



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DA BAHIA  
CENTRO MULTIDISCIPLINAR DE BOM JESUS DA LAPA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ALEX BRITO TEIXEIRA**

**PROJETO CONCEITUAL DE UMA MOTOCICLETA ADAPTADA  
PARA PESSOAS COM MOBILIDADE REDUZIDA**

**BOM JESUS DA LAPA  
2025**

**ALEX BRITO TEIXEIRA**

**PROJETO CONCEITUAL DE UMA MOTOCICLETA ADAPTADA  
PARA PESSOAS COM MOBILIDADE REDUZIDA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal do Oeste da Bahia, Centro multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

ORIENTADOR: PROFESSOR ME. IURI BENEDITO DA SILVA SANTOS

BOM JESUS DA LAPA  
2025

---

## FICHA CATALOGRÁFICA

---

T266

Teixeira, Alex Brito

Projeto conceitual de uma motocicleta adaptada para pessoas com mobilidade reduzida. / Alex Brito Teixeira. – 2025.

90f.: il.

Orientador: Prof. Me. Iuri Benedito da Silva Santos

TCC - Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Oeste da Bahia. Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa - BA, 2025.

1. Engenharia Mecânica. 2. Pessoas com deficiência - Orientação e mobilidade - Legislação - Brasil. 3. Automóveis - dinâmica. I. Santos, Iuri Benedito da Silva. II. Universidade Federal do Oeste da Bahia – Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa - BA. III. Título.

CDD 620.1

---

**Biblioteca Universitária de Bom Jesus da Lapa – UFOB**

**ALEX BRITO TEIXEIRA**

**PROJETO CONCEITUAL DE UMA MOTOCICLETA ADAPTADA  
PARA PESSOAS COM MOBILIDADE REDUZIDA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal do Oeste da Bahia, Centro multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Bom Jesus da Lapa, 18 dezembro de 2025

A banca examinadora composta pelos membros abaixo aprovou este projeto:

---

Professor. Dr Márcio Augusto Sampaio de Carvalho

---

Professor. Me Iuri Benedito da Silva Santos

---

Professor. Me Filipi Marques de Souza

## **AGRADECIMENTOS**

Manifesto, primeiramente, a minha gratidão a Deus. Sou eternamente grato por ser alicerçado durante toda essa jornada. Foram dias difíceis, mas ele sempre esteve comigo, concedendo-me sabedoria e resiliência.

Agradeço à minha família por todo apoio que eles me deram durante essa trajetória, serei eternamente grato a cada um deles que me apoiou, me dando forças para continuar perseverando na busca pelos meus objetivos.

Agradeço aos meus amigos, que estiveram ao meu lado durante toda essa caminhada, oferecendo palavras de apoio e gestos que jamais esquecerei. Expresso também minha gratidão à minha namorada, pela paciência, compreensão e bom senso ao lidar com minha ausência física durante os períodos mais intensos do semestre.

Manifesto minha gratidão aos professores e ao meu orientador, cuja contribuição foi fundamental para o meu desenvolvimento acadêmico. Sou profundamente grato por todos os ensinamentos transmitidos e afirmo que esta conquista não é apenas minha, mas resultado do apoio e dedicação de cada um deles.

## RESUMO

TEIXEIRA, Alex Brito. **PROJETO CONCEITUAL DE UMA MOTOCICLETA ADAPTADA PARA PESSOAS COM MOBILIDADE REDUZIDA**. 2025. 90 páginas. Graduando em Engenharia Mecânica / Trabalho de conclusão de curso – Universidade Federal do Oeste da Bahia, Bom Jesus da Lapa, 12 de dezembro de 2025.

Esse trabalho tem como objetivo desenvolver um projeto conceitual de uma motocicleta adaptada para indivíduos com baixa mobilidade. Foi realizado inicialmente um estudo de caso, que possibilitou a obtenção de informações relacionadas ao contexto histórico da motocicleta, aos desafios enfrentados pelas pessoas com mobilidade reduzida para se locomover utilizando veículos, foi possível identificar as leis de trânsito e as normas existentes para as adaptações de veículos. O estudo de caso também propiciou a obtenção de dados indispensáveis para realizar o dimensionamento dos elementos mecânicos que compõem esse projeto. Para a elaboração desse trabalho, foram utilizados dois tópicos da metodologia de projeto apresentada na décima edição do livro de elementos de máquinas do Shigley, sendo elas: identificação da necessidade e definição do problema. É essencial destacar que também foram acrescentadas duas metodologias de projeto: pesquisa de suporte e especificações dos requisitos do produto. Presentes no livro Projeto de Máquinas do autor Norton, quarta edição.

Para viabilizar o desenvolvimento deste projeto, foi elaborado no software Inventor um desenho da motocicleta adaptada para pessoas com mobilidade reduzida. É relevante mencionar que a partir das informações geradas pelo software citado, como por exemplo massa da motocicleta, distância entre eixos, posição do centro de gravidade entre outros parâmetros físicos, foi possível aplicar os conceitos de dinâmica veicular e determinar propriedades essenciais para a análise e evolução do trabalho. Também utilizou-se o ANSYS para realizar a análise estrutural estática do eixo de transmissão, e do quadro elástico, ambos projetados no inventor e exportado para o ANSYS.

**Palavras Chaves: Motocicleta Adaptada; Mobilidade reduzida; Dinâmica veicular.**

## ABSTRACT

TEIXEIRA, Alex Brito. **CONCEPTUAL DESIGN OF A MOTORCYCLE ADAPTED FOR PEOPLE WITH REDUCED MOBILITY**. 2025. 90 pages. Undergraduate in Mechanical Engineering / Final Graduation Project – Federal University of Western Bahia (UFOB), Bom Jesus da Lapa, December 12, 2025.

This work aims to develop a conceptual design of a motorcycle adapted for individuals with reduced mobility. A case study was initially conducted, which made it possible to obtain information related to the historical context of the motorcycle and the challenges faced by people with limited mobility when using vehicles for transportation. It also enabled the identification of traffic laws and existing standards for vehicle adaptations. The case study additionally provided essential data for sizing the mechanical elements that compose this project.

For the development of this work, two topics from the design methodology presented in the tenth edition of Shigley's *Mechanical Engineering Design* were used, namely: identification of the need and definition of the problem. It is important to highlight that two additional design methodologies were included: support research and product requirements specifications, both presented in the fourth edition of Norton's *Machine Design*.

To enable the development of this project, an adapted motorcycle was modeled in Autodesk Inventor. It is relevant to mention that, based on the information generated by the cited software—such as motorcycle mass, wheelbase, center-of-gravity location, among other physical parameters—it was possible to apply vehicle dynamics concepts and determine essential properties for the analysis and progression of the work. ANSYS was also used to perform the static structural analysis of the transmission shaft and the swingarm, both designed in Inventor and exported to ANSYS.

**Keywords: Adapted Motorcycle; Reduced Mobility; Vehicle Dynamics.**

## LISTA DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 1- Primeira motocicleta fabricada no mundo .....  | 29 |
| Figura 2 - Primeira motocicleta fabricada no Brasil .....  | 29 |
| Figura 3 - Lambretta do Brasil .....   | 30 |
| Figura 4 - Yamaha RD 50.....   | 30 |
| Figura 5 - CG 125 ano 1976 .....   | 31 |
| Figura 6 - Veículo percorrendo uma rampa.....  | 36 |
| Figura 7- Posição longitudinal do centro de gravidade .....                                      | 40 |
| Figura 8 - Cargas nos eixos de um veículo em uma rampa .....                                     | 41 |
| Figura 9 - Modelo diagramático de um veículo em movimento .....                                  | 42 |
| Figura 10 - Coeficiente de atrito entre pneu e pista para pneu bloqueado .....                   | 44 |
| Figura 11 - Um redutor vertical de velocidade de engrenagem sem-fim.....                         | 48 |
| Figura 12 - Estilos de chavetas .....  | 49 |
| Figura 13- Mancais de rolos.....   | 52 |
| Figura 14 - Mancais de esferas .....   | 53 |
| Figura 15 - Distribuição típica da vida de mancais de elementos rolantes .....                   | 54 |
| Figura 16 - Nomenclatura e componentes das correntes de rolos.....                               | 56 |
| Figura 17- Montagem dos componentes das correntes de rolos.....                                  | 57 |
| Figura 18 - Nomenclatura das transmissões por corrente .....                                     | 58 |
| Figura 19 – Parte traseira da motocicleta .....  | 62 |
| Figura 20 - vista frontal da Biz 125 adaptada .....  | 63 |
| Figura 21 - Sistema de transmissão da Biz adaptada .....   | 63 |
| Figura 22 - Biz 125 ES 2025 .....  | 65 |
| Figura 23 - Vista frontal da motocicleta.....  | 66 |
| Figura 24 - Vista lateral.....   | 66 |
| Figura 25 - Vista superior da motocicleta adaptada.....  | 67 |
| Figura 26 - Elementos mecânicos do sistema de transmissão .....                                  | 70 |
| Figura 27 - Posição do centro de gravidade .....   | 72 |
| Figura 28 - Área da seção transversal projetada .....  | 75 |
| Figura 29 - Quadro elástico.....   | 80 |
| Figura 30 - Dimensões do quadro elástico em milímetros.....                                      | 81 |
| Figura 31- Modelo geométrico e malha de elementos finitos utilizados na análise estrutural ..... | 82 |
| Figura 32 - Condições de contorno do quadro elástico.....  | 82 |
| Figura 33 - Distribuição das tensões de von Mises no quadro elástico.....                        | 83 |
| Figura 34 - Resultados da deformação total do quadro elástico sob carregamento aplicado .....    | 84 |
| Figura 35- Transmissão por corrente de rolos.....  | 84 |
| Figura 36 - Projeto tridimensional do eixo traseiro.....   | 89 |
| Figura 37 - Distribuição das forças sobre o eixo traseiro .....                                  | 89 |
| Figura 38 - Gerando a malha no eixo traseiro .....   | 90 |
| Figura 39 - Condições de contorno do eixo traseiro .....   | 90 |
| Figura 40 - Resultado da Análise de Tensão Equivalente de Von-Mises .....                        | 91 |
| Figura 41 - Resultado da deformação total máxima do eixo .....                                   | 91 |

**LISTA DE TABELAS**

|  |    |
|--|----|
| Tabela 1- Rendimento de uma transmissão .....  | 35 |
| Tabela 2 - Coeficiente de atrito de rolamento .....  | 38 |
| Tabela 3 - Valores de resistência aerodinâmica.....  | 39 |
| Tabela 4 - Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com<br>dimensão US e métricas..... | 50 |
| Tabela 5 - Fatores de confiabilidade Kr de Weibul .....  | 54 |
| Tabela 6 - Funções e esforços das correntes de rolos. ....   | 57 |
| Tabela 7 - Dimensões de correntes de roletes padronizadas .....  | 59 |
| Tabela 8 - Especificações do motor da Biz 125 .....  | 65 |
| Tabela 9 - Características do veículo .....  | 68 |
| Tabela 10 - Componentes mecânicos da transmissão do veículo .....                                      | 70 |

**LISTA DE SÍMBOLOS**

|       |  |
|-------|--|
| A     | Área da seção transversal                |
| a     | Aceleração                               |
| A_cis | Área de cisalhamento                     |
| A_esm | Área de esmagamento                      |
| C     | Carga dinâmica básica do mancal          |
| c     | Distância entre centros                  |
| C_x   | Coefficiente de resistência aerodinâmica |
| d     | Diâmetro do eixo                         |
| d_c   | Diâmetro primitivo da coroa              |
| d_p   | Diâmetro primitivo do pinhão             |
| e     | Coefficiente de escorregamento           |

|                     |  |
|---------------------|--|
| f                   | Coeficiente de resistência ao rolamento          |
| F                   | Força atuando na chaveta                         |
| F <sub>m</sub>      | Força motriz                                     |
| F <sub>mllmax</sub> | Força motriz máxima no eixo traseiro             |
| F <sub>T</sub>      | Força trativa                                    |
| G                   | Peso total do veículo                            |
| h                   | Altura do centro de gravidade em relação ao solo |
| i                   | Relação de transmissão                           |
| K <sub>f</sub>      | Coeficiente conc. tensão fadiga alternada        |
| K <sub>fm</sub>     | Coef. conc. tensão fadiga média                  |
| K <sub>fs</sub>     | Coef. conc. tensão cisalhante alternada          |
| K <sub>fsm</sub>    | Coef. conc. tensão                               |

|                |                                     |
|----------------|-------------------------------------|
|                | cisalhante                          |
|                | média                               |
| K <sub>r</sub> | Fator de confiabilidade de Weibull  |
| I              | Distância entre eixos               |
| L/p            | Número de elos da corrente          |
| L10            | Vida em fadiga do mancal            |
| M <sub>a</sub> | Momento fletor alternado            |
| M <sub>m</sub> | Momento fletor médio                |
| N              | Número de dentes de engrenagem      |
| N <sub>f</sub> | Coefficiente de segurança em fadiga |
| P              | Carga constante aplicada            |
| Q <sub>a</sub> | Resistência aerodinâmica            |
| Q <sub>i</sub> | Resistência de inércia              |
| Q <sub>r</sub> | Resistência ao rolamento            |

|      |   |
|------|---|
| Q_s  | Resistência de<br>ative                 |
| Q_t  | Resistência<br>total ao<br>avanço       |
| r    | Raio efetivo<br>do pneu                 |
| S_e  | Tensão<br>admissível em<br>fadiga       |
| S_ut | Limite de<br>resistência à<br>tração    |
| S_y  | Tensão de<br>escoamento<br>do material  |
| T    | Altura da<br>chaveta                    |
| T_a  | Torque<br>alternado                     |
| T_m  | Torque médio                            |
| V    | Velocidade<br>real do veículo           |
| V_t  | Velocidade<br>teórica do<br>veículo     |
| x    | Parcela de<br>carga no eixo<br>traseiro |
| Z    | Número de<br>dentes<br>engrenagem       |

|            |  |
|------------|--|
| $Z_c$      | Número de dentes da coroa                  |
| $Z_p$      | Número de dentes do pinhão                 |
| $\alpha$   | Ângulo do aclave                           |
| $\gamma$   | Ângulo de articulação da corrente de rolos |
| $\eta_m$   | Rendimento mecânico da transmissão         |
| $\pi$      | Constante matemática                       |
| $\sigma_1$ | Maior tensão principal                     |
| $\sigma$   | Menor tensão principal                     |

## Sumário

|   |    |
|---|----|
| 1. INTRODUÇÃO .....   | 26 |
| 1.1 OBJETIVOS .....   | 28 |
| 1.1.1 Objetivo geral .....  | 28 |
| 1.1.2 Objetivos específicos .....   | 28 |
| 1.2 JUSTIFICATIVA .....   | 28 |
| 2. REFERENCIAL TEÓRICO .....  | 29 |
| 2.1 História da motocicleta .....   | 29 |
| 2.2 Mobilidade .....  | 31 |
| 2.3 Deficiência física e mobilidade reduzida .....                          | 32 |
| 2.4 Leis para adaptações de veículos .....                                  | 32 |
| 2.5 Adaptações veiculares: caminhos para a acessibilidade e autonomia ..... | 33 |
| 2.6 Projeto de engenharia .....   | 33 |
| 2.7 Dinâmica veicular .....   | 34 |
| 2.7.1 Resistencia mecânica .....  | 34 |
| 2.7.2 Resistencia de aclave .....   | 35 |
| 2.7.3 Resistência de inercia .....  | 36 |
| 2.7.4 Resistência ao rolamento .....  | 37 |
| 2.7.5 Resistencia aerodinâmica .....  | 38 |
| 2.7.6 Carga nos eixos com o veículo parado .....                            | 39 |
| 2.7.7 Carga nos eixos com o veículo em movimento .....                      | 42 |
| 2.7.8 Força motriz máxima .....   | 43 |
| 2.7.9 Velocidade do veículo em relação a rotação do motor .....             | 44 |
| 2.7.10 Potência consumida pelas resistências ao movimento .....             | 45 |
| 2.8 Normas para projetos mecânicos .....                                    | 46 |
| 2.9 Teoria da tensão de cisalhamento máxima para materiais dúcteis .....    | 46 |
| 2.10 Projetos de eixos e chavetas .....                                     | 47 |
| 2.11 Mancais .....  | 51 |
| 2.12 Projeto de transmissão por corrente de rolos ou roletes .....          | 55 |
| 3. MATERIAIS E MÉTODOS .....  | 61 |
| 3.1 Identificação das necessidades .....                                    | 61 |
| 3.2 Definição do problema .....   | 61 |
| 3.3 Pesquisa de suporte .....   | 62 |
| 3.4 Especificações dos requisitos do produto na versão Original .....       | 64 |
| 4. RESULTADOS E DISCURSÕES .....  | 66 |

|   |    |
|---|----|
| 4.1 Apresentação da arquitetura da motocicleta adaptada para indivíduos com mobilidade reduzida ..... | 66 |
| 4.2 Componentes mecânicos da transmissão .....  | 69 |
| 4.3 Centro de gravidade .....   | 72 |
| 4.4 Análise das resistências ao movimento na dinâmica longitudinal da motocicleta adaptada .....      | 73 |
| 4.5 Potência no eixo das rodas traseiras da motocicleta .....   | 73 |
| 4.6 Aplicando o conceito de resistência ao aclave .....   | 73 |
| 4.7 Cálculo da resistência de inércia.....  | 74 |
| 4.8 Aplicando a resistência ao rolamento na motocicleta.....  | 74 |
| 4.9 Análise da resistência aerodinâmica da motocicleta .....  | 75 |
| 4.10 Carga no eixo traseiro da motocicleta parada na horizontal .....                                 | 77 |
| 4.11 Cargas nos eixos com a motocicleta em movimento .....  | 78 |
| 4.12 Força motriz máxima .....  | 79 |
| 4.13 Projeto do quadro elástico .....   | 79 |
| 4.14 Projeto da transmissão .....   | 84 |
| 4.15 Força trativa .....  | 87 |
| 4.16 Aceleração da motocicleta .....  | 88 |
| 4.17 Projeto do eixo traseiro .....   | 88 |
| 5. CONCLUSÃO .....  | 92 |
| 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....   | 93 |

## 1. INTRODUÇÃO

A fabricação de veículos motorizados de duas rodas no Brasil iniciou-se em 1951 com a produção da Monark. Já no ano de 1955 foi a vez da Lambreta do Brasil S.A, chegar em território brasileiro para instalar a sua indústria na capital de São Paulo. A partir da década de 70, a Honda e a Yamaha implementaram os seus complexos industriais no Brasil. Haja vista que a Yamaha foi instalada em 1974 na cidade de Guarulhos e a Honda foi implantada no ano de 1976 em Manaus. (Cristiano, 2013, p.104).

As motocicletas são veículos utilizados para transportar pessoas, com agilidade e segurança. Independente dos riscos relacionados ao uso das motos, sua presença no meio urbano tornou-se cada vez mais frequente nos últimos anos, proporcionando oportunidades de mobilidade para os consumidores. Além disso, as motocicletas têm se consagrado como um significativo meio de sobrevivência para a população que possui baixo poder aquisitivo, isso porque elas apresentam custos mais acessíveis. (Carine, 2024, p.17).

Apesar de ser um meio de deslocamento controverso, por conceber oportunidades e também suscetibilidade a acidentes de trânsito, os veículos automotores de duas rodas disponibilizam opções de locomoção para indivíduos que residem em áreas periféricas, ou possuem mobilidade reduzida e não dispõem de outras opções para se deslocarem aos locais desejados, contudo as motocicletas ampliam a acessibilidade e a presença das pessoas em várias atividades, entretanto isso pode reduzir consideravelmente a exclusão social. (Carine, 2024, p.19).

Para compreender a inclusão social no transporte é necessário interpretar corretamente a definição de mobilidade e acessibilidade. A mobilidade consiste no deslocamento de pessoas e bens, composto pelos padrões de viagens individuais ou locais, em termos de quantidade e qualidade, levando em conta os usuários e a sociedade. Já a acessibilidade está associada com a tranquilidade de atingir bens, serviços, atividades e destinos, que juntos são chamados de oportunidades. (Carine, 2024, p.21).

Levando em consideração que existem várias terminologias para se referir à pessoa com mobilidade reduzida, é complexo saber qual o termo que deve ser utilizado. Certamente, mais importante do que a utilização correta do termo são as

condutas para com essas pessoas. Entretanto, uma terminologia equivocada pode gerar preconceitos. (Mariza, 2015, p.25).

O decreto 5.296 de 2 de dezembro de 2004 estabelece as normas e critérios gerais para a acessibilidade dos indivíduos com deficiência e/ou mobilidade reduzida e conceitua pessoa com mobilidade reduzida, aquela que, não se enquadrando no conceito de pessoa portadora de deficiência, tenha, por qualquer motivo, dificuldade de movimentar-se, permanente ou temporariamente, gerando redução efetiva da mobilidade, flexibilidade, coordenação motora e percepção. (Mariza, 2015, p.31).

Considerando que os transportes públicos das grandes cidades possuem um alto índice de ocupação e que este fato interfere na qualidade de vida das pessoas, especialmente na vida dos indivíduos que possuem baixa locomobilidade, este trabalho tem como finalidade desenvolver um projeto conceitual de uma motocicleta Biz 125 adaptada para pessoas com mobilidade reduzida, isso com o intuito de contribuir com a inclusão social desse grupo de cidadão favorecendo a aquisição do direito de se locomover pelas vias públicas.

## **1.1 OBJETIVOS**

### **1.1.1 Objetivo geral**

Desenvolver um projeto conceitual de uma motocicleta Biz 125 ES ano 2025 adaptada para pessoas com mobilidade reduzida.

### **1.1.2 Objetivos específicos**

- Projetar um sistema de transmissão (coroa, corrente e pinhão);
- Desenvolver um quadro elástico;
- Projetar um eixo de transmissão;
- Adaptar a motocicleta para pessoas que não possuem os membros inferiores.

## **1.2 JUSTIFICATIVA**

É perceptível as dificuldades que as pessoas que não possuem os membros inferiores enfrentam para se deslocarem em vias públicas utilizando motocicletas comuns, contudo o desenvolvimento do projeto destinado à adequação de uma moto para esse grupo de indivíduos, melhorará consideravelmente a qualidade de vida desses indivíduos. Este trabalho se justifica pelo interesse das partes envolvidas (a saber, autor e orientador) em um projeto conceitual, que apresente itens com um diferencial tecnológico seguindo um projeto de engenharia.

O desenvolvimento desse protótipo envolve várias áreas de conhecimento da engenharia mecânica, contribuindo assim, para uma melhor formação do discente que terá a oportunidade de vivenciar na prática os conhecimentos teóricos adquiridos ao longo do curso, como, por exemplo, dinâmica veicular, elementos de máquinas, projeto de componentes mecânicos, ciências dos materiais, desenho técnico, assim como técnicas de fabricação e gerenciamento de projetos.

## 2. REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 História da motocicleta

A motocicleta é um veículo automotor de duas rodas dirigidos por um condutor em posição montada. A invenção do primeiro modelo movido por motor a combustão interna é atribuída ao alemão Gottlieb Daimler, em 1885. Segundo Fernando (2022, p. 6), Wilhelm Maybach colaborou com Daimler ao instalar um motor a gasolina de um cilindro, leve e ágil, em uma bicicleta de madeira, como ilustrado na Figura 1.

Figura 1- Primeira motocicleta fabricada no mundo



Fonte: motos 2023, 2025.

O motor de combustão interna viabilizou a fabricação de motocicletas em escala industrial, mas o motor de Daimler e Maybach que funcionava com o ciclo Otto e possuía quatro tempos, tinha como concorrente os motores de dois tempos, que por sua vez eram mais leves e possuíam um custo mais acessível (Fernando, 2022, p.6).

No século XX, a indústria automobilística brasileira abriu caminhos para a indústria motociclística. A primeira moto fabricada no Brasil foi a Monark, ainda com o motor inglês, isso em 1951, conforme ilustrada na figura 2 (Cristiano, 2013, p21).

Figura 2 - Primeira motocicleta fabricada no Brasil



Fonte: Grupo al7, 2024.

No contexto da consolidação de parques industriais automobilísticos no Brasil, apareceram fábricas de veículos motorizados de duas rodas, tais como a Lambretta do Brasil S.A que a partir de 1955 passou a realizar a montagem da motoneta Lambretta na cidade de São Paulo, na vila Anastácio. A figura 3 ilustra a Lambretta fabricada no Brasil. (Fernando, 2022, p.6)

Figura 3 - Lambretta do Brasil



Fonte: Carros, "s.d"

De acordo com Abraciclo (2024), em 1970 a Yamaha se estabeleceu no Brasil e, em outubro de 1974, passou a produzir em Guarulhos, São Paulo, tornando-se a primeira fábrica de motocicletas da Yamaha fora do Japão. Tendo em vista que o primeiro modelo nela fabricado foi a Yamaha RD 50. Conforme ilustrado na figura 4. No ano de 1985, a Yamaha se instalou em Manaus, Amazonas, como uma segunda unidade fabril.

Figura 4 - Yamaha RD 50



Fonte: Eriton Motos Blog, 2014

Abraciclo (2024) também destaca que a Honda inaugurou em 1976 a sua primeira fábrica brasileira, a Moto Honda da Amazonia, levando para Manaus, Amazonas um conhecimento global de fabricação, qualidade de produção e visão de negócios da empresa. O primeiro modelo produzido pela Honda em solo nacional foi a motocicleta CG 125, conforme apresentado na figura 5.

Figura 5 - CG 125 ano 1976



Fonte: Motor Show, 2022.

## 2.2 Mobilidade

Para alcançar suas necessidades, tanto pessoais, sociais ou econômicas, os indivíduos necessitam efetuar o seu deslocamento no espaço, que pode ser concluído a pé ou com a utilização de veículos motorizados ou não, coletivos ou individuais. Esses trajetos podem ser feitos com alto ou baixo nível de conforto que implicam na eficácia da movimentação de pessoas e mercadorias e na qualidade de vida. (Mariza, 2015, p.15).

Vale ressaltar que a mobilidade, entendida como a capacidade de indivíduos e bens se deslocarem no espaço de forma eficiente, é influenciada por diversos fatores, sejam eles físicos ou virtuais. Essa mobilidade é continuamente moldada pelas condições, limitações e demandas sociais, ao mesmo tempo em que também transforma e reorganiza os espaços onde ocorre (IARA, 2022, p. 116).

### **2.3 Deficiência física e mobilidade reduzida**

É cabível ressaltar que o termo “pessoa com deficiência” ou “necessidades especiais” é objeto de várias discussões que passam por diferentes abordagens tratando das dificuldades e de possibilidades de melhorias relacionadas a vida dessas pessoas, entretanto, dada a importância deste grupo social e a falta de eficiência das políticas públicas que acolham plenamente este segmento e assegurem a cidadania está é uma pauta que ainda demanda discussão (Álvaro, 2023, p.2).

Em 2009 foi homologada no Brasil a convenção da ONU sobre os direitos das pessoas com deficiência, cujo objetivo é promover, proteger e assegurar o exercício de todos os direitos humanos e liberdades essenciais para todos os indivíduos com deficiência e define pessoas com deficiência aquelas que por sua vez tem impedimentos de natureza física, intelectual ou sensorial, e que em interação com algumas barreiras, podem ser impedidos de participarem de maneira plena e efetiva na sociedade. (Mariza, 2015, p.26).

### **2.4 Leis para adaptações de veículos**

De acordo com a lei nº 9.503/1997 (BRASIL, 1997), o código brasileiro de trânsito CTB determina que os indivíduos com mobilidade reduzida possuem o direito de conduzir veículos adaptados conforme as suas necessidades físicas. Mas para isso é necessário que os veículos adaptados estejam adequadamente registrados com as adaptações especificadas no certificado de registro do veículo (CRV) e também no certificado de registro de licenciamento de veículo (CRLV).

O art.54 presente no código brasileiro de trânsito designa normas sobre os equipamentos obrigatórios para os condutores de três tipos de veículos: motocicletas, motonetas e ciclomotores. Já o art. 230 também existente no código citado versa sobre as infrações pertinentes à falta de adequação ou irregularidades em veículos adaptados. (BRASIL, 1997).

A resolução nº 993/2023 estabelece os equipamentos indispensáveis para veículos em circulação, incluindo os adaptados. Contudo essa resolução aplica-se aos veículos do tipo automóvel, camioneta, utilitário, caminhonete, caminhão, micro-ônibus, ônibus, trator de rodas, de esteiras e mistos (inclusive máquinas de elevação/guindastes), reboque e semirreboque, ciclomotor, motoneta, motocicleta,

triciclo, triciclo de cabine fechada, quadriciclo e quadriciclo de cabine fechada (BRASIL, 2023).

É perceptível que na resolução nº 916/2022 está disponível temáticas sobre a concessão de código de marca/modelo/versão, bem como sobre a permissão de modificações em veículos previstas nos artigos 98 e 106 da Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, que institui o Código de Trânsito Brasileiro (CTB) (BRASIL, 2022).

A resolução nº 292/2008 dispõe sobre modificações de veículos previstas nos arts. 98 e 106 da Lei nº 9503, de 23 de setembro de 1997, que instituiu o Código de Trânsito Brasileiro e dá outras providências (BRASIL, 2008).

## **2.5 Adaptações veiculares: caminhos para a acessibilidade e autonomia**

O direito de ir e vir é um dos direitos garantidos pela constituição, entretanto esse privilégio é uma tarefa extremamente complexa para as pessoas que possuem uma deficiência física ou mobilidade reduzida. As adaptações veiculares, neste contexto, representam uma forma destes indivíduos se engajarem no meio social, conquistando a autonomia e melhorando conseqüentemente a sua qualidade de vida. (Álvaro, 2021, 18).

Um fato que deve ser observado na sociedade é que as empresas comumente lançam diversos produtos, isso com o intuito de serem competitivas, contudo, nem todos os objetos produzidos podem ser utilizados por seres humanos com deficiência física ou mobilidade reduzida. Isso pode ser evidenciado nos veículos, que geralmente precisam ser adaptados para atender a demanda desse grupo de pessoas (Simone; Ivo, 2023, p.1)

## **2.6 Projeto de engenharia**

Os princípios básicos por trás dos projetos de engenharia mecânica são: Criatividade, Simplicidade e Interação. A criatividade está relacionada ao uso da imaginação, ter novas ideias, inventar enfrentando um problema de uma perspectiva diferente. A simplicidade de um projeto pode minimizar consideravelmente a ocorrência de possíveis erros (Alonso, 2015, p.19).

A interação é o terceiro princípio fundamental, é o processo de realizar repetidas alterações e modificações em um projeto, isso para melhorar as suas

características. Ao longo do desenvolvimento do projeto, o dever do engenheiro é definir e calcular os movimentos, forças e mudanças de energia que ocorrem no sistema. De tal modo que os seguintes itens possam ser definidos: dimensões, as formas e os materiais necessários para cada uma das peças que compõem o sistema (Alonso, 2015, p.19).

## **2.7 Dinâmica veicular**

A dinâmica veicular estuda os movimentos dos veículos automotores em uma superfície de rodagem, sendo que os movimentos de interesse são acelerações e frenagens, estabilidade e dirigibilidade. O comportamento dinâmico é definido pelas forças impostas sobre o veículo através dos pneus, da gravidade e da aerodinâmica. O veículo e seus componentes são estudados para estabelecer quais forças serão produzidas por cada uma das fontes diante de uma manobra realizada pelo veículo. As forças opostas ao movimento de um veículo determinam a potência necessária para mantê-lo em movimento (Alonso, 2015, p.22).

A força resistente total deve ser equilibrada pela força transmitida por atrito ao solo, através das rodas motrizes, proveniente da potência gerada pelo motor, para ter noção de como será o comportamento do veículo em diversas condições de uso, isto é para as mais diversas situações de carga e terreno é indispensável conhecer a potência disponível do motor, bem como a curva de consumo específico (Nicolazzi, 2012, p.43)

Portanto com isso é possível estimar o comportamento do veículo em termos de acelerações, a velocidade final e o desempenho em ultrapassagens e aclives. De acordo com Nicolazzi (2012) as resistências ao movimento podem ser de cinco tipos: resistência mecânica, resistência de aclive, resistência de inércia, resistência de rolamento e resistência aerodinâmica.

### **2.7.1 Resistência mecânica**

Segundo Nicolazzi (2012) a potência gerada no motor deve ser levada às rodas motrizes para que ela possa ser utilizada pelo veículo. Contudo neste percurso existem vários elementos mecânicos sujeitos ao atrito que irão consumir parte dela. A resistência mecânica trata-se de toda e qualquer perda que ocorra entre o volante do

motor e os mancais das rodas motrizes. É possível determinar as perdas mecânicas utilizando o conceito de rendimento da transmissão aplicando a equação 1.

$$P_c = P_e \eta_m \quad (1)$$

Onde;

$P_c$  - Potência no eixo da roda [W]

$P_e$  – Potencia efetiva no motor [W]

$\eta_m$  – Rendimento mecânico da transmissão.

O rendimento de uma transmissão pode variar de acordo com as condições de serviço e o tipo de lubrificação, a tabela 1 apresenta as faixas de valores que podem ser usados em um projeto.

Tabela 1- Rendimento de uma transmissão

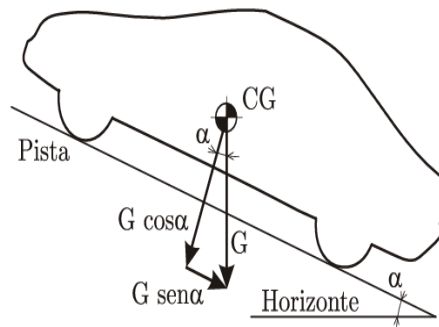
| Tipos de Transmissão                 | Rendimento                 |
|--------------------------------------|----------------------------|
| Correias em V                        | $0,97 \leq \eta \leq 0,98$ |
| Correntes Silenciosas                | $0,97 \leq \eta \leq 0,99$ |
| Correntes Renold                     | $0,95 \leq \eta \leq 0,97$ |
| Engrenagens Usinadas                 | $0,96 \leq \eta \leq 0,98$ |
| Rosca Sem Fim (aço-bronze) 1 Entrada | $0,45 \leq \eta \leq 0,60$ |
| Mancais de Rolamento (par)           | $0,98 \leq \eta \leq 0,99$ |

Fonte: Melconian (2009)

### 2.7.2 Resistencia de aclave

De acordo com Nicolazzi (2012) quando um veículo sobe em um aclave apenas parte do seu peso é absorvido pelo solo, na forma de força normal, e o restante do peso fica agindo sobre o centro de gravidade (CG) na forma de uma componente paralela ao piso tendendo a fazer o veículo descer o aclave, como ilustrado na figura 7.

Figura 6 - Veículo percorrendo uma rampa



Fonte: Nicolazzi (2012)

A resistência de aclave ( $Q_s$ ) é a força que se opõe ao movimento de um veículo ao subir uma rampa, e ela pode ser obtida aplicando a equação 2. Nos declives o ângulo será negativo tornando a resistência ao aclave também negativa.

$$Q_s = G \operatorname{sen} \alpha \quad (2)$$

### 2.7.3 Resistência de inercia

Nicolazzi (2012) destaca que para alterar o estado de movimento de um corpo é necessário que ocorra a aplicação de uma força. No caso de um automóvel, que é um conjunto de inercias em translação e rotação, no cálculo da força a ser aplicada para variar a velocidade deve ser considerado além das massas em translação, as inercias rotativas. Uma vez que as inercias rotativas são submetidas a acelerações angulares proporcionais a linear e, em função das relações de transmissão do veículo podendo ser responsável por uma grande parcela de consumo de potência. A resistência de inercia pode ser calculada aplicando a equação 3.

$$QI = ma \left( 1 + \frac{Jr + i^2 Jm}{mr^2} \right) \quad (3)$$

Onde,

QI - Resistencia de inercia [N]

m – Massa do veículo [kg]

a – Aceleração linear do veículo [m/s<sup>2</sup>]

r – Raio efetivo do pneu [m]

Jr – Inercia das massas na rotação do pneu [ kg.m<sup>2</sup>]

Jm – Inercia das massas na rotação do motor [kg.m<sup>2</sup>]

i – Relação da transmissão

#### 2.7.4 Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento ocorre devido as perdas no par pneu pista, ela é a força que se opõe ao movimento de um corpo quando ele rola sobre uma superfície. Essa força é causada principalmente pela deformação do pneu ao entrar em contato com o solo o que gera perda de energia. Nos veículos uma resistência ao rolamento maior resulta em um acréscimo considerável no consumo de combustível, isso porque o motor precisa de mais energia para superar essa força. A mesma pode ser calculada aplicando a equação 4 (Nicolazzi, 2012, p. 52)

$$Q_r = FG \cos \alpha \quad (4)$$

Sendo,

Qr – Resistencia ao rolamento [N]

F – Coeficiente de atrito de rolamento [N]

G – Peso do veículo [N]

$\alpha$  - Inclinação da pista [°]

Na tabela 2 são apresentados alguns valores do coeficiente de atrito de rolamento, estes são apenas uma orientação geral. É importante destacar que para obter dados mais precisos é necessário levantar estes dados experimentalmente.

Tabela 2 - Coeficiente de atrito de rolamento

| Tipo de piso           | Valor de "f"  |
|------------------------|---------------|
| Asfalto liso           | 0,010         |
| Asfalto rugoso         | 0,011         |
| Cimento rugoso         | 0,014         |
| Paralelepípedo         | 0,020         |
| Pedras irregulares     | 0,032         |
| Pedra britada compacta | 0,045         |
| Pedra britada solta    | 0,080         |
| Terra batida           | 0,060         |
| Areia solta            | 0,100 a 0,300 |
| Gramma                 | 0,045 a 0,100 |
| Barro                  | 0,100 a 0,400 |
| Neve profunda          | 0,075 a 0,300 |

Fonte: Nicolazzi (2012)

### 2.7.5 Resistencia aerodinâmica

Resistencia aerodinâmica também conhecida como força de arrasto, ocorre no sentido do escoamento do fluido, a força resultante vem, grande parte da diferença de pressão que ocorre na superfície de um corpo que se move em um meio. Nos automóveis a resistência aerodinâmica provem de três fontes distintas, que são: resistência de forma, resistência de atrito e perdas por correntes de ar. A resistência aerodinâmica pode ser calculada aplicando a equação X onde são considerados conjuntamente os três efeitos. (Nicolazzi, 2012, p.54)

$$Qa = \frac{1}{2} \rho Vr^2 CxA \quad (5)$$

Onde,

Qa – Resistência aerodinâmica [N]

$\rho$  – Densidade do ar na pressão e temperatura de trabalho [Kg/m<sup>3</sup>]

Vr – Velocidade relativa do vento [m/s]

Cx – Coeficiente de resistência aerodinâmica

A – área da seção transversal [m<sup>2</sup>]

Na tabela 3 são apresentados valores de resistência aerodinâmica para algumas formas geométricas e veículos.

Tabela 3 - Valores de resistência aerodinâmica

| Tipo                             | Valor de Cx |
|----------------------------------|-------------|
| Placa plana normal ao escoamento | 1,18 – 1,45 |
| Disco                            | 1,17        |
| Hemisférico (Extremidade aberta) | 0,38        |
| Audi A3                          | 0,31        |
| Fusca                            | 0,48        |
| Uno                              | 0,35        |

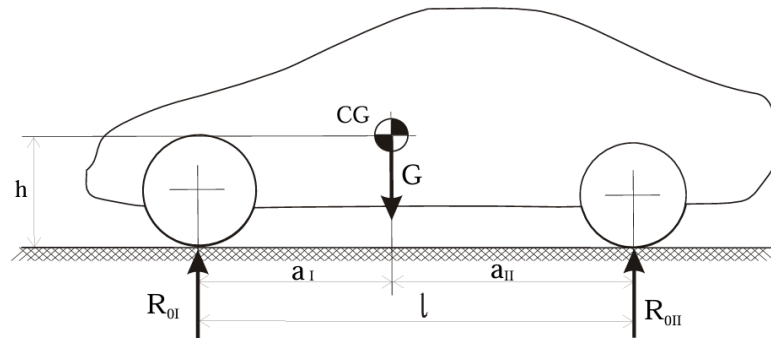
Fonte: Alonso pinheiro (2015)

### 2.7.6 Carga nos eixos com o veículo parado

Nicolazzi afirma que para determinar as cargas sobre as rodas com o veículo em movimento, de maneira a verificar qual a capacidade de transmissão de força entre o pneu e a pista, é de suma importância identificar a posição do centro de gravidade, pois é justamente nele que agem as forças do peso e de inércia.

De acordo com Alonso (2015), baseado no modelo de Nicolazzi (2012), a determinação da posição longitudinal do centro de gravidade, pode ser realizada pesando os dois eixos do veículo, outra alternativa consiste em desenvolver o modelo do veículo em um ambiente CAD, o que permite obter geometricamente a posição do CG ao longo do eixo longitudinal. A figura 8 apresenta a posição longitudinal do CG na horizontal e também outras variáveis.

Figura 7- Posição longitudinal do centro de gravidade



Fonte: Alonso (2015)

Sendo,

$$R_{0II} = \frac{a_I G}{l} \quad (6)$$

Estabelecendo:

$$x = \frac{R_{0II}}{G} \quad (7)$$

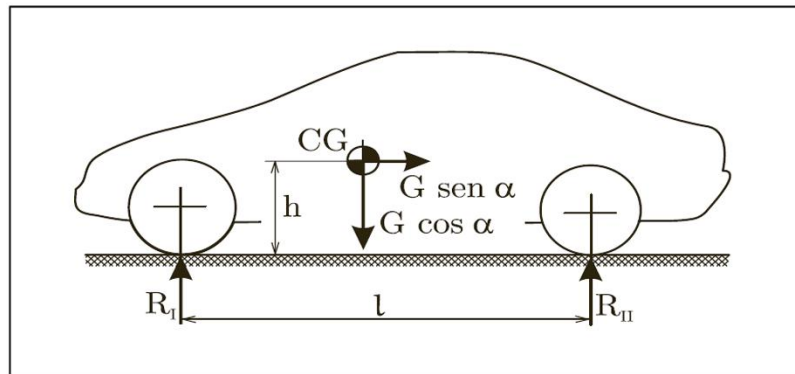
Onde,

x – Parcela de carga sobre o eixo traseiro [adimensional]

 $R_{0II}$  – Reação sobre o eixo traseiro veículo parado no plano [N]

Segundo Alonso 2015, quando o veículo está estacionado em um aclive a reação normal dos pneus sobre o solo varia, a figura 9 representa um veículo estacionado sobre uma rampa de inclinação  $\alpha$ , vale ressaltar que as equações 8 e 9 apresentam o modelo matemático para determinar as reações em função do ângulo de inclinação da rampa.

Figura 8 - Cargas nos eixos de um veículo em uma rampa



Fonte: Alonso (2015)

$$R_{I=R_{0I}} \cos \alpha - G \frac{h}{l} \operatorname{sen} \alpha \quad (8)$$

$$R_{II=R_{0II}} \cos \alpha + G \frac{h}{l} \operatorname{sen} \alpha \quad (9)$$

Onde,

$R_I$  – Reação normal do eixo dianteiro para o veículo parado sobre a rampa [N]

$R_{II}$  – Reação normal do eixo traseiro para o veículo parado sobre a rampa [N]

$R_{0I}$  – Reação normal do eixo dianteiro para o veículo parado na horizontal [N]

$R_{0II}$  – Reação normal do eixo traseiro para o veículo parado na horizontal [N]

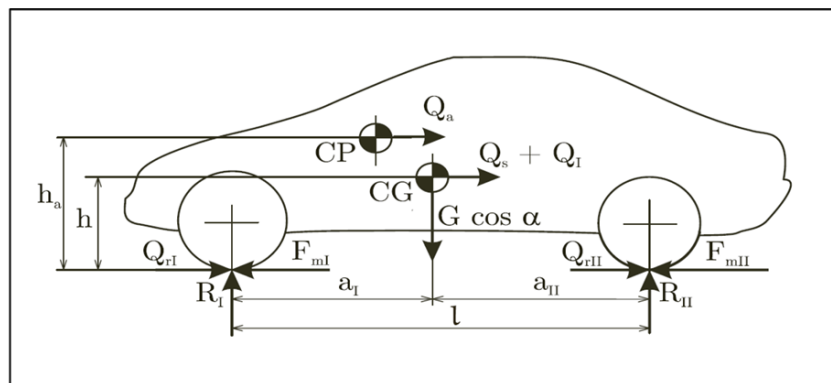
$l$  – Distância entre eixos [m]

$h$  – Altura do centro de gravidade em relação a pista [m]

### 2.7.7 Carga nos eixos com o veículo em movimento

É cabível ressaltar que com o movimento do veículo surgem outras forças, além do peso, que agem no ponto de contato pneu-pista, no CG e no centro de pressão (CP), ocasionando uma alteração sensível no componente de força normal do solo, e isso pode ser observado na figura 10, a partir do equilíbrio das forças atuantes na direção de movimento do veículo, estabelece-se a equação 10 que representa matematicamente as interações dinâmicas durante o deslocamento. (Alonso, 2015, p. 29)

Figura 9 - Modelo diagramático de um veículo em movimento



Fonte: Alonso (2015)

$$F_m = F_{mI} + F_{mII} = Q_s + Q_r + Q_l + Q_a \quad (10)$$

Em que,

$F_m$  – Força motriz [N]

$F_{mI}, F_{mII}$  – Força motriz nos eixos dianteiros e traseiros [N]

$Q_a$  – Resistência aerodinâmica

$Q_R$  – Resistência de rolamento

$Q_l$  – Resistência de inércia

$Q_s$  – Resistência ao atrie

$Q_{rI}, Q_{rII}$  – Resistência ao rolamento nos eixos dianteiros e traseiros [N]

Segundo Alonso (2015) baseado em informações retiradas do Nicolazzi (2012), nesse momento, apenas a resistência de inércia de translação é importante, uma vez que as massas rotativas não alteram a distribuição de carga entre os eixos nem a máxima força possível de ser transmitida pelo atrito dos pneus com o solo. De outro modo, as resistências ao movimento modificam as cargas nos eixos, da aplicação das condições de equilíbrio, considerando desprezíveis as forças aerodinâmicas de sustentação e o momento resultante das forças aerodinâmicas é possível escrever as equações 11 e 12.

$$R_{I=} [(1 - x)G \cos \alpha] - (Q_s + Q_I + Q_a) \frac{h}{l} \quad (11)$$

$$R_{II} = (x G \cos \alpha) + (Q_s + Q_I + Q_a) \frac{h}{l} \quad (12)$$

### 2.7.8 Força motriz máxima

De um modo geral a força motriz que atua sobre o veículo é a soma das forças motrizes dos dois eixos, no entanto existem vários layouts possíveis de transmissão de potência ao solo: tração traseira, tração dianteira e tração integral. No caso dos veículos de tração traseira a força motriz máxima pode ser calculada aplicando-se a equação X (Nicolazzi, 2012, p. 76)

$$FmII^{máx} = (\mu G \cos \alpha) \left[ \frac{x - f \left( \frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left( \frac{h}{l} \right)} \right] \quad (13)$$

Segundo Alonso (2015) toda transmissão do pneu para o solo, sejam longitudinais ou transversais, é feita pelo atrito ( $\mu$ ) presente na zona de contato da banda de rodagem com o solo. Essa aderência depende do composto do pneu, do tipo de pista, velocidade do veículo, entre outros. Na figura 11 estão presentes os coeficientes de atrito em diversas condições de pista, isso levando em consideração que o pneu está bloqueado, ou seja, sem girar.

Além do atrito, outros parâmetros influenciam diretamente a força motriz máxima disponível no veículo. Entre eles destacam-se:

$f$  – Coeficiente de resistência ao rolamento

$G$  – O peso total do veículo

$h$  – Altura do centro de gravidade em relação ao solo

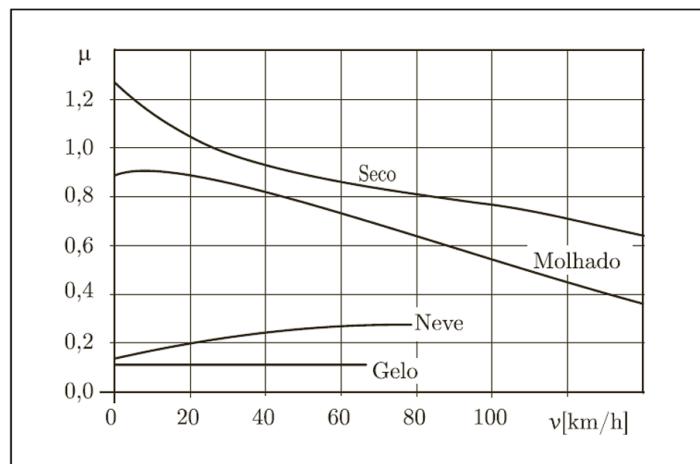
$l$  – Distância entre eixos

$x$  – parcela de carga distribuída no eixo traseiro

$\alpha$  – Ângulo do aclave

Essas variáveis, combinadas, determinam a transferência de carga dinâmica e a capacidade do pneu de produzir força trativa sem que ocorra escorregamento.

Figura 10 - Coeficiente de atrito entre pneu e pista para pneu bloqueado



Fonte: Alonso (2015)

### 2.7.9 Velocidade do veículo em relação a rotação do motor

De acordo com Nicolazzi (2012), devido a sua flexibilidade e ao mecanismo de aderência os pneus escorregam em relação ao solo quando transmitem força para a pista. E esse efeito é definido como escorregamento e deve ser considerado no cálculo da velocidade real do veículo.

$$V = 0,377(1 - e) r \frac{N_m}{i} \quad (14)$$

- V – Velocidade real do veículo [km/h]
- r – Raio efetivo do pneu [m]
- e – Coeficiente de escorregamento [adimensional]
- $N_m$  – Rotação do motor [rpm]
- i – Relação de transmissão

O coeficiente de escorregamento pode assumir valores distintos, dependendo do tipo de solo. Para solos rígidos (como asfalto e concreto), é tipicamente usado o valor  $e = 0,02$ , podendo variar até, no máximo 0,05 (Nicolazzi, 2012, p.33)

#### 2.7.10 Potência consumida pelas resistências ao movimento

A resistência total ao avanço do veículo é definida como a soma de todas as resistências ao movimento exceto a mecânica, ou seja:

$$Q_t = Q_a + Q_s + Q_r + Q_I \quad (15)$$

Considerando que o veículo está em movimento, a cada uma dessas resistências ao avanço corresponderá uma determinada potência a ser vencida. De maneira genérica, essa relação pode ser expressa por meio da equação 16, onde o subíndice  $i$  denota uma variável genérica, por exemplo aerodinâmica, inercia, rolamento ou aclone.

$$p_i = Q_i V_t \quad (16)$$

onde,

$p_i$  – Potencia da resistência [w];

$Q_i$  – Resistência [N];

$V_t$  – velocidade teórica do veículo [m/s]

## **2.8 Normas para projetos mecânicos**

Os eixos são elementos de máquinas projetados com o objetivo de transmitir torque e rotação. As principais normas aplicáveis são: ABNT NBR 6158 classificação de aços para eixos. ABNT NBR 7480 ensaios mecânicos para materiais usados em eixos. ISO 281 cálculo da vida útil dos rolamentos em eixos. DIN 743 cálculos da resistência de eixos sob fadiga. AGMA 6001 cálculo da resistência de eixos para engrenagens.

As chavetas são elementos de fixação usados para conectar eixos a polias, engrenagens entre outros componentes mecânicos. As normas utilizadas para o projeto de chavetas são: DIN 6885 dimensões e tolerâncias para chavetas paralelas. ISO 773 chavetas de seção retangular. ISO 3912 chavetas de seção cilíndrica (cavas para chavetas).

As engrenagens são utilizadas para transmissão de torque e rotação. Várias normas regulam seu projeto, fabricação e ensaio como por exemplo: ABNT NBR 8011 terminologia e classificação das engrenagens. ABNT NBR 14338 engrenagens cilíndricas: cálculo de resistência. ISO 6336 dimensionamento e resistência de engrenagens cilíndricas. DIN 867 módulos e dimensões padronizadas de engrenagens. AGMA 2001 cálculo de resistência à fadiga para engrenagens cilíndricas.

As correntes de rolos são padronizadas para garantir intercambialidade. A norma brasileira empregada para o projeto de correntes de roletes é: ABNT NBR 6390 correntes de transmissão de precisão, de rolos e com passo curto, e rodas dentadas correspondentes dimensões: Padroniza as dimensões, tolerâncias e capacidades de carga para correntes de precisão de rolos com passo curto, bem como as formas dos dentes e perfis das rodas dentadas correspondentes.

## **2.9 Teoria da tensão de cisalhamento máxima para materiais dúcteis**

A teoria da tensão de cisalhamento máxima (MMS) também conhecida como teoria de Tresca prediz que o escoamento começa sempre que a tensão de cisalhamento máxima em qualquer elemento se torna igual ou excede à tensão de

cisalhamento máxima em um espécime de ensaio de tração do mesmo material quando aquele mesmo espécime começa a escoar (Shigley, 2016, p. 231).

Visto que a tensão de cisalhamento máxima é o maior valor de tensão cortante, que ocorre em um determinado ponto de um material sujeito a diferentes tipos de carregamentos, ela pode ser calculada utilizando a equação 17. Esse conceito é indispensável para o dimensionamento de componentes mecânicos, como eixos, pinos e chavetas (Shigley, 2016, p.231).

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (17)$$

Para um estado de tensão geral, a teoria da tensão de cisalhamento máxima prediz escoamento quando ocorrer o que está sendo apresentado na equação 18 (Shigley, 2016, 231).

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad (18)$$

Em que:

$\tau_{max}$  = tensão máxima

$\sigma_1$  = maior tensão principal

$\sigma_3$  = menor tensão principal

$S_y$  = tensão de escoamento do material

## 2.10 Projetos de eixos e chavetas

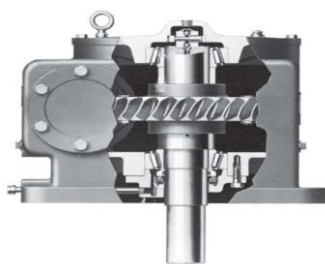
O eixo é um elemento de máquina rotativo, ele possui uma seção transversal circular, é utilizado para transmitir potência ou movimento. Ele provê o eixo de rotação, ou oscilação de componentes tais como engrenagens, polias volantes, manivelas, rodas dentadas e similares, e controla a geometria de seus movimentos. No projeto de eixos é possível localizar as áreas críticas, dimensiona-las para atender aos requerimentos de resistência (Shigley, 2016, p.346).

A resistência necessária para suportar as tensões de carregamento influencia na escolha de materiais e seus tratamentos. Alguns eixos são feitos de aço de baixo carbono, estirado a frio ou laminado a quente, como por exemplo aços AISI 1020-1050 (Shigley, 2016, p.347).

Para eixos que possuem diâmetros menores ( $<$  de 3 in em diâmetro) são utilizados aços laminados a frio, na sua fabricação. Já os eixos que possuem diâmetros maiores são manufaturados com os aços laminado a quente. A mesma liga quando laminada a frio tem propriedades mecânicas mais elevadas que laminada a quente devido ao encruamento, porém este vem à custa de tensões residuais de tração na superfície (Norton, 2013, p.553).

É preciso especificar os elementos que vão estar acoplados ao eixo, como por exemplo engrenagens, mancais e polias. Isso com a finalidade de realizar uma análise de forças de corpo livre e obter os diagramas de cisalhamento e momento. Uma das alternativas para localizar axialmente os elementos de eixo e para transmitir cargas axiais, é a utilização de ressalto. A figura 11 apresenta o exemplo de um eixo escalonado suportando a engrenagem de um redutor de velocidade de engrenagem sem – fim (Shigley, 2016, p.347).

Figura 11 - Um redutor vertical de velocidade de engrenagem sem-fim



Fonte: (BUDYNAS, NISBETT, 2016)

A carga em eixos de transmissão de rotação é prevalentemente de dois tipos: torção devido ao torque transmitido ou flexão devido às cargas transversais em engrenagens, polias e catracas. A combinação de um momento fletor e um torque em um eixo em rotação cria um estado de tensões multiaxiais em fadiga. A norma projeto de eixos de transmissão da American Society of Mechanical Engineers (ASME) apresenta a equação 20 para calcular o diâmetro do eixo (Alonso, 2015, p.38).

$$d = \frac{32}{\pi} NF \left\{ \left[ \left( \frac{\sqrt{(KfMa)^2 + \frac{3}{4}(kfsTa)^2}}{Se} \right) + \left( \frac{\sqrt{(KfmMm)^2 + \frac{3}{4}(KfsmTm)^2}}{Sut} \right) \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

Onde,

d – Diâmetro do eixo [m];

Nf – Coeficiente de segurança em fadiga;

Kf – Coeficiente de concentração de tensão em fadiga alternada;

Kfs – Coeficiente de concentração de tensão em fadiga(média);

Kfm – Coeficiente de concentração de tensão cisalhante em fadiga (média);

Kfsm – Coeficiente de concentração de tensão cisalhante em fadiga (média);

$\pi$  – Constante matemática ( $\approx 3,1416$ );

Mm – Momento fletor médio (Nm);

Ma – Momento fletor alternado [Nm];

Ta - Torque alternado [Nm];

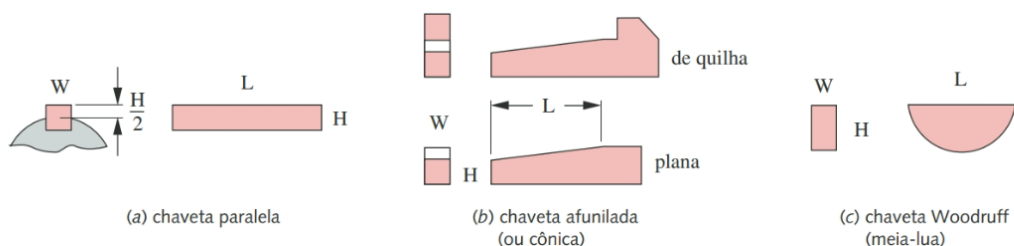
Tm – Torque médio [Nm];

Se – Tensão admissível do material em fadiga [Pa];

Sut – Limite de resistência a tração [Pa].

A chaveta é uma parte de maquinaria desmontável que, ao ser colocada em assentos, representa um meio positivo de transmitir torque entre o eixo e o cubo. As chavetas são padronizadas pelo tamanho e pela forma em vários estilos distintos. As chavetas paralelas são as mais utilizadas elas possuem uma seção transversal quadrada ou retangular e de altura e largura constantes ao longo do seu comprimento. A figura 12 ilustra alguns estilos de chaveta (Norton, 2013, p.570)

Figura 12 - Estilos de chavetas



Fonte: (Norton, 2013)

As padronizações da ANSI e ISSO definem os tamanhos particulares das seções transversais e a profundidade dos assentos (rasgos) das chavetas. A tabela 4 apresenta uma reprodução parcial dessa informação (Norton,2013, 570).

Tabela 4 - Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensão US e métricas.

| Diâmetro do eixo (mm) | Largura x altura da chaveta (mm) |
|-----------------------|----------------------------------|
| $8 < d \leq 10$       | 3 x 3                            |
| $10 < d \leq 12$      | 4 x 4                            |
| $12 < d \leq 17$      | 5 x 5                            |
| $17 < d \leq 22$      | 6 x 6                            |
| $22 < d \leq 30$      | 8 x 7                            |
| $30 < d \leq 38$      | 10 x 8                           |
| $38 < d \leq 44$      | 12 x 8                           |
| $44 < d \leq 50$      | 14 x 9                           |
| $50 < d \leq 58$      | 16 x 10                          |
| $58 < d \leq 65$      | 18 x 11                          |
| $65 < d \leq 75$      | 20 x 12                          |
| $75 < d \leq 85$      | 22 x 14                          |
| $85 < d \leq 95$      | 25 x 14                          |

Fonte: (Norton, 2013)

Devido ao fato de as chavetas serem carregadas em cisalhamento, são utilizados materiais dúcteis em sua fabricação. O aço carbono é a escolha mais comum, exceto se em ambiente corrosivo exigir uma chaveta de aço inoxidável ou latão (Norton, 2013, p.573).

Existem dois modos de falha em chavetas: por cisalhamento e por esmagamento. Uma falha por cisalhamento ocorre quando a chaveta é cisalhada ao longo de sua largura na interface entre o eixo e o cubo. A falha por esmagamento ocorre quando o material da chaveta ou do cubo se deforma devido à alta pressão na área de contato. Em um projeto de chaveta, é verificado ambos os modos de falha, uma vez que, aplicando as equações 21 e 22, é possível calcular respectivamente a tensão média devido ao cisalhamento e a tensão de esmagamento (Norton, 2013, p.572).

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} = \frac{F}{b \cdot L} \quad (21)$$

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{esm}} = \frac{F}{T \cdot L} \quad (22)$$

Onde:

F - Força atuando na chaveta [N]

$\tau_{xy}$  – Tensão de cisalhamento [Pa]

$\sigma_x$  – Tensão de esmagamento [Pa]

A<sub>esm</sub> – Área de esmagamento [m<sup>2</sup>]

A<sub>cis</sub> – Área de cisalhamento [m<sup>2</sup>]

L – Largura da chaveta

T – Altura da chaveta

## 2.11 Mancais

Os mancais são elementos de máquinas utilizados para suportar e guiar eixos rotativos ou oscilantes, minimizando o atrito entre as partes móveis e garantindo um funcionamento seguro e eficiente. Normalmente, precisa-se de lubrificação em qualquer mancal para reduzir o atrito e remover o calor. Os mancais podem rolar, escorregar ou fazer ambos simultaneamente (Norton, 2013, p.623).

Algumas propriedades buscadas em um material de mancal são: suavidade relativa, resistência razoável, usinabilidade, lubricidade, resistência à temperatura e corrosão. Um material de mancal deve ter pelo menos um terço da dureza do material que está se movendo em relação a ele, a fim de prover encravabilidade de partículas. Diversas classes de matérias podem ser usadas para a fabricação de mancais, principalmente aqueles baseados em chumbo, estanho ou cobre (Norton, 2013, p.631).

Os mancais de elementos rolantes são agrupados em duas categorias: mancais de esferas e mancais de rolos. Mancais de esferas são apropriados para aplicações pequenas e de alta velocidade. Já para os sistemas grandes e de carga pesada, os mancais de rolos têm a preferência (Norton, 2013, p.654).

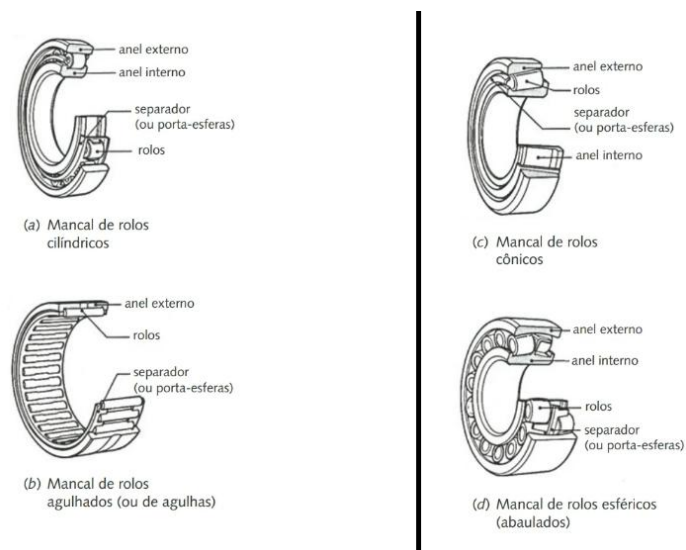
Se existe um risco de desalinhamento entre eixo e alojamento, é priorizada a utilização de rolamentos autocompensadores. Rolamentos de rolos cônicos podem

suportar cargas pesadas nas direções radiais e axiais em velocidades moderadas. Os rolamentos de esferas de pista profunda são utilizados para situações onde são exigidas cargas axiais e radiais pesadas em alta velocidade (Norton, 2013, p.654).

A figura 13 (a) ilustra um mancal de rolos cilíndricos retos projetados para suportar somente cargas axiais. A figura 13 (b) mostra um mancal de agulhas que usa rolos de pequeno diâmetro e pode ou não ter uma pista interna, ou gaiola. Apesar de o uso completo de mancal de agulhas ter maior capacidade de carga, ele possui também maior taxa de desgaste (Norton, 2013, p.654).

É apresentado na figura 13 (c) um mancal de rolos cônicos projetado para suportar carga axial e carga radial. Esse elemento de máquina é frequentemente usado como mancais de rodas em automóveis e caminhões. Na figura 13 (d) é ilustrado um mancal de rolos esféricos que é autoalinhante ou autocompensor (Norton, 2013, p.654).

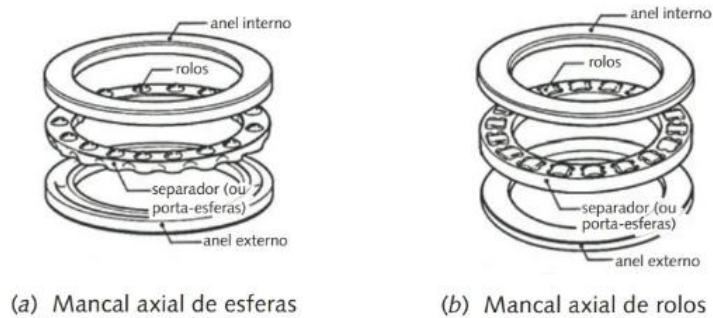
Figura 13- Mancais de rolos



Fonte: adaptado do (Norton, 2013)

Os mancais de esferas são ilustrados na figura 14

Figura 14 - Mancais de esferas



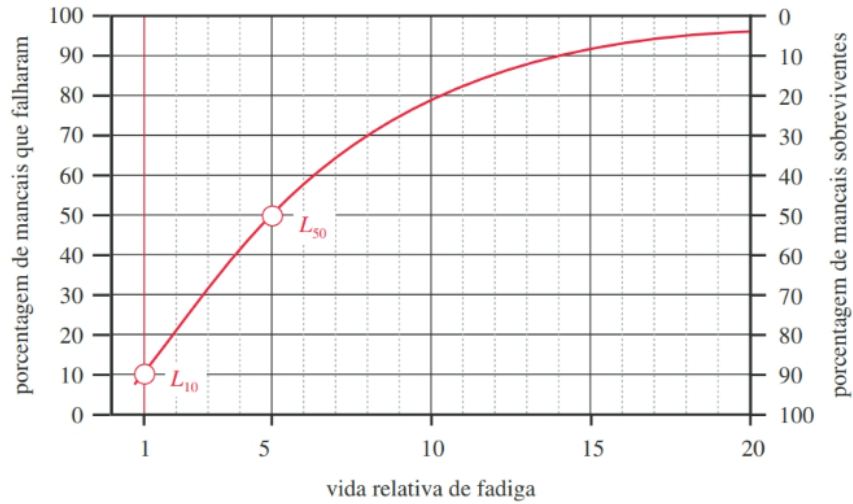
Fonte: (Norton, 2013)

Caso a lubrificação nos mancais esteja ocorrendo de maneira adequada, a falha dos mancais de elementos rolantes será por fadiga superficial. Quando a pista ou as esferas exibirem a primeira vala, significa que a falha está prestes a acontecer. Normalmente a pista falhará primeiro e o mancal dará um aviso audível de que a cavitação começou emitindo ruído e vibração ( Norton, 2013, p.658).

Os mancais são classificados com base na vida, expressa em revoluções (ou em horas de operação na velocidade de projeto), espera-se que 90% de uma amostra aleatória de mancais do mesmo tamanho alcancem ou excedam em suas cargas de projeto. É esperado que 10 % do lote falhe com aquela carga antes que a vida de projeto seja alcançada. A maior parte dos fabricantes tem padronizado a vida L10 como o meio de definição da vida característica sob carga de um mancal (Norton, 2013, p. 658).

A figura 15 ilustra uma curva de falha de mancal e a porcentagem de sobrevivência como uma função da vida relativa a fadiga. É importante enfatizar que a vida L10 é adotada como referência. A curva é relativamente linear até 50% de falhas, que ocorre em uma vida 5 vezes maior que aquela de referência. Ou seja, deve demorar 5 vezes mais tempo para 50% dos mancais falharem do que é requerido para 10% falharem.

Figura 15 - Distribuição típica da vida de mancais de elementos rolantes



Fonte: (Norton, 2013)

A vida  $L$  para outros percentuais de falha além do padrão de 10% pode ser calculada utilizando a equação 23.

$$l_p = k_r \cdot L_{10} \quad (23)$$

Em que:

$L$  = vida em fadiga

$K_r$  = fatores de Weibull

Tabela 5 - Fatores de confiabilidade  $K_r$  de Weibull

| P% | R% | $K_r$ |
|----|----|-------|
| 50 | 50 | 5,0   |
| 10 | 90 | 1,0   |
| 5  | 95 | 0,62  |
| 4  | 96 | 0,53  |
| 3  | 97 | 0,44  |
| 2  | 98 | 0,33  |
| 1  | 99 | 0,21  |

Fonte: (Norton, 2013)

A vida em fadiga dos mancais de rolamento L10 pode ser calculada aplicando a equação 23 para mancais de esferas e a equação 24 para mancais de rolos

$$lp = kr \left( \frac{C}{P} \right)^3 \quad (24)$$

$$lp = kr \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (25)$$

Em que:

L10 = Vida em fadiga

P = carga constante aplicada

C = Carga dinâmica básica para o mancal específico (definida pelo fabricante)

Kr = fator de confiabilidade de Weibul

## 2.12 Projeto de transmissão por corrente de rolos ou roletes

As correntes são elementos de máquinas flexíveis utilizados na transmissão de potência, são indicados nos casos em que existe uma grande distância entre eixos. As correntes de roletes foram padronizadas de acordo com o tamanho pela ANSI. Elas são amplamente utilizadas na indústria mecânica, onde as aplicações abrangem áreas como por exemplo a automobilística, naval, aeronáutica e etc. (Shigley, 2016, p.892).

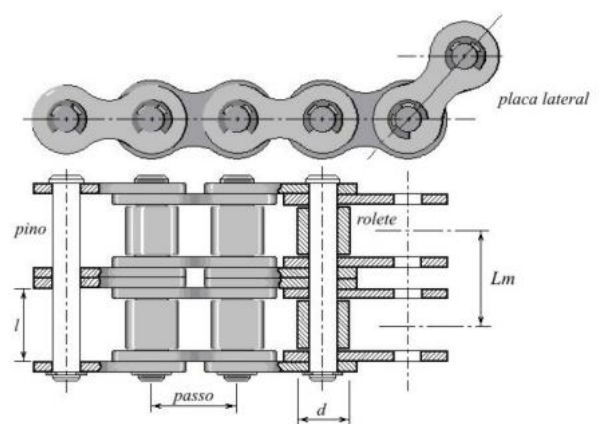
Ao realizar o projeto de uma corrente de rolos, o engenheiro projetista deve utilizar um criterioso processo de seleção, tendo em vista que a seleção da corrente adequada a certa aplicação influencia em uma maior eficiência e menor custo. Portanto o projetista deve considerar alguns parâmetros e critérios para que ocorra a correta seleção de correntes são apresentados abaixo (Marco, 2009, p.59).

- potência transmitida;
- relação de transmissão (i) ou as velocidades dos eixos motor e movido;
- espaço disponível (distância entre os eixos);
- vida e confiabilidade requerida;

- condições de operação (presença de poeira ou sujeiras)
- custo

As correntes de rolos estão disponíveis em várias formas padronizadas e matérias, tais como aço, aço inox, plásticos (para autolubrificação). Permitem velocidade de até 11 m/s, mas a faixa recomendada é de 3 a 5 m/s. A figura 16 apresenta a vista lateral de uma corrente de rolos, destacando a sua nomenclatura e os seus componentes.

Figura 16 - Nomenclatura e componentes das correntes de rolos



Fonte: (Marco, 2009)

$P$  = passo (mm)

$l$  = largura (mm)

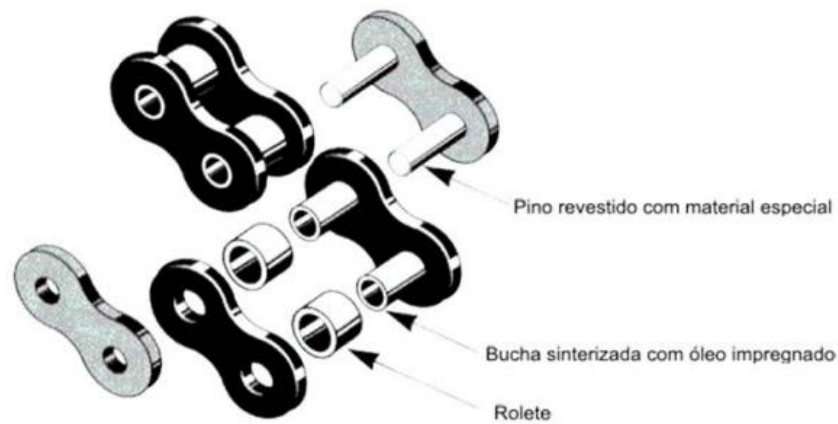
$d$  = diâmetro do rolete (mm)

$L_m$  = distância entre as correntes em correntes múltiplas (mm)

A corrente de rolo é um elemento de máquina composto por partes simétricas com elos internos e externos montados alternadamente. Um elo é constituído de quatro partes: duas placas laterais e dois pinos. Uma vez que nas correntes do tipo contra – pino estes são prensados em uma placa e atravessam a outra com pouca folga isso com o a finalidade de serem contra – pinados. Já no tipo rebitado os pinos são prensados e rebitados em ambas as placas (Marco, 2009, p.64).

Prosseguindo a explicação sobre as correntes de roletes, é necessário destacar que o elo interno é constituído de 6 partes: 2 rolos com giro livre sobre duas buchas, que são prensadas em ambos os lados sobre as duas placas. A figura 17 ilustra a montagem dos componentes das correntes de rolos (Marco, 2009, p.65).

Figura 17- Montagem dos componentes das correntes de rolos



Fonte: (Marco, 2009)

A tabela 6 apresenta os componentes das correntes de rolos, suas funções e os esforços aos quais estão submetidos.

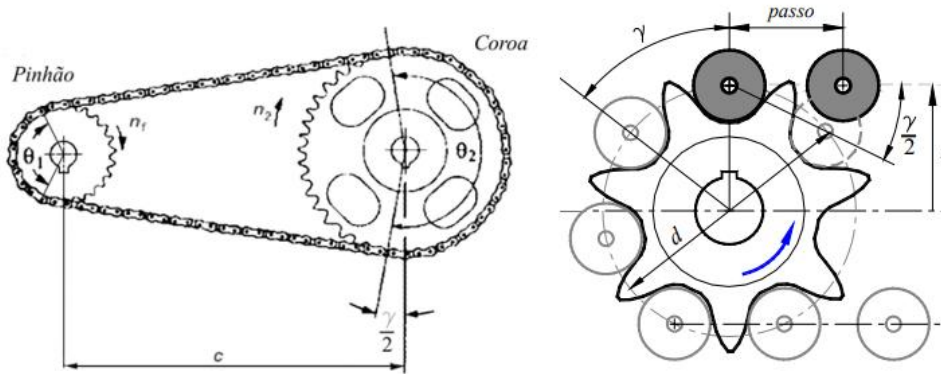
Tabela 6 - Funções e esforços das correntes de rolos.

| <i>COMPONENTES DAS CORRENTES DE ROLOS</i> | <i>FUNÇÃO</i>   | <i>ESFORÇO</i>                        |
|---|---|---------------------------------------|
| Pinos                                     | Suportar esforços da transmissão  | Tração, cisalhamento, flexão e fadiga |
| Buchas                                    | Envolver o pino protegendo-o contra o impacto do engrenamento           | Fadiga e desgaste                     |
| Roletes                                   | Amortecer o impacto do engrenamento                                     | Impacto, fadiga e desgaste            |
| Placas laterais - externa<br>- interna    | Fixar os pinos e buchas em suas posições e suportar a carga do conjunto | Tração, fadiga e choque.              |

Fonte: (Marco, 2009)

A nomenclatura utilizada na transmissão por correntes de rolos, simbologias e definições estão presentes na figura 18.

Figura 18 - Nomenclatura das transmissões por corrente



Fonte: (Marco, 2009)

O ângulo de articulação na corrente de rolos é o ângulo pelo qual os elos da corrente giram em torno dos pinos quando a corrente entra ou sai de uma engrenagem. Esse ângulo afeta a flexibilidade, o desgaste e a eficiência da transmissão. Ele pode ser encontrado aplicando a equação 26 (Marco, 2009, p.41).

$$\gamma = \frac{2\pi}{z} = \frac{360}{z} \quad (26)$$

Onde:

$\gamma$  = ângulo de articulação

$Z$  = número de dentes da engrenagem

$\pi = 180^\circ$

A relação de transmissão determina se o sistema mecânico aumentará ou reduzirá a velocidade de saída em relação à entrada. Tendo em consideração que ela afeta diretamente o torque disponível na saída. Portanto uma relação de transmissão maior aumenta o torque, enquanto uma menor aumenta a velocidade. A relação de transmissão pode ser calculada aplicando se a equação 27 (Marco, 2009, p.41).

$$\dot{I} = \frac{Zc}{Zp} = \frac{dc}{dp} \quad (27)$$

Em que:

$i$  = relação de transmissão

$z_c$  = número de dentes da coroa

$z_p$  = número de dentes do pinhão

$d_c$  = diâmetro primitivo da coroa

$d_p$  = diâmetro primitivo do pinhão

Para o caso de engrenagens, o diâmetro primitivo, é o diâmetro do círculo primitivo, que é a circunferência imaginária onde os dentes das engrenagens efetivamente entram em contato e transmitem movimento. Ele pode ser encontrado utilizando a equação 28 (Marco, 2009, p.41).

$$d = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad (28)$$

Onde:

$d$  = diâmetro primitivo

$p$  = passo da corrente

$z$  = número de dentes da engrenagem

Para a especificação da corrente de rolos, o projetista precisa determinar o número ANSI, que fornece o tamanho da corrente, o número de correntes (simples, dupla, tripla, tripla, quádrupla etc). A tabela 7 fornece as dimensões padronizadas das correntes de rolos (Marco, 2009, p.70).

Tabela 7 - Dimensões de correntes de roletes padronizadas

| Número da corrente ANSI | Passo [mm] | Largura [mm] | Resistência mínima à tração [N] | Peso médio [N/m] | Diâmetro do rolete [mm] | Distância entre correntes múltiplas [mm] |
|-------------------------|------------|--------------|---------------------------------|------------------|-------------------------|--|
| 25                      | 6.35       | 3.18         | 3470                            | 1.31             | 3.30                    | 6.40                                     |
| 35                      | 9.52       | 4.76         | 7830                            | 3.06             | 5.08                    | 10.13                                    |
| 41                      | 12.70      | 6.35         | 6670                            | 3.65             | 7.77                    | -  |
| 40                      | 12.70      | 7.94         | 13920                           | 6.13             | 7.92                    | 14.38                                    |
| 50                      | 15.88      | 9.52         | 21700                           | 10.1             | 10.16                   | 18.11                                    |
| 60                      | 19.05      | 12.70        | 31300                           | 14.6             | 11.91                   | 22.78                                    |
| 80                      | 25.40      | 15.88        | 55600                           | 25.0             | 15.87                   | 29.29                                    |
| 100                     | 31.75      | 19.05        | 86700                           | 37.7             | 19.05                   | 35.76                                    |
| 120                     | 38.10      | 25.40        | 124500                          | 56.5             | 22.22                   | 45.44                                    |
| 140                     | 44.45      | 25.40        | 169000                          | 72.2             | 25.40                   | 48.87                                    |
| 160                     | 50.80      | 31.75        | 222000                          | 96.5             | 28.57                   | 58.55                                    |
| 180                     | 57.15      | 35.71        | 280000                          | 132.2            | 35.71                   | 65.84                                    |
| 200                     | 63.50      | 38.10        | 347000                          | 160              | 39.67                   | 71.55                                    |
| 240                     | 76.70      | 47.63        | 498000                          | 239              | 47.62                   | 87.83                                    |

Fonte: (Marco, 2009)

É imprescindível destacar que a realização do cálculo do número de elos, para uma corrente de rolos, é feita utilizando a equação 29 (Marco, 2009, p.73).

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \cdot c}{p} + \frac{z1 + z2}{2} + \frac{(z2 - z1)^2 \cdot p}{4 \cdot \pi^2 \cdot c} \quad (29)$$

Onde:

$z1$  = número de dentes do pinhão

$z2$  = número de dentes da coroa

$L/p$  = número de elos da corrente

$c$  = distância entre centros

A força tangencial é a componente da força transmitida pela corrente que atua ao longo da tangente ao círculo primitivo do pinhão e da coroa, sendo a responsável direta pela geração de torque no sistema e essa grandeza física pode ser calculada aplicando-se a equação 30 (Melconian, 2009, p.295)

$$f_t = \frac{2M_t}{d_0} \quad (30)$$

Já o torque na coroa pode ser definido aplicando a equação 31

$$M_t = \frac{f_t d_0}{2} \quad (31)$$

Onde,

$f_t$  – Força tangencial [N]

$M_t$  – Torque [Nm]

$d_0$  – Diâmetro primitivo da engrenagem [m]

### **3. MATERIAIS E MÉTODOS**

Este projeto conceitual teve como base uma versão de metodologia de projeto presente no livro do (Shigley 2016). É preciso enfatizar que foram seguidos apenas dois tópicos e são eles: identificação da necessidade e definição do problema.

Com o objetivo de apresentar mais informações neste trabalho buscou se no livro do (Norton 2013) tópicos referentes a metodologia de projeto. E os dois tópicos escolhidos e que foram acrescentados a esse projeto conceitual são: pesquisa de suporte e especificações dos requisitos do produto.

#### **3.1 Identificação das necessidades**

Com o intuito de melhorar a qualidade de vida das pessoas com mobilidade reduzida, este projeto conceitual teve como finalidade adaptar uma motocicleta Biz 125 para que ela possa ser utilizada pelas pessoas do grupo citado, permitindo assim mais autonomia e liberdade.

Para realizar essa adaptação alguns componentes mecânicos com características originais desenvolvidas pela fabricante Honda foram substituídas, tal como transmissão, quadro elástico e o eixo da roda traseira. Destaca-se que a posição do disco de freio traseiro ficou em uma posição diferente da configuração original, também acrescentou-se mais uma roda ao conjunto mecânico.

As mudanças implementadas no projeto foram fundamentadas em critérios de engenharia mecânica, com foco na melhoria da segurança, da dirigibilidade e da confiabilidade estrutural do veículo adaptado. Dessa forma, o projeto busca atender de maneira eficiente às necessidades de usuários que não possuem os membros inferiores, oferecendo uma solução tecnicamente viável, segura e funcional, sem comprometer o desempenho e a integridade do conjunto mecânico.

#### **3.2 Definição do problema**

A mobilidade é algo decisivo para a independência e qualidade de vida dos indivíduos. Entretanto, pessoas com mobilidade reduzida encontram dificuldades para utilizar veículos comuns, incluindo motocicletas. Considerando que a maioria das motos fabricadas no Brasil não são projetadas para atender esse público manifestou-

se a vontade de realizar esse projeto conceitual visando melhorar a qualidade de vida das pessoas que não possuem os membros inferiores possibilitando a sua inserção no trânsito de maneira independente.

### 3.3 Pesquisa de suporte

Uma das primeiras etapas no desenvolvimento de um projeto consiste na pesquisa de produtos semelhantes já existentes no mercado. Essa investigação permite compreender soluções adotadas por outros fabricantes, identificar tendências e levantar requisitos técnicos relevantes. A consulta pode ser realizada por meio de diversas fontes, como sites especializados, catálogos de fabricantes, imagens, vídeos, artigos técnicos e demais materiais disponíveis na internet. As figuras 19, 20 e 21 apresentam uma motocicleta Biz 125 que foi adaptada para uma pessoa que não possui os membros inferiores, o discente fez uma visita até a residência do cidadão para observar a moto e fazer as fotografias.

Figura 19 – Parte traseira da motocicleta



Fonte: autor (2025)

Figura 20 - vista frontal da Biz 125 adaptada



Fonte: Autor (2025)

Figura 21 - Sistema de transmissão da Biz adaptada



Fonte: Autor 2025

Visando analisar a dirigibilidade do veículo em questão, o discente tentou conduzi-lo, mas não obteve êxito, percorrendo apenas cerca de 30 metros. Tornou-se evidente a dificuldade em realizar curvas, decorrente da falta de estabilidade apresentada pela motocicleta. O proprietário do veículo relatou as dificuldades que enfrenta para conduzi-la, mesmo ao se deslocar em linha reta, e afirmou ter o desejo de aprimorar o projeto para torná-lo mais seguro e eficiente.

O condutor da motocicleta adaptada relatou que a ausência do sistema de marcha ré influencia de forma significativa sua capacidade de realizar manobras, especialmente em situações que exigem deslocamentos em espaços reduzidos, como estacionamentos, rampas e áreas com restrição de mobilidade. Essa limitação compromete a praticidade de uso do veículo e pode gerar dificuldades operacionais durante a condução cotidiana.

Ademais, o condutor destacou que a estrutura do quadro elástico, na configuração atual, não apresenta reforços estruturais suficientes para suportar de maneira adequada as novas solicitações mecânicas decorrentes das modificações implementadas no projeto. Essa condição pode resultar em esforços adicionais, deformações indesejadas e possíveis impactos negativos na durabilidade, segurança e confiabilidade estrutural do conjunto.

Dessa forma, tais observações reforçam a necessidade de estudos complementares voltados à implementação de um sistema de marcha ré e ao reforço estrutural do quadro elástico, visando aprimorar a ergonomia, a segurança operacional e o desempenho global da motocicleta adaptada.

### **3.4 Especificações dos requisitos do produto na versão Original**

Na Figura 22 apresenta-se o modelo Honda Biz 125 ES 2025, motocicleta adotada como base para o presente estudo. A ficha técnica original do veículo, apresentada na Tabela 8, serviu como referência para o desenvolvimento do projeto conceitual. Com base nesses dados, foram propostas e implementadas adaptações que permitem que uma motocicleta desse modelo seja conduzida por pessoas com mobilidade reduzida, o que incluiu a incorporação de uma terceira roda na parte traseira, alterando sua configuração estrutural e dinâmica.

Figura 22 - Biz 125 ES 2025



Fonte: Honda, "s.d"

Na Tabela 8 são apresentadas as informações da motocicleta Honda Biz 125 em sua configuração original. Ressalta-se que os dados nela contidos foram fundamentais para o dimensionamento dos componentes mecânicos desenvolvidos neste trabalho.

Tabela 8 - Especificações do motor da Biz 125

| <b>Especificações</b> | <b>Detalhes</b>                      |
|-----------------------|--------------------------------------|
| Tipo                  | OHC, monocilíndrico, arrefecido a ar |
| Cilindrada            | 123,9 centímetros cúbicos            |
| Potência máxima       | 7,01 kw (9,53 cv) a 7500 rpm         |
| Torque máximo         | 10,1 N.m (1,03 kgf.m) a 6000 rpm     |
| Partida               | Elétrica                             |
| Embreagem             | Centrifuga automática                |
| Transmissão           | 4 velocidades                        |

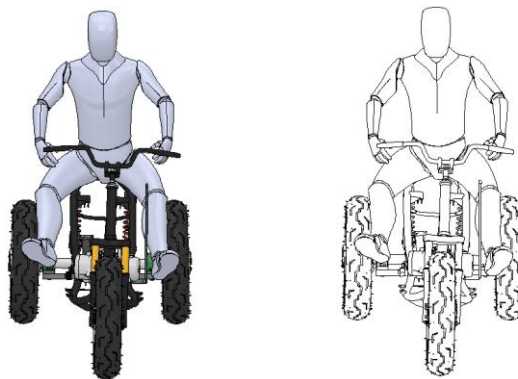
Fonte: adaptado de Honda, "s.d"

## 4. RESULTADOS E DISCURSÕES

### 4.1 Apresentação da arquitetura da motocicleta adaptada para indivíduos com mobilidade reduzida

Utilizando o software inventor 3D, foi desenvolvido o modelo da motocicleta, ele serviu como referência para o dimensionamento dos componentes estruturais e das demais peças que compõe o sistema. A figura 23 mostra a vista frontal do triciclo com o condutor, essa vista permite avaliar a simetria do projeto e o alinhamento das rodas.

Figura 23 - Vista frontal da motocicleta



Fonte: autor 2025

A figura 24 apresenta a vista lateral da motocicleta adaptada, permitindo observar a geometria geral do chassi.

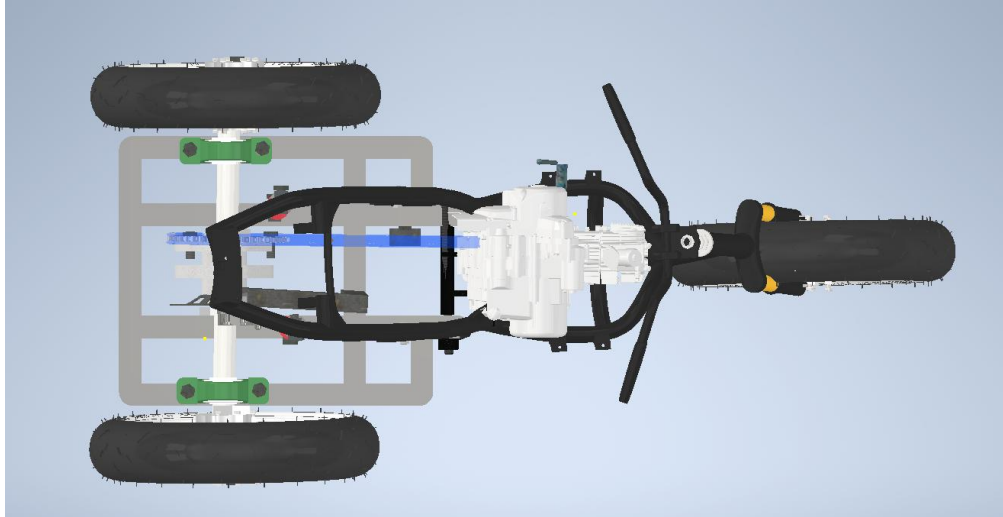
Figura 24 - Vista lateral



Fonte: autor (2025)

Na figura 25 é exibida a vista superior do veículo, isso com a finalidade de demonstrar com clareza o posicionamento do sistema de transmissão.

Figura 25 - Vista superior da motocicleta adaptada



Fonte: autor (2025)

Na Tabela 9 são apresentadas as características da motocicleta adaptada para pessoas com mobilidade reduzida. As informações nela contidas têm como finalidade organizar e facilitar a compreensão deste trabalho, uma vez que os símbolos utilizados ao longo do texto encontram-se devidamente identificados e padronizados. Além disso, a Tabela 9 indica a origem das grandezas físicas empregadas no desenvolvimento do projeto, especificando se os valores foram obtidos por meio de dados de referência, equações analíticas, tabelas técnicas ou a partir do modelo tridimensional (3D) da motocicleta. Também são apresentados os respectivos valores numéricos de cada grandeza física, os quais foram utilizados nas análises e dimensionamentos realizados.

Tabela 9 - Características do veículo

| <b>Grandeza</b>                               | <b>Símbolo</b>  | <b>definido</b> | <b>Valor</b> |
|---|-----------------|-----------------|--------------|
| Coeficiente de atrito de rolamento            | f               | Tab 2           | 0,010        |
| Rendimento mecânico da transmissão            | $\eta_m$        | Tab 1           | 0,99         |
| Potência no eixo da roda                      | Pc              | Eq. 1           | 6939,9 W     |
| Massa do veículo com o piloto                 | m               | Fig.29          | 297,69 kg    |
| Peso do veículo com o piloto                  | N               | projeto         | 2917,362 N   |
| Inercia das massas na rotação do motor        | J <sub>m</sub>  | projeto         | 0,00343      |
| Inercia das massas na rotação do pneu         | J <sub>r</sub>  | projeto         | 1,32         |
| Raio efetivo do pneu traseiro                 | r               | Projeto         | 0,298 m      |
| Relação de transmissão                        | i               | Eq.27           | 3,07         |
| Distância entre eixos                         | L               | Fig.29          | 1285,02 mm   |
| Altura do CG em relação a pista               | h               | Fig. 29         | 515,6 mm     |
| Distância do CG até o centro da roda traseira | a <sub>11</sub> | Fig. 29         | 337 mm       |

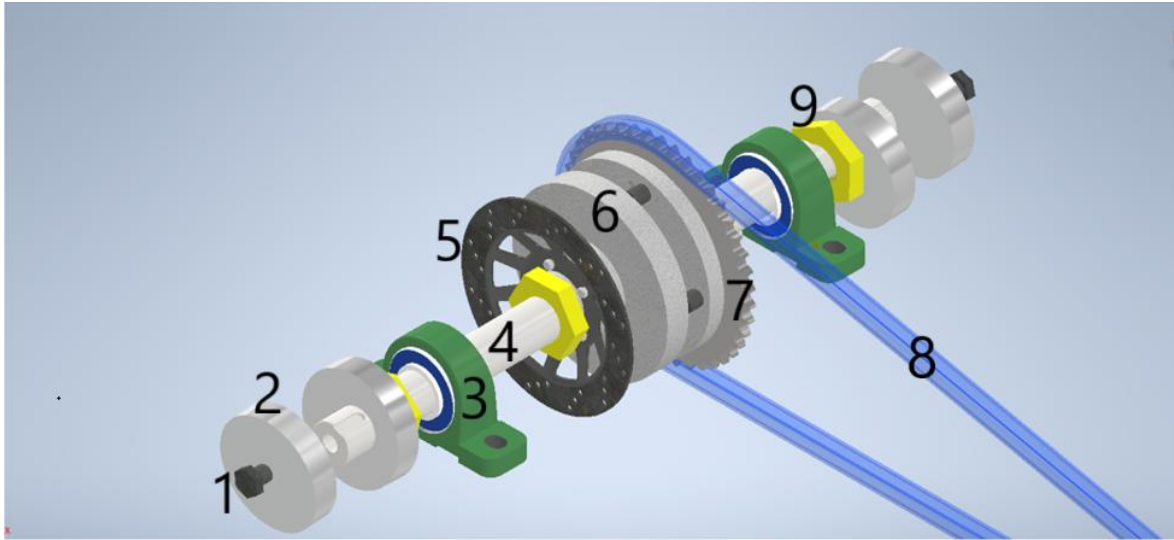
|  |           |         |                        |
|--|-----------|---------|------------------------|
| Distância do CG até o centro da roda dianteira | $a_1$     | Fig. 29 | 947,97 mm              |
| Distância entre centros                        | $c$       | Fig. 38 | 785,8 mm               |
| Parcela de carga sobre o eixo traseiro         | $x$       | Eq. 7   | 0,74                   |
| Reação normal do eixo traseiro parado no plano | $R_{011}$ | Eq. 6   | 2152,16 N              |
| Área projetada da seção transversal            | $A$       | Fig. 30 | 1,48 m <sup>2</sup>    |
| Densidade do ar a 25 °C                        | $\rho$    | livro   | 1,19 Kg/m <sup>3</sup> |
| Coeficiente de arrasto aerodinâmico            | $C_x$     | Tab. 3  | 1,49 m <sup>2</sup>    |
| Coeficiente de atrito entre pneu pista         | $\mu$     | Fig. 11 | 0,8                    |
| Aceleração                                     | $a$       | Eq. 33  | 0,345 m/s <sup>2</sup> |
| Gravidade                                      | $g$       | livro   | 9,81 m/s <sup>2</sup>  |
| escorregamento                                 | $e$       | Texto   | 0,05                   |

Fonte: autor (2025)

## 4.2 Componentes mecânicos da transmissão

A figura 26 ilustra os componentes mecânicos que constituem a transmissão da motocicleta. Na tabela 10 é apresentada uma explicação sucinta de todos os elementos mecânicos presentes na figura 26.

Figura 26 - Elementos mecânicos do sistema de transmissão



Fonte: autor (2025)

A Tabela 10 apresenta a identificação numérica de cada componente mecânico do sistema de transmissão, bem como suas respectivas quantidades, especificações técnicas, materiais e as funções que cada componente desempenha no conjunto mecânico.

Tabela 10 - Componentes mecânicos da transmissão do veículo

| Nº | Componente | Quantidade | Especificação                      | Material                                | Função no conjunto  |
|----|------------|------------|------------------------------------|---|---|
| 1  | Parafuso   | 14         | Sextavado<br>m6x10 mm              | Aço<br>carbono<br>SAE 1020              | realiza a fixação da coroa e disco ao flange e as rodas ao eixo |
| 2  | Arruela    | 4          | Arruela lisa 48<br>(50,62x92x9 mm) | Aço<br>carbono<br>zincado<br>trivalente | Distribui a carga de aperto do parafuso sobre a superfície      |
| 3  | Mancal     | 2          | UCP210 - Eixo<br>50 mm             | Aço<br>carbono                          | suporta e guia o eixo com baixo atrito, garantindo alinhamento. |

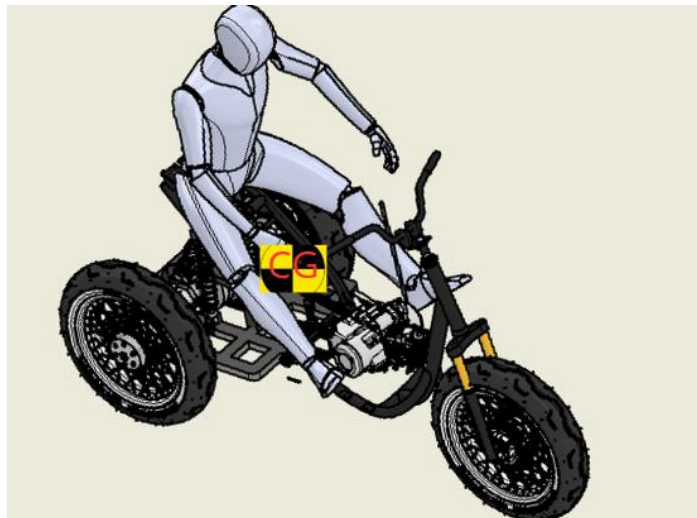
|   |                   |   |   |               |   |
|---|-------------------|---|---|---------------|---|
| 4 | Eixo              | 1 | 50x800 mm   | Aço 1045      | conduz o troque entre os elementos do sistema   |
| 5 | Disco de freio    | 1 | Diâmetro externo 190 mm<br>Diâmetro interno 50 mm | Aço carbono   | recebe a pressão das pastilhas e gera o atrito necessário para desacelerar ou parar a motocicleta |
| 6 | Flange de fixação | 1 | Cubo com chaveta                                  | Alumínio 6061 | O flange transmite o torque do eixo ao conjunto central,  |
| 7 | Engrenagem        | 1 | Coroa dentada de 43 dentes                        | Aço 1045      | Conjunto responsável por multiplicar ou reduzir a velocidade de rotação                           |
| 8 | Corrente de rolos | 1 | 99 elos   | Aço 1045      | Transmite o torque do pinhão para a coroa   |
| 9 | Porca             | 4 | M50x1,5   | Aço carbono   | Fixa os componentes   |

Fonte: autor (2025)

### 4.3 Centro de gravidade

O centro de gravidade (CG) de um veículo é o ponto teórico onde toda a sua massa é considerada concentrada. Ele afeta a estabilidade e dirigibilidade: um CG mais baixo geralmente resulta em maior estabilidade, especialmente em curvas, enquanto um CG alto aumenta o risco de capotagem. O CG muda conforme o veículo acelera, freia ou transporta cargas. Como apresentado por Nicolazzi (2012) o conhecimento preciso da localização do centro de gravidade é fundamental para a determinação das forças que atuam na dinâmica longitudinal, como a resistência ao aclone, a resistência de inércia e o peso do veículo, uma vez que estas se aplicam diretamente sobre o CG. A figura 27 ilustra a posição do centro de gravidade com o ocupante.

Figura 27 - Posição do centro de gravidade



Fonte: autor (2025)

Na figura 27 o centro de gravidade tem uma altura de 515,65 milímetros, a distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro é exatamente 947,97 milímetros. Já a distância do CG até o eixo traseiro é 337,05 milímetros.

A massa total do conjunto, considerando também a massa do condutor é de 297,69 Kg.

#### 4.4 Análise das resistências ao movimento na dinâmica longitudinal da motocicleta adaptada

Como visto na literatura de dinâmica veicular, as resistências ao movimento a que o veículo está submetido podem ser de cinco tipos: resistência mecânica, resistência de aclone, resistência de inércia, resistência de rolamento e resistência aerodinâmica. Com o objetivo de estimar o comportamento da motocicleta em termos de potência no eixo traseiro, torque disponível, força trativa e demais grandezas envolvidas, este trabalho realiza uma análise detalhada dessas resistências, permitindo compreender sua influência direta no desempenho do veículo.

#### 4.5 Potência no eixo das rodas traseiras da motocicleta

A potência no eixo da roda é a quantidade de energia por unidade de tempo que chega efetivamente às rodas do veículo para gerar movimento. Entretanto, para determiná-la é necessário considerar as resistências mecânicas do sistema de transmissão. Foi possível calcular a potência disponível no eixo da motocicleta aplicando a equação 1.

$$P_c = P_e \eta_m = 6939,9 W \quad (1)$$

Sendo;

$P_c$  - Potência no eixo da roda

$P_e$  – Potência efetiva no motor = 7,010 W

$\eta_m$  – Rendimento mecânico da transmissão = 0,99

#### 4.6 Aplicando o conceito de resistência ao aclone

Considerando que um piloto com uma massa de 93,4 Kg esteja conduzindo a motocicleta projetada nesse trabalho, cuja a massa é de 204,29 Kg sobre um aclone que possui um ângulo de  $3,43^\circ$  aplicando a equação 2 é possível identificar o valor da resistência ao aclone para essas condições.

$$Q_s = G \operatorname{sen} \alpha = 174,54 \text{ N} \quad (2)$$

Onde;

$Q_s$  – Resistência ao aclone

$G$  – Peso do conjunto = 2917,362 N

$\alpha$  - Inclinação do aclone = 3,43 °

#### 4.7 Cálculo da resistência de inércia

Atribuindo os valores apresentados na tabela 9, referentes às incógnitas presentes na equação 3, é possível calcular a resistência de inércia para a motocicleta.

$$Q_I = ma \left( 1 + \frac{J_r + i^2 J_m}{mr^2} \right) = 107,9 \text{ N} \quad (3)$$

$Q_I$  - Resistência de inércia [N]

$m$  – Massa do veículo + piloto = 297,69 kg

$a$  – Aceleração linear do veículo = 0,345 m/s<sup>2</sup>

$r$  – Raio efetivo do pneu = 0,298 m

$J_r$  – Inércia das massas na rotação do pneu = 1,32 kg.m<sup>2</sup>

$J_m$  – Inércia das massas na rotação do motor = 0,00343 kg.m<sup>2</sup>

$i$  – Relação da transmissão = 3,07

#### 4.8 Aplicando a resistência ao rolamento na motocicleta

Como apresentado na literatura a resistência ao rolamento ocorre no par pneu pista. Na tabela 2 são apresentados os valores de atrito de rolamento para diferentes tipos de terrenos. Para realizar o cálculo da resistência ao rolamento aplicou-se a equação 4 considerando que o veículo está trafegando por um asfalto liso com inclinação de 3,43 °.

$$Q_r = fG \cos \alpha = 29,12 \text{ N} \quad (4)$$

Sendo;

$Q_r$  – Resistência ao rolamento

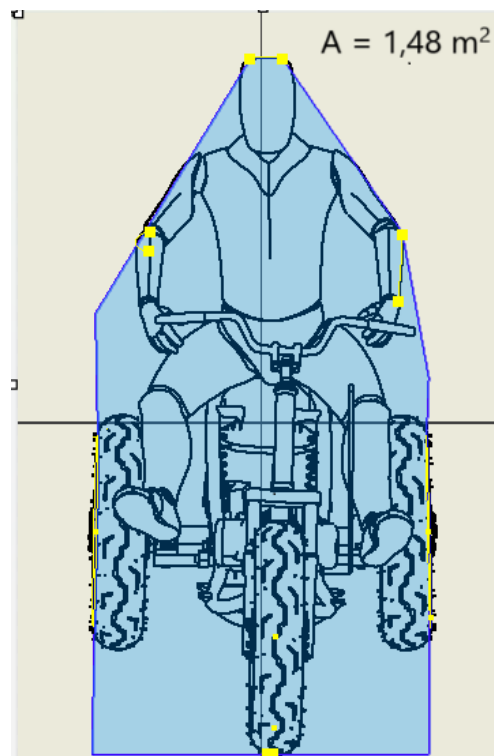
$f$  – Coeficiente de atrito de rolamento = 0,010

$\alpha$  - Inclinação da pista = 3,43°

$G$  – Peso do veículo com o piloto = 2917,362 N

#### 4.9 Análise da resistência aerodinâmica da motocicleta

Figura 28 - Área da seção transversal projetada



Fonte: Autor (2025)

Para determinar a resistência aerodinâmica de um veículo, é necessário conhecer um parâmetro complexo denominado coeficiente de resistência aerodinâmica, e para isso é necessário realizar um estudo utilizando túnel de vento

para defini-lo. Devido à ausência desse túnel, nesse trabalho será considerada uma forma geométrica mais simples, uma placa plana. Cujo valor do coeficiente ( $C_x$ ) está apresentado na tabela 3. De posse do valor da área da seção transversal projetada da motocicleta ilustrada na figura 28 e de valores de outras grandezas físicas presentes na tabela 9, e considerando que a velocidade relativa do vento é de 10,28 m/s aplicando-se a equação 5, foi possível calcular o valor da resistência aerodinâmica da motocicleta.

$$Q_a = \frac{1}{2} \rho V_r^2 C_x A = 138,65 \text{ N} \quad (5)$$

Onde;

$Q_a$  – Resistência aerodinâmica [N]

$\rho$  – Densidade do ar na pressão e temperatura de trabalho = 1,19 Kg/m<sup>3</sup>

$V_r$  – Velocidade relativa do vento = 10,28 m/s

$C_x$  – Coeficiente de resistência aerodinâmica = 1,49 m<sup>2</sup>

$A$  – área da seção transversal = 1,48 m<sup>2</sup>

Como neste trabalho foi realizado a análise de todas as resistências ao movimento, coube ao autor aplicar a equação 32 e realizar o cálculo da resistência total ao avanço do veículo, a qual, segundo Nicolazzi é definida como a soma de todas as resistências ao movimento, exceto a mecânica.

$$Q_t = Q_a + Q_s + Q_r + Q_I = 450,21 \text{ N} \quad (32)$$

sendo;

$Q_t$  – Resistência total

$Q_a$  – Resistência aerodinâmica

$Q_s$  – Resistência ao aclone

$Q_r$  – Resistência ao rolamento

$Q_I$  - Resistência de inércia

#### 4.10 Carga no eixo traseiro da motocicleta parada na horizontal

Aplicando-se a equação 6 e utilizando as informações presentes na tabela 9, referentes à posição do centro de gravidade, peso do veículo e a distância entre eixos, foi possível identificar a reação sobre o eixo traseiro com o veículo parado.

$$R_{0II} = \frac{a1 G}{l} = 2152,16 N \quad (6)$$

Onde;

$R_{0II}$  – Reação sobre o eixo traseiro

$a1$  – Distância entre o centro de gravidade e a roda dianteira = 947,97 mm

$G$  - Peso do veículo com o condutor = 2917,362 N

$l$  – Distância entre eixos = 1285,02 mm

Utilizando a equação 7 determinou-se a parcela de carga que está sobre o eixo traseiro.

$$x = \frac{R_{0II}}{G} = 0,74 \quad (7)$$

Sendo;

$x$  – Parcela de carga no eixo traseiro

$R_{0II}$  - Reação sobre o eixo traseiro = 2152,16 N

$G$  – Peso do veículo com o condutor = 2917,362 N

Ou seja 74% do peso do veículo está sobre o eixo traseiro

#### 4.11 Cargas nos eixos com a motocicleta em movimento

Para calcular a carga no eixo dianteiro como veículo em movimento utilizou-se a equação 11. Vale ressaltar que foi considerado  $3,43^\circ$  para o ângulo  $\alpha$ .

$$R_{I=}[(1 - x_1)G \cos \alpha] - (Q_s + Q_I + Q_a) \frac{h}{l} = 1985,97 \text{ N} \quad (11)$$

Onde;

$R_{I=}$  Reação no eixo dianteiro

$x_1$  – parcela de carga no eixo dianteiro = 0,26

$G$  – Peso do conjunto = 2917,362 N

$\alpha$  - Inclinação da pista =  $3,43^\circ$

$Q_s$  – Resistência ao aclone = 174,54 N

$Q_I$  – Resistência de inércia = 107,9 N

$Q_a$  – Resistência aerodinâmica = 138,65 N

$h$  – Altura do centro de gravidade = 515,65 mm

$l$  - Distância entre eixos = 1285,02 mm

Com a finalidade de calcular a carga presente no eixo traseiro quando a motocicleta está em movimento utilizou-se a equação 12.

$$R_{II} = (x G \cos \alpha) + (Q_s + Q_I + Q_a) \frac{h}{l} = 2323,95 \text{ N} \quad (12)$$

Onde;

$R_{II}$  Reação no eixo traseiro

$x$  – parcela de carga no eixo traseiro = 0,74

$G$  – Peso do conjunto = 2917,362 N

$\alpha$  - Inclinação da pista =  $3,43^\circ$

$Q_s$  – Resistência ao aclone = 174,54 N

$Q_I$  – Resistência de inércia = 107,9 N

Qa – Resistência aerodinâmica = 138,65 N

h – Altura do centro de gravidade = 515,65 mm

l - Distância entre eixos = 1285,02 mm

#### 4.12 Força motriz máxima

A força motriz máxima é o maior valor de força que pode ser transmitida ao solo pela roda motriz sem que ocorra escorregamento. A equação 13 foi utilizada para calcular esse limite para a motocicleta projetada nesse trabalho, estabelecendo a máxima força que o veículo consegue aplicar ao solo mantendo aderência e evitando a perda de tração.

$$F_{mII}^{máx} = (\mu G \cos \alpha) \left[ \frac{x - f \left( \frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left( \frac{h}{l} \right)} \right] = 2525,37 \text{ N} \quad (13)$$

Em que;

f – Coeficiente de resistência ao rolamento = 0,010

G – O peso total do conjunto = 2917,362 N

h – Altura do centro de gravidade em relação ao solo = 515,65 mm

l – Distância entre eixos = 1285,02 mm

x – parcela de carga distribuída no eixo traseiro = 0,74

$\alpha$  – Ângulo do aclave = 3,43°

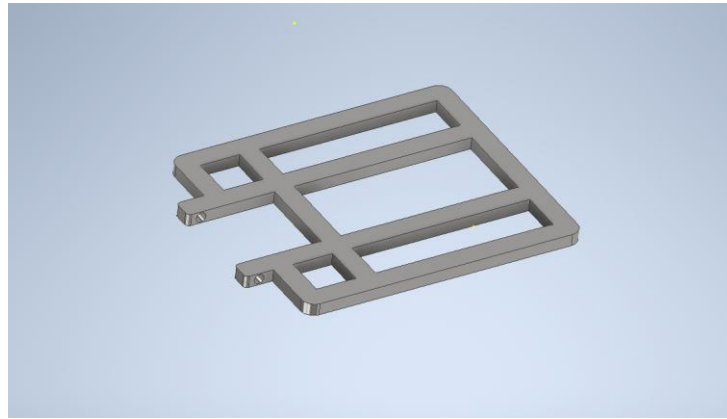
$\mu$  – Coeficiente de atrito = 0,8

#### 4.13 Projeto do quadro elástico

Com o objetivo de possibilitar o acréscimo de mais uma roda na parte traseira da motocicleta, foi desenvolvido nesse trabalho o projeto de um quadro elástico, componente mecânico ilustrado na figura 29. A adaptação desse modelo de quadro

elástico na motocicleta Biz 125 permite que indivíduos que não possuem os membros inferiores possam utilizar a motocicleta com equilíbrio e segurança.

Figura 29 - Quadro elástico



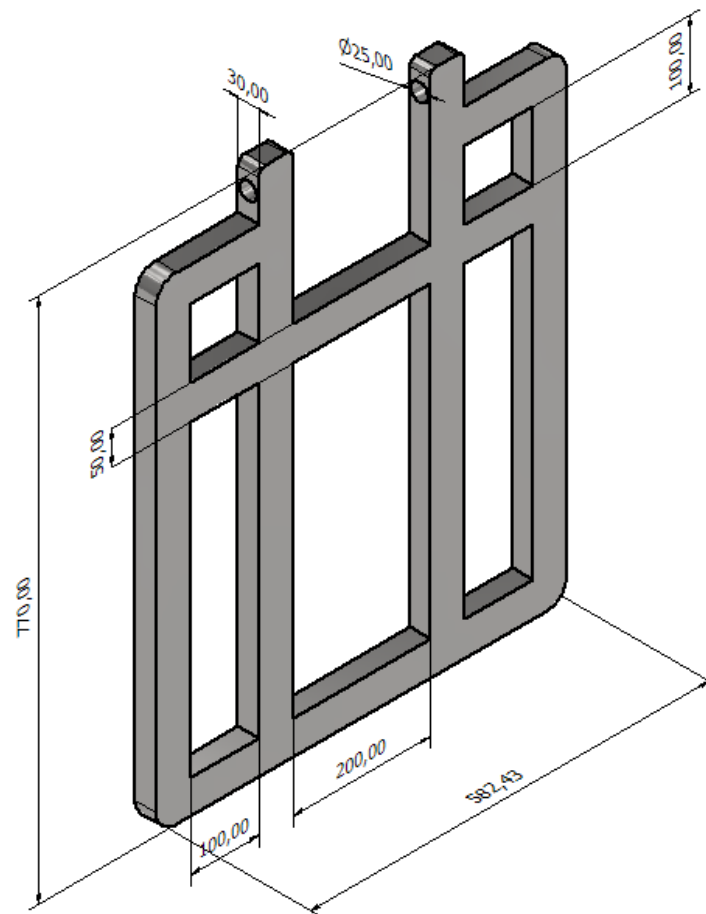
Fonte: autor (2025)

O quadro elástico é constituído de tubos retangulares de aço carbono galvanizado SAE 1020 com, com dimensões de 30 mm de altura e 50 mm de largura. A escolha do material se justifica por sua alta resistência mecânica, boa resistência a corrosão e baixo custo em comparação com outros aços estruturais. As dimensões do quadro elástico estão apresentadas na figura 30.

Kosinski destaca que os aços de baixa liga SAE 1020 são amplamente usados no setor industrial e na engenharia, ele afirma que as propriedades mecânicas do aço 1020 costumam ser suficientes para a maior parte das aplicações mesmo sem tratamento térmico, informação baseada em Chiaverine (2008).

A formação química no aço SAE 1020 é composta por carbono, manganês, fosforo e enxofre. Também é importante destacar que aço 1020 possui as seguintes propriedades mecânicas: resistência a tração 420 Mpa e limite de escoamento de 320 MPa. (Kosinski, 2021, p.14).

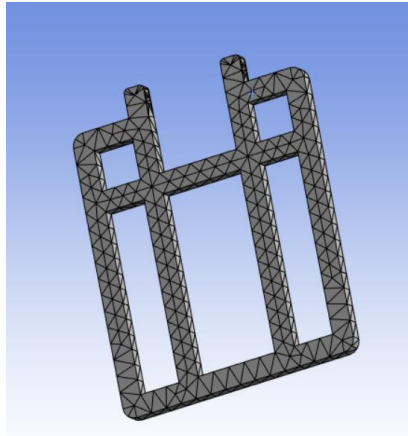
Figura 30 - Dimensões do quadro elástico em milímetros



Fonte: autor (2025)

Após realizar o desenho do quadro elástico utilizando o inventor 3D, foi necessário importar a geometria citada para o ANSYS, isso com a finalidade de avaliar seu comportamento mecânico sob carregamento. A avaliação da resistência do quadro elástico foi realizada por meio do critério de tensão equivalente de von misseis, amplamente empregado na análise de materiais dúcteis. Essa simulação permitiu converter o estado complexo de tensões aplicado a peça em um valor escalar equivalente, tornando possível a comparação direta com o limite de escoamento do material. A figura 31 ilustra a malha que foi gerada contendo 3364 nós e 1419 elementos.

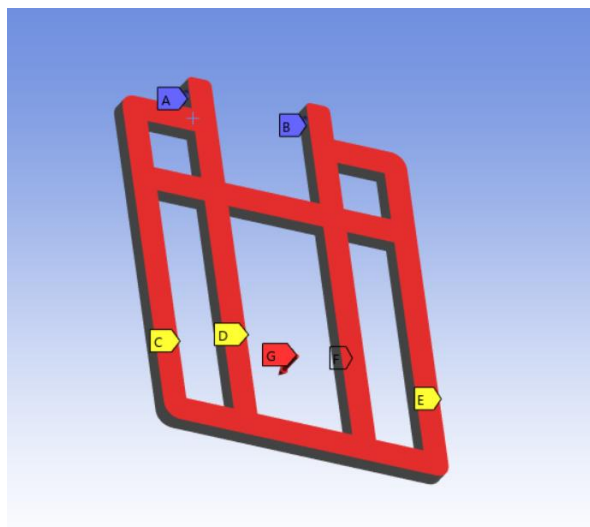
Figura 31- Modelo geométrico e malha de elementos finitos utilizados na análise estrutural



Fonte: autor (2025)

Após gerar a malha, foram determinadas as condições de contorno ilustrado na imagem 32, onde os pontos A e B são exatamente os pontos onde o quadro elástico será fixado na motocicleta, por um eixo, com uma porca na extremidade. Já os pontos D e F correspondem ao local onde os amortecedores serão fixados, permitindo a união entre o quadro elástico e a motocicleta. Também é perceptível a presença do ponto G, local onde a força peso está sendo aplicada, essa grandeza de 2158,8 N é exatamente a carga que age sobre no centro de gravidade da motocicleta. Já as letras C e E representam os pontos onde os mancais estão presentes.

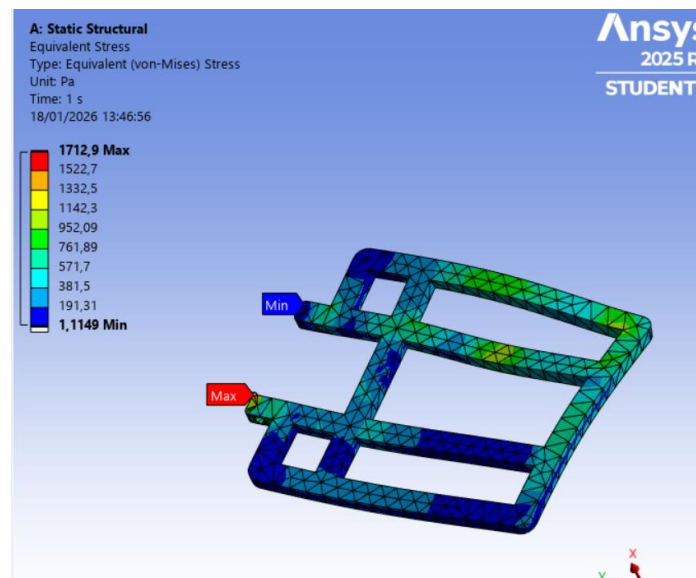
Figura 32 - Condições de contorno do quadro elástico



Fonte: autor (2025)

A figura 33 apresenta uma análise de elementos finitos realizada no software Ansys, a simulação avaliou a integridade do componente fabricado em Aço SAE 1020, que possui um limite de escoamento de 320 MPa. Os resultados indicam que a tensão equivalente de von-Mises máxima registrada foi de 1712,9 Pa, valor este que se situa significativamente abaixo do limite de escoamento do material. Essa disparidade demonstra que a estrutura trabalha com uma ampla margem de segurança, operando totalmente dentro do regime elástico e sem riscos de deformação plástica permanente sob as condições de carregamento testadas.

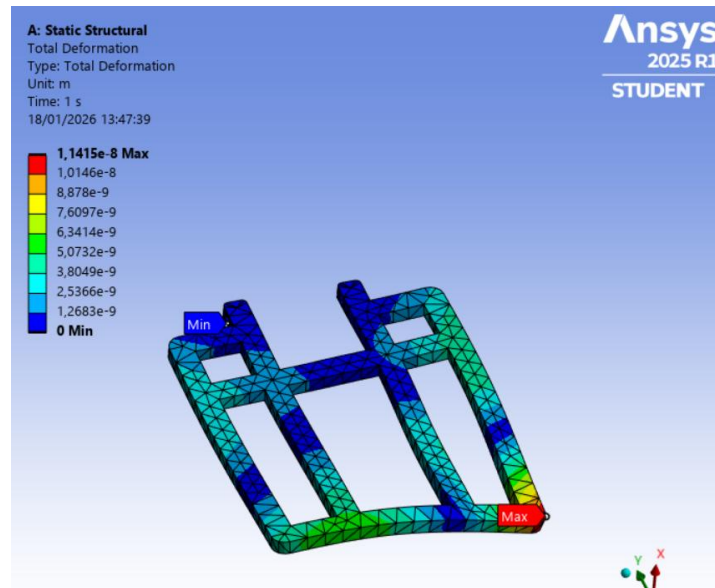
Figura 33 - Distribuição das tensões de von Mises no quadro elástico



Fonte: autor (2025)

A figura 34 ilustra a análise de deformação total realizada no Ansys, essa simulação demonstra que o componente, fabricado em Aço SAE 1020, apresenta uma rigidez estrutural elevada sob as condições de carregamento aplicadas. O valor máximo de deslocamento registrado foi de 11415, x 10<sup>-8</sup> metros, localizado na extremidade inferior da geometria, conforme indicado pela região em vermelho. Essa magnitude de deformação é considerada desprezível para fins práticos de engenharia, garantindo que a estrutura mantenha sua integridade dimensional e funcionalidade sem riscos de flexão excessiva.

Figura 34 - Resultados da deformação total do quadro elástico sob carregamento aplicado

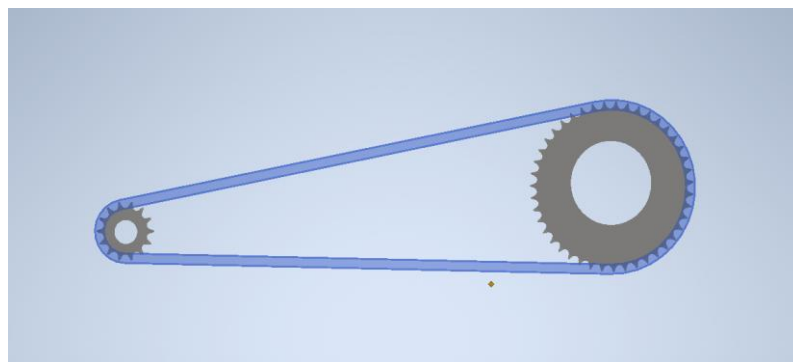


Fonte: autor (2025)

#### 4.14 Projeto da transmissão

Para transformar a rotação do motor em tração na roda, foi desenvolvido nesse trabalho um sistema de transmissão por corrente de rolos, como ilustrado na figura 35. Esse sistema de transmissão é composto por pinhão, coroa e corrente e fabricado com o aço 1045. A engrenagem do lado esquerdo, denominada pinhão, possui 14 dentes, já a coroa, engrenagem do lado direito, tem 43 dentes.

Figura 35- Transmissão por corrente de rolos



Fonte: Autor (2025)

Como visto na literatura uma corrente de rolos é formada por elos articulados. Quando ela passa sobre o pinhão ou coroa, cada elo tem que entrar no dente, dobrando para se alinhar ao raio da engrenagem e sair do dente, voltando para a posição reta. Para o sistema de transmissão projetada nesse trabalho aplicou-se a equação 26 e encontrou-se o seguinte valor para o ângulo de articulação.

$$\gamma = \frac{2\pi}{z_c} = \frac{360}{z_c} = 8,37^\circ \quad (26)$$

Onde;

$\gamma$  – Ângulo de articulação

$z_c$  – Número de dentes da coroa = 43

De acordo com as pesquisas bibliográficas que foram realizadas para desenvolver este trabalho, verifica-se que a relação de transmissão está associada ao comportamento do torque e da velocidade final na roda traseira. É importante destacar que um valor alto da relação de transmissão favorece o aumento do torque, e um valor menor resulta no acréscimo da velocidade final. Utilizando a equação 27 foi possível calcular a relação de transmissão para esse projeto, obtendo-se o valor apresentado. Nesse trabalho priorizou-se maior torque, contudo o valor encontrado foi satisfatório.

$$i = \frac{z_c}{z_p} = \frac{d_c}{d_p} = 3,07 \quad (27)$$

Em que;

$z_c$  – Número de dentes da coroa = 43

$z_p$  – Número de dentes do pinhão = 14

$i$  – Relação de transmissão

Uma das etapas indispensáveis no projeto da transmissão por corrente de rolos é determinar o número de elos da corrente. Para realizar essa etapa, foram

consideradas algumas variáveis, como, por exemplo, a distância entre centros, passo da corrente, o número de dentes da coroa, o número de dentes do pinhão, entre outros. A distância entre centros foi obtida por meio do desenho realizado no Inventor, cujo o valor é 785,86 mm. O passo da corrente também foi encontrado no software mencionado, e possui um valor é de 22,784 mm.

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \cdot c}{p} + \frac{z1 + z2}{2} + \frac{(z2 - z1)^2 \cdot p}{4 \cdot \pi^2 \cdot c} = 98 \text{ elos} \quad (29)$$

Onde;

$z1$  - Número de dentes do pinhão = 14

$z2$  - Número de dentes da coroa = 43

$L/p$  - Número de elos da corrente

$c$  - Distância entre centros = 785,86 mm

$p$  - Passo da corrente = 22,784 mm

A força tangencial na corrente é uma variável que o projetista precisa determinar, pois a partir dela é possível calcular o torque atuante na coroa. Melconian destaca que a força tangencial é a componente da força transmitida pela corrente que atua ao longo da tangente ao círculo primitivo do pinhão e da coroa, podendo ser obtida pela equação 30. Utilizando o torque máximo do motor, igual a 10,1 Nm e o diâmetro primitivo do pinhão, de 0,08561 m, foi possível identificar o valor da força tangencial na corrente da motocicleta.

$$f_t = \frac{2M_t}{d_0} = 235,95 \text{ N} \quad (30)$$

onde;

$f_t$  - Força tangencial

$M_t$  - Torque máximo no motor = 10,1 Nm

$d_0$  - Diâmetro primitivo do pinhão = 0,08561 m

Após encontrar o valor da força tangencial na corrente aplicou-se a equação 31 para determinar o torque na coroa, vale lembrar que para essa situação foi utilizado o diâmetro primitivo da coroa 0,260 m.

$$Mt2 = \frac{f_t d_{02}}{2} = 30,67 Nm \quad (31)$$

Em que;

$f_t$  – Força tangencial = 235,95 N

$Mt2$  – Torque na coroa

$d_{02}$  – Diâmetro primitivo da coroa = 0,260 m

Depois de determinar o valor do torque na coroa, tornou-se necessário identificar o torque atuante nas rodas. Considerando que o esforço é distribuído entre as duas rodas traseiras, bastou dividir 30,67 N.m por dois, resultando em 15,335 N.m de torque em cada roda.

#### 4.15 Força trativa

De acordo com Gillespie, a força trativa (FT) representa o esforço longitudinal aplicado pelas rodas motrizes ao pavimento, sendo a responsável direta pela aceleração do veículo. Como nesse trabalho foi essencial descobrir a magnitude da força trativa, então foi utilizada a equação 32, por meio da qual obteve-se o valor apresentado.

$$FT = \frac{\text{Torque na roda}}{\text{Raio efetivo do pneu}} = \frac{15,335 N.m}{0,298 m} = 51,46 N \quad (32)$$

Considerando que 51,46 N representa a força trativa em cada roda e que o veículo possui duas rodas na parte traseira, então a força trativa total da motocicleta é 102,92 N.

#### 4.16 Aceleração da motocicleta

De acordo Tipler e Mosca a aceleração de um corpo é diretamente proporcional à força resultante que atua sobre ele podendo ser expressa pela equação 33.

$$a = \frac{F}{m} \quad (33)$$

Onde,

a – Aceleração = 0,345 m/s<sup>2</sup>

F – Força resultante = 102,92 N

m – Massa da motocicleta com o piloto = 297,69 kg

Mediante a aplicação da equação 33, foi possível obter a aceleração da motocicleta. Para isso utilizou-se o valor da força trativa total do veículo, cujo valor é de 102,92 N e a massa do conjunto motocicleta-piloto, correspondente a 297,69 Kg. Após realizar os cálculos constatou-se que o veículo possui uma aceleração de 0,345 m / s <sup>2</sup>.

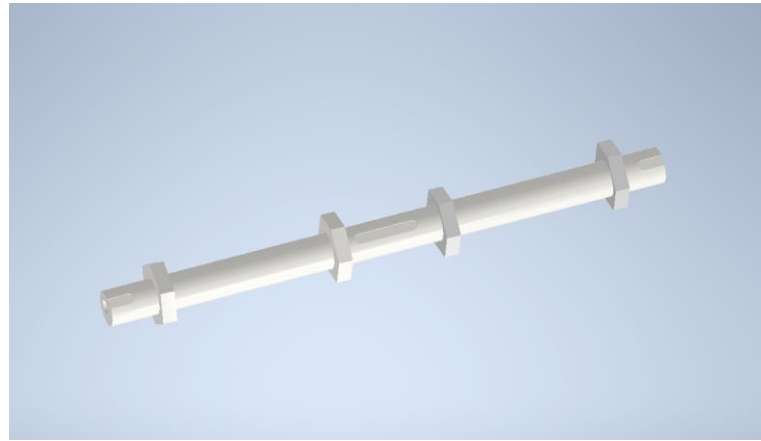
#### 4.17 Projeto do eixo traseiro

O eixo de transmissão foi projetado para permitir o acoplamento de duas rodas na parte traseira da motocicleta. Com dimensões de 798 mm de comprimento e 50 mm de diâmetro, sua geometria é definida por três rasgos de chaveta, dois nas extremidades para permitir a união entre o eixo e as rodas de maneira que ambos rotacionem juntos, e um rasgo central para fixar a flange da coroa, complementados por roscas e porcas que garantem a fixação axial dos elementos. O eixo possui o aço 1045 como material, ele pode ser observado na figura 36.

Segundo Kosinski, o aço SAE 1045 é bastante utilizado na construção mecânica, isso devido a sua porcentagem de carbono que gira em torno de 0,43% a

0,50%. Kosinsk também afirma que o aço SAE 1045 possui as seguintes propriedades mecânicas: resistência a tração 585 Mpa e limite de escoamento de 450 Mpa.

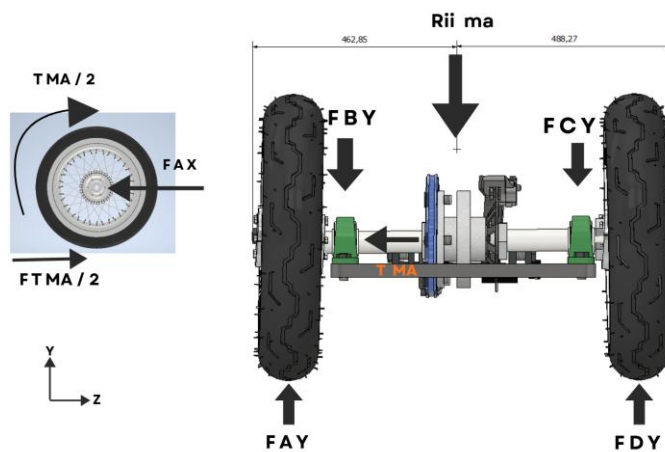
Figura 36 - Projeto tridimensional do eixo traseiro



Fonte: autor (2025)

Com a finalidade de identificar as cargas estáticas e dinâmicas presentes no eixo traseiro da motocicleta, foi desenvolvido um diagrama de corpo livre, conforme ilustrado na figura 37. O diagrama mostra as forças atuantes no plano Y-Z e uma vista lateral das forças de tração na roda.  $F_{AY}$  e  $F_{DY}$  representam a reação do solo,  $R_{ii\ ma}$  ma exibe a força peso ( $W$ ) atuando diretamente no centro de gravidade,  $F_{BY}$  e  $F_{CY}$  são as reações nos mancais,  $T_{MA}$  representa o torque na coroa. Observando a vista lateral do pneu é possível notar a presença da força trativa ( $FTMA$ ), do torque na roda ( $FTMA / 2$ ) e a força lateral ( $F_{AX}$ ).

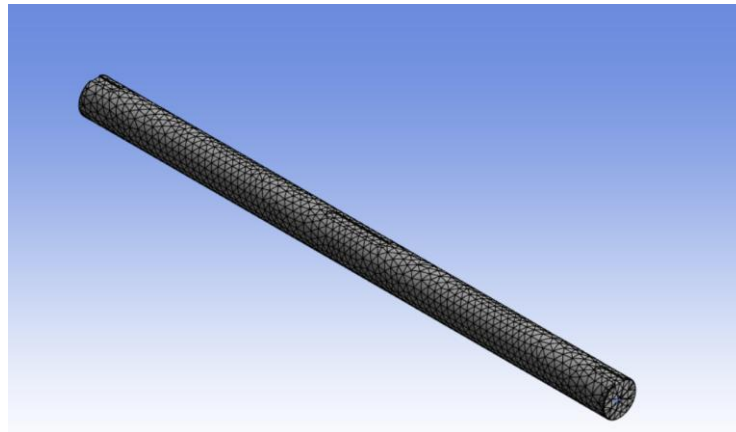
Figura 37 - Distribuição das forças sobre o eixo traseiro



Fonte: autor (2025)

Após realizar o projeto do eixo, foi necessário importar a geometria citada para o ANSYS, isso com o intuito de realizar uma análise estática no eixo. E descobrir o seu comportamento quando submetido a cargas. Foi gerada a malha conforme apresentado na figura 38, onde obteve-se 10237 elementos e 13477 nós.

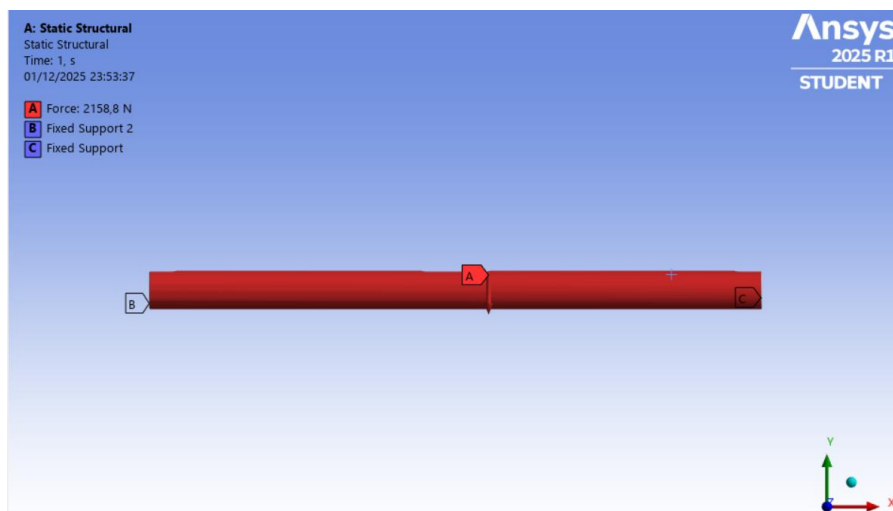
Figura 38 - Gerando a malha no eixo traseiro



Fonte: Autor (2025)

Em seguida foram determinadas as condições de contorno do eixo traseiro, conforme mostrado na figura 39. A força que está atuando no ponto (A) trata-se da força peso, cujo valor de 2158,8 N que representa a carga que atua no eixo traseiro da motocicleta. Já os pontos B e C representam os suportes fixos.

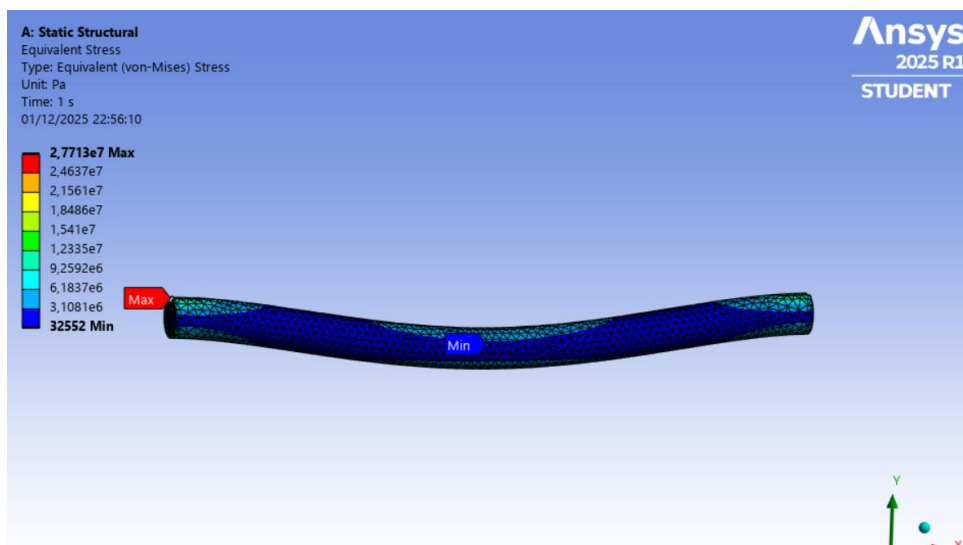
Figura 39 - Condições de contorno do eixo traseiro



Fonte: Autor (2025)

Na figura 40 é perceptível o resultado na análise estática da tensão equivalente de von-Mises, tal resultado revela um cenário de segurança extremamente alto para o eixo sob a carga aplicada. A tensão máxima calculada é de 27,713 Mpa, um valor muito pequeno quando comparado ao limite de escoamento do aço SAE 1045, que é de 450 MPa, conforme visto na literatura.

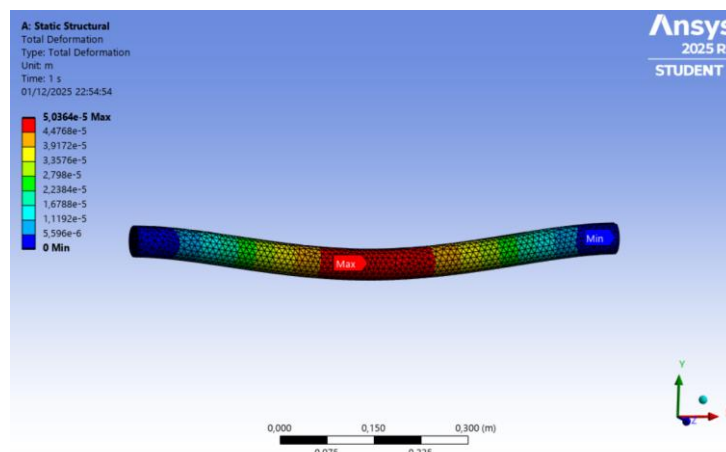
Figura 40 - Resultado da Análise de Tensão Equivalente de Von-Mises



Fonte: autor (2025)

A análise da deformação total do eixo pode ser observada na figura 41, e demonstra que o eixo apresenta uma excelente rigidez sob o carregamento estático aplicado, sendo que a deformação máxima calculada é de apenas  $5,0364 \times 10^{-5}$  equivalente a 0,05 mm.

Figura 41 - Resultado da deformação total máxima do eixo



Fonte: Autor (2025)

## 5. CONCLUSÃO

A elaboração deste projeto conceitual de uma motocicleta Biz 125 adaptada para pessoas com mobilidade reduzida possibilitou validar, do ponto de vista da engenharia mecânica, a viabilidade técnica de um conjunto capaz de ampliar a autonomia, a segurança e a inclusão social de pessoas que não possuem os membros inferiores.

Com base na integração entre fundamentos teóricos de dinâmica veicular, elementos de máquinas, análise estrutural e normas técnicas, foi viável propor uma solução fundamentada que atende aos requisitos funcionais identificados durante o estudo.

A princípio, a revisão bibliográfica proporcionou a contextualização histórica das motocicletas, assim como a compreensão dos desafios enfrentados por pessoas com mobilidade reduzida no uso de veículos convencionais. A análise das legislações vigentes confirmou a legitimidade e a necessidade de projetos voltados para adaptações automotivas.

A modelagem CAD 3D realizada no Inventor permitiu visualizar a arquitetura da motocicleta adaptada, assegurando coerência entre a nova transmissão, o eixo traseiro e o quadro elástico. É necessário destacar que o desenvolvimento do desenho em ambiente CAD, permitiu identificar a localização do centro de gravidade da motocicleta, e isso foi fundamental para avaliar a estabilidade, o comportamento dinâmico e as cargas atuantes no veículo. Além disso, as simulações estruturais realizadas no ANSYS proporcionaram uma verificação preliminar da integridade dos componentes projetados, garantindo que as tensões e deformações mantêm-se dentro dos limites seguros.

Os cálculos referentes as resistências ao movimento, torque disponível, potência efetiva nas rodas e força trativa indicaram como a modificação da geometria altera o desempenho do veículo e quais compensações estruturais são necessárias para manter uma boa dirigibilidade.

Recomenda-se para trabalhos futuros, a construção do protótipo físico, ensaios experimentais de estabilidade e análise de fadiga dos componentes projetados.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRACICLO. Honda. **Associação Brasileira dos fabricantes de motocicleta, ciclomotores, motonetas, bicicletas e similares.** Disponível em: <https://abraciclo.com.br/honda/>. Acesso em: 6 de dezembro 2024.

AGMA 2001. *Cálculo de resistência à fadiga para engrenagens cilíndricas*. 1. ed. Alexandria, VA: American Gear Manufacturers Association, 2001

ALCOFORADO, Fernando. **As grandes invenções no transporte terrestre e dutoviário da história e sua futura evolução.** Disponível em: [https://www.academia.edu/70469861/AS\\_GRANDES\\_INVEN%C3%87%C3%95ES\\_NO\\_TRANSPORTE\\_TERRESTRE\\_E\\_DUTOVI%C3%81RIO\\_DA\\_HIST%C3%93RIA\\_E\\_SUA\\_FUTURA\\_EVOLU%C3%87%C3%83O](https://www.academia.edu/70469861/AS_GRANDES_INVEN%C3%87%C3%95ES_NO_TRANSPORTE_TERRESTRE_E_DUTOVI%C3%81RIO_DA_HIST%C3%93RIA_E_SUA_FUTURA_EVOLU%C3%87%C3%83O). Acesso em: 10 de novembro de 2024.

AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. AGMA 6001-F19: design and selection of components for enclosed gear drives. Washington, D.C., 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - ABNT. NBR 6158: sistema de tolerâncias e ajustes. Rio de Janeiro, 1995.

NBR 7480: aço destinado a armaduras para estruturas de concreto armado — especificação. Rio de Janeiro, 2007.

NBR 8011: Terminologia e classificação das engrenagens. Rio de Janeiro: ABNT, 1993

NBR 14338: Engrenagens cilíndricas: cálculo de resistência. Rio de Janeiro: ABNT, 2007.

NBR 6390: Correntes de transmissão de precisão, de rolos e com passo curto, e rodas dentadas correspondentes - Dimensões. Rio de Janeiro: ABNT, 1995.

ARAGÃO, Carine. **Motocicleta: uso e propriedade no alcance às oportunidades socioeconômicas. 2024.** Tese (Doutorado em engenharia civil) – Programa de Pós-graduação do departamento de engenharia civil, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2024.

BRASIL. Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997. **Institui o Código de Trânsito Brasileiro.** Diário Oficial da União: seção 1, Brasília, DF, p. 19658, 24 set. 1997. Disponível em: [https://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/leis/l9503.htm](https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/l9503.htm). Acesso em: 11 jan. 2025.

Resolução nº 993, de 15 de junho de 2023. **Estabelece os equipamentos obrigatórios para os veículos em circulação e revoga a Resolução nº 912/2022.** Diário Oficial da União: seção 1, Brasília, DF, p. 20, 16 jun. 2023. Disponível em: <https://www.in.gov.br>. Acesso em: 11 jan. 2025.

Resolução nº 292, de 29 de agosto de 2008. **Regulamenta as modificações permitidas em veículos, incluindo adaptações para pessoas com deficiência.** Diário Oficial da União: seção 1, Brasília, DF, p. 107, 1 set. 2008. Disponível em: <https://www.in.gov.br>. Acesso em: 11 jan. 2025.

BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K. **Elementos de máquinas de Shigley.** 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016. *E-book*. p.892. ISBN 9788580555554. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/reader/books/9788580555554/>. Acesso em: 28 jan. 2025.

CASTRO, Iara; PEREIRA, Sándor; BOTELHO, Róber. **Ergonomia e mobilidade: do pioneirismo ao vanguardismo.** Revista online, Belo Horizonte, v. 2, n.2, p 114-125,2022. Disponível em: <https://revista.uemg.br/index.php/pensemdes/article/view/6882>. Acesso em: 18 nov. 2024.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 743: strength calculation of shafts in mechanical engineering. Berlin, 2012.

DIN 6885. Chavetas paralelas - Dimensões e tolerâncias. 1. ed. Berlin: Beuth Verlag, 2017.

DIN 867. *Módulos e dimensões padronizadas de engrenagens*. 1. ed. [S.l.]: Beuth Verlag, 2019.

Fonte: Motos 2023, 2025. Disponível em: <https://motos2023.com.br/primeira-moto-da-historia/> Acesso em: 18 nov. 2024.

Fonte: [Grupo al7, 2024](https://grupoal7.com.br/historia-da-moto-no-brasil/). Disponível em: <https://grupoal7.com.br/historia-da-moto-no-brasil/> Acesso em: 19 nov. 2024.

Fonte: Carros, “s.d”. Disponível em: <https://carros.ig.com.br/colunas/cultura-da-motocicleta/2019-12-27/a-boa-e-velha-lambretta.html?Foto1> Acesso em: 17 nov. 2024.

Fonte: Eriton Motos Blog, 2014. Disponível em: <https://eritonmotos.wordpress.com/2014/10/31/historia-yamaha-rd-50-a-primeira-moto-brasileira/> Acesso em: 17 nov. 2024.

Fonte: Motor Show, 2022. Disponível em: <https://motorshow.com.br/honda-cg-completa-14-milhoes-de-unidades-produzidas-no-brasil/> Acesso em: 19 nov. 2025.

Fonte: Honda, “s.d”. Disponível em: <https://www.honda.com.br/motos/street/city/biz-125> Acesso em: 19 nov. 2024.

Fonte: adaptado (Honda, “s.d.”). Disponível em: <https://www.comstar.com.br/site/produto/biz-125-es-2025/> Acesso em: 19 nov. 2024.

Fonte: *Cidades na Net*, 2025. Disponível em: <https://cidadesnanet.com/news/destaque-3/homem-de-pio-ix-transforma-biz-em-triciclo-adaptado-para-pessoas-com-deficiencia/> Acesso em: 19 nov. 2025.

GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers (SAE), 1992.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 281: rolling bearings — dynamic load ratings and rating life. 2nd ed. Geneva, 2007.

ISO 773. Chavetas de seção retangular. Genebra: International Organization for Standardization (ISO), 2011.

ISO 3912. Chavetas de seção cilíndrica. Genebra: International Organization for Standardization (ISO), 2008.

ISO 6336. *Dimensionamento e resistência de engrenagens cilíndricas*. Genebra: International Organization for Standardization (ISO), 2006

LEXICAR BRASIL. *Motor Gato*. Disponível em: <https://www.lexicarbrasil.com.br/motor-gato/>. Acesso em: 19 nov. 2025.

MACHADO, Mariza. **Acessibilidade pela perspectiva da pessoa com mobilidade reduzida**. 2015. Dissertação (Mestrado em desenvolvimento, tecnologias e sociedade.) – Programa de Pós graduação em desenvolvimento, tecnologias e sociedade, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

MELCONIAN, Sarkis. *Elementos de Máquinas*. 9. ed. revisada. São Paulo: Érica, 2009.

MARCO, Flavio Filho. **Elementos de transmissão flexíveis**. 2. ed. Rio de Janeiro: POLI/UFRJ, 2009.

NICOLAZZI, Ronaldo J. *Apostila de Dinâmica Veicular*. Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, 2012.

NORA, Simone Dalla; MONTANHA JUNIOR, Ivo Rodrigues. **Desenvolvimento de um triciclo voltado aos portadores de necessidades especiais**. Disponível em:

<https://pt.scribd.com/document/649150618/DESENVOLVIMENTO-DE-UM-TRICICLO-VOLTADO-AOS-PORTADORES-DE-NECESSIDADES-ESPECIAIS>. Acesso em 04 de dezembro de 2024.

NORTON, Robert L. Projeto de máquinas. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. E-book. p.741. ISBN 9788582600238. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/reader/books/9788582600238/>. Acesso em: 29 jan. 2025

PEREIRA, Álvaro; MOTTA, VELASQUE, Robson; BENTES, Flavio. **Contribuição para a acessibilidade e mobilidade: Uma proposta de estrutura metálica adaptada**. Projectus, Rio de Janeiro, v.6, n.3, p.1-20, 2021. Disponível em: [https://www.researchgate.net/publication/371078663\\_CONTRIBUICAO\\_PARA\\_A\\_ACESSIBILIDADE\\_E\\_MOBILIDADE\\_EM\\_VEICULOS\\_UMA\\_PROPOSTA\\_DE ESTRUTURA\\_METALICA\\_ADAPTADA](https://www.researchgate.net/publication/371078663_CONTRIBUICAO_PARA_A_ACESSIBILIDADE_E_MOBILIDADE_EM_VEICULOS_UMA_PROPOSTA_DE ESTRUTURA_METALICA_ADAPTADA). Acesso em: 18 nov. 2024.

PEREIRA, Cristiano. **Interdita liberdade em duas rodas: juventude e desenvolvimento da indústria motociclística no Brasil (1974 – 200)**. 2013. Tese (Doutorado em história econômica) – Programa de Pós-Graduação do departamento de história econômica da faculdade de filosofia, letras e ciências humanas, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

RIBEIRO, Alonso Pinho. **Projeto e fabricação de um veículo drift trike motorizado**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica, Pato Branco, 2015.

TIPLER, Paul A.; MOSCA, Gene. **Física para cientistas e engenheiros**. Tradução e adaptação: Enio D. G. Stutz. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 3 v.

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ. *Propriedades mecânicas do aço SAE 1020*. Repositório Institucional da UTFPR, 2021. Disponível em: <https://repositorio.utfpr.edu.br>. Acesso em: 24 nov. 2025

