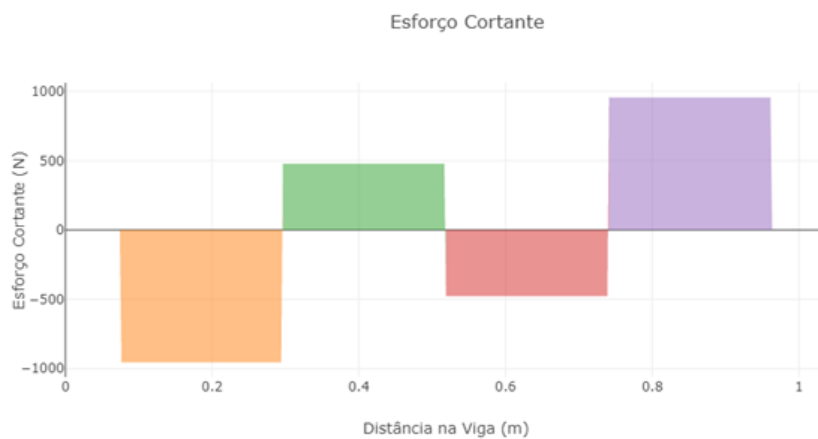
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.12: Diagrama de momento fletor para o eixo x.



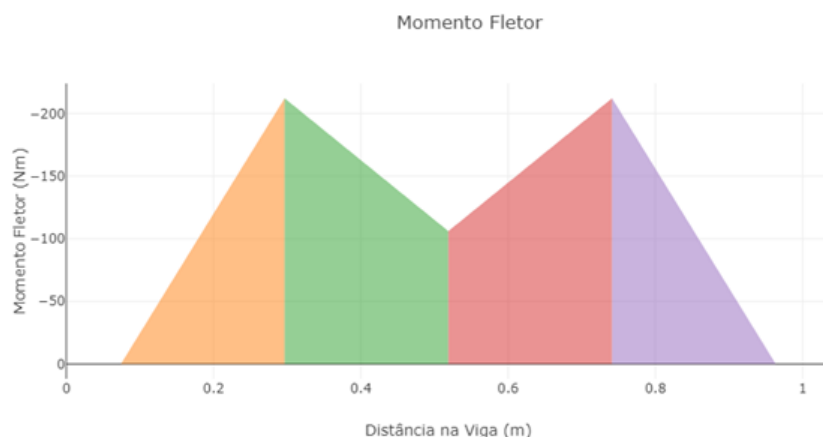
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.13: Diagrama de força cortante para o eixo z.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.14: Diagrama de momento fletor para o eixo z.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando as Figuras 5.11 e 5.12 para informação do momento fletor máximo no eixo de coordenada x e, analogamente às Figuras 5.13 e 5.14 para o eixo de coordenada z, pode-se determinar os resultados dados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6: Momentos fletores máximos nos eixos de coordenada x e z.

M_x	998.422 Nm
M_z	212.05 Nm

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tendo-se os momentos críticos para o eixo lateral, foram aplicados os valores a Equação 5.1, estabelecendo-se diâmetro mínimo do eixo, com sendo igual a 24.98 mm. Um fator considerado pela empresa seria a intercambialidade das peças para facilidade de manutenção e vida infinita; daí, adotou-se o diâmetro do eixo lateral igual a 50 mm assim como o eixo dianteiro/traseiro.

5.3 DIMENSIONAMENTO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO

Dando continuidade ao projeto, o passo seguinte foi dimensionar os mancais que são montados no eixo, em que o cálculo de carga requerida é indispensável. A Equação 5.5, mostra os fatores a ser considerados para o dimensionamento deste componente. NORTON

(2013)

$$C_{req} = Pk_a * \left(\frac{L}{k_c L_n}\right)^p \quad (5.5)$$

Os valores de k_a e k_c são os fatores de aplicação e confiabilidade, respectivamente. O fator de aplicação em si relaciona um valor numérico de 1 a 3 com condições de operação e suas aplicações, enquanto o fator de confiabilidade traz valores numéricos de 0.21 à 1 relacionados a porcentagem de confiabilidade que o sistema possui, ambos fatores são tabelados. Os esforços em cada mancal separado são relacionados a P que é a carga dinâmica do sistema, e por último, L e p sendo a vida requerida para o rolamento em questão estipulada em torno de 10000 revoluções e o tipo do rolamento requerido, respectivamente. L_n é dado como a vida nominal do rolamento com o valor de $9 \cdot 10^7$ revoluções. (NORTON (2013))

Para os cálculos dos esforços em cada mancal se fez o uso da Tabela 5.7 e da Equação 5.2. Dessa maneira, a Tabela 5.7 foi montada para cada mancal em cada eixo, considerando o uso de 3 mancais por eixo.

Tabela 5.7: Esforços isolados dos mancais em estado crítico

Carga por mancal dianteiro	4935.4 N
Carga por mancal traseiro	4591.15 N
Carga por mancal lateral esquerdo	4510.97 N
Carga por mancal lateral direito	4233.81 N

Fonte : Elaborado pelo autor.

Em seguida, com o auxílio da Tabela 5.8 e 5.9, determinou-se os valores de k_a e k_c . O valor para o fator de aplicação foi 1.35 considerando o projeto como um tipo de elevador, e para o valor de confiabilidade foi escolhido o valor 1 com 90 por cento de confiabilidade.

A última consideração feita para o cálculo da carga requerida seria o valor de p que depende da escolha do projetista em optar pelo rolamento de esferas ou pelo de rolos, no caso o escolhido foi o rolamento de esferas, em que, p possui valor igual a 0.33.

Com todos os valores considerados definidos e os esforços já encontrados, aplicou-se a Equação 5.5 para o maior valor da Tabela 5.7 com finalidade de dimensionar o

Tabela 5.8: Fator de confiabilidade, k_c .

Confiabilidade	k_c
90	1
95	0.62
96	0.53
97	0.44
98	0.33
99	0.21

Fonte : NORTON (2013)

Tabela 5.9: Fator de aplicação, k_a .

Aplicações	k_a
Motores elétricos	1.1
Máquinas operatrizes	1.1
Ar condicionado	1.1
Sopradores	1.35
Elevadores	1.35
Compressores	1.35
Guindastes	1.35
Máquinas ind. papel	1.35
Máquinas constr. civil	2.25
Britadores	2.25
Peneiras vibratórias	2.25
Laminadores	2.25

Fonte : NORTON (2013)

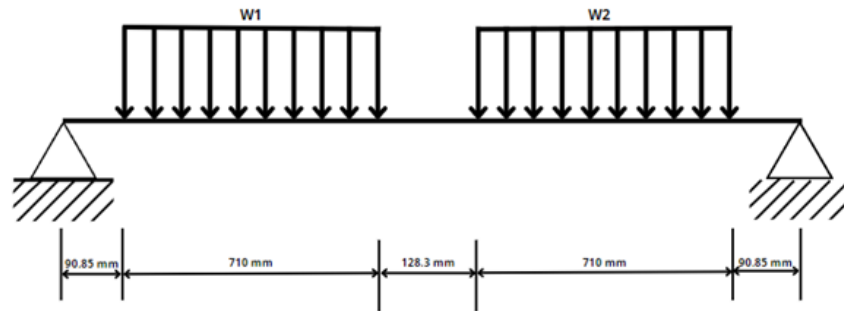
rolamento com carga crítica e selecionar um único tipo de rolamento para facilidade de manutenção e troca de componentes. O valor de carga requerida calculado nos mancais do eixo dianteiro foi igual a 14759.62 N, possibilitando a seleção dos 12 mancais de rolamento para o sistema, optando pelo uso do rolamento YSB 210 SB-2F montado no mancal P2B 50M-LF, da marca SKF.

5.4 DIMENSIONAMENTO DE VIGAS

O primeiro passo desta etapa é dimensionar as vigas metálicas com base nas forças atuantes no sistema, encontrando assim, W_{min} , τ_{adm} , σ_{adm} , momento resistente, tensão de cisalhamento admissível e tensão normal admissível, respectivamente. Primeiro, foi avaliado entre as maiores vigas usadas no sistema, qual seria a viga com maior esforço,

para assim dimensionar a estrutura com o mesmo perfil. Após uma avaliação de todos os componentes, é possível chegar a conclusão que as vigas com a maior atuação de forças seria as vigas da base, especificamente a dianteira, como visto na Tabela 5.1. Daí, o sistema é dimensionado considerando a Figura 5.15.

Figura 5.15: Representação de Forças atuantes na viga.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para se determinar tanto W1 como W2, define-se o esforço máximo na dianteira do sistema, F_d , que será dividido por dois, número de apoios em contato com a viga.

$$F1 = F2 = \frac{F_d}{2} \quad (5.6)$$

$$W1 = W2 = \frac{F2}{d} \quad (5.7)$$

Os valores tanto de W1 como as forças atuantes e comprimentos dos apoios, d , no sistema são obtidos na Tabela 5.10.

Tabela 5.10: Esforços isolados dos mancais em estado crítico.

W1, W2	10427 N
F1, F2	7403.1 N
d	0.71 m

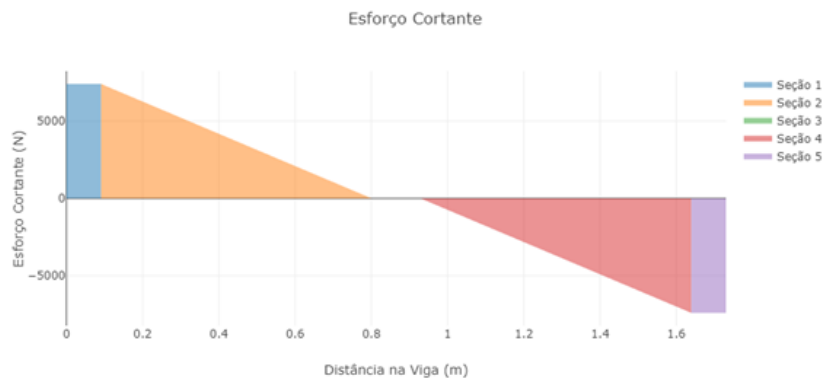
Fonte : Elaborado pelo autor.

5.4.1 Diagramas de Força Cortante e Momento Fletor

Sabendo os esforços atuantes no sistema e o local em que eles são aplicados o próximo passo foi aplicá-las nos diagramas de força cortante e momento fletor para determinar o

momento fletor máximo.

Figura 5.16: Diagrama de força cortante para o eixo x.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.17: Diagrama de momento fletor para o eixo x.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir do cálculo e dos gráficos plotados podemos extrair as informações essenciais para o próximo passo, os máximos de força cortante e momento fletor neste sistema.

Tabela 5.11: Máximos de força cortante e momento fletor.

V_{max}	7403.1 N
M_{max}	3300.7 N

Fonte : Elaborado pelo autor.

5.4.2 Momento Resistente e Tensões Admissíveis

Utilizando-se as propriedades mecânicas gerais, conforme ASTM A 36 para o material da viga mostradas, na Tabela 5.12, em que o limite de escoamento é igual a 250 MPa. Ao

aplicarmos o Critério de Tresca, apresentado no Capítulo 3, e considerando um coeficiente de segurança 2, pode-se calcular o momento resistente, como mostrado na Equação 5.8

Tabela 5.12: Propriedades Mecânicas do aço ASTM A36.

Densidade (g/cm^3)	Limite de Escoamento(MPa)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Poisson
7.845	250	200	0.26

Fonte : Handbook (1990)

$$W_{min} = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} \quad (5.8)$$

A Tabela 5.13, mostra os resultados obtidos a partir das considerações anteriores.

Tabela 5.13: Dados de tensão admissíveis e momento resistente.

σ_{adm}	125 MPa
τ_{adm}	62.5 MPa
W_{min}	26.4056 mm^3

Fonte : Elaborado pelo autor.

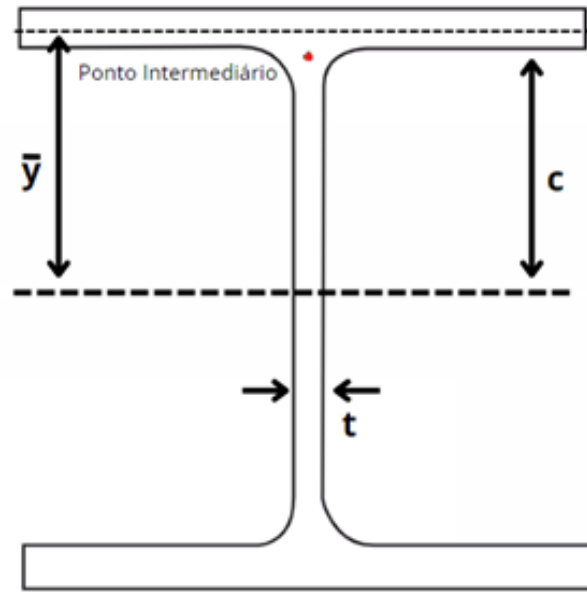
Analisando o Anexo I.1, tabela de perfis GERDAU, o menor momento resistente possível seria da viga W 150 X 22,5 GERDAU. Para confirmar a possibilidade de uso deste perfil, deve-se calcular a tensão de flexão máxima e cisalhante quando aplicadas as forças atuantes no sistema.

5.4.3 Seção Crítica do Perfil I Abas Largas

Como já definido anteriormente, decidiu-se pelo uso de um perfil H de abas largas, o próximo passo foi calcular as tensões máximas na seção crítica. Sabe-se pela teoria que para estes perfis o máximo esforço ocorre no ponto intermediário da sua seção transversal, como mostrado na Figura 5.18

Com os valores tabelados no Anexo I.1, é possível aplicá-los nas Equações 3.20 e 3.21, calculando-se a tensão de flexão e cisalhante no ponto intermediário, para este caso em específico, alterando as fórmulas para estes casos como mostrado pelas Equações 5.9 e 5.10.

Figura 5.18: Representação da seção transversal da viga com apontamento de pontos e distâncias usadas.



Fonte: Elaborado pelo autor

$$\sigma_{pi} = \frac{M_{max} * c}{I_x} \quad (5.9)$$

$$\tau_{pi} = \frac{V_{max} * Q}{I_x * t} \quad (5.10)$$

Por fim, usando a formula de máxima tensão cisalhante do Circulo de Mohr, para o caso em específico mostrado pela Equação 5.11

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{pi}}{2}\right)^2 + (\tau_{pi})^2} \quad (5.11)$$

O valor da tensão de flexão máxima do ponto intermediário é igual a 25.83 Mpa, um valor aceitável, sendo que a tensão de cisalhamento admissível, τ_{adm} , pelo sistema, mostrado na Tabela 5.13, é de 62.5 MPa.

5.5 DIMENSIONAMENTO DE COLUNAS

Levando em conta a intercambialidade de peças e a facilidade de manufatura, o mesmo perfil usado no dimensionado como vigia será redimensionado para uso em colunas. Para dimensionar uma coluna são necessárias algumas informações, a primeira delas é o comprimento da coluna que por projeto foi definida como 511.8 mm, em seguida saber informações sobre os apoios, no caso, as colunas são bi-engastada, e por último deve-se saber se ela é uma coluna longa ou curta. Neste último caso, torna-se necessário o uso de algumas informações do Anexo I.1, dispostas na Tabela 5.14, que são usadas nas equações para definição de coluna longa ou curta.

Tabela 5.14: Dados da coluna e do perfil utilizado.

r_x	65.1 mm
r_y	36.5 mm
L_c	511.8 mm

Fonte : Elaborado pelo autor.

Como se sabe que a coluna é bi-engastada, sabe-se o valor de L_e pela equação 5.12

$$L_e = 0.5L_c \quad (5.12)$$

Com os valores da tabela 5.14, os índices de esbeltez para o eixo x e y podem ser calculados, e, com a equação 3.30, pode-se calcular o valor de C_c .

Tabela 5.15: Dados de índice de esbeltes.

L_e/r_x	3.93 mm
L_e/r_y	7.01 mm
C_c	125.66 mm

Fonte : Elaborado pelo autor.

Sabendo que ambos eixos são colunas curtas, usa-se tanto o coeficiente de segurança e tensão admissível para que ocorra flambagem. Como o eixo y tem o menor momento de inércia, os cálculos serão feitos apenas para esse eixo, pois como explicado no Capítulo 3, o menor eixo de inércia tende a flambar com maior facilidade.

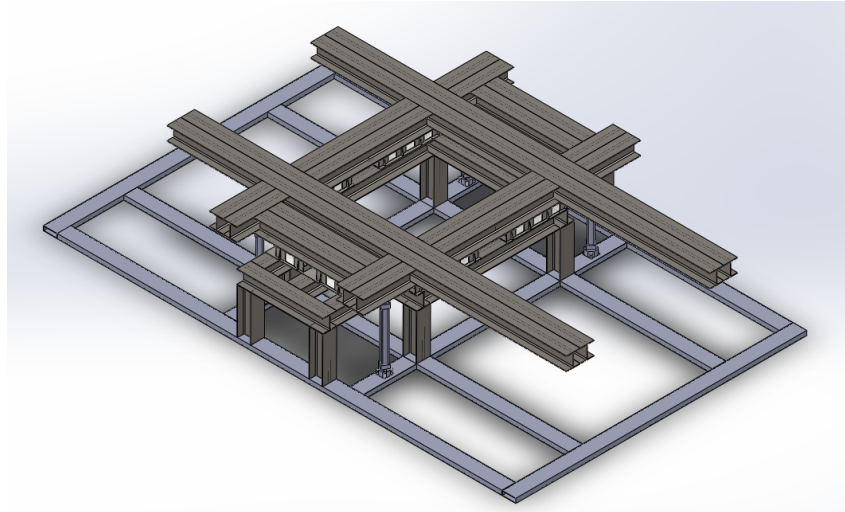
Por fim, a tensão admissível da coluna é de 147 GPa, com um coeficiente de segurança

de 1.69, assim, com os valores de carga máximas para flambagem sendo comparados com os valores de tensões máximas no sistema, o perfil W 150 X 22,5 GERDAU pode ser usado na função de coluna.

5.6 RESULTADO DOS DIMENSIONAMENTOS

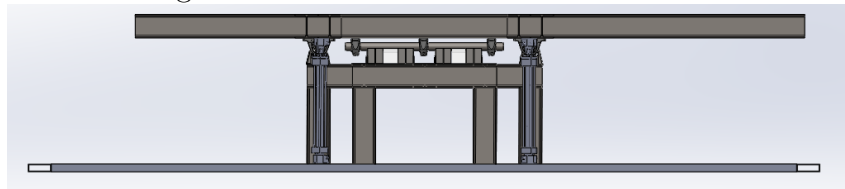
Ao final da primeira etapa de dimensionamentos, os elementos de máquinas, vigas e colunas abordadas no Capítulo 4 foram, posteriormente, dimensionadas no Capítulo 5 e desenhadas, mostrados nas Figuras 5.19 5.20 e 5.21, sendo elas as vistas isométrica, lateral e frontal, respectivamente.

Figura 5.19: Vista isométrica do desenho 3D.



Fonte: Elaborado pelo autor.

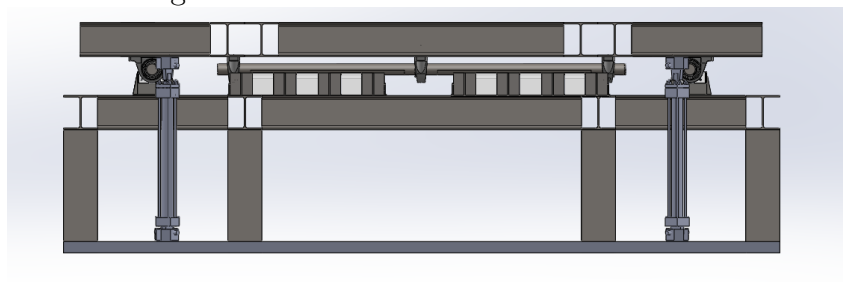
Figura 5.20: Vista lateral do desenho 3D.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como visto na Figura 5.19, os componentes de vigas e colunas, esboçados anteriormente no Capítulo 4 como vigas quadradas, foram dimensionados como vigas de perfil I

Figura 5.21: Vista Frontal do desenho 3D.



Fonte: Elaborado pelo autor.

de abas largas, denominado W 150 X 22,5 GERDAU. Este perfil oferece diversas vantagens em aplicações estruturais como, a eficiência estrutural da forma em I conferindo à viga uma distribuição eficiente de material ao longo de toda estrutura otimizando assim a relação resistência-peso, a alta resistência e rigidez, tendo esta geometria proporcionado maior rigidez quando comparada a outras geometrias, além da facilidade de conexões.

O rolamento YSB 210 SB-2F montado no mancal P2B 50M-LF apresenta características específicas que o tornam adequado para aplicações em mancais de eixo com diâmetro interno de 50 mm. O código YSB 210 SB-2F indica um rolamento tipo Y, projetado para inserção em um mancal, com vedação na base para proteção contra contaminantes e poeira. O "SB-2F" sugere que o rolamento possui um anel interno estendido, proporcionando um ajuste mais eficaz no eixo. O mancal P2B 50M-LF é projetado para acomodar esse rolamento, oferecendo um suporte robusto e eficiente para o eixo de 50 mm. A designação "LF" pode indicar características específicas do mancal, como um sistema de vedação de baixo atrito, que contribui para a durabilidade e eficiência operacional. Em conjunto, o rolamento YSB 210 SB-2F e o mancal P2B 50M-LF oferecem uma solução confiável para suportar o eixo dimensionado de 50 mm, proporcionando resistência, vedação eficaz e facilidade de montagem em diversas aplicações industriais.

Capítulo 6

CONCLUSÃO

O projeto do Tilt-Table concebido e desenvolvido ao longo do presente trabalho, mostrou-se satisfatório e funcional, atendendo as expectativas dos colaboradores da Renault. Isto pela eficácia do planejamento, como pelas ideias criativas, que fundamentaram o projeto desde seu início. Além disso, o constante feedback com a empresa, certamente, fortaleceu a confiança mútua, reforçando o impacto positivo, que o presente projeto, pode ter no contexto de uma empresa automobilística.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As próximas etapas do projeto sugeridas pela empresa estão entre, a decisão do processo de manufatura em conjunto com a Renault, que deve envolver a discussão do uso de juntas parafusadas ou soldas, o dimensionamento do sistema hidráulico e elétrico, fazendo-se necessário a inclusão de profissionais com proficiência em engenharia elétrica e, por fim, a criação de um possível manual de manufatura e um FMEA.

Referências Bibliográficas

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. K. (2016), *Elementos de Máquinas de SHIGLEY*, 10 edn, AMGH Editora Ltda, São Paulo.

Four Post (2023), Disponível em : <https://liftsuperstore.com/product/pegasus-15000-1b-6-8t/>. Acesso em 12 de dezembro de 2023.

GERDAU (2023), Disponível em : www.gerdau.com.br/perfisgerdauacominas. Acesso em 13 de dezembro de 2023.

Handbook, A. C. I. (1990), *Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys*, Vol. 1, 10 edn, ASM International.

HIBBELER, R. C. (2009), *Resistência dos Materiais*, 7 edn, Pearson Education do Brasil Ltda, São Paulo.

NORTON, R. L. (2013), *Projetos de Máquinas: Uma abordagem Integrada*, 2 edn, Bookman Editora Ltda, São Paulo.

Anexo I

FOTOS

PERFIS GERDAU AÇOMINAS		TABELA DE BITOLAS																						
BITOLA mm x kg/m	Massa Linear kg/m	d mm	h mm	ESPESURA		h mm	d' mm	Área cm²	EIXO X - X				EIXO Y - Y				r cm	I cm⁴	ESBELTEZ			C _x cm²	u m²/m	BITOLA mm x kg/m
				t ₁ mm	t ₂ mm				I _x cm⁴	W _x cm³	r _x cm	Z _x cm³	I _y cm⁴	W _y cm³	r _y cm	Z _y cm³			ARA - I _x h ₁ /2t ₁	ALMA - I _y d'/t ₂				
W 150 x 13,0	13,0	148	100	4,3	4,9	138	118	16,6	635	85,8	6,18	96,4	82	16,4	2,22	25,5	2,60	1,72	10,20	27,49	4,181	0,67	W 150 x 13,0	
W 150 x 18,0	18,0	153	102	5,8	7,1	139	119	23,4	909	122,8	6,34	139,4	126	24,7	2,32	38,5	2,69	4,34	7,18	20,48	6,883	0,69	W 150 x 18,0	
W 150 x 22,5 (H)	22,5	152	152	5,8	6,6	139	119	29,0	1.229	161,7	6,51	179,6	387	50,9	3,65	77,9	4,10	4,75	11,52	20,48	20,417	0,88	W 150 x 22,5 (H)	
W 150 x 24,0	24,0	160	102	6,6	10,3	139	115	31,5	1.384	173,0	6,63	197,6	183	35,9	2,41	55,8	2,73	11,08	4,95	17,48	10,206	0,69	W 150 x 24,0	
W 150 x 29,8 (H)	29,8	157	153	6,6	9,3	138	118	38,5	1.739	221,5	6,72	247,5	556	72,6	3,80	110,8	4,18	10,95	8,23	17,94	30,277	0,90	W 150 x 29,8 (H)	
W 150 x 37,1 (H)	37,1	162	154	8,1	11,6	139	119	47,8	2.244	277,0	6,85	313,5	707	91,8	3,84	140,4	4,22	20,58	6,64	14,67	39,930	0,91	W 150 x 37,1 (H)	
W 200 x 15,0	15,0	200	100	4,3	5,2	190	170	19,4	1.305	130,5	8,20	147,9	87	17,4	2,12	27,3	2,55	2,05	9,62	39,44	8,222	0,77	W 200 x 15,0	
W 200 x 19,3	19,3	203	102	5,8	6,5	190	170	25,1	1.686	166,1	8,19	190,6	116	22,7	2,14	35,9	2,59	4,52	7,85	29,31	11,098	0,79	W 200 x 19,3	
W 200 x 22,5	22,5	206	102	6,2	8,0	190	170	29,0	2.029	197,0	8,37	225,5	142	27,9	2,22	43,9	2,63	6,18	6,38	27,42	13,868	0,79	W 200 x 22,5	
W 200 x 26,6	26,6	207	133	5,8	8,4	190	170	34,2	2.611	252,3	8,73	282,3	330	49,6	3,10	76,3	3,54	7,65	7,92	29,34	32,477	0,92	W 200 x 26,6	
W 200 x 31,3	31,3	210	134	6,4	10,2	190	170	40,3	3.168	301,7	8,86	338,6	410	61,2	3,19	94,0	3,60	12,59	6,57	26,50	40,822	0,93	W 200 x 31,3	
W 200 x 35,9 (H)	35,9	201	165	6,2	10,2	181	161	45,7	3.437	342,0	8,67	379,2	794	92,6	4,09	141,0	4,50	14,51	8,09	25,90	69,502	1,03	W 200 x 35,9 (H)	
W 200 x 41,7 (H)	41,7	205	166	7,2	11,8	181	157	53,5	4.114	401,4	8,77	448,6	901	108,5	4,10	165,7	4,53	23,19	7,03	21,86	83,948	1,04	W 200 x 41,7 (H)	
W 200 x 46,1 (H)	46,1	203	203	7,2	11,0	181	161	58,6	4.543	447,6	8,81	496,3	1.535	151,2	5,12	229,5	5,58	22,01	9,23	22,36	141,342	1,19	W 200 x 46,1 (H)	
W 200 x 52,0 (H)	52,0	206	204	7,9	12,6	181	157	66,9	5.298	514,4	8,90	572,5	1.784	174,9	5,16	265,8	5,61	33,34	8,10	19,85	166,710	1,19	W 200 x 52,0 (H)	
HP 200 x 53,0 (H)	53,0	204	207	11,3	11,3	181	161	68,1	4.977	488,0	8,55	551,3	1.673	161,7	4,96	248,6	5,57	31,93	9,16	14,28	155,075	1,20	HP 200 x 53,0 (H)	
W 200 x 59,0 (H)	59,0	210	205	9,1	14,2	182	158	76,0	6.140	584,8	8,99	655,9	2.041	199,1	5,18	303,0	5,64	47,69	7,22	17,32	195,418	1,20	W 200 x 59,0 (H)	
W 200 x 71,0 (H)	71,0	216	206	10,2	17,4	181	161	91,0	7.660	709,2	9,17	803,2	2.537	246,3	5,28	374,5	5,70	81,66	5,92	15,80	249,976	1,22	W 200 x 71,0 (H)	
W 200 x 86,0 (H)	86,0	222	209	13,0	20,6	181	157	110,9	9.498	855,7	9,26	984,2	3.139	300,4	5,32	458,7	5,77	142,19	5,07	12,06	317,844	1,23	W 200 x 86,0 (H)	

Figura I.1: Tabela de bitolas "Perfis GERDAU". Fonte: GERDAU (2023)