

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

LUCKYAN KANIGOSKI QUINTINO

PROJETO PRELIMINAR DE UMA TILT TABLE VEICULAR SEGUINDO A  
METODOLOGIA PRODIP

Joinville

2023

LUCKYAN KANIGOSKI QUINTINO

PROJETO PRELIMINAR DE UMA TILT TABLE VEICULAR SEGUINDO A  
METODOLOGIA PRODIP

Trabalho apresentado como requisito para  
obtenção do título de bacharel no Curso de  
Graduação em Engenharia Automotiva do  
Centro Tecnológico de Joinville da  
Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Andrea Piga Carboni

Joinville

2023

LUCKYAN KANIGOSKI QUINTINO

PROJETO PRELIMINAR DE UMA TILT TABLE VEICULAR CONFORME A  
METODOLOGIA PRODIP

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 29 de junho de 2023.

**Banca Examinadora:**

---

Dr. Andrea Piga Carboni  
Orientador(a)/Presidente

---

Dr. Marcos Alves Rabelo  
Membro  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Dr. Sérgio Junichi Idehara  
Membro  
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho a todo o corpo docente da UFSC-CTJ

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais Alexandre e Luciane por todo o amor, carinho e incentivos desde os meus primeiros momentos de vida e também ao meu irmão Nickolas e minha tia Odete, por contribuírem em minha formação. Sem vocês nada disso teria sido possível.

Agradeço também ao Fórmula CEM pelas inúmeras oportunidades de aprendizado durante os anos em que participei, pelas amizades verdadeiras que desenvolvi e pelo legado que me permitiu deixar. Agradeço em especial meus companheiros do setor de Transmissão pelos excelentes momentos e desafios que superamos juntos.

Agradeço também aos professores com quem tive contato ao longo da minha jornada como aluno, especialmente os professores Modesto H. Ferrer e meu orientador Andrea Piga Carboni. Todos contribuíram para minha formação como engenheiro, mas acima de tudo me ensinaram valores que compõe um excelente profissional.

Por fim, agradeço especialmente às grandes amizades que levarei até o fim da vida com André Pereira, Luccas Scaravelli (Pasa) e Matheus Scarduelli (Bigode). Foi muito especial desfrutar junto com vocês essa grande aventura.

## RESUMO

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de projeto de um equipamento do tipo tilt table, voltado à realização de testes estáticos com veículos de pequeno a grande porte. O projeto é baseado na metodologia de Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos e visa facilitar e agilizar a realização de testes que necessitam a inclinação de veículos de maneira segura e confiável, mantendo sua viabilidade econômica. O conceito proposto e desenvolvido até a fase de projeto preliminar utiliza um par de atuadores lineares elétricos para realizar o movimento da plataforma, a qual é capaz de realizar a inclinação do veículo e realizar a transição entre as posições limites de forma rápida, atendendo as demandas do cliente. Uma estimativa de custos é apresentada, a qual superou a requisição inicial do cliente e também se propõe um modelo para a geometria da estrutura da plataforma de sustentação do veículo, verificada estruturalmente utilizando o método de elementos finitos.

**Palavras-chave:** Tilt table automotivo. Teste estático. Projeto mecânico.

## **ABSTRACT**

This work focus on the development of a tilt table equipment in order to perform static tests with vehicles. The Project was based on the PRODIP methodology and aims to facilitate and agilize vehicular tests that demands it to be in an inclined surface in a safe and reliable way, while keeping the economic viability of the equipment. The preliminary development of the chosen concept uses a couple of electric linear actuators to rotate the platform, which is capable of inclining the vehicle and quickly change between the extreme positions, suiting the clients demands. A budget review is presented and resulted in a high extrapolation of the initial value proposed by the client, also a platform design was proposed, which is structurally validated using the Finite Elements Analysis.

**Keywords:** Automotive tilt table. Mecanisms. Statical test. Mechanical project.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Teste de inclinação utilizando uma tilt table .....	10
Figura 2 – Veículo inclinado pela ação de um macaco hidráulico .....	11
Figura 3 – Tilt table com inclinação em duas direções .....	14
Figura 4 – Tilt table hidráulica simples com três pistões.....	15
Figura 5 – Tilt table hidráulica simples com dois pistões .....	16
Figura 6 – Tilt table pneumática .....	16
Figura 7 – Conjunto pinhão cremalheira.....	17
Figura 8 – Vista detalhada dos componentes de um atuador elétrico linear .....	19
Figura 9 – Modelo PRODIP de desenvolvimento de produtos.....	21
Figura 10 – Mesa rotativa indexadora pneumática .....	28
Figura 11 – Dimensões Ford Ranger .....	32
Figura 12 – Representação da viga com perfil I .....	34
Figura 13 – Modelo de chapa com malha expandida .....	35
Figura 14 – Representação do veículo com a plataforma inclinada em caso estático .....	37
Figura 15 – Triângulo formado para a representação do braço de alavanca do peso do veículo sobre o eixo de rotação da plataforma .....	38
Figura 16 – Representação das perspectivas de inclinação do veículo pelo equipamento .....	41
Figura 17 – Análise cinemática simplificada da tilt table .....	45
Figura 18 – Quadrado com diagonal .....	52
Figura 19 – Nova proposta de leiaute para a estrutura da plataforma .....	52
Figura 20 – Geometria elaborada em CAD .....	55
Figura 21 – Representação da variação da distribuição do carregamento vertical nos pneus conforme a inclinação do veículo.....	56
Figura 22 – Representação das forças decompostas atuantes no equilíbrio estático do veículo em uma inclinação de 20° .....	56
Figura 23 – Disposição das forças na plataforma.....	59



Figura 24 – Pontos de engaste da plataforma.....	59
Figura 25 – Área de contato entre plataforma e atuadores/suportes .....	60
Figura 26 – Deflexão direcional vertical em mm.....	61
Figura 27 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises .....	62
Figura 28 – Tensão concentrada no ponto fixador do atuador .....	62
Figura 29 – Destaque da área com maior tensão equivalente.....	63

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

AARC – Australian Automotive Research Center

PMBOK – Project Management Body Of Knowledge

PRODIP – Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos

## LISTA DE SÍMBOLOS

CM	Centro de massa
P	Peso do veículo crítico
H	Altura do centro de massa do veículo crítico em relação ao solo
d	Braço de alavanca
O	Ponto de rotação da plataforma
T	Torque
g	Aceleração da gravidade
$\alpha$	Aceleração angular
I	Momento de inércia
l	Distância entre eixos do momento de inércia entre dois corpos
M	Massa
a	Largura do retângulo em análise para o cálculo do momento de inércia
c	Altura do retângulo em análise para o cálculo do momento de inércia
b	Bitola do veículo crítico
$P_x$	Peso do veículo crítico decomposto sob um ângulo de $20^\circ$ para o eixo x
$P_y$	Peso do veículo crítico decomposto sob um ângulo de $20^\circ$ para o eixo y
$F_{1x}$	Reação em x na plataforma inclinada a $20^\circ$ para pneus de maior carga
$F_{2x}$	Reação em x na plataforma inclinada a $20^\circ$ para pneus de menor carga
$F_{1y}$	Reação em y na plataforma inclinada a $20^\circ$ para pneus de maior carga
$F_{2y}$	Reação em y na plataforma inclinada a $20^\circ$ para pneus de menor carga

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>10</b>
1.1 OBJETIVOS.....	13
<b>1.1.1 Objetivo Geral</b> .....	<b>13</b>
<b>1.1.2 Objetivos Específicos</b> .....	<b>13</b>
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>14</b>
2.1 TILT TABLE COM INCLINAÇÃO EM DUAS DIREÇÕES .....	14
2.2 TILT TABLE HIDRÁULICA SIMPLES.....	15
2.3 TILT TABLE PNEUMÁTICA .....	16
2.4 TILT TABLE COM ACIONAMENTO MECÂNICO.....	17
<b>2.4.1 Mecanismo do tipo pinhão cremalheira</b> .....	<b>17</b>
<b>2.4.2 Atuador elétrico linear</b> .....	<b>18</b>
<b>3. METODOLOGIA</b> .....	<b>20</b>
3.1 AS ETAPAS DE PROJETO .....	20
3.2 PROJETO INFORMACIONAL.....	22
<b>3.2.1 Requisitos do Cliente</b> .....	<b>22</b>
<b>3.2.2 Requisitos do Projeto</b> .....	<b>23</b>
<b>3.2.3 Requisitos do produto</b> .....	<b>25</b>
<b>4. DESENVOLVIMENTO: PROJETO CONCEITUAL</b> .....	<b>26</b>
4.1 QUANTO AO TIPO CONSTRUTIVO, ACIONAMENTO E EIXO DE ROTAÇÃO 26	
<b>4.1.1 Seleção do tipo construtivo quanto aos graus de liberdade</b> .....	<b>27</b>
<b>4.1.2 Quanto ao eixo de rotação da plataforma</b> .....	<b>28</b>
4.2 SELEÇÃO DO TIPO DE ATUADOR .....	29
4.3 MATRIZ MORFOLÓGICA.....	30
<b>5. PROJETO PRELIMINAR</b> .....	<b>31</b>
5.1. COMPARATIVO DIRETO ENTRE OS CONCEITOS COM DIFERENTES LOCAIS PARA O EIXO DE ROTAÇÃO .....	31
<b>5.1.1 Dimensão da Plataforma</b> .....	<b>32</b>
<b>5.1.2 Proposta inicial da configuração e estimativa de massa da plataforma</b> ...	<b>33</b>
<b>5.1.3 Considerações sobre o veículo crítico</b> .....	<b>35</b>
<b>5.1.4 Análise do carregamento em caso quase estático do conceito com eixo de rotação no centro da plataforma</b> .....	<b>36</b>

<b>5.1.5 Análise do carregamento em caso quase estático do conceito com eixo de rotação na extremidade da plataforma .....</b>	<b>39</b>
<b>5.1.6 Estimativa do momento de inércia do conjunto rotativo .....</b>	<b>39</b>
<b>5.1.7 Estimativa do momento de inércia do veículo crítico .....</b>	<b>40</b>
<b>5.1.8 Estimativa inicial do momento de inércia da plataforma .....</b>	<b>42</b>
<b>5.1.9 Estimativa do momento de inércia equivalente do conjunto rotativo para o eixo de rotação na extremidade da plataforma.....</b>	<b>42</b>
<b>5.1.10 Estimativa do momento de inércia equivalente do conjunto rotativo para o eixo de rotação no centro da plataforma .....</b>	<b>43</b>
<b>5.1.11 Conclusões e confronto direto entre os conceitos quanto ao ponto de rotação.....</b>	<b>44</b>
<b>5.2 ANÁLISE CINEMÁTICA .....</b>	<b>45</b>
<b>5.2.1 Cálculo de força necessária para o atuador linear conforme posição de instalação .....</b>	<b>46</b>
<b>5.3 SELEÇÃO DO MODELO DE ATUADOR .....</b>	<b>47</b>
<b>5.3.1 Análise de força x curso .....</b>	<b>48</b>
<b>5.3.2 Levantamento de atuadores .....</b>	<b>49</b>
<b>5.3.3 Avaliação dos candidatos no quesito aceleração e velocidade .....</b>	<b>50</b>
<b>5.4 GEOMETRIA DA PLATAFORMA.....</b>	<b>51</b>
<b>5.5 MODELAGEM TRIDIMENSIONAL DA PLATAFORMA .....</b>	<b>54</b>
<b>5.6 ANÁLISE DE DEFLEXÃO SOB CONDIÇÃO CRÍTICA .....</b>	<b>55</b>
<b>5.6.1 Distribuição de forças na plataforma em situação crítica.....</b>	<b>55</b>
<b>5.6.2 Condições de contorno da análise .....</b>	<b>58</b>
<b>5.6.3 Resultados.....</b>	<b>61</b>
<b>5.7 ESTIMATIVA DE CUSTOS .....</b>	<b>64</b>
<b>6. CONCLUSÃO .....</b>	<b>65</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Uma tilt table (mesa de inclinação), é um equipamento utilizado quando se deseja rotacionar um objeto de teste com maior facilidade e realizar um teste de inclinação. Há variações desse equipamento para uso médico em exame complementar para diagnose de disautonomia e síncope (MACEDO et al., 2011), mas também há versões maiores, voltadas para veículos, como carros e caminhões (Figura 1).

Figura 1 – Teste de inclinação utilizando uma tilt table



Fonte: Australian Automotive Research Centre (AARC, 2022b).

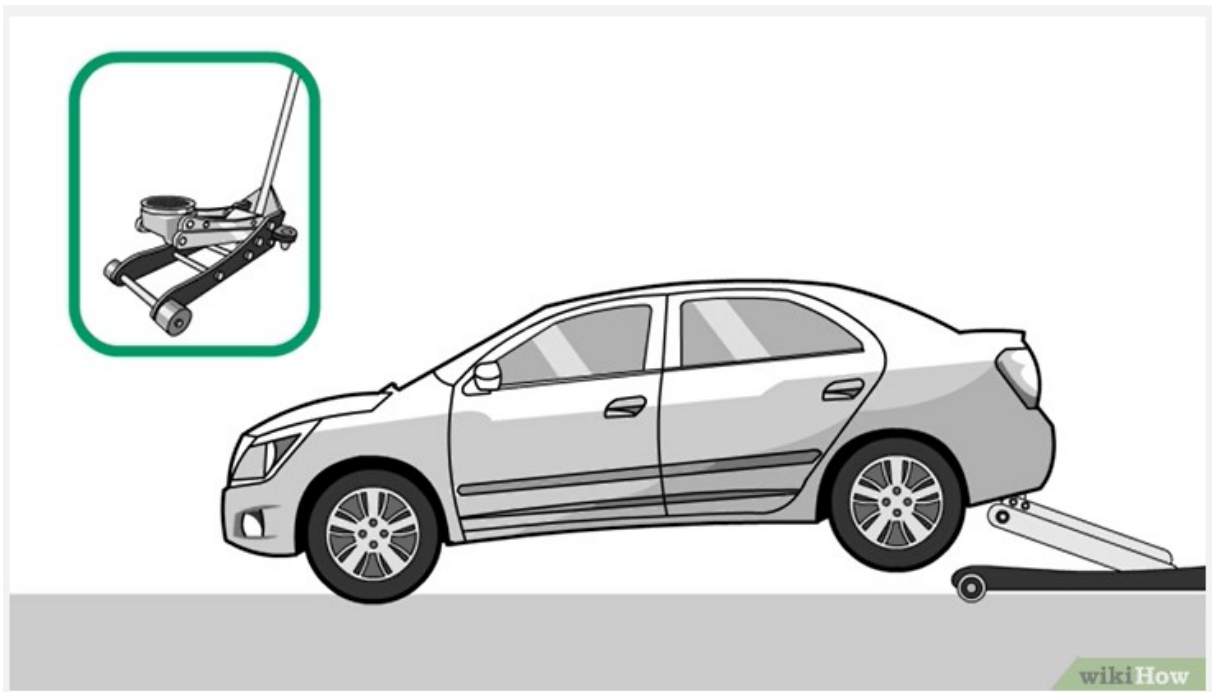
A possibilidade de projetar uma tilt table foi apresentada pela empresa Alpha<sup>1</sup> que, por meio da utilização desse equipamento, pretende facilitar a execução de testes voltados à verificação do nível de combustível indicado ao motorista quando o

---

<sup>1</sup> Nome fictício atribuído a uma empresa real que prefere não ser identificada.

veículo está inclinado. Atualmente, a preparação para esse tipo de teste é realizada com o auxílio de macacos hidráulicos posicionados manualmente em locais específicos, para que o veículo possa inclinar no sentido requerido pelo procedimento (Figura 2) de teste e o controle da inclinação é feito com um inclinômetro (BIANCHINI, 2021).

Figura 2 – Veículo inclinado pela ação de um macaco hidráulico



Fonte: Wikihow (2023)

O conceito de tilt table veicular não é novo, no entanto, não é um equipamento encontrado comumente no mercado, normalmente é projetado sob medida com requisitos específicos. A aplicabilidade recorrente para um equipamento desse tipo é em testes voltados à determinação do centro de massa de veículos e sua estabilidade, serviços prestados por empresas como a UTAC (2022) no Reino Unido e a Australian Automotive Research Centre (2022a) na Austrália, em seus respectivos centros de teste e validação de veículos.

Algumas empresas como a Blue Giant (2022a), Pentalift (2022b) e Lift Products Inc. (2022a) fabricam e comercializam máquinas como ascensores, empilhadeiras e mesas de inclinação (tilt tables) para facilitar estocagem e transporte de produtos. Apesar de o foco dessas empresas não ser direcionado ao mercado automotivo, os conceitos de tilt table utilizados podem contribuir para o

desenvolvimento deste trabalho. Bacaicoa et al. (2021a) também apresenta um modelo de tilt table, mas com a finalidade de realizar testes de capotamento em quadriciclos. Seu design simples, leve e de baixo custo também servirá como base teórica nesse trabalho.

O equipamento será projetado conforme a metodologia de Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos (PRODIP) (BACK et al., 2008), e visa atender, tanto um hatch compacto quanto um utilitário de médio porte (SUV, picape), logo, serão consideradas as dimensões básicas de ambos os tipos veículos e, por consequência, serão atendidos automóveis de dimensões intermediárias a esses. Outras informações, como as massas, serão necessárias para dimensionar a máquina sob o ponto de vista estrutural, determinar a localização dos pontos de ancoragem e também a capacidade do sistema movimentação e sustentação.

O procedimento que normaliza a execução do teste será o principal guia do trabalho, definindo os requisitos específicos que o equipamento deve atender, juntamente às recomendações dadas pela empresa.



## 1.1 OBJETIVOS

Para resolver a problemática de inclinar uma gama diversificada de automóveis, propõe-se neste trabalho os seguintes objetivos.

### 1.1.1 Objetivo Geral

Projetar um equipamento, seguindo a metodologia PRODIP, capaz de inclinar veículos de porte pequeno a utilitários médios, visando a facilitar a realização de testes que exijam essa condição com o menor custo possível.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Definir e analisar os requisitos do cliente para o produto;
- Realizar levantamento de soluções já existentes para basear o desenvolvimento;
- Analisar diferentes concepções para o produto;
- Escolher a configuração mais adequada aos requisitos do cliente;
- Esboçar geometria preliminar do produto;
- Realizar os cálculos estruturais e cinemáticos do produto;
- Organizar leiaute dos componentes do produto.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Há mais de uma configuração possível para um tilt table, variando principalmente os atuadores e o número de graus de liberdade proporcionados ao objeto de teste. Alguns conceitos de tilt tables serão introduzidos neste capítulo e posteriormente retomados durante o desenvolvimento, onde serão comparados e avaliados conforme os requisitos do cliente.

### 2.1 TILT TABLE COM INCLINAÇÃO EM DUAS DIREÇÕES

O conceito de tilt table com inclinação em duas direções (Figura 3) foi o mais chamativo dentre os modelos de tilt table apresentados pela Pentalift (2022b), dispondo de três estruturas unidas por conexões pinadas, sendo uma a base e as demais responsáveis pela inclinação em um eixo cada. Capaz de inclinar  $45^\circ$  no eixo primário (plataforma superior) e  $40^\circ$  no secundário (estrutura inferior), o modelo da Pentalift (2022b) utiliza um par de pistões hidráulicos para cada grau de liberdade.

Figura 3 – Tilt table com inclinação em duas direções



Fonte: Pentalift (2022a).

Esse conceito é o mais complexo sob o ponto de vista mecânico, pois contempla três estruturas principais e vários acoplamentos e provavelmente o mais custoso. No entanto, a possibilidade realizar inclinações em dois eixos distintos poderia reduzir o tempo de execução de testes multidirecionais, poupando parte do serviço de reposicionar o veículo.

## 2.2 TILT TABLE HIDRÁULICA SIMPLES

Os modelos de tilt table da série LPPT apresentados página da Lift Products Inc (2022a) segue o mesmo conceito utilizado por Bacaicoa et al. (2021a): uma mesa com um grau de liberdade que faz uso de pistões hidráulicos para realizar a inclinação. A versão da Lift Products Inc (2022a) apresentada no website é mais compacta e utiliza três pistões hidráulicos centralizados (Figura 4), enquanto a construída por Bacaicoa et al. (2021a) utiliza apenas dois nas laterais devido a sua escolha de leiaute para a estrutura da mesa (Figura 5).

Figura 4 – Tilt table hidráulica simples com três pistões



Fonte: Lift Products Inc (2022b)

Figura 5 – Tilt table hidráulica simples com dois pistões



Fonte: Bacaicoa et al. (2021b)

A Lift Products Inc. (2022a) opta por robustez no projeto, utilizando peças sólidas, enquanto o equipamento de Bacaicoa (2021a) é mais otimizado e leve quando comparado em mesmas proporções.

### 2.3 TILT TABLE PNEUMÁTICA

A Blue Giant (2022a) apresenta um conceito similar à tilt table hidráulica simples, apenas substituindo o elemento hidráulico por uma mola pneumática para realizar a inclinação (Figura 6).

Figura 6 – Tilt table pneumática



Fonte: Blue Giant (2022b).

A escolha de um elemento pneumático como atuador pode ser vantajoso dependendo do local de aplicação do equipamento, pois necessita apenas de uma

linha de ar comprimido disponível. Comparado à um sistema hidráulico, optar por um atuador pneumático simplificaria o equipamento como um todo, reduzindo o número de periféricos anexados à estrutura que seriam indispensáveis à um sistema hidráulico como o motor, bomba hidráulica e reservatório de fluido.

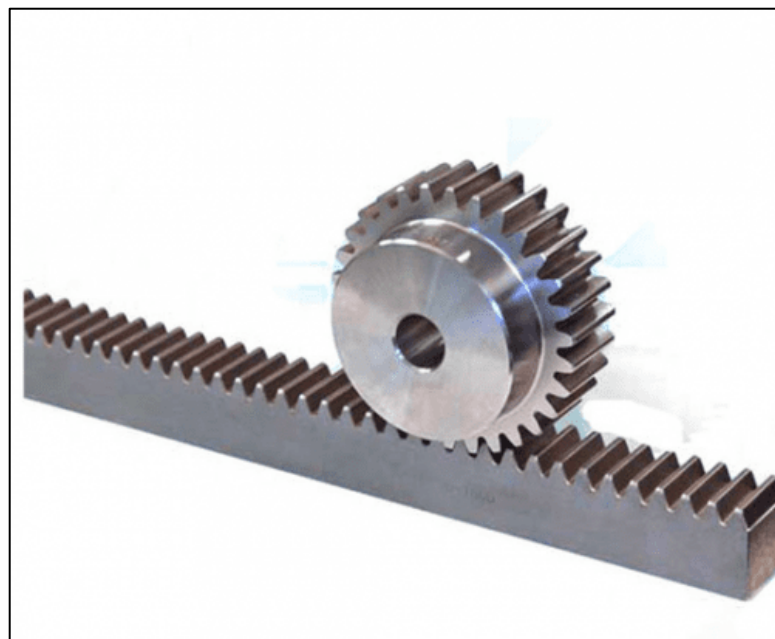
## 2.4 TILT TABLE COM ACIONAMENTO MECÂNICO

O conceito de uma tilt table com acionamento mecânico descrito na sequência engloba quaisquer mecanismos que não utilizam fluidos para a transmissão das forças necessárias à movimentação da plataforma de inclinação. Duas alternativas destacaram-se como possíveis soluções e serão introduzidas na sequência.

### 2.4.1 Mecanismo do tipo pinhão cremalheira

Segundo Norton (2013), o mecanismo de pinhão cremalheira é capaz transformar diretamente torque em força e transformar movimento circular em linear ou o oposto conforme a engrenagem motora e a movida. Essa característica do mecanismo é resultado da geometria da cremalheira: uma barra endentada que poderia ser descrita como engrenagem cujo raio é infinito (Figura 7).

Figura 7 – Conjunto pinhão cremalheira



Fonte: Kalatec Automação (2022b).

Esse tipo de mecanismo é comumente utilizado para a abertura de portões e também em sistemas de direção de veículos de passeio da linha leve. O número de dentes do pinhão é diretamente relacionado com a multiplicação de força que esse mecanismo consegue proporcionar: um pinhão com maior número de dentes pode realizar serviços mais severos, no entanto, há uma maior redução no movimento linear da cremalheira, impactando na velocidade de atuação.

O mecanismo pinhão-cremalheira funciona apenas como meio de transmissão de força, ou seja, ainda necessitaria de uma fonte de potência para realizar o trabalho e proporcionar a movimentação da plataforma. Essa demanda de potência pode ser suprida de várias maneiras: pode-se utilizar tanto um motor elétrico diretamente acoplado ao pinhão, quanto uma manivela movimentada pela força de um operador.

Esse mecanismo traz vantagens do ponto de vista comercial, pois há várias empresas como exemplo a Kalatec Automação (2022a) que disponibilizam em catálogos engrenagens já dimensionadas disponíveis para aquisição, bastando apenas calcular a demanda do equipamento e selecionar o par pinhão cremalheira mais adequado para aplicação. A Kalatec Automação (2022a) descreve que outra característica desse mecanismo é a robustez e a capacidade de carga.

#### **2.4.2 Atuador elétrico linear**

Um atuador elétrico linear ou um conjunto com vários pode ser empregado para realizar trabalhos que envolvam movimentos lineares utilizando energia elétrica. Esse dispositivo é composto por um motor elétrico acoplado a uma caixa de redução mecânica e uma rosca guia para o deslocamento linear da haste (Figura 8).

Figura 8 – Vista detalhada dos componentes de um atuador elétrico linear



Fonte: Firgelli Automations (2022a).

Uma das vantagens inerentes à utilização desse equipamento é precisão de movimento, a relação entre compacidade e força oferecida, facilidade de automatização e sincronização. A Firgelli Automations (2022b) aponta que os atuadores elétricos apresentam menor necessidade de manutenção, são limpos e silenciosos e tem alta eficiência energética.

Há configurações diversas de atuadores variando parâmetros de tensão de trabalho do motor, sendo os mais comuns 12 e 24 volts; carga útil (há versões com capacidade para movimentar até 10000 N) e curso da haste.

### 3. METODOLOGIA

A proposta deste trabalho é projetar um equipamento que possa atender aos requisitos informados pela empresa Alpha, ou seja, nada mais do que desenvolver um produto. A metodologia desenvolvida por BACK et al. (2008) é baseada no Project Management Body Of Knowledge (PMBOK) e é dividida em três macro fases: planejamento, projeção e implementação.

A metodologia não será utilizada integralmente para o desenvolvimento deste trabalho, pois apenas a fase de projeção contempla os objetivos. A projeção é organizada em quatro etapas: projeto informacional, conceitual, preliminar e detalhado (BACK et al., 2008).

#### 3.1 AS ETAPAS DE PROJETO

A primeira etapa da fase de projeção é denominada projeto informacional. Nela, BACK et al. (2008) classificam que é necessário determinar os fatores de influência do projeto, partindo das necessidades do cliente para determinar suas necessidades e em seguida relacionar essas necessidades com requisitos de projeto que por fim servirão para a determinação das especificações do projeto. Nessa fase são considerados não só os desejos do cliente, mas também outros fatores limitantes ao desenvolvimento do produto como a legislação, cadeia de fornecimento de materiais e outros. A conclusão da fase de projeto informacional é determinada com a aprovação das especificações do produto, verificando se estão em conformidade com o escopo do projeto.

A fase de projeto conceitual é a que sucede o projeto informacional e segundo BACK et al. (2008) foca na concepção do produto, envolvendo primeiramente o desdobramento da função principal até o nível de função elementar. Para cada função elementar é possível propor princípios de solução que combinados resultaram em um conceito. A análise crítica de vários conceitos sob a ótica de complexidade, qualidade, riscos atrelados, custos de desenvolvimento, plano de manufatura, especificações do projeto e outros deve resultar em um conceito mais adequado ao produto final desejado.

O projeto preliminar é a fase seguinte, onde o conceito escolhido na fase anterior começa a ser desenvolvido de maneira mais simplificada e com maior ênfase



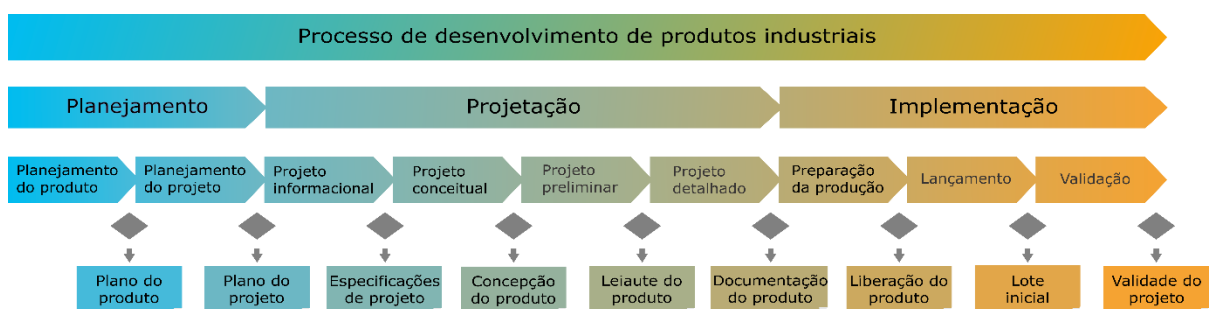
no leiaute do produto, o qual deve atender todas as especificações de projeto definidas na fase anterior. Conforme explicam BACK et al. (2008), nessa fase também devem ser considerados os materiais que serão utilizados para confecção e quais os processos de fabricação compatíveis.

A fase de projeto preliminar também inclui a confecção de protótipos físicos e virtuais, de maneira a testar previamente o produto e refinar sua geometria, processo produtivo, segurança e funcionalidades. BACK et al. (2008) determinam que nessa fase um estudo de viabilidade econômica e financeira devem ser feitos, pois com maiores detalhes sobre o dimensionamento do produto, materiais e processos de fabricação, pode-se calcular de maneira mais assertiva os custos totais do processo produtivo e qual o valor de mercado mais adequado ao produto final.

A fase final da etapa de projeção é denominada projeto detalhado, a qual BACK et al. (2008) descrevem como voltada a diversos propósitos: aprovação do protótipo, detalhamento dos componentes que compõem o produto final e do plano de manufatura. Essa fase contempla o refino dos componentes, visando otimizar o processo produtivo ou o próprio produto final e também a elaboração de documentos como manual de instruções e de manutenção, além do catálogo de peças.

A Figura 9 a seguir exibe um fluxograma simplificado das etapas de projeto que serão utilizadas:

Figura 9 – Modelo PRODIP de desenvolvimento de produtos



Fonte: Ogliari (2023)

## 3.2 PROJETO INFORMACIONAL

Conforme descrito anteriormente, parte do projeto informacional é dedicado à determinação dos requisitos do cliente, os quais devem ser atendidos pelo produto final. Partindo de uma perspectiva generalista, pode-se explorar os desejos do cliente para o produto final de maneira a extrair os requisitos de projeto que o produto precisa atender conforme se refina o detalhamento e se direciona as perguntas chaves da análise inicial. Em outras palavras, imagina-se o fim, a aplicação, utilização do produto final e questiona-se o que é preciso garantir tal característica, auxiliando a guiar o desenvolvimento do produto final.

### 3.2.1 Requisitos do Cliente

Em entrevista cedida ao autor, o cliente (BIANCHINI, 2021) descreveu qual a intenção de uso do equipamento, ou seja, o porquê deseja implementá-lo em um processo já executado dentro da empresa. A interpretação de seus objetivos está sintetizada a seguir:

Requisitos do cliente:

- Reduzir o tempo investido em ensaios envolvendo a inclinação de veículos;
- Permitir a execução correta dos testes
- Proporcionar confiabilidade e segurança aos testes;
- Garantir ergonomia ao operador na execução dos testes;
- Permitir alojamento e fixação de veículos de pequeno porte a utilitários médios (picape média);
- Viabilizar financeiramente o equipamento.

Os requisitos destacados acima representam os objetivos gerais que o cliente busca atingir com o produto final. Cada um abrange uma área específica: tempo, confiabilidade e segurança, ergonomia, estabilidade e custos. Baseado nos documentos que detalham o procedimento de teste e nos objetivos iniciais do cliente perguntas mais profundas foram feitas na entrevista (BIANCHINI, 2021) com o intuito de determinar os requisitos do produto que satisfaçam os desejos do cliente.

### 3.2.2 Requisitos do Projeto

O produto deve primeiramente ser capaz de cumprir um requisito óbvio: executar o teste, logo é relevante destacar as condições necessárias para a sua realização.

#### 3.2.2.1 Requisitos do teste

Abordando o procedimento de teste (Alpha, 2021), o equipamento desenvolvido deve ser capaz de inclinar um veículo sob análise em situação de auge e declive de 10° e inclinações laterais de 20°, ambos com exatidão de  $\pm 0,1^\circ$ . As condições de teste não precisam ser realizadas de forma concomitante e o veículo pode permanecer inclinado por períodos relativamente grandes, segundo Bianchini (2021) a consideração de quatro horas seria suficiente para prevenir acidentes no pior cenário. Apesar de o teste ser baseado em normas internas e nas ISO 9158:1988 e ISO 9159:1988, nenhuma delas especifica como deve ser feita a inclinação do veículo.

Um comentário interessante é o de que a exatidão angular requerida é a mesma exigida para o equipamento de inclinação utilizado em testes de capotamento de veículos comerciais pesados e ônibus descrito pela ISO 16333:2011.

Ainda sobre o procedimento de testes, é necessário abastecer o veículo enquanto ele estiver inclinado, portanto pode ser necessário algum mecanismo que facilite essa operação, visando o objetivo de proporcionar ergonomia ao operador.

Um dos objetivos finais do cliente é reduzir o tempo necessário para a execução do teste, por isso uma pergunta específica sobre o tempo aceitável para que o veículo seja inclinado entre 0° e 20° foi feita. Bianchini (2021) especificou que uma espera de até um minuto é aceitável, no entanto é desejado que esse seja o menor possível.

Os objetos de teste do equipamento serão veículos de porte variado, logo as dimensões da plataforma precisam ser adequadas para comportar tanto o maior quanto o menor dos veículos.

### 3.2.2.2 Requisitos de confiabilidade e segurança

Quanto ao requisito de confiabilidade e segurança pode-se discorrer dois objetivos principais: garantir estabilidade e fixação do veículo na plataforma de testes e ter um sistema de controle para o nível de inclinação que possa compensar uma leve inclinação do piso onde está situado a plataforma, a fim de garantir a confiabilidade do teste. Da mesma maneira, deve-se levar em consideração que o teste envolve combustíveis como etanol e gasolina, fato relevante para a prevenção de acidentes e que também influencia na durabilidade do produto.

### 3.2.2.3 Requisitos de custo

Na perspectiva de custos, o cliente (BIANCHINI, 2021) propôs um teto de 1600 euros para compra direta de itens como os atuadores, controladores e materiais para fabricação. O custo de serviços relacionados principalmente à fabricação do dispositivo pode ser posto a parte num primeiro momento, pois algumas operações podem ser realizadas dentro das instalações da própria empresa.

### 3.2.2.4 Limitações do local de utilização

Algumas perguntas sobre o local pretendido para o alojamento desse equipamento foram feitas também, pois as condições de infraestrutura da empresa podem influenciar e muito nas decisões de projeto a fim de atender a requisitos relacionados a viabilidade e principalmente orçamento. Segundo Bianchini (2021), o equipamento será utilizado em um galpão dentro da empresa, mas não terá local fixo dentro do espaço, assim outro requisito foi determinado: o equipamento deve ser de fácil mobilidade. Esse requisito implica em características desejadas ao produto que possam facilitar o seu cumprimento, como baixo peso e possibilidade de desmontagem, no entanto para o presente tópico esse detalhamento ainda não é necessário.

Outros detalhes sobre o local foram compartilhados: o espaço no galpão não é abundante, logo um equipamento compacto é desejável. Isso implica também quanto a altura da plataforma de inclinação por conta da rampa de acesso, pois quanto

mais alta a plataforma, maior deverá ser o comprimento da rampa considerando a mesma inclinação.

Quanto as instalações do local, há tomadas de ar comprimido, no entanto a linha de ar comprimido tem pressão relativamente baixa (BIANCHINI, 2021) podendo exigir um compressor auxiliar caso seja escolhido utilizar atuadores pneumáticos. Há também tomadas industriais de três pinos, fornecendo tensão de 220 V com estrutura capaz de proporcionar uma corrente de operação de 16 A e picos de 32 A.

### **3.2.3 Requisitos do produto**

Todos os fatores limitantes apresentados no tópico de requisitos do projeto devem influenciar nas tomadas de decisão para o desenvolvimento do produto final, de maneira a balizar as características que o equipamento deverá apresentar. A definição dos requisitos do produto, consiste na determinação das especificações técnicas almejadas, baseado nas condições apresentadas pelo cliente, ou seja, quais características o produto final deverá apresentar para que suas necessidades sejam atendidas.

Conforme introduzido na fundamentação teórica, as diferentes configurações e conceitos apresentados sobre o equipamento sugerem soluções não mutuamente excludentes, fazendo com que o problema necessite de uma abordagem em duas vertentes: tipo construtivo e acionamento. Identifica-se por parte estrutural todos os componentes que compuserem a base do equipamento com a função de sustentar, estabilizar e manter os objetos de teste em condições adequadas. A parte motora é caracterizada pelos itens que terão relação direta com a movimentação do objeto de teste, aplicando forças e momentos, transferindo energia.

Quanto ao quesito de dimensionamento, serão adotados diferentes critérios para a estrutura e para os atuadores. No caso da plataforma, o critério de maior significância é a rigidez, a fim de minimizar a deflexão, dessa maneira é possível garantir resultado de maior confiabilidade no teste.

## 4. DESENVOLVIMENTO: PROJETO CONCEITUAL

O primeiro passo dentro da fase de projeto conceitual consiste em detalhar as funções do equipamento, utilizando as informações levantadas no capítulo anterior. Assim será possível propor soluções possíveis para cada uma delas, elaborar conceitos com base nas combinações e no fim confrontar as alternativas a fim de escolher a mais adequada aos requisitos do cliente.

### 4.1 QUANTO AO TIPO CONSTRUTIVO, ACIONAMENTO E EIXO DE ROTAÇÃO

Há duas categorias construtivas em que o projeto da tilt table pode ser dividido, conforme apresentado anteriormente: a primeira referente ao número de graus de liberdade e a segunda referente ao tipo dos atuadores empregados. Ambos já foram introduzidos no Capítulo 2, juntamente com algumas alternativas que podem funcionar como propostas de solução.

Os diferentes atuadores serão analisados com maiores detalhes e comparados no decorrer deste Capítulo. Em contrapartida, visto que o principal requisito do cliente é o baixo custo, a escolha entre construir um tilt table com apenas um grau de liberdade e com dois graus de liberdade é bem direta: opta-se pelo conceito com um grau de liberdade.

Há ainda uma outra variação imaginável para o tipo construtivo do equipamento no que diz respeito à posição do eixo de rotação da plataforma. Seria possível desenvolver uma plataforma com o eixo de rotação na extremidade, conceito majoritariamente utilizado e já apresentado anteriormente, mas é igualmente possível posicioná-lo no centro da plataforma.

Todos esses conceitos para cada variação construtiva estão apresentados a seguir na Tabela 1.

Tabela 1 – Princípios de solução para o conceito da plataforma

FUNÇÕES	PRINCÍPIO DE SOLUÇÃO		
Direções de inclinação (Graus de liberdade)	1	2	
Prover movimento (Atuadores)	Elétrico	Hidráulico	Pneumático
Localização do eixo de rotação	Na extremidade	No centro	

Os princípios de soluções combinados formam conceitos possíveis ao produto final, porém antes de compor os conceitos uma breve análise será realizada.

#### **4.1.1 Seleção do tipo construtivo quanto aos graus de liberdade**

Uma construção possível da tilt table com dois graus de liberdade segue o modelo da Pentalift (2022a) apresentado no item 2.1, o qual implica na utilização de duas plataformas conectadas entre si acima da estrutura base, ou seja, além da utilização do dobro de atuadores, serão necessárias duas plataformas capazes de resistir à grandes deflexões e também é esperado que se utilize o dobro de dobradiças quando comparado ao projeto que tenha apenas um grau de liberdade.

Dessa maneira, é possível estimar que o custo final de fabricação do equipamento com dois graus de liberdade seja pelo menos 1,5 vezes maior do que o elaborado com apenas 1 grau de liberdade.

Outro conceito aplicável para se obter múltiplos graus de liberdade no equipamento é suspender a plataforma diretamente sobre pelo menos três atuadores lineares. Combinando a posição relativa entre eles é possível inclinar o objeto de teste em múltiplas direções, proporcionando muita versatilidade ao equipamento e reduzindo tempo de manobra do veículo.

No entanto, para que o veículo seja suspenso completamente pelos atuadores, seriam necessários produtos capazes de suportar cargas elevadas, implicando também no fator financeiro.

A prioridade do cliente é a viabilização econômica do equipamento, e sua utilização não seria em ritmo fabril, onde um veículo entraria para teste logo após o outro, de maneira a justificar a redução de tempo dos testes em nível tão elevado.

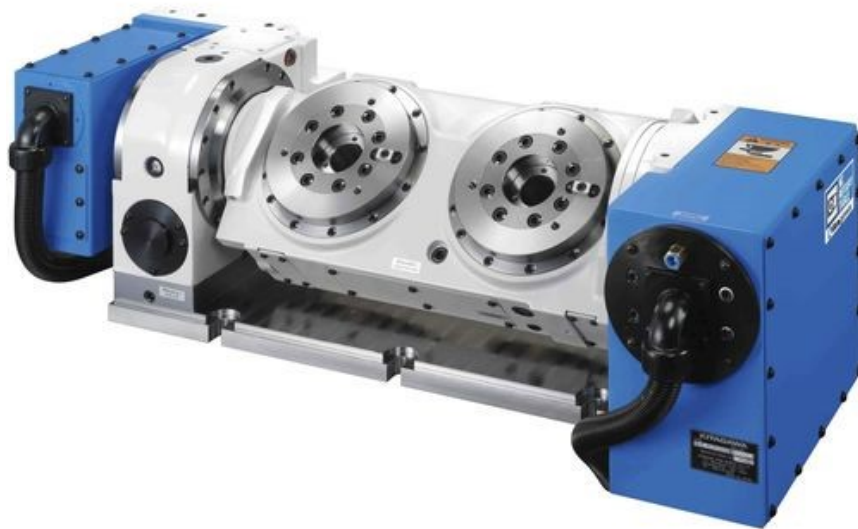
A confecção do produto com apenas um grau de liberdade também apresenta desvantagens, pois sua limitação no número de eixos de inclinação implica no reposicionamento do veículo durante os testes e também na utilização de duas rampas de acesso, se fixas, ou uma rampa móvel.

Portanto, conclui-se que a tilt table com apenas um grau de liberdade converge melhor para os objetivos do cliente, logo esse será o conceito empregado no desenvolvimento.

#### 4.1.2 Quanto ao eixo de rotação da plataforma

A construção mais tradicional para uma tilt table posiciona o eixo de rotação da plataforma na extremidade, conceito já apresentado anteriormente. Já o conceito alternativo consideraria o eixo de rotação no centro da plataforma e pode poupar parte do esforço necessário pelos atuadores, o que permitiria a seleção de um atuador de menor capacidade e conseqüentemente mais barato. A Figura 10 a seguir apresenta uma mesa rotativa indexadora pneumática, equipamento que se aproxima do conceito alternativo proposto para a tilt table.

Figura 10 – Mesa rotativa indexadora pneumática



Fonte: Kitagawa Europe (2023)

A grande vantagem de se ter o eixo de rotação mais próximo do centro da plataforma é a redução do seu momento de inércia. Além disso, seria mais fácil proporcionar inclinações positivas e negativas, o que facilitaria e aceleraria o procedimento de teste, poupando ao menos duas manobras por veículo testado.



Suas desvantagens estariam relacionadas com o maior curso necessário para os atuadores (para que haja o benefício de dupla inclinação) e uma possível maior dificuldade para a construção do equipamento quanto ao acoplamento da rampa de acesso e a montagem da plataforma na base de sustentação. Pode ser que haja outros fatores que dificultem a viabilização do equipamento que não foram citados, de qualquer maneira, não há justificativas suficientes para eliminar o conceito alternativo sem antes confrontá-lo com o tradicional.

#### 4.2 SELEÇÃO DO TIPO DE ATUADOR

A seleção do tipo de atuador para a tilt table não pode ser feita apenas com base no aspecto financeiro, pois o cliente tem outros requisitos com importância similar, como a facilidade de movimentação do equipamento e a confiabilidade do posicionamento da plataforma. Outro fator ainda mais importante é o próprio funcionamento do equipamento, pois o atuador deve ser capaz de inclinar a plataforma com um veículo posicionado, a fim de executar sua função primária.

Apesar de também ter relação com o próprio dimensionamento da estrutura que servirá de base, a demanda de força do equipamento é igualmente importante para a seleção dos atuadores, visto que os com maior capacidade também costumam ser mais custosos.

Devido a solicitação elevada de força e a precisão necessária ao posicionamento do veículo, há dois tipos de atuadores que se destacam: hidráulicos e elétricos. Ambos possuem variedades tanto rotativas quanto lineares, as quais podem ser adequadas para a aplicação desejada.

A variedade de atuadores pneumáticos não será analisada devido as limitações indicadas pelo cliente quanto a linha de ar pressurizado disponível no local de utilização do equipamento.

A análise inicial sugere que os atuadores elétricos têm maior propensão para atender os requisitos do cliente, visto que não necessitam de tantos periféricos para funcionar quando comparados aos atuadores hidráulicos. Portanto, a escolha mais adequada neste momento seria priorizar um atuador do tipo elétrico e caso os modelos deste tipo não atendam às exigências financeiras e principalmente funcionais do equipamento, atuadores hidráulicos serão considerados.

O cálculo do torque necessário realizado nos itens anteriores também baliza a escolha do tipo do atuador: as pesquisas iniciais sugerem que os atuadores elétricos rotativos disponíveis no mercado não são capazes de atender a demanda de torque para o funcionamento adequado da tilt table, além de terem custo bem elevado.

Assim, dentre os atuadores elétricos, serão priorizados os do tipo linear por possuírem maior versatilidade para a aplicação desejada.

#### 4.3 MATRIZ MORFOLÓGICA

Dada a discussão sobre as funções anteriormente, é possível propor dois conceitos para o produto. Esses estão apresentados na matriz morfológica a seguir:

Tabela 2 – Matriz morfológica

FUNÇÕES	Conceito 1	Conceito 2
Direções de inclinação (Graus de liberdade)	1	1
Prover movimento (Atuadores)	Elétrico	Elétrico
Localização do eixo de rotação	Na extremidade	No centro

Ambos os conceitos serão levados para a próxima etapa de projeto, visto que para uma comparação direta alguns cálculos e estimativas precisam ser feitas. Depois disso, os cálculos realizados serão utilizados para começar o desenvolvimento da plataforma.

## 5. PROJETO PRELIMINAR

Seguindo a metodologia PRODIP, o projeto entra na fase preliminar, onde os conceitos selecionados começam a ser desenvolvidos conforme as solicitações calculadas e dimensões estipuladas, aproximando-se do projeto final.

O objetivo dessa fase aplicado ao projeto da tilt table consistirá em: realizar os cálculos preliminares para a força mínima necessária aos atuadores para tirar a plataforma da condição de equilíbrio, realizar o comparativo final entre os dois conceitos para a posição do eixo de rotação, propor um modelo tridimensional para a plataforma corretamente dimensionado nos quesitos de resistência mecânica e deflexão sob carregamento, selecionar um modelo de atuador adequado para o funcionamento do mecanismo e apresentar uma estimativa plausível sobre o valor a ser investido para a confecção do equipamento.

### 5.1. COMPARATIVO DIRETO ENTRE OS CONCEITOS COM DIFERENTES LOCAIS PARA O EIXO DE ROTAÇÃO

As duas posições propostas para o centro de rotação têm impacto tanto no esforço necessário para proporcionar a inclinação quanto na a construção do equipamento. Primeiramente o esforço necessário para a inclinação será avaliado e comparado, na sequência outras considerações serão feitas para ajudar a selecionar qual o conceito que melhor atende os requisitos do cliente.

O carregamento em situação de maior solicitação deve ser analisado a fim de determinar o torque necessário para realizar a movimentação da plataforma, o que posteriormente permitirá estipular a força necessária ao atuador em cada posição proposta na análise cinemática.

O comparativo entre os tipos construtivos propostos para a tilt table a seguir levará em consideração o momento de inércia da plataforma e o esforço necessário para realizar o movimento em uma análise quase estática, essa considerará as principais resistências ao movimento da plataforma em uma situação crítica.

### 5.1.1 Dimensão da Plataforma

Ao imaginar qualquer um dos conceitos em análise e esboça-lo, fica evidente que um dos principais componentes do produto é a plataforma: ela é responsável por comportar os veículos e por consequência tem grande influência nas dimensões do produto final.

Considerando que a tilt table terá apenas um grau de liberdade e que os testes demandam que o veículo seja inclinado em duas direções em ambos os sentidos, a geometria ideal para a plataforma é quadrada ou próxima dessa, pois é a forma mais compacta que pode acomodar os veículos nas duas orientações.

A Tabela 3 abaixo contém informações dimensionais dos menores e dos maiores veículos dentre as categorias que o cliente pretende testar.

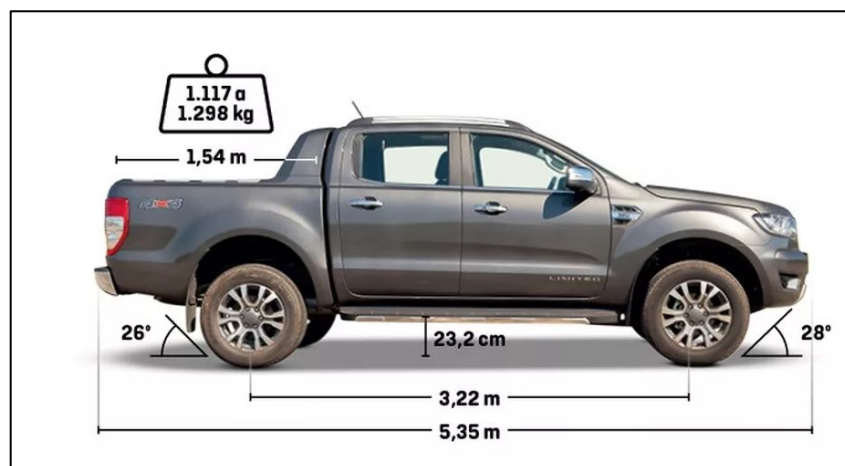
Tabela 3 – Dimensões de veículos compactos e picapes médias em mm

	Largura	Comprimento	Bitola dianteira	Bitola Traseira	Entre eixos	Massa (kg)	Altura
Mobi	1666	3566	1403	1408	2304	969	1552
Kwid	1579	3680	-	-	2423	825	1479
Nissan Frontier	1850	5260	1570	1570	3150	2207	1860
Ford Ranger	1860	5354	1560	1560	3220	2269	1848

Fonte: Carros na Web (2022)

Evidentemente as picapes tem as maiores dimensões, mas há uma diferença significativa entre as dimensões de comprimento total e entre eixos (ver Figura 11).

Figura 11 – Dimensões Ford Ranger



Fonte: Sposito (2019)

A plataforma não precisa necessariamente comportar o veículo inteiro dentro de sua área útil, no entanto todas as rodas devem permanecer na plataforma durante o teste, pois precisam ser ancoradas para garantir a segurança da operação. Assim, considerando as dimensões da Ford Ranger (maior veículo analisado) a plataforma precisaria ter dimensão entre 3,22 e 5,35 metros.

O ideal é que a dimensão da plataforma seja o menor possível, por algumas razões: menor peso do equipamento, menor gasto com material e menor espaço ocupado. Ainda assim, não é ideal que a plataforma tenha exatamente a menor dimensão, a fim de facilitar a ancoragem dos veículos.

Respeitando a faixa dimensional estipulada, a proposta inicial para a plataforma será de 4,00 x 4,00 m.

Um comentário adicional necessário diz respeito a ambos os conceitos: a parcela da carroceria que extrapolaria o perímetro corre o risco de encostar no piso e danificar o veículo, no entanto essa possibilidade pode ser evitada com um design inteligente da estrutura e se a plataforma estiver suficientemente elevada em relação ao solo. Esse detalhe será relevante em etapas futuras do desenvolvimento, mais especificamente quando os cálculos de estabilidade do equipamento forem realizados.

Quanto a questão da deflexão da plataforma, o valor alvo para a deflexão máxima em qualquer ponto será de 5 mm quando submetida ao carregamento com base nas dimensões apresentadas. A plataforma será mensurada durante a realização da análise estrutural por meio do método de elementos finitos, onde a estrutura terá uma forma melhor definida e então possibilitará a verificação dessa estimativa inicial.

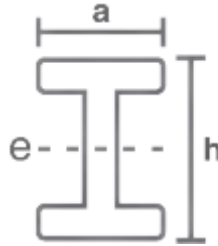
### **5.1.2 Proposta inicial da configuração e estimativa de massa da plataforma**

Tanto a espessura quanto a massa da plataforma terão de ser estimadas, pois a espessura influenciará diretamente na rigidez da plataforma e também em sua massa, enquanto a massa dependerá da construção geométrica da plataforma, visto que não é esperado que essa seja maciça.

Uma estimativa inicial de 100 mm para a espessura das vigas foi adotada, um valor plausível baseado nos tamanhos padrões para vigas com perfil I. Esse valor foi

aproximado do modelo 10,16 x 6,76 cm apresentado tanto na página da Arcelor Mittal (2022) quanto da Hiperferro (2022). A Hiperferro (2022) informa que seu produto com essa configuração possui densidade linear de 11,46 kg/m e as dimensões informadas na Figura 12 abaixo, onde:  $a = 6,76$  cm;  $e = 4,83$ mm;  $h = 10$  cm.

Figura 12 – Representação da viga com perfil I



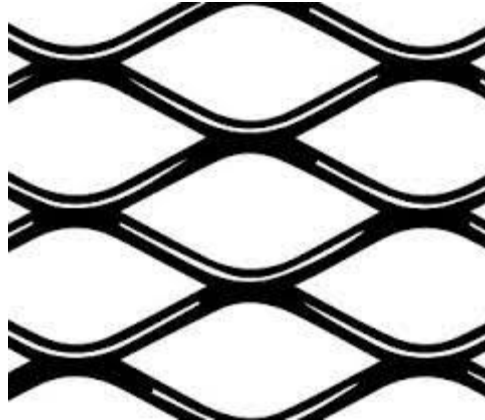
Fonte: Hiperferro (2022)

Um layout simples será proposto para a estrutura da plataforma. Esse conceito será revisado na etapa de projeto preliminar, a fim de garantir que atenda ao critério de falha proposto e permita o alojamento adequado aos componentes motores.

Utilizando vigas com perfil I, o conceito para a plataforma consistirá numa base quadrada com duas diagonais e com uma chapa fixada acima. Considerando o lado do quadrado igual a 4 m, estima-se que será necessário 26,5 m de viga e por consequência aproximadamente 300 kg (considerando a densidade linear informada para a viga).

A chapa a ser adicionada ao conjunto pode, em um primeiro momento, ser do tipo expandida feita de aço carbono. Esse tipo de chapa é uma alternativa mais leve as chapas sólidas, sendo comumente aplicadas em pisos industriais por necessitarem de baixa manutenção e possuírem propriedades antiderrapantes, o que também contribui à segurança do projeto (ver Figura 13).

Figura 13 – Modelo de chapa com malha expandida



Fonte: Expandefer (2023b)

A Expandefer (2023a) possui em seu catálogo uma malha de 100x45 mm de espessura igual a 8 mm, cujo valor de massa por unidade de área equivale a 15 kg/m<sup>2</sup>. Há também outras alternativas em aço inox e galvanizado no catálogo, as quais podem ser consideradas conforme o orçamento.

Considerando a utilização dessa chapa, a plataforma terá altura de 108 mm e o valor inicial de massa para os cálculos será igual a 550 kg (arredondando para cima). No entanto, o valor considerado será de 825 kg, obtido após aplicação de um fator de segurança de 1,5 sob a massa calculada. Esse valor foi proposto a fim de compensar variações na geometria e a massa adicionada com os processos de união dos elementos.

### **5.1.3 Considerações sobre o veículo crítico**

O veículo crítico considerado será a Ford Ranger, o qual possui as maiores dimensões e massa dentre os veículos pesquisados para o estudo. A fim de facilitar os cálculos, sua geometria será simplificada para um paralelepípedo com as mesmas dimensões de largura, altura e comprimento do veículo.

Sua massa será mantida para os cálculos e considerada homogeneamente distribuída pela geometria. Dessa forma, seu centro de massa será coincidente ao centroide do paralelepípedo.

#### 5.1.4 Análise do carregamento em caso quase estático do conceito com eixo de rotação no centro da plataforma

O eixo de rotação será considerado como horizontalmente centrado na plataforma e verticalmente coincidente com a face inferior dela. Sob essa perspectiva, o caso crítico para o conceito com eixo de rotação no centro da plataforma se apresenta quando essa encontra-se na posição de máxima inclinação, de maneira que o peso do veículo tem contribuição para o torque de resistência retornar a plataforma a posição com inclinação nula.

O peso da plataforma também dificulta o retorno do conjunto a posição neutra, no entanto, devido a distância entre o seu centro de massa e o eixo de rotação do conjunto ser bem pequena (54 mm), o braço de alavanca formado pela inclinação deve ser mínimo.

O torque de resistência proporcionado pelo conjunto rotativo sob ação da força gravitacional é calculado pela soma do peso da plataforma e do veículo multiplicados pelo braço de alavanca indicado, logo esse pode ser representado pela expressão abaixo:

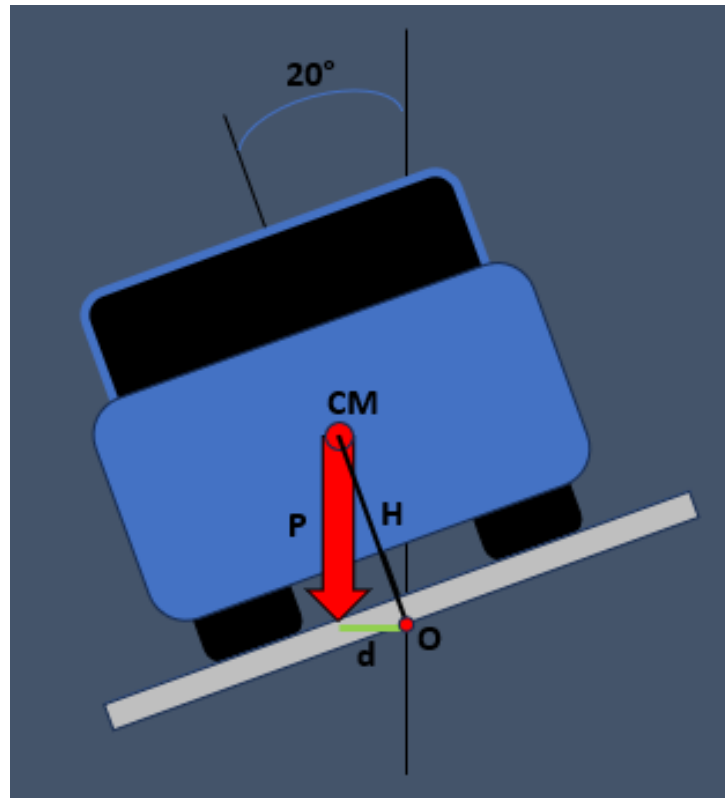
$$T = (m + M)g * d \quad (1)$$

Onde “T” representa o torque de resistência, “m” a massa do veículo, “M” a massa da plataforma, “g” a aceleração da gravidade e “d” o braço de alavanca.

A Figura 14 a seguir ilustra o que foi explicado acima: a seta vermelha “P” representa o peso do veículo e a reta verde indicada por “d” representa o braço de alavanca formado pela distância horizontal entre o centro de massa do veículo e o eixo de rotação da plataforma quando essa possui inclinação igual a 20°.



Figura 14 – Representação do veículo com a plataforma inclinada em caso estático



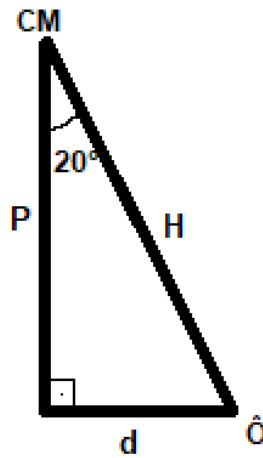
Fonte: Autor (2023)

Onde “H” representa a distância entre o centro de massa do veículo “CM” e o ponto de rotação “O”.

A força peso associada ao braço de alavanca “d” gera um torque no sentido anti-horário, ou seja, para esta posição, dificulta o retorno do conjunto para a posição paralela ao solo.

A fim de determinar o braço de alavanca “d” e calcular o torque que se opõe ao movimento, pode-se montar um triângulo utilizando “P”, “d” e “H” (ver Figura 15) a fim de facilitar a aplicação das relações trigonométricas.

Figura 15 – Triângulo formado para a representação do braço de alavanca do peso do veículo sobre o eixo de rotação da plataforma



Fonte: Autor (2023)

“H” será considerado igual a 1,032 m (metade da altura do veículo somada à altura da plataforma) e “d” representa o braço de alavanca formado na inclinação de 20°. Utilizando as relações trigonométricas para o seno, calcula-se d igual a 0,353 m.

Dessa maneira, calcula-se o torque de resistência do veículo ao movimento da tilt table na situação crítica como o produto do peso do veículo, o braço de alavanca e a aceleração da gravidade, resultando em: 7857,39 N.m

Utilizando o mesmo triângulo apresentado na Figura 15, é possível calcular o braço de alavanca a qual a plataforma fica sujeita e calcular sua contribuição ao torque de resistência. Neste cálculo, “d” representa o braço de alavanca o qual se deseja calcular e “H” representa a distância entre o centro de rotação e o centro de massa considerado para a plataforma, sendo esse igual a 54 mm. Aplicando esse valor de ‘H’ na relação de seno, calcula-se 0,018 m de braço de alavanca.

Logo é possível calcular o torque de resistência proporcionado pela plataforma e soma-lo ao calculado para o veículo. Utilizando o mesmo método, o torque de resistência proporcionado pela plataforma é igual a 145,68 N.m. Somando ambos os valores, o torque de resistência calculado para a situação é igual a 8003,07 N.m.

É importante comentar que nessa análise o veículo foi considerado centralizado na plataforma, mas um pequeno deslocamento lateral pode ampliar o esforço necessário aos atuadores, portanto um coeficiente de segurança de 1,5 será aplicado. Logo o torque mínimo necessário será considerado 12 kN.m, valor que permite um

braço de alavanca “d” de até 0,532 m para o peso do veículo considerado, que é obtido com um deslocamento de 20 cm.

### **5.1.5 Análise do carregamento em caso quase estático do conceito com eixo de rotação na extremidade da plataforma**

O caso crítico quanto a solicitação de torque para a movimentação da plataforma com o eixo de rotação na extremidade é o momento em que ela se encontra nivelada ao piso, pois nessa posição o braço de alavanca entre os centros de massa do veículo e da plataforma são máximos em relação ao eixo de rotação, sendo igual a dois metros.

Considerando o eixo de rotação desejado no limite da extremidade da plataforma, o braço de alavanca “d” será de dois metros, exatamente metade do comprimento da plataforma. Esse valor é adequado sob a condição de que o veículo está centralizado na plataforma e ambos têm distribuição de massa homogênea.

Aplicando os valores para cada uma das variáveis apresentadas, o torque de resistência pode ser calculado em 60704,28 N.m ou 60,704 kN.m.

Da mesma forma que a análise para o conceito alternativo, um pequeno deslocamento lateral do veículo pode ampliar o braço de alavanca e conseqüentemente o torque exigido para a movimentação do conjunto. A fim de garantir a movimentação sob qualquer condição, um fator de segurança de 1,5 também será aplicado, determinando que o torque mínimo necessário será 91 kN.m.

### **5.1.6 Estimativa do momento de inércia do conjunto rotativo**

A equação utilizada para calcular o torque é a segunda lei de Newton ou princípio fundamental da dinâmica para sistemas rotativos:

$$\vec{\tau} = I \cdot \vec{\alpha} \quad (2)$$

Essa equação indica que o torque é o produto escalar do momento de inércia do corpo multiplicado pela aceleração angular, ou seja, para conferir uma aceleração

rotacional desejada a um determinado corpo, é preciso aplicar um determinado torque. Logo para determinar o torque é preciso primeiro definir a aceleração para iniciar o movimento e calcular o momento de inércia na situação de maior solicitação.

Em primeiro momento, a aceleração necessária para iniciar o movimento será deixada de lado, sendo analisada após a seleção definitiva do conceito e antes da seleção do atuador, onde se fará relevante. Isso porque o requisito de realizar a inclinação tem maior significância do que o de atender o tempo movimentação da plataforma.

O conjunto rotativo da tilt table compreende o objeto de teste (veículo), a plataforma, parte das dobradiças e seus eixos, sendo os dois primeiros os mais significativos devido a suas massas. Componentes como as dobradiças ou mancais também fazem parte do conjunto, mas tem influência desprezível frente à plataforma e o veículo.

O cálculo da estimativa do momento de inércia do conjunto pode ser dividido em três partes: a estimativa do momento de inércia do objeto de teste mais crítico, a estimativa inicial para o momento de inércia da plataforma e o cálculo do momento de inércia resultante.

#### **5.1.7 Estimativa do momento de inércia do veículo crítico**

O fato de nenhum veículo ser completamente simétrico quanto a geometria implica que o momento de inércia é diferente para cada eixo em que se analisar. Consequentemente, é possível concluir que há uma posição crítica para o veículo, onde seu momento de inércia será maior.

Considerando os eixos sob os quais o cliente deseja inclinar o veículo, esse pode ser visto sob quatro perspectivas (Figura 16):

Figura 16 – Representação das perspectivas de inclinação do veículo pelo equipamento



Fonte: “chel11” (2018)

Dadas as considerações feitas sobre o veículo no item 4.2.3, seu momento de inércia pode ser aproximado pela seguinte equação, conforme descrito por Beer et al. (2012):

$$I = \frac{1}{12} M(a^2 + b^2) \quad (3)$$

A equação acima calcula o momento de inércia de um paralelepípedo em torno de um eixo que passa pelo centro de uma de suas faces, assim, para um mesmo objeto, o momento de inércia será maior no eixo que atravessa a face de maiores dimensões, portanto o maior momento de inércia do veículo será proporcionado quando estiver sendo avaliado em situações de aclave e declive.

Sob essa perspectiva, pode-se utilizar o comprimento total do veículo e sua altura total para estimar o momento de inércia no centro geométrico dado por essas dimensões.

Essa é uma estimativa inicial aceitável para a atual etapa do projeto, no entanto, vale comentar que o ideal seria considerar o momento de inércia no eixo que passa pelo centro de massa, entretanto esse cálculo exigiria a posição do centro de massa

ou uma estimativa dessa posição. A fim de facilitar a primeira estimativa, optou-se por calcular o momento de inércia considerando o centro de massa coincidente ao centro geométrico do veículo na vista lateral.

O veículo crítico considerado será a Ford Ranger, o qual possui as maiores dimensões e massa dentre os veículos pesquisados para o estudo.

Utilizando as dimensões apresentados na Tabela 3 para a Ranger, calcula-se o momento de inércia em 6065,87 kg.m<sup>2</sup>.

### **5.1.8 Estimativa inicial do momento de inércia da plataforma**

Uma primeira estimativa do momento de inércia da plataforma pode ser aproximada utilizando a Equação 3, pois a plataforma tem perfil retangular sob a perspectiva de análise e sua distribuição de massa pode ser considerada homogênea.

Baseado nas dimensões e massa calculadas no item 4.2.2, utiliza-se a Equação 3, para calcular o momento de inércia igual a 1100,80 kg.m<sup>2</sup> para a plataforma em torno do seu próprio eixo.

### **5.1.9 Estimativa do momento de inércia equivalente do conjunto rotativo para o eixo de rotação na extremidade da plataforma**

O momento de inércia da plataforma e do veículo necessitam estar em torno do mesmo referencial de rotação para que possam ser somados. Para ajustar o momento de inércia de um objeto para outro eixo utiliza-se o teorema dos eixos paralelos, apresentado a seguir conforme descrito por Beer et al. (2012):

$$I = \bar{I} + Ml^2 \quad (4)$$

Onde soma-se o momento de inércia calculado em torno de um eixo com o produto da massa do corpo e do quadrado da distância entre os eixos (o desejado e o qual foi considerado para o cálculo do momento de inércia do corpo).

Respeitando a consideração feita no item 4.2.5, o eixo de rotação está na extremidade da plataforma, a distância entre os eixos para a plataforma será considerada dois metros, exatamente metade do comprimento da plataforma.

No caso do veículo, a consideração de que ele está centralizado na plataforma define a distância horizontal entre os eixos como dois metros também. Quanto a distância vertical é preciso considerar metade da altura do veículo e também metade da altura da plataforma, pois o eixo de rotação desejado está verticalmente centralizado na plataforma. Logo a distância vertical entre o eixo de rotação do veículo e o desejado é calculado somando metade da altura da plataforma e metade da altura do veículo resultando em 0,978 m.

Utilizando o teorema de Pitágoras para um triângulo retângulo, a distância calculada entre os eixos de rotação para o veículo é igual a 2,22 m.

Aplicando os valores estipulados na Equação 4, obtêm-se os novos valores de 16065,59 kg.m<sup>2</sup> para o veículo e 4400,80 kg.m<sup>2</sup> para a plataforma, que somados totalizam 20466,39 kg.m<sup>2</sup>.

#### **5.1.10 Estimativa do momento de inércia equivalente do conjunto rotativo para o eixo de rotação no centro da plataforma**

Tanto o momento de inércia da plataforma quanto o do veículo calculados anteriormente serão os mesmos utilizados para esse conceito, pois tratam-se de valores que representam seus corpos separadamente. No entanto, como o ponto de rotação foi deslocado, um novo cálculo utilizando o teorema dos eixos paralelos será necessário.

Conforme as suposições feitas no item 4.2.4, o ponto de rotação está localizado na face inferior da plataforma, resultando numa distância “d” de 54 mm para a plataforma e 1,032 m para o veículo.

Utilizando novamente a Equação 4, os momentos de inércia em torno do novo referencial são iguais a 1103,21 kg.m<sup>2</sup> para a plataforma e 8482,41 kg.m<sup>2</sup> para o veículo. Somados totalizam 9585,62 kg.m<sup>2</sup>, menos da metade do momento de inércia calculado para o conceito tradicional de tilt table.

### **5.1.11 Conclusões e confronto direto entre os conceitos quanto ao ponto de rotação.**

Quando se olha apenas para o torque necessário para realizar o movimento na situação crítica a diferença é significativa: enquanto o conceito tradicional exige mais de 90 kN.m, o conceito alternativo exige cerca de 12kN.m, o que aumenta muito o leque de possibilidades no quesito atuador, pois geralmente quanto mais torque ele oferece, mais lento e mais caro é.

Há uma diferença significativa também no momento de inércia: 9585,62 kg.m<sup>2</sup> calculado se o eixo de rotação for posicionado no centro da plataforma, mais uma vez menos da metade de 20466,39 kg.m<sup>2</sup>, valor calculado para o momento de inércia com o eixo de rotação na extremidade da plataforma. O momento de inércia é uma característica do equipamento que tem implicações diretas a um dos requisitos do cliente: o tempo usado para a realizar o movimento, pois esse afeta diretamente a aceleração angular provocada pelo atuador e quanto menor for mais facilmente pode-se realizar a movimentação, implicando diretamente no tempo e energia despendidos durante o processo de inclinação.

Como já comentado anteriormente, o conceito alternativo também traz a vantagem de necessitar 2 manobras a menos durante a realização do teste como um todo, pois facilita a implementação do curso total de 40° (+20° e -20°). Da mesma maneira, o design simétrico tende a favorecer o equilíbrio do equipamento, mitigando o risco de o equipamento virar e danificar o veículo, o que também facilita o dimensionamento da estrutura base.

A altura de instalação mínima da plataforma, no entanto é uma característica desvantajosa para o conceito com eixo de rotação no centro em um comparativo direto, pois há pontos da plataforma que ficam abaixo do nível do eixo de rotação quando essa está inclinada. Esse problema não ocorre no conceito com eixo de rotação na extremidade.

Assim, o conceito alternativo apresenta vantagens muito mais significativas quando comparado ao conceito tradicional para aplicação em estudo e, portanto, será o conceito escolhido para o desenvolvimento.

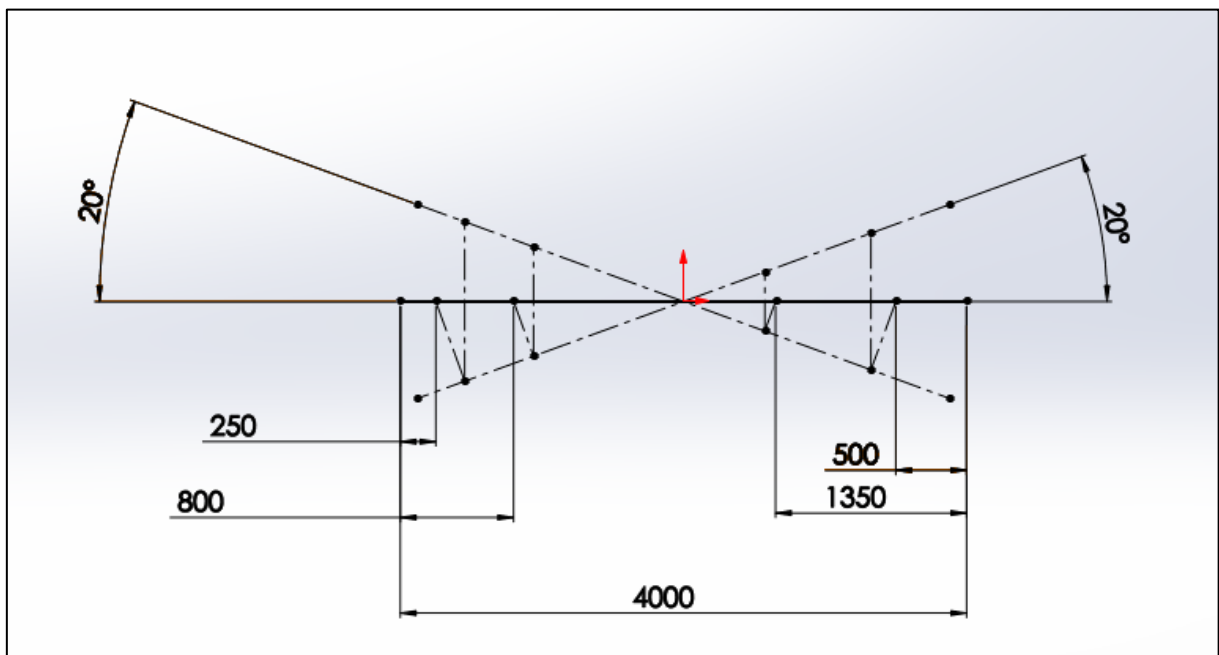


## 5.2 ANÁLISE CINEMÁTICA

O objetivo de realizar uma análise cinemática simplificada do equipamento é avaliar o deslocamento devido à inclinação da plataforma em alguns pontos específicos. Esses pontos representam os possíveis pontos de ancoragem para atuadores lineares, os quais compõem uma quantidade significativa dos candidatos ao sistema de atuação, e o resultado da análise contribuirá para a seleção de modelos adequados para um comparativo.

Uma análise bidimensional simples foi realizada considerando o ponto de rotação no centro da linha, a qual representa a plataforma. Nela, quatro pontos foram analisados conforme a Figura 17 abaixo:

Figura 17 – Análise cinemática simplificada da tilt table



Fonte: Autor (2022)

Os pontos analisados estão a 250, 500, 800, 1350 mm da extremidade e a distância mínima entre as posições assumidas por eles na variação de  $+20^\circ$  e  $-20^\circ$  estão listados na tabela a seguir:

Tabela 4 – Deslocamento linear conforme posição relativa à extremidade em milímetros

Posição em relação a extremidade	250	500	800	1350
Curso necessário	1119,71	1026,06	820,85	444,63

Fonte: Autor (2023)

Vale ressaltar que a consideração da distância mínima entre os pontos só é válida se o pistão do atuador for posicionado perpendicularmente à plataforma na posição nivelada. Dessa maneira é interessante considerar uma margem para o curso na escolha do atuador, pois qualquer posicionamento com um diferente ângulo de atuação vai alterar a amplitude do movimento.

Logicamente, quanto mais distante do centro de rotação, maior o curso necessário ao atuador linear, mas ao mesmo tempo menor é o esforço requerido para realizar o movimento devido ao braço de alavanca, o que permitiria a utilização de atuadores de menor capacidade e de menor custo.

### 5.2.1 Cálculo de força necessária para o atuador linear conforme posição de instalação

O valor de 12 kN.m representa o torque necessário para equilibrar a plataforma, no entanto atuadores lineares são avaliados quanto a força linear que conseguem proporcionar. Utilizando um braço de alavanca, os atuadores podem proporcionar torque, grandeza desejada para o projeto.

Para determinar então qual a força necessária para que um atuador consiga movimentar o conjunto é necessário utilizar os dados listados na Tabela 4 para dividir o torque crítico. A força crítica também precisa ser dividida pelo cosseno de 20°, considerando que o atuador estará posicionado perpendicularmente ao piso, sua interação com a plataforma se dá em um ângulo de 20°. A Tabela 5 a seguir apresenta os resultados conforme a posição.

Tabela 5 – Força necessária para movimentação da plataforma de acordo com a posição do atuador linear

Posição em relação a extremidade	250	500	800	1350
Braço de alavanca (mm)	1750	1500	1200	650
Força necessária (kN)	7,297	8,513	10,642	19,646

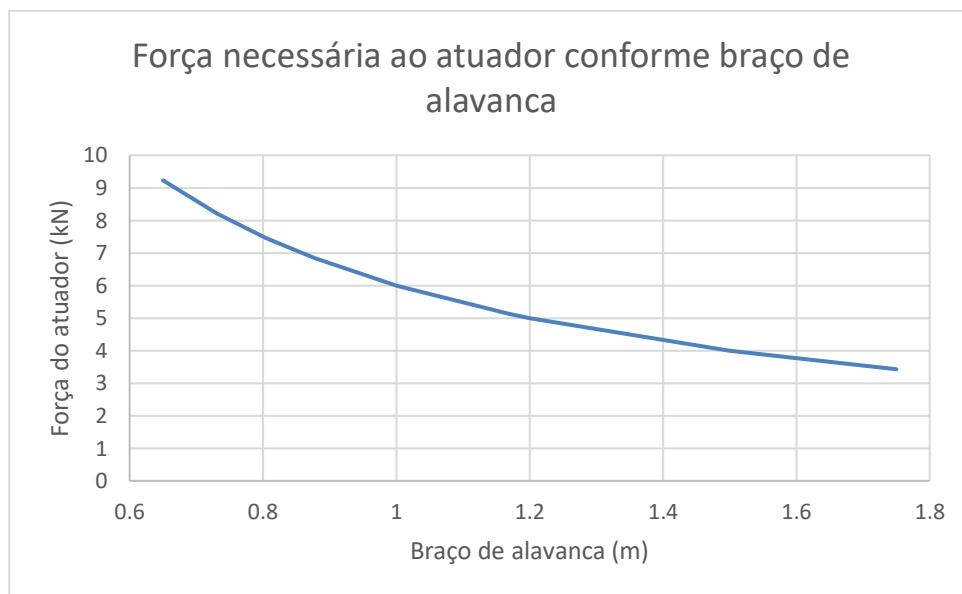
Fonte: Autor (2023)

A força necessária representa o esforço total mínimo que dado atuador precisaria para realizar a movimentação da plataforma a partir da posição crítica, mas

para a devida seleção e por questões de distribuição de carregamento, opta-se por utilizar um par de atuadores. Isso impacta no fato de que ambos os atuadores em conjunto precisam fornecer essa força, o que teoricamente permite que a capacidade de carga individual de cada um seja metade do valor calculado.

Já considerando a utilização de dois atuadores e dividindo por dois a força necessária, o Gráfico 1 a seguir foi elaborado para mostrar a relação entre a força necessária a cada um dos atuadores e o braço de alavanca.

Gráfico 1 – Relação força necessária ao atuador pelo braço de alavanca



Fonte: Autor (2023)

Seria possível utilizar dois pares de atuadores ou mais, no entanto, acredita-se que a utilização de um maior número desses pode trazer complicações no quesito sincronia do equipamento, impactando diretamente no desempenho, confiabilidade do posicionamento da plataforma e até mesmo no desgaste prematuro dos próprios atuadores.

### 5.3 SELEÇÃO DO MODELO DE ATUADOR

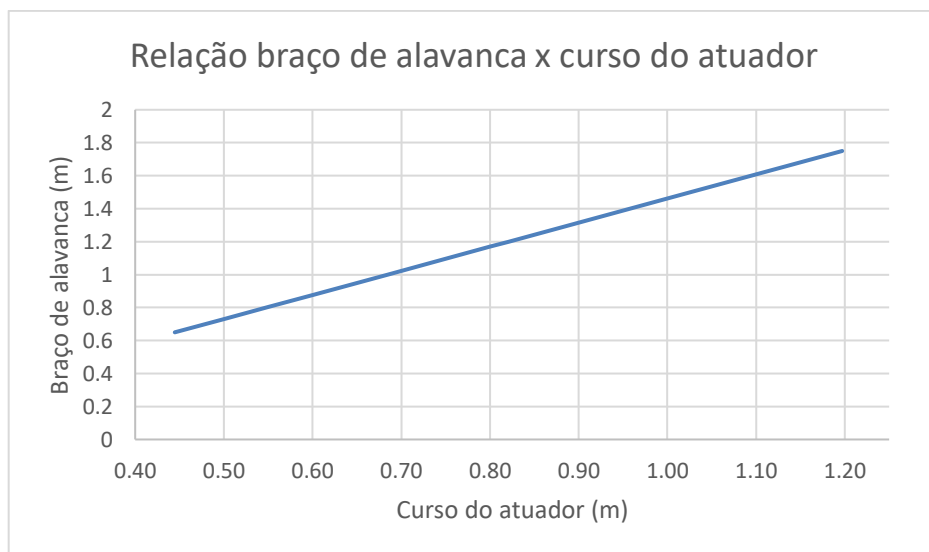
A seleção de um modelo adequado de atuador elétrico linear a ser utilizado no projeto levará em consideração três fatores principais: o primeiro consiste na capacidade do atuador (em par) de proporcionar a força mínima necessária para realizar a movimentação do conjunto rotativo.

A segunda e igualmente importante, o modelo precisa apresentar curso suficiente para permitir que o conjunto rotativo atinja os níveis de inclinação estabelecidos pelo cliente. A terceira, entrando como critério decisivo, é o valor atribuído ao atuador, visto que o cliente também almeja priorizar a redução do custo do equipamento.

### 5.3.1 Análise de força x curso

A análise cinemática realizada no item 5.2, mostra como a força necessária para cada atuador varia conforme o braço de alavanca selecionado, mas também mostra que o curso necessário para o modelo a ser empregado também depende do braço de alavanca. O gráfico a seguir mostra essa relação:

Gráfico 2 – Relação entre o braço de alavanca e o curso do atuador

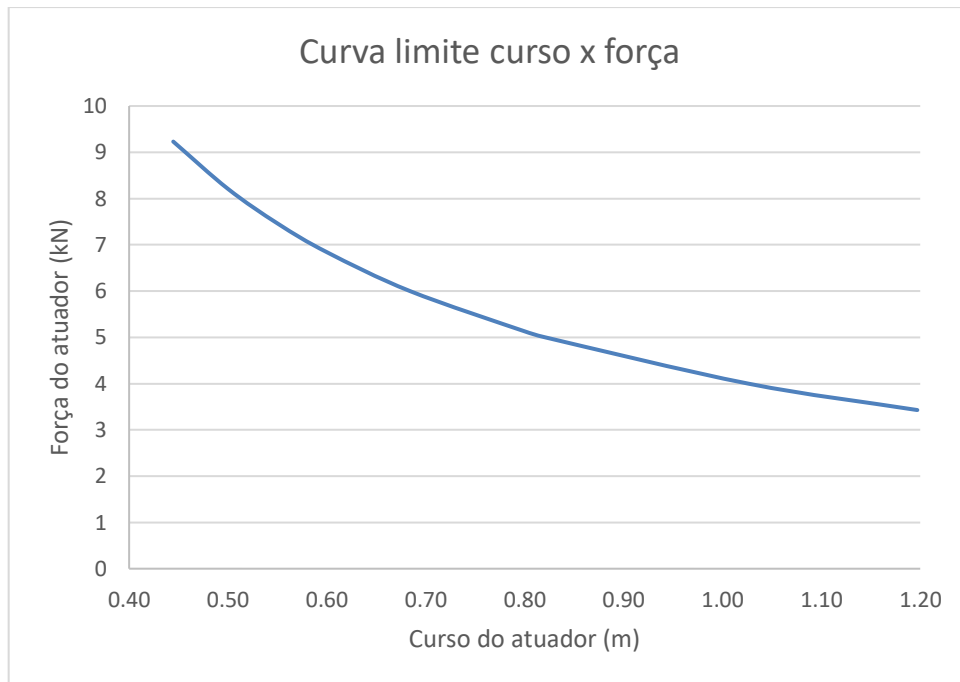


Fonte: Autor (2023)

Essa relação permite encontrar o braço de alavanca ideal conforme o curso de extensão do atuador linear. Assim é possível ver, conforme o curso informado, qual é a força mínima necessária ao atuador.

Dado que tanto a força quanto o curso necessário ao atuador estão relacionados ao braço de alavanca é possível estabelecer uma relação direta entre eles:

Gráfico 3 – Curva limite curso x força do atuador



Fonte: Autor (2023)

O Gráfico 3 apresenta um plano cartesiano em cujo o curso do atuador compõe o eixo das abscissas e a força o eixo das ordenadas. A curva plotada indica a linha limite para que o atuador seja considerado elegível ao projeto, ou seja, conforme as características de curso e força do atuador, se esse for localizado acima da curva no gráfico, ele pode ser utilizado para essa aplicação.

### 5.3.2 Levantamento de atuadores

Foram encontrados 3 modelos de atuadores de 2 fabricantes diferentes que atendem simultaneamente a demanda de curso e força. Suas características estão indicadas na tabela a seguir:

Tabela 6 – Informações sobre os atuadores lineares

FABRICANTE/MODELO	CAPACIDADE DE CARGA (N)	CURSO (mm)	VELOCIDADE (mm/s)	PREÇO UNITÁRIO
Kalatec LA-G2 24V 7,5kN	7500	600	9	
Kalatec LA-G2 24V 6,5kN	6500	1000	11	R\$3653,57
Linak LA36 24V	6800	600	12,7	

Fonte: Kalatec automação (2023), Linak (2023)

Dentre os modelos apresentados na Tabela 6, destacam-se os da Kalatec, cuja força disponível para o curso indicado supera com boa margem a curva limite apresentada no Gráfico 3. Mas sua principal vantagem se deve ao fato de que a matriz da empresa fica no Brasil, o que favorece o procedimento de aquisição e suporte em caso de algum problema com o produto.

O atuador da Linak, não atende as especificações por uma pequena parcela: seu coeficiente de segurança seria igual a 1,49. No entanto ainda pode ser uma alternativa viável conforme seu preço.

### 5.3.3 Avaliação dos candidatos no quesito aceleração e velocidade

A aceleração necessária para iniciar o movimento do conjunto é um parâmetro que interfere diretamente no tempo despendido para a inclinação total da plataforma, logo tem impacto direto em um dos requisitos estabelecidos pelo cliente.

O cliente deseja que a inclinação entre o referencial zero e a inclinação máxima (20°) seja realizada dentro de um minuto. Considerando que o curso total do atuador representa a variação entre as inclinações de -20° e +20°, metade do curso representa a variação entre a posição 0° e a máxima.

Aplicando apenas a velocidade máxima indicada pelos fabricantes para realizar o deslocamento equivalente à metade do curso de cada atuador, obtêm-se os tempos necessários para cada um. Os resultados estão na Tabela 7 a seguir:

Tabela 7 – Tempo de deslocamento com velocidade constante

ATUADOR	VELOCIDADE (mm/s)	DESLOCAMENTO (m)	TEMPO (s)
Kalatec LA-G2 7500 N	9,0	300	33,3
Kalatec LA-G2 6500 N	11	500	45,5
Linak LA36 6800 N	12,7	300	23,6

Fonte: Kalatec automação (2023), Linak (2023),

Antes de prosseguir, algumas observações são pertinentes: a primeira é sobre a solicitação do cliente quanto ao tempo gasto entre a posição de 0° e  $\pm 20^\circ$ . Nessa variação específica, o peso do veículo favorece o movimento, o que implica que a velocidade dos atuadores será maior do que a indicada na tabela.

A movimentação mais demorada é que parte da posição de inclinação total e termina na posição nivelada (0°), onde o carregamento é máximo no início do

movimento e quase nulo no final. Isso implica em duas coisas: que os tempos estimados na Tabela 7 se referem a situação crítica e que conforme a plataforma reduz sua inclinação durante o movimento de retorno o torque de resistência diminui, pois o braço de alavanca para o peso do veículo diminui.

Portanto, é possível afirmar que a velocidade do atuador tende a aumentar ao passo que o torque de resistência diminui.

A segunda observação a ser feita diz respeito sobre a própria dinâmica do atuador: ele não atinge a velocidade máxima instantaneamente partindo do repouso. O único fabricante que apresenta informações sobre o quesito é a Linak (2023) que indica que há uma pré-configuração a fim de limitar a corrente máxima no atuador no momento de arranque e parada, igual a 0,3 segundos.

De qualquer maneira, todos os atuadores atendem o requisito de tempo de deslocamento requisitado pelo cliente, mesmo somando o 0,6 segundos para a função de desaceleração e sem considerar o aumento de velocidade pela redução do torque de resistência.

O atuador escolhido para ser utilizado é o modelo da Kalatec com 6,5 kN de força, devido à combinação entre o seu curso total e sua capacidade. Esse modelo também permite uma maior margem para variações dimensionais e de posicionamento durante a fabricação, prevenindo também sobrecargas ocasionadas pela não centralização do objeto de teste.

Utilizando os atuadores de 6,5 kN posicionados a 800 mm da extremidade da plataforma, é necessário um curso de 830mm para os atuadores e uma força mínima de 10,919 kN. Aplicando a força combinada de 13 kN como um binário de braço de alavanca igual a 1,2 m obtém-se um torque disponível de 15,6 kN.m, sendo que parte desse torque é utilizado para igualar a resistência de 12,77 kN do peso do veículo e os 2,83 kN.m restantes são utilizados para acelerar o conjunto.

Utilizando a Equação 2, para a estimativa do momento de inércia do conjunto, é possível estimar a aceleração máxima do conjunto em  $0,29^\circ/s^2$ . Esse valor reflete em uma aceleração de  $0,354 \text{ m/s}^2$  para o braço de alavanca dos atuadores (1,2 m).

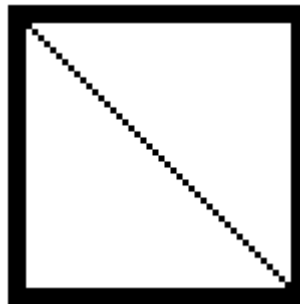
#### 5.4 GEOMETRIA DA PLATAFORMA

Iniciar o projeto preliminar determinando a geometria da plataforma faz-se necessário por duas razões: a primeira é confirmar as estimativas iniciais para o peso

da plataforma e a segunda é possibilitar a análise estrutural quanto a deflexão e resistência quando submetida ao carregamento.

A estrutura inicial apresentada para a plataforma consistia em um contorno quadrado de 4 por 4 metros com diagonal (ver Figura 18) formado por vigas de perfil “I” sobreposto por uma chapa expandida.

Figura 18 – Quadrado com diagonal

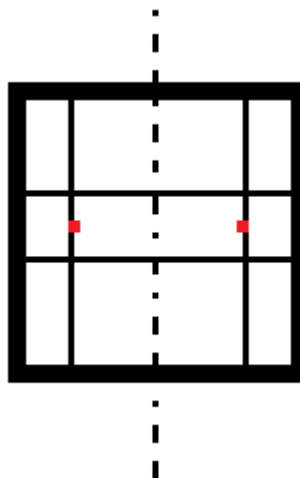


Fonte: Autor (2023)

Esse arranjo foi inicialmente proposto pensando apenas na rigidez da estrutura, no entanto esse leiaute não parece ser o mais adequado para comportar pontos de ancoragem necessários para os atuadores lineares.

Logo, propõe-se utilizar uma estrutura conforme apresentado na Figura 19 a seguir:

Figura 19 – Nova proposta de leiaute para a estrutura da plataforma



Fonte: Autor (2023)



Onde o eixo tracejado central representa o eixo de rotação da plataforma e os pontos vermelhos indicam os pontos de ancoragem para os atuadores.

Se observarmos os outros modelos de tilt table apresentados no início do trabalho, nota-se que a nova proposta da estrutura se assemelha bastante à utilizada em praticamente todos eles, o que é um excelente indicativo de que o leiaute proposto tem capacidade de atender os critérios de deflexão desejados.

A posição das barras internas paralelas ao eixo de rotação tem impacto direto quanto ao braço de alavanca disponível ao par de atuadores lineares, por esse motivo uma posição inicial proposta para essas barras deve ser feita. Decidiu-se realizar a primeira construção com os pontos de ancoragem dos atuadores a 800 mm da extremidade, visando favorecer o modelo selecionado.

Preferiu-se escolher uma posição em que o curso necessário ao atuador fosse inferior ao seu limite, a fim de evitar a utilização do batente. Nessa posição, o curso necessário calculado é igual a 830 mm, permitindo 170 mm de margem.

Esse posicionamento implica em um braço de alavanca de 1,2 m, o que reduz o esforço total necessário ao par empregado, no entanto ainda inferior à capacidade máxima do atuador. A força mínima necessária calculada para cada atuador é de 5,32 N, bem próxima à capacidade máxima do atuador, mas ainda assim abaixo do seu limite.

Para evitar contato entre as barras paralelas e a haste dos atuadores, os pontos de ancoragem serão posicionados na parte inferior das barras, logo a posição do centro das barras paralelas deve estar a 1200 milímetros do eixo de simetria da plataforma.

Outra consideração a ser feita será a utilização de perfis quadrados para toda a estrutura, escolhidos a fim de facilitar a união entre todas as vigas da base. Essa consideração difere da proposta inicial cuja plataforma era composta por vigas de perfil "I", feita na estimativa de massa da plataforma.

Foram selecionados os tubos quadrados de 100x100 mm com espessura igual a 3 mm para o estudo. Essas dimensões foram baseadas no modelo identificado como "tubo metalon" no catálogo da Hiperferro (2023b). A Hiperferro (2023b) informa que o peso de um tubo de 6 m desse perfil é igual a 55,041 kg e custa R\$743,84.

As barras auxiliares, perpendiculares ao eixo de rotação, foram posicionadas de maneira que seu centro ficasse equidistante da extremidade e do eixo de simetria: a exatos 1000 mm da extremidade.

## 5.5 MODELAGEM TRIDIMENSIONAL DA PLATAFORMA

Utilizando o programa Solidworks 2017 de modelagem do tipo CAD, foi desenvolvido um modelo tridimensional da plataforma principal. Esse modelo permitirá uma análise da massa do conjunto sob outra perspectiva, bem como possibilitará uma análise utilizando o método de elementos finitos para o cálculo da deflexão estática da plataforma quando carregada com o veículo.

Uma suposição sobre o perfil teve de ser feita: o raio do filete na extremidade do tubo. A dimensão dessa cota foi estimada em 5 mm.

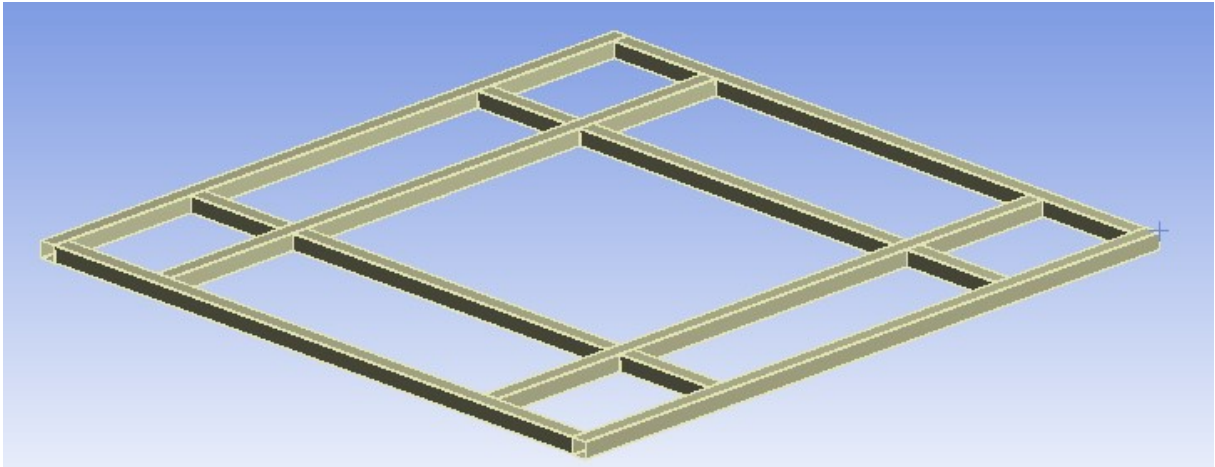
Encaixando os perfis conforme a disposição proposta, foram utilizados ao todo 30,4 m de tubo o que resulta, conforme a massa por tubo em 278,87 kg e segundo o Solidworks em 273,48 kg para aço 1045. Esse valor está bem próximo a estimativa inicial realizada no item 4.2.2, mesmo com as mudanças no leiaute e no tipo de viga.

O mesmo percebe-se para o momento de inércia em torno do próprio eixo: 983,56 kg.m<sup>2</sup>, menos do que o calculado no capítulo 4, mas sem a contabilização do momento da chapa expandida. Ainda assim, esse valor é próximo do real, pois a chapa expandida é bastante fina e está muito próxima do eixo central da plataforma (0,054 m), o que faz com que sua contribuição para o momento de inércia seja pequena.

Tanto a massa quanto o momento de inércia apresentados não contabilizam o peso adicional da solda, provável método de união a ser empregado na confecção. Ainda assim, não se esperam grandes variações nessas características da plataforma.

A geometria elaborada está apresentada na Figura 20 a seguir.

Figura 20 – Geometria elaborada em CAD



Fonte: Autor (2023)

A plataforma foi construída no CAD como uma única peça, não como montagem, impactando na interação entre as vigas e conseqüentemente no resultado da simulação. As faces de seção transversal dos tubos foram consideradas coincidentes com a parede do tubo com que fazem contato, resultando em uma união por meio dessa seção e representando de maneira similar uma união por soldagem.

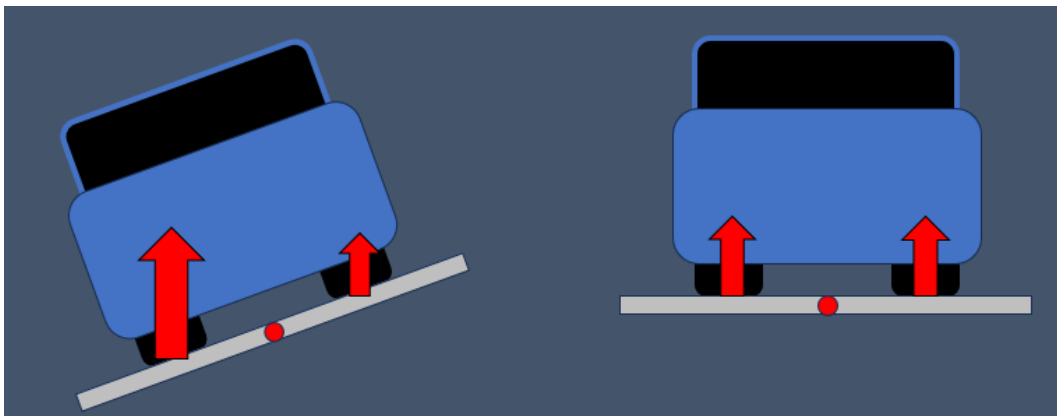
## 5.6 ANÁLISE DE DEFLEXÃO SOB CONDIÇÃO CRÍTICA

A análise de deflexão estática da plataforma durante o procedimento de teste faz-se relevante dado as tolerâncias do procedimento, pois caso essa seja excessiva poderá influenciar na inclinação do veículo e conseqüentemente nos resultados do teste. A análise será realizada com o auxílio do software de simulação ANSYS, mas antes as condições de contorno serão discutidas e definidas.

### 5.6.1 Distribuição de forças na plataforma em situação crítica

Dadas as suposições feitas para o centro de massa do veículo até o presente momento, pode-se assumir também que sua massa é igualmente distribuída entre seus quatro pneus, o que implica em uma deformação simétrica na plataforma quando essa está nivelada com o piso. No entanto, o carregamento vertical em cada pneu muda conforme a inclinação do veículo como representado na Figura 21:

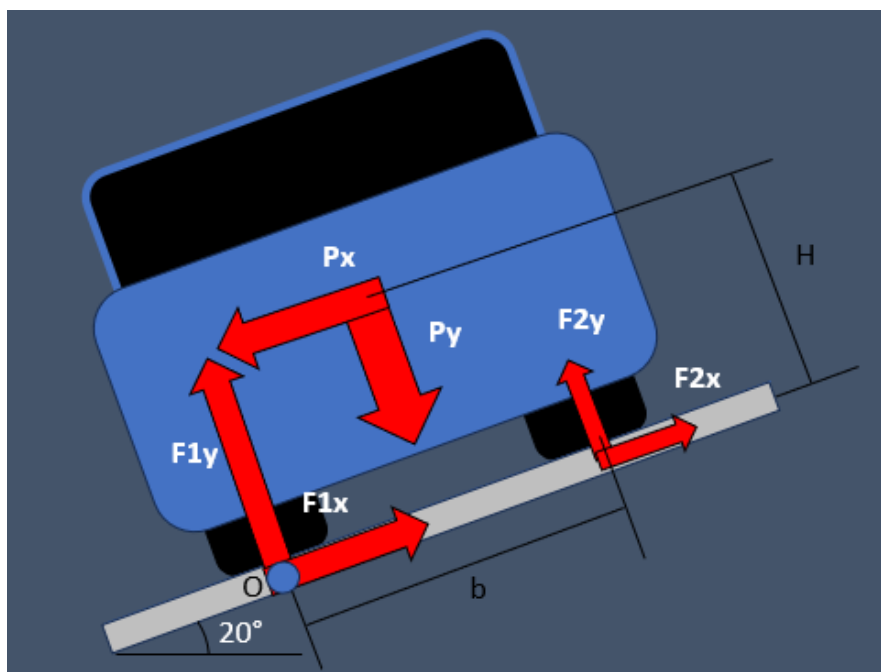
Figura 21 – Representação da variação da distribuição do carregamento vertical nos pneus conforme a inclinação do veículo



Fonte: Autor (2023)

Para determinar o carregamento em cada um dos pneus, é preciso realizar uma análise de equilíbrio estático envolvendo as reações nos pneus e a força peso (ver Figura 22).

Figura 22 – Representação das forças decompostas atuantes no equilíbrio estático do veículo em uma inclinação de  $20^\circ$



Fonte: Autor (2023)

O equilíbrio estático é obtido quando o somatório de forças e o somatório de momentos em relação a um ponto (no caso foi proposto o ponto O) forem iguais a zero. Dessa maneira, pode-se montar quatro expressões, formando um sistema linear:

$$\sum F_x = 0 = F_{1x} + F_{2x} - P_x \quad (5)$$

$$\sum F_y = 0 = F_{1y} + F_{2y} - P_y \quad (6)$$

$$\sum M_O = 0 = \frac{b * P_y}{2} - b * F_{2y} - H * P_x \quad (7)$$

$$F_{1x} = F_{1y} * \tan 20^\circ \quad (8)$$

A Tabela 8 a seguir identifica as variáveis e mostra o valor das conhecidas:

Tabela 8 – Descrição de variáveis das Equações 5, 6, 7 e 8

VARIÁVEL	DESCRIÇÃO	VALOR
$F_{1x}$	Reação lateral do pneu 1	Desconhecido
$F_{1y}$	Reação vertical do pneu 1	Desconhecido
$F_{2x}$	Reação lateral do pneu 2	Desconhecido
$F_{2y}$	Reação vertical do pneu 2	Desconhecido
$P_x$	Reação lateral do peso do veículo	$P * \sin 20^\circ = 7612,99 \text{ N}$
$P_y$	Reação vertical do peso do veículo	$P * \cos 20^\circ = 20916,51 \text{ N}$
H	Altura do centro de gravidade do veículo	0,924 m
b	Bitola do veículo	1,56 m

Fonte: Autor (2023)

Utilizando diretamente a Equação 7 é possível determinar o valor de  $F_{2y}$  como igual a 5949,03 N. Esse resultado pode ser substituído na Equação 6, permitindo o cálculo de  $F_{1y}$  em 14967,48 N.

A seguir o valor de  $F_{1x}$  é calculado em 4863,23 N, utilizando Equação 8. E finalmente, para determinar o valor de  $F_{2x}$ , deve-se substituir os valores conhecidos na Equação 5, resultando em 2749,76 N.

A análise de deflexão considerará apenas os carregamentos  $F_{1y}$  e  $F_{2y}$ , pois os carregamentos horizontais não impactam na deflexão vertical da plataforma.

Analogamente, o cálculo das reações para o veículo quando este está na outra orientação (rotacionado em  $90^\circ$ ) também pode ser tratado com as mesmas equações. A única mudança necessária é que ao invés de utilizar a dimensão da bitola se utilizaria a dimensão do entre eixos do mesmo veículo.

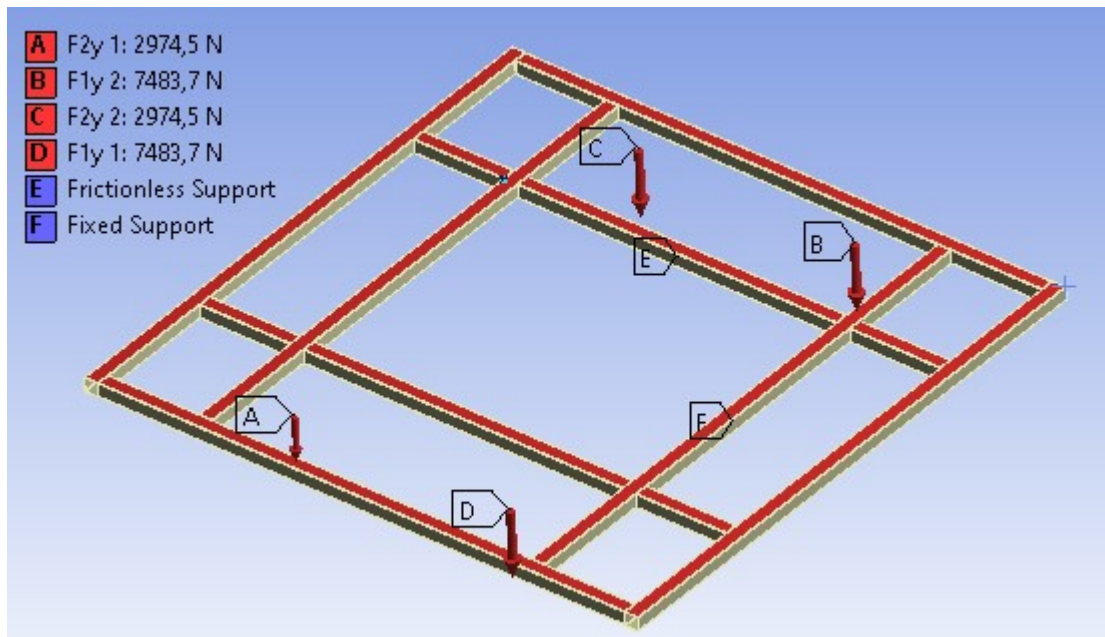
Assim, calcula-se os valores  $F_{2y}$  como igual a 8273,66 N e  $F_{1y}$  em 12642,85N.

### 5.6.2 Condições de contorno da análise

As forças  $F_{1y}$  e  $F_{2y}$  foram ambas divididas por dois de maneira a representar que essa carga é igualmente distribuída entre um par de pneus. Essas cargas foram representadas no sistema como forças remotas sobre todas as faces superiores e posicionadas 8 mm acima delas, isso porque a chapa expandida não foi considerada na simulação devido a limitação computacional.

As cargas foram posicionadas conforme as medidas de bitola e entre eixos do veículo, considerando o veículo centralizado na plataforma (ver Figura 23).

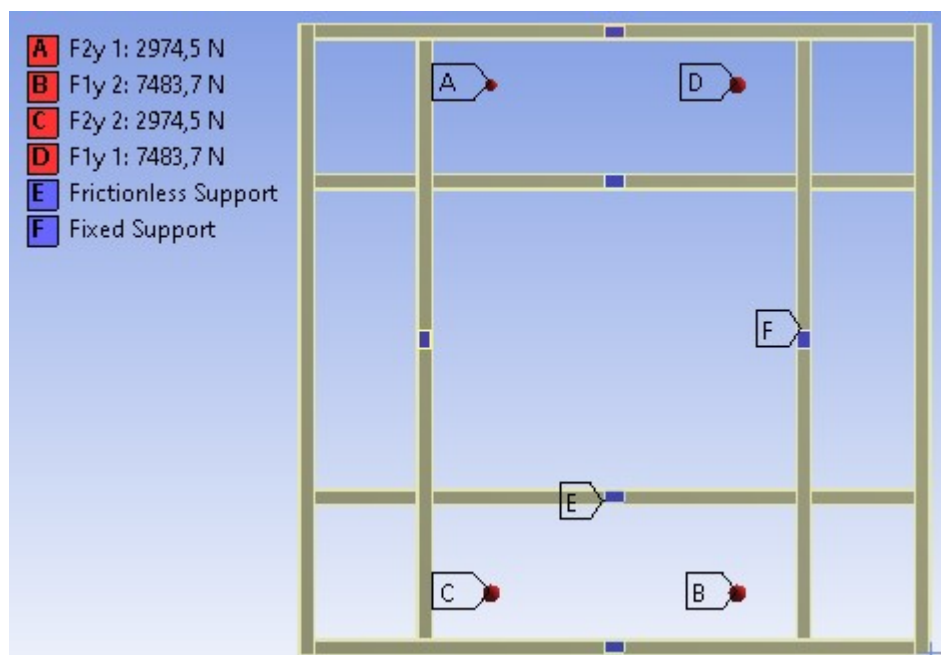
Figura 23 – Disposição das forças na plataforma



Fonte: Autor (2023)

Foram considerados engastados os dois pontos da plataforma que estariam em contato com os atuadores e a condição de suporte sem atrito foi considerada nos pontos onde se imaginou a ligação da plataforma com a base da estrutura (Figura 24). A condição de suporte sem atrito proporciona apenas reação vertical ao conjunto.

Figura 24 – Pontos de engaste da plataforma

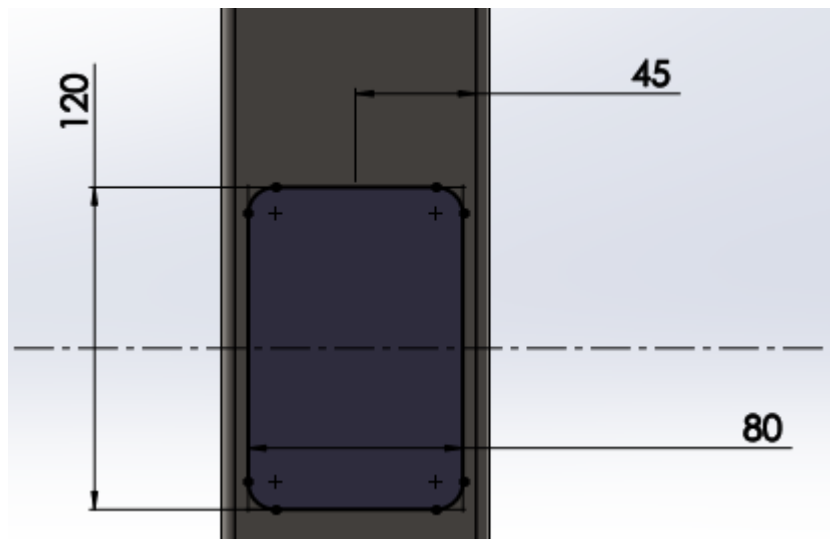


Fonte: Autor (2023)

Os locais de engaste e suporte sem atrito não foram concentrados em um ponto nas posições mostradas na Figura 24, mas sim distribuídos em uma área. Essa área foi proposta de maneira que representasse uma seção em que o suporte, tanto para eixo de rotação quanto para os atuadores, faça contato com a plataforma e conseqüentemente transmitam os esforços de sustentação e de movimento para o conjunto.

A geometria elaborada para essas áreas foi construída com 5 mm de espessura e está destacada na Figura 25 a seguir.

Figura 25 – Área de contato entre plataforma e atuadores/suportes



Fonte: Autor (2023)

As configurações para a malha seguiram o padrão sugerido pelo próprio programa, modificando a suavidade de curvatura para alta e limitando o tamanho do elemento à 10 mm.

As propriedades do material escolhido para a análise foram as do aço AISI 1045, conforme apresentadas no banco de dados da MatWeb (2023), sendo as principais a tensão de escoamento igual a 450 MPa e o módulo de elasticidade igual a 206 GPa.



### 5.6.3 Resultados

Apesar de a simulação ter sido realizada considerando o veículo em duas posições distintas, apenas uma delas será mostrada a seguir, pois os resultados obtidos para a deflexão máxima e tensão foram bem similares.

Figura 26 – Deflexão direcional vertical em mm



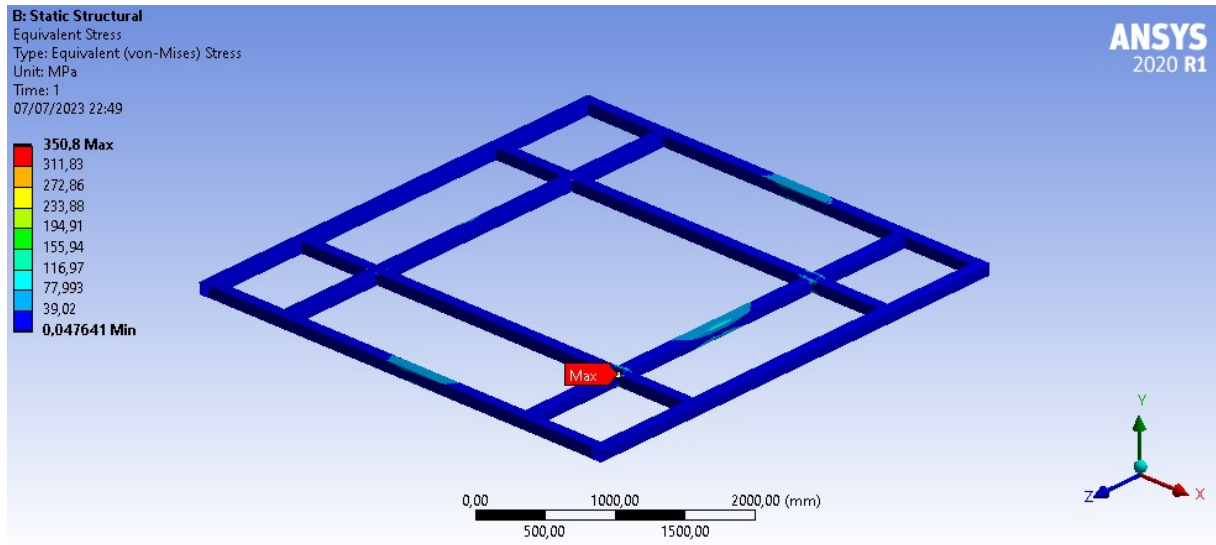
Fonte: Autor (2023)

A Figura 26 acima apresenta a deflexão direcional no eixo perpendicular à superfície da plataforma. Nela é possível perceber que a deflexão máxima supera muito o limite de cinco milímetros estipulado no item 5.1.1, no entanto a deflexão é relevante nos pontos em que o veículo está em contato com a plataforma. Dentre eles, a deflexão máxima foi igual a 2,2 mm.

Considerando ainda que a plataforma não ficará com as extremidades em balanço porque serão empregados batentes no projeto da base de sustentação, a deflexão será reduzida e, portanto, adequada.

O resultado para a tensão equivalente de von Mises na Figura 27, indica que a máxima tensão está localizada em um ponto de união entre vigas:

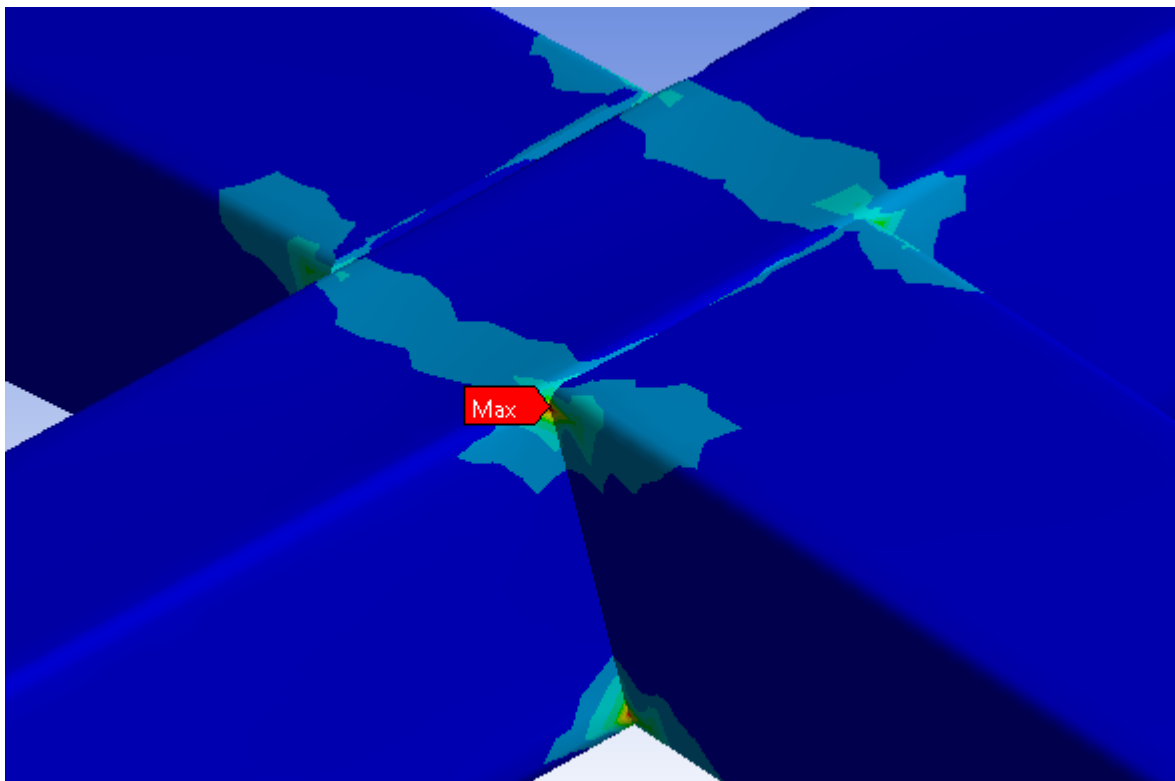
Figura 27 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises



Fonte: Autor (2023)

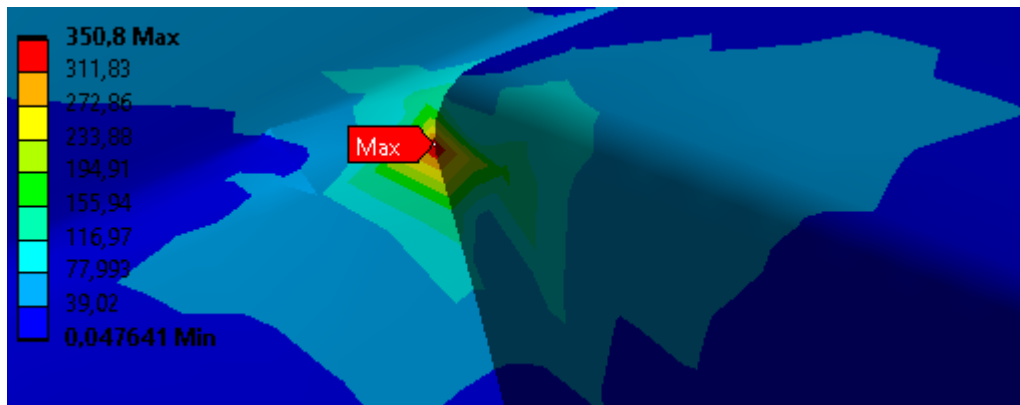
A Figura 28 e a Figura 29 a seguir destacam a região de maior sollicitação:

Figura 28 – Tensão concentrada no ponto fixador do atuador



Fonte: Autor (2023)

Figura 29 – Destaque da área com maior tensão equivalente



Fonte: Autor (2023)

Apesar de estar abaixo da tensão de escoamento indicada para o material utilizado, essa tensão está localizada justamente em uma região fragilizada pelo processo de soldagem que será realizado para unir os tubos. A geometria dos tubos também favorece a concentração de tensões e nesse ponto em específico, devido ao processo construtivo utilizado no CAD, o contato entre os dois tubos gera um canto vivo (com 90°) um concentrador significativo.

Sendo a geometria empregada um tubo de parede fina, será necessário um cuidado especial no processo de união dos tubos, a fim de evitar perfurações e a geração de concentradores de tensão por um processo mal executado.

A consideração de que os apoios centrais estão engastados também favorecem o aumento da tensão, a real situação é que os apoios proporcionam apenas reação vertical, devido ao conector pinado no próprio eixo de rotação. Como nenhuma outra região da plataforma acusou tensões tão elevadas, é possível dizer que a solicitação mecânica da plataforma está sob controle para o caso estático crítico.

Outra consideração relevante é a de que a simulação realizada está considerando o caso estático apenas. Assim, espera-se que no momento em que os atuadores aplicarem uma força à plataforma, a solicitação mecânica nessa região será ampliada, mas ainda considerada sob controle devido à aceleração suave empregada pelos atuadores e assumindo que o processo de soldagem será bem executado.

## 5.7 ESTIMATIVA DE CUSTOS

A estimativa de custos do projeto pode ser baseada na estimativa de material necessário para a confecção do equipamento (plataforma e base de sustentação), no custo dos atuadores e uma estimativa para alguns dos processos de fabricação.

A quantidade de material necessário para a confecção da plataforma foi estimada em 34 m de tubo, sendo necessários seis tubos de seis metros para se obter essa medida. Pode-se estimar que com mais quatro tubos do mesmo perfil haverá material suficiente para construir a base da estrutura, fazendo com que o número necessário de tubos para a confecção seja igual a dez. Conforme o custo unitário apresentado pela Hiperferro (2023b) para um tubo com essas configurações, o valor total gasto com o material seria próximo de R\$7438,40.

A chapa expandida proposta para ser utilizada na plataforma também deve ser considerada. Segundo a Hiperferro (2023a), uma chapa de dimensões 2x1 m em configuração próxima à proposta no item 4.2.2 tem custo unitário R\$301,70. Visto que a área total da plataforma é igual a 16 m<sup>2</sup>, oito chapas desse tipo serão necessárias para a confecção, implicando em um custo de R\$2413,60.

Sobre os atuadores, tratando-se de um par e baseado nos valores apresentados na Tabela 6, considera-se um custo unitário igual a quatro mil reais, ou seja, utilizando um par esse custo sobe para R\$8000,00.

Um valor de 5 mil reais será estimado para demais processos como a fabricação e compra de outros itens não previstos nesse trabalho. Estima-se, portanto, que o custo de fabricação deste equipamento será próximo de 23 mil reais, podendo até ser arredondado para 25 mil reais a fim de garantir uma margem adicional.

Dada a atual conjuntura do mercado, a solicitação do cliente de gastar até 1600 euros com material e componentes é inviável.

## 6. CONCLUSÃO

A execução de um projeto para confecção de uma tilt table veicular segundo as diretrizes apresentadas nesse trabalho é possível e viável com a disposição de um orçamento mais realista. A capacidade de reduzir o tempo aplicado durante os testes do cliente e de qualquer outro com demandas similares é real e pode justificar o custo do equipamento, principalmente se o cliente tiver condições de fabricá-lo internamente.

A proposta de utilizar apenas dois atuadores para realizar a movimentação da plataforma favoreceu a redução de custo do equipamento, visto que esses são os itens de maior valor agregado do produto. Isso é uma consequência do conceito selecionado para a posição do eixo de rotação da plataforma, pois dada a maior solicitação calculada para o conceito tradicional, atuadores de maior porte ou mais atuadores precisariam ser empregados.

O leiaute proposto para a estrutura da plataforma, bem como os materiais escolhidos se mostraram adequadas para suportar o veículo crítico na situação estática de maior solicitação. Ainda assim, um modelo reforçado foi apresentado, caso o cliente precise aumentar a capacidade de sustentação ou reduzir a deflexão ainda mais.

Os próximos passos para a conclusão definitiva do projeto da tilt table consistem no desenvolvimento da base de sustentação e dos mancais, aliada ao cálculo da altura em relação ao piso mais adequada para a plataforma. A fase de projeto detalhado também implica na elaboração dos desenhos técnicos e do processo construtivo, possibilitando a etapa de fabricação dos componentes e da montagem do equipamento.

O desenvolvimento do projeto detalhado do equipamento fica como tópico aberto para estudos futuros, assim como a realização de um comparativo entre os conceitos de tilt table de maneira a validar o conceito com eixo de rotação no centro da plataforma como superior ao conceito tradicional.

## REFERÊNCIAS

- ALPHA. **Procedimento de teste para verificação do nível de combustível**. 2021. Documento de caráter confidencial cedido pela empresa em 28 de outubro de 2021 para execução deste trabalho.
- ARCELOR MITTAL. **Catálogo de perfis de vigas**. Disponível em: <https://loja.arcelormittal.com.br/serralheria/perfil?paged=1>. Acesso em: 02 dez. 2022.
- AUSTRALIAN AUTOMOTIVE RESEARCH CENTRE. **AARC online**, 2022a. Página de descrição do tilt table da AARC. Disponível em: <https://aarconline.com/research-and-development/tracks-and-facilities/tilt-table/>. Acesso em: 22 fev. 2022.
- AUSTRALIAN AUTOMOTIVE RESEARCH CENTRE. **Truck on tilt table test**. 2022b. 1 fotografia. Disponível em: <https://aarconline.com/research-and-development/tracks-and-facilities/tilt-table/>. Acesso em: 23 fev. 2022.
- BACAICOA, J. et al. Design, Manufacturing, Validation of a Multi-Orientation Tilt Test Bench for Testing Vehicles Rollover and Tests of ATV-Quad for Agricultural Applications. **Applied Sciences**, [s. l.], v. 11, n. 6, t. 2575, p. 21, mar. 2021a. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11062575>. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/6/2575>. Acesso em: 10 mar. 2022.
- BACAICOA, J. et al. **Rollover angle. Right side rollover test without dummy or automatically deployed ROPS (AD-ROPS)**. 2021b. Fotografia color. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/6/2575>. Acesso em: 10 mar. 2022.
- BACK, N. et al. **Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem**. Barueri: Manole, 2008.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.; CORNWELL, P. J. **Mecânica Vetorial para Engenheiros – Dinâmica**. 9. ed. São Paulo: McGraw - Hill, 2012.
- BIANCHINI, E. A. **Procedimento de realização do teste de inclinação**. Entrevista concedida ao autor em 28 de outubro de 2021 via vídeo conferência.
- BLUE GIANT. **Blue Giant**, 2022a. Página de descrição do tilt table pneumático. Disponível em: <https://www.bluegiant.com/Products/Lift-Products/Tilters-Upenders/Pneumatic-Tilt.aspx>. Acesso em: 10 mar. 2022.
- BLUE GIANT. **Pneumatic Tilt**. 2022b. Fotografia color. Disponível em: <https://www.bluegiant.com/Products/Lift-Products/Tilters-Upenders/Pneumatic-Tilt.aspx>. Acesso em: 11 mar. 2022.
- CARROS NA WEB. **Comparação de ficha técnica entre Ford Ranger, Renault Kwid, Fiat Mobi e Nissan Frontier**, 2022. Disponível em: <https://www.carrosnaweb.com.br/resultcompara.asp?modelos=19529-19653-19446-19634>. Acesso em 03 dez. 2022.

Chel11. **Carro realista. Sedan. vista frontal; vista lateral; vista traseira.** 2018. Imagem color. Disponível em: <https://br.depositphotos.com/179189520/stock-illustration-realistic-car-sedan-front-view.html>. Acesso em 20 nov. 2022.

EXPANDEFER. **Chapa expandida com malha de 100x45 mm.** 2023a. Disponível em <https://expandefer.com.br/categoria-produto/chapas-expandidas/malhas/malha-100-x-45-mm/>. Acesso em 13 mar. 2023.

EXPANDEFER. **Chapa expandida com malha de 100x45 mm.** 2023b. Imagem color. Disponível em <https://expandefer.com.br/categoria-produto/chapas-expandidas/malhas/malha-100-x-45-mm/>. Acesso em 13 mar. 2023.

FIRGELLI AUTOMATIONS. **Detailed electric linear actuator.** 2022a. Fotografia color. Disponível em: <https://www.firgelliauto.com/blogs/actuators/linear-actuators-101>. Acesso em: 16 out. 2022.

FIRGELLI AUTOMATIONS. **Everything you need to know about linear actuators,** 2022b. Disponível em <https://www.firgelliauto.com/blogs/actuators/linear-actuators-101>. Acesso em: 16 out. 2022.

HIPERFERRO. **Chapa expandida,** 2023a. <https://www.hiperferro.com.br/chapa-expandida>. Acesso em: 18 jun. 2023.

HIPERFERRO. **Tubo metalon,** 2023b. Disponível em <https://www.hiperferro.com.br/chapas-tubos-perfilados/tubos-industriais-metalons/tubo-metalon/tubo-metalon>. Acesso em: 18 jun. 2023.

HIPERFERRO. **Viga I,** 2022. Disponível em <https://www.hiperferro.com.br/viga-i>. Acesso em: 02 dez. 2022.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 16333:2011:** Heavy commercial vehicles and buses – Steady state rollover threshold – Tilt-table test method. Disponível em: <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/57252/4fbd69cc09b4453095806abc6717d1c6/ISO-16333-2011.pdf>. Acesso em: 07 jul. 2023.

KALATEC AUTOMAÇÃO. **Atuador linear Industrial,** 2023. Disponível em: <https://www.kalatec.com.br/atuador-linear-industrial/>. Acesso em 10 jun. 2023

KALATEC AUTOMAÇÃO. **Cremalheira Industrial,** 2022a. Disponível em: <https://www.kalatec.com.br/cremalheiras/>. Acesso em: 09 out. 2022.

KALATEC AUTOMAÇÃO. **Conjunto pinhão e cremalheira.** 2022b. Fotografia color. <https://www.kalatec.com.br/cremalheiras/>. Acesso em: 09 out. 2022.

KITAGAWA EUROPE. **Mesa basculante para fresadoras de 4 e 5 eixos.** 2023. Fotografia color. Disponível em: <https://www.kitagawa.global/en/products/nc-rotary-tables/5th-axis-rotary-tables/tw2180>. Acesso em 22 fev. 2023.

LIFT PRODUCTS INC. **Lift Products Inc.,** 2022a. Página de descrição do tilt table hidráulico da série LPTT. Disponível em: <https://www.directindustry.com/prod/lift-products/product-35420-455413.html>. Acesso em: 10 mar. 2022.

LIFT PRODUCTS INC. **Hydraulic Tilting table LPTT series**. 2022b. Fotografia color. Disponível em: <https://www.directindustry.com/prod/lift-products/product-35420-455413.html>. Acesso em: 11 mar. 2022.

LINAK. **Especificações técnicas atuador linear LA36**, 2023. Disponível em: <https://cdn.linak.com/-/media/files/data-sheet-source/en/linear-actuator-la36-data-sheet-eng.pdf>. Acesso em 10 jun. 2023.

MACEDO, P. G. et al. Teste de inclinação (Tilt-test): do necessário ao imprescindível. **Arquivos Brasileiros de Cardiologia**, v. 96, n. 3, p. 246-254, mar. 2011.

MATWEB. **Material Property Data, AISI 1045 Steel, cold drawn, high temperature stress relieved, 50-75 mm (2-3 in) round**. Disponível em: [https://www.matweb.com/search/datasheet\\_print.aspx?matguid=193434cf42e343fab880e1dabdb143ba](https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=193434cf42e343fab880e1dabdb143ba). Acesso em 18 jun. 2023.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

OGLIARI, A. **Modelo PRODIP**. 2023. Imagem color. Disponível em: <https://emc5302.sites.ufsc.br/artigo/modelo-prodip>. Acesso em 13 jun. 2023.

PENTALIFT. **Dual direction tilt table**. 2022a. Fotografia color. Disponível em: <https://www.pentalift.com/solutions/dual-direction-tilt-table/>. Acesso em: 11 mar. 2022.

PENTALIFT. **Pentalift**, 2022b. Página de descrição do tilt table de inclinação em duas direções. Disponível em: <https://www.pentalift.com/solutions/dual-direction-tilt-table/>. Acesso em: 10 mar. 2022.

SPOSITO, L. **Raio X Ranger**. 2022. fotografia color. editada. Disponível em: <https://autoesporte.globo.com/testes/noticia/2019/12/ford-ranger-picape-tem-tecnologias-de-carro-de-luxo-e-foi-testada-nas-duas-versoes-diesel.ghtml>. Acesso em: 19 nov. 2022.

UTAC. **UTAC**, 2022. Vehicle tilt testing. Disponível em: <https://www.millbrook.co.uk/services/vehicle-and-component/dynamics-and-performance/vehicle-tilt-testing/>. Acesso em 22 fev. 2022.

WIKIHOW. **Como usar cavaletes para carros**, 2023. Disponível em: <https://pt.wikihow.com/Usar-Cavaletes-para-Carros>. Acesso em 07 jul. 2023.