



Eliezér Uhlmann

**DESENVOLVIMENTO DOS COMPONENTES DE MOVIMENTAÇÃO
DE UM ROBÔ**

Horizontina - RS

2017

Eliezér Uhlmann

**DESENVOLVIMENTO DOS COMPONENTES DE MOVIMENTAÇÃO
DE UM ROBÔ**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica na Faculdade Horizontina, sob a orientação do Prof. Msc. Adalberto Lovato.

Horizontina-RS

2017

FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso

“Desenvolvimento dos componentes de movimentação de um robô.”

Elaborada por:

Eliezér Uhlmann

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Aprovado em: 23/11/2017

Pela Comissão Examinadora

Msc. Adalberto Lovato

Presidente da Comissão Examinadora - Orientador

Msc. Eloir Fernandes

FAHOR – Faculdade Horizontina

Msc. André Rogério Kinalski Bender

FAHOR – Faculdade Horizontina

Horizontina - RS

2017

Dedicatória

Dedico este trabalho a Deus, a minha família e aos amigos que me apoiaram e acreditaram em mim.

AGRADECIMENTO

A minha família e em especial a minha esposa Marciane por me apoiar e estar ao meu lado neste árduo desafio.

Ao meu professor orientador Adalberto Lovato por todo apoio durante a orientação e pelo conhecimento extraordinário que transmitiu durante esse período.

A todos os professores da FAHOR que tornaram este momento possível através de sua dedicação em formar engenheiros.

A todos os amigos e colegas da empresa Artefacto que compartilharam sua experiência e permitiram que me torna-se uma pessoa melhor.

Aos amigos de Horizontina que marcaram este período.

“O homem sábio é poderoso, e quem tem conhecimento aumenta a sua força. Quem sai à guerra precisa de orientação, e com muitos conselheiros se obtém a vitória.”

Provérbios 24:5-6

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver e analisar os componentes do sistema de movimentação de um veículo controlado remotamente. O veículo foi desenvolvido em conjunto com os alunos da engenharia de automação, portanto este trabalho se detêm apenas a avaliar os componentes mecânicos e a geração de calor dos motoredutores que fornecem torque para as rodas. Este estudo conta com uma revisão de bibliografia detalhada, permitindo que este trabalho sirva de suporte para outros modelos semelhantes. Embora não possua foco na metodologia de desenvolvimento de produto, é citado e utilizado vários conceitos de PDP. Descreve o sistema de direção diferencial que é comumente utilizado em plataformas robotizadas, destacando a influência da velocidade no raio de curvatura. A partir deste conceito descreve-se qual a melhor opção de roda para terreno urbano. Na sequência é avaliado todos os componentes estruturais através de cálculos de resistência e vida útil. Por fim o fluxo térmico do veículo é abordado de forma clara. Até o final do estudo todos os objetivos do projeto são satisfeitos, com exceção de testes práticos para comparar com as análises. A conclusão também sugere alguns estudos posteriores a serem realizados.

PALAVRAS-CHAVE: Sistema de direção diferencial. Forças de resistência ao movimento. Sistema de movimentação.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Processo de desenvolvimento do produto.....	16
Figura 2 – Análise funcional	20
Figura 3 – Histerese de carga	24
Figura 4 – Variação do coeficiente de rolamento em função da velocidade.....	25
Figura 5 – Veículo em aclave.....	26
Figura 6 – Sistema de direção diferencial	28
Figura 7 – Velocidade tangencial	30
Figura 8 – Força tangencial	31
Figura 9 – Classe dos parafusos	32
Figura 10 – Dimensões do veículo	38
Figura 11 – Componentes principais.....	39
Figura 12 - Componentes do sistema de movimentação	40
Figura 13 – Eixo de acoplamento	42
Figura 14 – Tensões na chaveta.....	43
Figura 15 – Limitação dimensional do rolamento.....	46
Figura 16 - Estrutura.....	49
Figura 17 – Rodizio de esfera.....	50
Figura 18 – Rodizio de borracha 3”.....	51
Figura 19 – Forças de resistência ao movimento	53
Figura 20 – Centro de gravidade do veículo	56
Figura 21 – Posição alterada da bateria	57
Figura 22 – Raio de giro do veículo	59
Figura 23 – Vetores de velocidade no SDD	62
Figura 24 – Relação do raio em função da velocidade.....	64
Figura 25 – Fluxo térmico do veículo	65

Figura 26 – Circuito térmico do veículo.....	66
Figura 27 – Componentes desmontados.....	70
Figura 28 – Eixo de Acoplamento e Roda.....	70
Figura 29 – Parte Inferior montada.....	71
Figura 30 – Parte inferior montada frontal	71
Figura 31 – Modelo concluído	72

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Termos da análise funcional	20
Quadro 2 – Métodos para determinar princípios de solução	21
Quadro 3 – Parafusos DIN 933.....	44
Quadro 4 – Especificações de pista para rolamento	45
Quadro 5 – Catálogo de rolamentos de esfera SKF	46

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 TEMA.....	14
1.2 PROBLEMA DE PESQUISA	14
1.4 OBJETIVOS	15
1.4.1 Objetivo geral	15
1.4.2 Objetivos específicos.....	15
1.5 JUSTIFICATIVA	15
2 REFERENCIAL TEÓRICO	16
2.1 PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO.....	16
2.1.1 Metodologia de Projeto de Produto	16
2.1.2 Planejamento do Projeto.....	16
2.1.3 Definir escopo do Produto.....	17
2.1.4 Definir Escopo do Projeto	17
2.1.5 Definir Atividades e Sequência	17
2.1.6 Definir Indicadores de Desempenho	18
2.1.7 Projeto Informacional	18
2.1.8 Pesquisar Informações Sobre o Problema do Projeto.....	18
2.1.9 Identificar os Requisitos dos Clientes do Produto.....	18
2.1.10 Definir as Restrições do Produto	18
2.1.11 Definir os Requisitos do Produto.....	19
2.1.12 Definir Especificações do Produto	19
2.1.13 Projeto Conceitual	19
2.1.14 Verificar o Escopo do Problema.....	19
2.1.15 Estabelecer a Estrutura Funcional	19
2.1.16 Pesquisar por Princípios de Solução.....	21

2.1.17 Combinar Princípios de Solução	21
2.1.18 Selecionar Combinações.....	21
2.2 PROJETO COMPUTACIONAL	21
2.3 ELEMENTOS DA MÁQUINA	22
2.4 NORMAS	22
2.4.1 NR-12 Segurança do Trabalho em Máquinas e Equipamentos	22
2.4.2 NBR 9050 Acessibilidade a Edificações Mobiliário, Espaços e Equipamentos Urbanos.....	22
2.5 FORÇAS DE MOVIMENTAÇÃO	23
2.5.1 Resistência Mecânica	23
2.5.2 Resistência ao Rolamento.....	23
2.5.3 Resistência ao Aclive.....	26
2.5.4 Forças de Atrito	27
2.6 SISTEMA DE DIREÇÃO DIFERENCIAL (SDD)	28
2.7 VELOCIDADE TANGENCIAL.....	30
2.8 FORÇA TANGENCIAL	31
2.9 CLASSE DOS PARAFUSOS	32
2.10 DUREZA	32
2.11 TRATAMENTO TÉRMICO.....	33
2.12 ENERGIA MECÂNICA	33
2.13 TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	34
2.13.1 Condução	34
2.13.2 Convecção	35
2.13.3 Radiação	35
2.13.4 Resistência Térmica.....	35
3 METODOLOGIA.....	37
4 RESULTADOS	38

4.1 REQUISITOS DO PRODUTO	38
4.2 RESTRIÇÕES DO PROJETO	38
4.3 ESPECIFICAÇÕES DIMENSIONAIS DO PRODUTO	38
4.4 DISCRIMINAÇÃO DOS COMPONENTES DO VEICULO	39
4.5 COMPONENTES DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	39
4.5.1 Fixação das Rodas	40
4.5.2 Seleção da Roda.....	41
4.5.3 Eixo de Acoplamento	42
4.5.4 Rolamento.....	45
4.5.5 Estrutura	48
4.5.6 Rodizio giratório.....	50
4.6 MASSA IDEAL DO VEÍCULO	51
4.7 FORÇAS DE RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO	53
4.7.1 Resistência ao Aclive:	54
4.7.2 Resistência ao Rolamento:	54
4.7.3 Resistência Aerodinâmica:	55
4.7.4 Resultado:	55
4.8 FORÇA DE ATRITO	55
4.9 ESTUDA DA ALTERAÇÃO DA POSIÇÃO DA BATERIA	57
4.10 SISTEMA DE DIREÇÃO DIFERENCIAL (SDD)	59
4.11 ESTUDO TÉRMICO DO VEÍCULO	64
CONCLUSÃO	73
REFERÊNCIAS	74

1 INTRODUÇÃO

Uma empresa de Horizontina-RS especializada em sistemas gerenciais, evidenciou a necessidade da inclusão de tecnologia para inflamar o desenvolvimento da cidade. O projeto geral tem como objetivo desenvolver um robô controlado remotamente que possa se comunicar com o ambiente e se locomover em toda área urbana. Este robô foi dividido em duas partes distintas: Componentes mecânicos e controle e automação. Portanto este trabalho tem como objetivo abordar apenas os componentes mecânicos do veículo. Discriminando cada componente e apresentando os motivos de sua seleção. Também indica o sistema de direção aplicado e um estudo das condições térmicas do veículo. Não menos importante é considerar o robô como uma plataforma capaz de comportar periféricos para inúmeras atividades, deste entretenimento até o acesso a locais insalubres, abrindo oportunidades para novos projetos.

1.1 TEMA

Desenvolvimento dos componentes de movimentação de um robô.

1.1.1 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Desenvolver os componentes mecânicos para movimentação de um robô utilizando elementos de máquina e observando todas as etapas de desenvolvimento de produto. Prevendo a possibilidade de superaquecimento.

1.2 PROBLEMA DE PESQUISA

Qual a melhor configuração para a plataforma de um robô, considerando as condições de dirigibilidade em ambiente urbano?

Os clientes estão exigindo cada vez mais qualidade e preço baixo. Com o acesso a informação e possibilidade de comparar produtos, se tornou indispensável que os engenheiros desenvolvam produtos consistentes com a real necessidade. Garantindo que cada componente do produto seja projetado visando durabilidade, manutenção, design e custo. Dessa maneira é extremamente necessária a utilização de um método eficiente para o desenvolvimento deste sistema de direção.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é analisar o sistema de direção de um robô dirigido observando aspectos de desempenho, manutenção e dirigibilidade.

1.4.2 Objetivos específicos

- Definir a necessidade do cliente.
- Desenvolver o projeto.
- Analisar o desempenho de cada componente do produto.
- Buscar as normas regulamentadoras que abrangem o modelo.
- Construir o protótipo e testar.

1.5 JUSTIFICATIVA

O problema foi proposto com o objetivo de criar e testar uma plataforma com um sistema de direção de maior desempenho possível. Este trabalho será de grande importância para projetos futuros, considerando que é pretendido abordar vários aspectos que influenciam o desempenho do veículo.

Desempenho em plano inclinado: Vários projetos de robótica e automação desenvolvem veículos para superar aclives. Este trabalho poderá servir de suporte bibliográfico para tais casos.

Geração de calor: O aquecimento demasiado em plataformas robóticas pode danificar componentes eletrônicos sensíveis. Este trabalho também aborda os aspectos de transferência de calor do veículo robotizado.

Elementos de máquina: É o principal fator determinante da vida útil de um equipamento. Trabalho irá comentar e justificar a utilização de cada componentes empregado.

Processo de fabricação: Os estudantes de engenharia mecânica precisam ser capazes de gerenciar projetos e escolher os melhores materiais e métodos na construção de um equipamento. Deste modo, o trabalho será capaz de guiar e mostrar uma metodologia racional e passível de revisão, que pode ser usada tanto para criar novas máquinas como melhorá-las.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO

Baxter (2011), apresenta uma metodologia para novos produtos, de maneira que cada elemento da máquina seja avaliado de forma individual. Isso permite que o modelo proposto seja livre de falhas imprevistas, além de poder oferecer o melhor custo benefício.

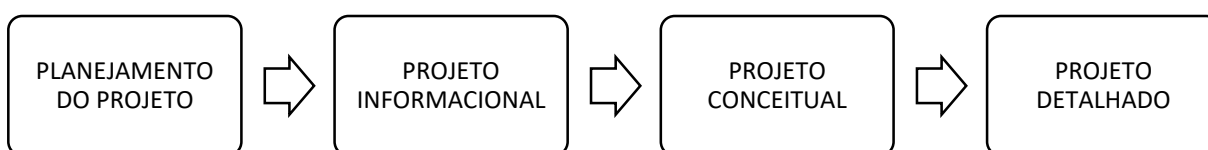
O projeto deve ser acompanhado com criticidade em todas as etapas, para que a falha possa ser identificada tão logo quanto ocorra. Dessa maneira é possível intervir sem causar muito prejuízo no desenvolvimento e sem prejudicar as etapas que foram consideradas aprovadas. (BAXTER, 2011).

A atividade de desenvolvimento de um novo produto não é tarefa simples. Ela requer pesquisa, planejamento cuidadoso, controle meticuloso e, mais importante, o uso de métodos sistemáticos. Os métodos sistemáticos de projeto exigem uma abordagem interdisciplinar, abrangendo métodos de engenharia de métodos e a aplicação de conhecimentos sobre estética e estilo. Esse casamento entre ciências sociais, tecnologia e arte aplicada nunca é uma tarefa fácil, mas a necessidade de inovação exige que ela seja tentada. (BAXTER, 2011, p.3)

2.1.1 Metodologia de Projeto de Produto

Amaral et. al. (2011), propõe dividir o desenvolvimento de um produto em quatro etapas distintas, a fim de facilitar a compreensão e permitir interferências quando necessárias. Conforme a figura 6, a máquina a ser desenvolvida foi dividida em quatro etapas:

Figura 1 - Processo de desenvolvimento do produto



Fonte: Adaptado de Amaral et. al. (2011).

O restante do capítulo irá aprofundar cada etapa proposta, a fim de familiarizar as ferramentas utilizadas no resultado deste projeto.

2.1.2 Planejamento do Projeto

Para que o desenvolvimento do projeto ocorra de forma linear, Forcellini (2002) afirma que é fundamental a utilização de um método sistemático. Isso permite que o andamento ocorra

de forma cuidadosa e seja capaz de integrar vários aspectos envolvidos no projeto. Se adequando as tecnologias empregadas de modo que seja compreensível e lógico.

No processo de desenvolvimento de um produto especial, nem todas as ferramentas disponíveis são indispensáveis para o planejamento do projeto. Desse modo, é correto selecionar o método que se apresentar mais promissor na solução do problema. (AMARAL et. al. 2011).

2.1.3 Definir escopo do Produto

Nesta tarefa é necessário definir quais serão as diretrizes básicas que o produto deverá atender. Abordando as especificações técnicas e o conjunto de funcionalidades desejados para o produto. (BAXTER, 2011).

O Escopo portanto deve responder às seguintes questões:

- De que se trata o projeto?
- Qual a situação, problema ou necessidade que deu origem ao projeto?
- Por que vale a pena investir recursos no desenvolvimento do projeto?
- Para quais finalidades o projeto vai ser conduzido?
- Que resultados podemos esperar com a realização do projeto?
- O que se pretende realizar com seu desenvolvimento?
- Que benefícios são esperados?
- Quais serão os beneficiados com sua realização?
- Qual a área de atuação do projeto?

2.1.4 Definir Escopo do Projeto

Amaral et. al. (2011) afirma que no escopo do projeto são definidos quais os processos necessários para a construção do projeto. Também é realizado um apontamento preliminar das restrições e premissas que o projeto precisa respeitar.

2.1.5 Definir Atividades e Sequência

Para administrar o tempo disponível é importante definir todas as atividades que serão realizadas e os recursos necessários para cada item. Cada atividade não deve ultrapassar 40 horas e também é recomendável que seja superior a 4 horas. Isto garante homogeneidade e uma visão correta da estimativa de tempo. (AMARAL et. al. 2011).

2.1.6 Definir Indicadores de Desempenho

Indicadores de desempenho são um conjunto de dados que representam a condição de um processo com respeito a um aspecto definido da qualidade ou o seu desvio de uma meta predefinida. Nesta fase os indicadores serão baseados no projeto e não no produto. Para medir o desempenho das atividades e assim identificar possíveis inconsistências ou oportunidades de melhoria. (BAXTER, 2011).

2.1.7 Projeto Informacional

Esta etapa do projeto tem como objetivo identificar as especificações do projeto. Isso é feito analisando de forma criteriosa o problema que deu origem a necessidade de um novo produto. Busca-se uma lista com todos os critérios que o projeto deve atender. A partir disso são definidas as funções e possíveis restrições que pode haver durante o processo, como prazos e normas. (BAXTER, 2011).

2.1.8 Pesquisar Informações Sobre o Problema do Projeto

Com a abordagem do problema, é necessário se apoiar em bibliografias técnicas e econômicas que estiverem disponíveis. Estes documentos devem servir de base em todo andamento do projeto. (MANTOVANI, 2011).

2.1.9 Identificar os Requisitos dos Clientes do Produto

Segundo Romano (2003), o diagrama de Mudge é uma ferramenta muito utilizada para a obtenção e classificação dos requisitos dos clientes. Este procedimento é sistemático e não permite que opiniões pessoais interfiram na classificação. Este diagrama baseia-se na comparação de cada requisito e seu grau de importância.

2.1.10 Definir as Restrições do Produto

A restrição do produto é qualquer coisa que impede o produto de alcançar um desempenho melhor em relação as suas metas iniciais. Com a lista dos requisitos dos clientes concluída, é possível identificar quais as restrições de cada item, e por sua vez, criar um plano de ação para remover a restrição ou se adequar a ela. (AMARAL et. al. 2011).

2.1.11 Definir os Requisitos do Produto

A partir dos requisitos propostos pelos clientes que de fato irão fazer parte do produto. Esta etapa é importante pois estes requisitos devem ser acompanhados até a conclusão do projeto, para garantir que todas as metas estabelecidas serão cumpridas de modo que atendam a expectativa do cliente. (AMARAL et. al. 2011).

2.1.12 Definir Especificações do Produto

FONSECA (2000), explica que, o quadro de especificações é o local onde os requisitos de projeto são associados a mais três informações, são elas: meta a ser atingida pelo requisito expressa quantitativamente, forma de avaliação da meta estabelecida a fim de verificar o seu cumprimento e aspectos que devem ser evitados durante a implementação do requisito.

2.1.13 Projeto Conceitual

Forcellini (2002), explica que na fase do projeto conceitual é que são tomadas as decisões que irão impactar diretamente nas características do produto. Por esse motivo, é considerado a parte mais importante do projeto, onde será obtido a concepção do produto.

Conforme Baxter (2011), o projeto conceitual é responsável principalmente por gerar o maior número de conceitos possíveis, e para o sucesso desta etapa é fundamental selecionar o melhor destes conceitos. Se as etapas anteriores foram realizadas com cuidado, provavelmente todas as informações necessárias para a conceituação do problema estarão disponíveis. Criando assim, uma linha de pensamento que certamente irá direcionar o desenvolvimento.

2.1.14 Verificar o Escopo do Problema

De acordo com Forcellini (2002), busca-se aqui estudar o problema de forma sistêmica, a fim de impedir que vícios referentes a conceitos usuais do projetista possam influenciar na solução do problema. Nesse sentido, também ajudará a identificar restrições fictícias que possam estar bloqueando o emprego de novos processos ou avanços tecnológicos.

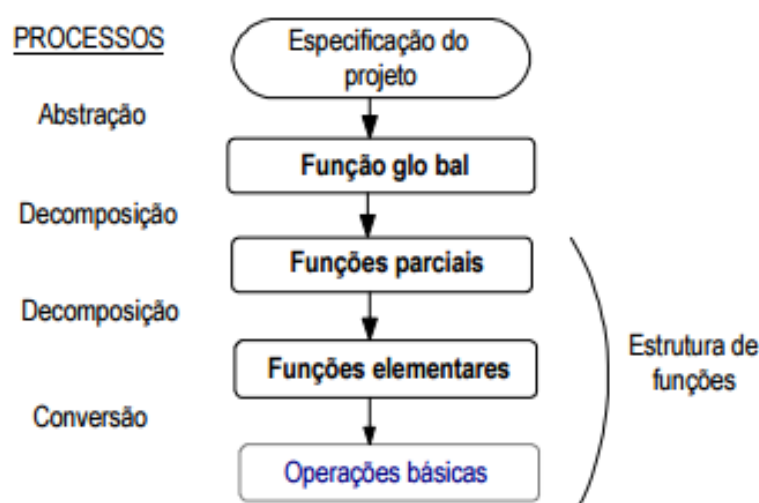
2.1.15 Estabelecer a Estrutura Funcional

Conforme Baxter (2006), a análise das funções é uma tarefa importante no projeto conceitual. Além de identificar como os consumidores usam o produto, pode inflamar a

descoberta de novos conceitos. O uso de um diagrama ou árvore funcional é de extrema ajuda para selecionar onde os maiores esforços de desenvolvimento serão aplicados. Também contribui para indicar quais funções agregam maior valor ao produto.

Forcellini (2002) apresenta na figura 02 as tarefas e processos envolvidos na análise funcional, e no quadro 01 ele defini os termos aplicados para não haver interpretações errôneas.

Figura 2 – Análise funcional



Fonte: Adaptado de Forcellini (2002).

As funções apresentadas na figura 2 estão detalhadas no quadro 1.

Quadro 1 – Termos da análise funcional

TERMO	SIGNIFICADO
Função	Relação entre as entradas e as saídas (em termos de energia, material e sinal) de um sistema que tem o propósito de desempenhar uma tarefa.
Função global	Expressa a relação entre as entradas e as saídas de todas as quantidade envolvidas assim como as suas propriedades. É a função última do sistema técnico.
Função parcial	Ou subfunção, divisão da função global com menor grau de complexidade.
Função auxiliar	Contribui para a função global de uma forma indireta. Têm caráter complementar ou de apoio.
Função elementar	Último nível de desdobramento da função global, não admitindo subdivisão.
Estrutura funcional	Combinação de funções parciais representativas da função global do sistema.

Fonte: Forcellini, (2002).

2.1.16 Pesquisar por Princípios de Solução

Para cada função estabelecida é necessário atribuir princípios de solução, ou seja, sistemas portadores de efeito físico com potencial para ser uma possível solução. Porém, também é necessário estabelecer especificações qualitativas para a correta seleção desses princípios. Para este fim, a figura 10 fornece alguns métodos divididos por questão convencionais, intuitivos e discursivos. (PAHL et al, 2005).

Quadro 2 – Métodos para determinar princípios de solução

CLASSIFICAÇÃO	MÉTODO
Convencionais	Pesquisa bibliográfica; Análise de sistemas naturais; Análise de sistemas técnicos existentes; Analogias; Medições e testes em modelos.
Intuitivos	<i>Brainstorming</i> ; Método 635; Método Delphi; Sinergia; Analogia direta; Analogia simbólica; Combinação de métodos.
Discursivos	Estudo sistemático de sistemas técnicos; Estudo sistemático com o uso de esquemas de classificação; Uso de catálogo de projeto; TRIZ - teoria da solução de problemas inventivos; Método da matriz morfológica.

Fonte: Adaptado de Pahl et. al. (2005).

2.1.17 Combinar Princípios de Solução

Para Mantovani (2011), é indispensável o uso de uma matriz morfológica para combinar os princípios de solução de cada função encontrados na fase anterior. Com isso é possível identificar soluções que possam satisfazer a função global do sistema.

2.1.18 Selecionar Combinações

Para evitar que alguma solução promissora seja descartada, Reis (2003) propôs empregar um método sistemático para eliminar os princípios de solução que não se adaptem ao modelo proposto.

2.2 PROJETO COMPUTACIONAL

O surgimento do projeto auxiliado por computador gerou uma verdadeira revolução na análise de engenharia. Soluções gráficas complicadas e tediosas, agora podem ser resolvidos em segundos, o que permite variar parâmetros com extrema facilidade. Além de gerar modelos detalhados em 2D sem a preocupação de borrar o nanquim. (NORTON, 2013).

O software de desenho utilizado é uma ferramenta CAD de projeto, que utiliza a modelação paramétrica de sólidos, baseada nas características e propriedades de cada elemento e ação. Sendo possível alterá-las em qualquer altura do processo de modelação. Isso permite que as relações geométricas e posicionamentos sejam editados com facilidade, descartando preocupações excessivas. (Dassault Systemes, 2017).

2.3 ELEMENTOS DA MÁQUINA

Deve-se admitir uma configuração inicial ao projetar cada componente. A partir desses parâmetros iniciais de inércia é possível aplicar conceito de dinâmica de forçar para determinar quais forças atuam em cada direção da peça. Dessa maneira é possível calcular os fatores de compressão e tração para a seleção do material ideal para o ambiente. Mesmo assim é muito difícil determinar com precisão todos os esforços exercidos sobre a máquina. (NORTON, 2013).

O sucesso de qualquer projeto depende muito da validade e adequação dos modelos de engenharia utilizados para prever e analisar seu comportamento antes da construção de qualquer máquina (...). O mais importante é a compreensão completa dos princípios básicos e dos fundamentos da engenharia. (NORTON, 2013, p.9)

2.4 NORMAS

2.4.1 NR-12 Segurança do Trabalho em Máquinas e Equipamentos

O projeto terá respaldo da NR-12. Segundo a portaria MTE n.º 857, de 25 de junho de 2015, esta norma regulamentadora e seus anexos definem referências técnicas, princípios fundamentais e medidas de proteção para garantir a saúde e a integridade física dos trabalhadores e estabelece requisitos mínimos para a prevenção de acidentes e doenças do trabalho nas fases de projeto e utilização de máquinas e equipamentos de todos os tipos e ainda à sua fabricação, importação, comercialização e exposição. (MINISTÉRIO DO TRABALHO).

2.4.2 NBR 9050 Acessibilidade a Edificações Mobiliário, Espaços e Equipamentos Urbanos

Esta norma estabelece critérios e parâmetros técnicos a serem observados quando do projeto, construção, instalação e adaptação de edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos às condições de acessibilidade.

Os alarmes sonoros devem atender às seguintes condições:

- a) ter intensidade e frequência entre 500 Hz e 3 000 Hz;

b) frequência variável alternadamente entre som grave e agudo, se o ambiente tiver muitos obstáculos sonoros (colunas ou vedos);

Recomenda-se adotar em ambientes internos valores entre 35 dBA e 40 dBA e em ambientes externos, valores entre 60 dBA a 80 dBA, sendo recomendado utilizar o valor de 60 dBA.

6.5.1.2 As rampas devem ter inclinação entre 6,25% e 8,33%. (NBR 9050, pg. 38).

2.5 FORÇAS DE MOVIMENTAÇÃO

Nicolazzi et. al. (2001), afirma que é necessário descobrir quais são as forças de resistências que se opõem ao movimento de um veículo para que seja possível determinar a potência necessária para vencer as tais resistências. Para ele as resistências que se opõem ao movimento são:

- R_m – Resistência mecânica
- R_r - Resistência ao rolamento
- R_p - Resistência ao aclone
- R_a - Resistência aerodinâmica
- R_i - Resistência de inércia

2.5.1 Resistência Mecânica

A resistência mecânica é a soma das resistências geradas pelos componentes que estão entre o motor e as rodas motrizes. Portanto depende totalmente do tipo de transmissão utilizado no veículo e do motor utilizado (NICOLAZZI et. al., 2001).

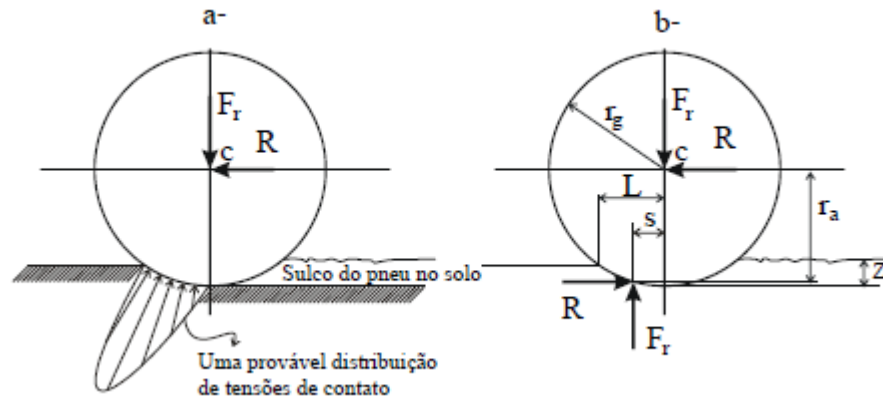
2.5.2 Resistência ao Rolamento

Nicolazzi et. al. (2001), explica que uma quantidade de energia é perdida para manter um pneu girando sobre o solo. Essa perda de energia é devido a principalmente de dois componentes deformadores. O pneu e o solo onde trafega dão origem ao conceito de resistência ao rolamento.

Por causa do pneu não ser totalmente elástico, ele proporciona um amortecimento interno. Com isso, é recuperada apenas uma parcela do trabalho ao ser descarregado. A deformação do pneu resulta em um atrito interno que é ocasionado justamente na zona de contato. Um consumo de energia é gerado quando as lonas do pneu se movimentam camada por camada, mesmo que muito pouco. A deformação da banda de rodagem também ajuda a consumir energia (NICOLAZZI et. al., 2001).

De acordo com Nicolazzi et. al. (2001), a curva de histerese da carga, forma uma área que representa a energia que o ciclo consumiu equivale ao trabalho dissipado no momento em que houve o atrito interno. Essa curva é apresentada na figura 01. Para cada modelo de carcaça haverá uma curva de histerese diferente, que depende da geometria e da qualidade da borracha.

Figura 3 – Histerese de carga



Fonte: NICOLAZZI et. al. (2001, p.10).

A expressão abaixo mostra como pode ser calculada a resistência ao rolamento causada pelas tensões entre o pneu e o terreno (NICOLAZZI et. al., 2001).

$$R_r = f \cdot m_t \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (1)$$

Onde:

R_r – Resistência ao rolamento [N].

f - coeficiente de atrito de rolamento [adimensional].

m_t - massa do veículo [kg].

α - é a inclinação da pista [°]

Nicolazzi et. al. (2001), apresenta na quadro 03, alguns valores de base para o coeficiente de rolamento. Os primeiros cinco tipos mostram pneus praticamente rígido, já os outros são mais deformáveis.

É importante deixar claro que os valores apresentados no quadro 03 são apenas de base, pois o coeficiente de resistência varia conforme a velocidade, pressão do pneu e algumas outras variáveis. Para Nicolazzi et. al. (2001), é essencial levantar dados experimentalmente para obter resultados mais precisos.

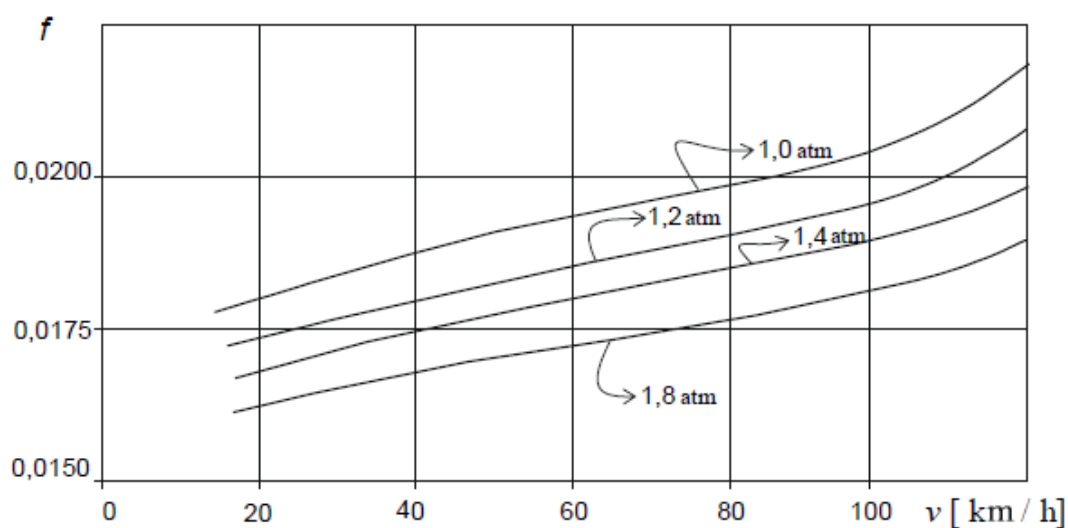
Tabela 1 – Coeficientes de resistência ao rolamento

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 et. al. (2001, p.12).

Nicolazzi et. al. (2001), mostra na figura 04 o comportamento variável do coeficiente de rolamento para diferentes pressões de pneu e diferentes velocidades.

Figura 4 – Variação do coeficiente de rolamento em função da velocidade



Fonte: NICOLAZZI et. al. (2001, p.54).

2.5.3 Resistência ao Aclive

O Plano Diretor Desenvolvimento Urbano Ambiental (PDDUA) de Porto Alegre – RS, recomenda inclinação máxima de 15% em vias de distribuição local e em áreas com predominância residencial e comercial, porém de baixa fluidez e apenas transporte individual (SECRETÁRIA DE PLANEJAMENTO URBANO DE PORTO ALEGRE, 2017).

É importante não confundir o ângulo da rampa com a porcentagem de inclinação. A inclinação é calculada utilizando a equação abaixo (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 9050, 2015):

$$i = \frac{h \cdot 100}{c} \quad (2)$$

Onde:

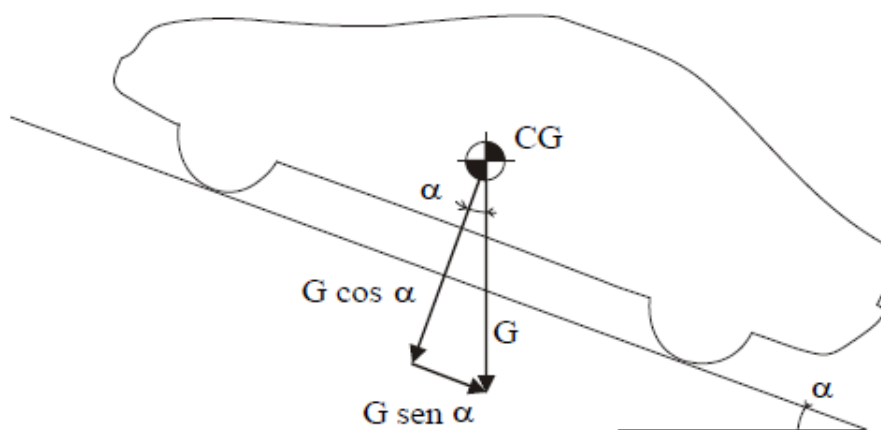
i – Inclinação [%].

h – Altura do desnível [m].

c – Comprimento da projeção horizontal [m].

Nicolazzi et. al. (2001), afirma que apenas parte do peso de um veículo, na forma de força normal, é absorvido pelo solo quando sobe um aclive. E o restante do peso age sobre o centro de gravidade, fazendo o veículo descer o aclive com uma força paralela ao piso (figura 05).

Figura 5 – Veículo em aclive



Fonte: NICOLAZZI et. al. (2001, p.47).

Nicolazzi et. al. (2001), afirma que para o equilíbrio estático acontecer é necessário vencer este componente de peso que é a resistência ao aclone. Deste modo a resistência de aclone (R_p) é obtida por:

$$R_p = G \cdot \text{sen } \alpha \quad (3)$$

R_p – Resistencia ao aclone [N].

G – Peso do veículo [N].

α – Ângulo do aclone [°].

2.5.4 Forças de Atrito

As forças de atrito estático atuam entre superfícies em repouso relativo, já as forças de atrito cinético atuam entre superfícies com movimento relativo. Quando os corpos estão em repouso existe a ação do atrito estático, que é igual a força mínima necessária para movimentar o objeto. A partir do instante que o corpo estiver em movimento, o atrito para a ser cinético e uma força menor é necessária para mantê-lo em movimento (DIAS, 2000).

Dias (2000), mostra que o atrito máximo atuante entre a roda motriz e o solo, pode ser encontrado utilizando a equação 04:

$$F_{a \text{ máx}} = \mu_e \cdot F_N \quad (4)$$

$F_{a \text{ máx}}$ - Força de atrito máximo [N].

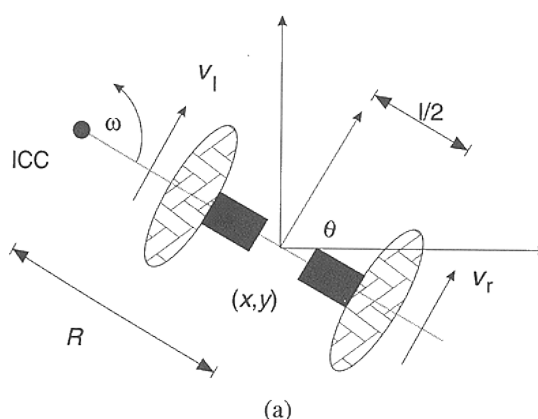
μ_e - Coeficiente de atrito [*adimensional*].

F_N - Força normal sobre o eixo de tração [N].

2.6 SISTEMA DE DIREÇÃO DIFERENCIAL (SDD)

Para Duket e Jenkin (2000), o sistema de direção diferencial talvez seja o mais simples para um robô terrestre. Ele é formado por motores independentes montados sobre o mesmo eixo. Para que o robô consiga dar a volta com o SDD, é preciso que ele gire em torno do ponto ICC mostrado na figura 06, que estará sempre posicionado no mesmo eixo das rodas. O controle da direção e tamanho do raio formado pelo robô, dependerá da velocidade aplicada em cada roda.

Figura 6 – Sistema de direção diferencial



Fonte: Duket e Jenkin (2000).

Duket e Jenkin (2000), apresenta abaixo a equação 05 utilizada para determinar o raio do robô em função da velocidade de cada roda.

$$R = l/2 \cdot (v_l + v_r) / (v_r - v_l) \quad (6)$$

R – Raio de giro [m].

l – Distância entre as rodas de tração [m].

v_l – Velocidade da roda esquerda [m/s].

v_r – Velocidade da roda direita [m/s].

Duket e Jenkin (2000), também explica que alguns casos especiais são de interesse:

- $v_l = v_r$ Nesta situação o raio é infinito e o robô se move em linha reta.
- $v_l = -v_r$ Nesta situação o raio é zero e robô gira sobre si mesmo, em torno de um ponto a meia distância entre as duas rodas.

Para valores de v_l e v_r , diferentes dos citados acima, o robô segue uma trajetória curvada, variando o raio conforme a variação da velocidade.

O sistema de direção diferencial é muito sensível a velocidade das rodas. Pequenas variações provocam grandes diferenças no posicionamento do robô, tornando uma tarefa difícil caso os motores não sejam de precisão.

Duket e Jenkin (2000), afirma que é possível determinar as velocidades necessárias para um posicionamento exato do robô com a solução geral do problema cinemático, que é:

$$x(t) = 1/2 \int_0^t v_r(t) + v_l(t)\cos O(t)dt \quad (7)$$

$$y(t) = 1/2 \int_0^t v_r(t) + v_l(t)\sen O(t)dt \quad (8)$$

$$O(t) = 1/l \int_0^t v_r(t) - v_l(t)dt$$

Onde:

x – Distância no eixo x [m].

y – Distância no eixo y [m].

O – Grau de inclinação a partir do eixo x [$^\circ$].

t – Tempo [s].

l – Distância entre as rodas de tração [m].

v_r – Velocidade da roda direita [m/s].

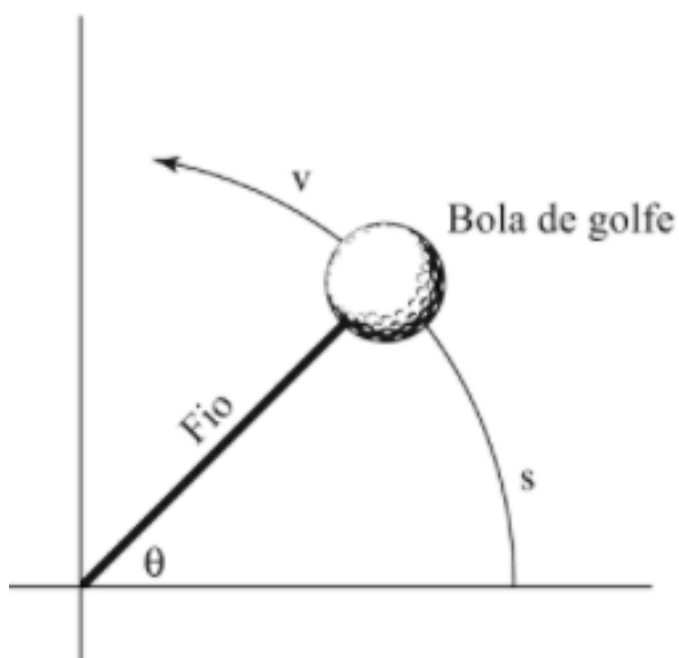
v_l – Velocidade da roda esquerda [m/s].

O problema cinemático inverso é extremamente difícil de solucionar, com exceção de casos especiais. Caso não seja obrigatoriamente necessário que o robô atinja as orientações (x , y , O) é suficiente que ele gire sobre si mesmo até apontar para (x , y), em seguida ande linearmente até atingir (x , y) e por final, gire sobre seu próprio eixo até alcançar a orientação O (DUKET e JENKIN, 2000).

2.7 VELOCIDADE TANGENCIAL

De acordo com Holzner (2011), a velocidade tangencial é derivada da velocidade linear, porem lida com movimento rotacional. Isso implica no fato de que é medida em um ponto com um determinado raio. A figura 07 mostra como é indicado vetor tangencial. Oque significa que possui uma grandeza e uma direção perpendicular ao seu raio.

Figura 7 – Velocidade tangencial



Fonte: HOLZNER (2011, p.155).

Holzner (2011), também afirma que é possível encontrar a velocidade tangencial utilizando a equação abaixo.

$$v = \frac{\pi \cdot 2 \cdot r \cdot n}{60} \quad (9)$$

v = Velocidade tangencial [m/s].

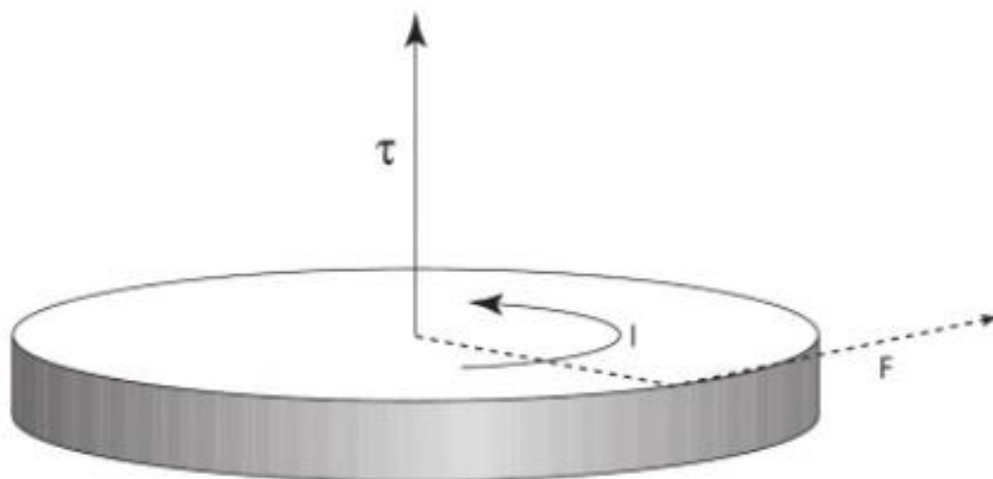
r = Raio [m].

n = Rotações por minuto [rpm].

2.8 FORÇA TANGENCIAL

A força tangencial possui relação direta com o torque. Quando essa força é aplicada em um corpo, produz uma grandeza chamada torque que gerar um movimento rotacional se não estiver em equilíbrio (figura 08). O torque depende da distância em que a força é aplicada, ou seja, seu raio (HOLZNER, 2011).

Figura 8 – Força tangencial



Fonte: HOLZNER (2011, p.166).

Holzner (2011), apresenta a equação da força tangencial como sendo.

$$F = \frac{\tau}{r} \quad (10)$$

F = Força tangencial [N].

r = Raio [m].

τ = Torque [N.m].

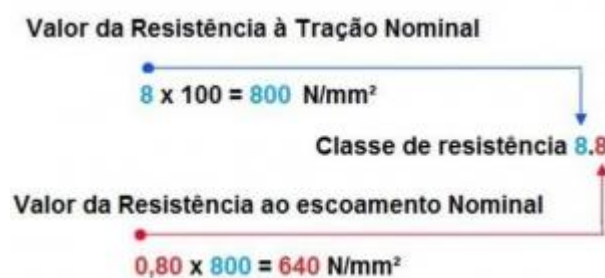
É possível observar pelas equações que a força tangencial é inversamente proporcional a velocidade tangencial. Ou seja, quanto maior for o raio, maior será a velocidade e menor será a força.

2.9 CLASSE DOS PARAFUSOS

A resistência do parafuso geralmente é gravada na parte superior de sua cabeça. O número impressão indica a qual classe ele pertence. Portanto, quanto maior for o número, maior será a resistência do parafuso. Interpretamos o número da seguinte forma (DIN 9050, 1986):

O primeiro número representa o mínimo de resistência a tração (N/mm^2) dividido por cem. o segundo número significa a porcentagem do primeiro que é referente ao limite de escoamento. A figura 09 torna mais clara a interpretação da classe.

Figura 9 – Classe dos parafusos



Fonte: <http://mundomecanico.com.br/classes-de-resistencia-de-parafusos/>

2.10 DUREZA

Para Norton (2013), a resistência ao desgaste está diretamente relacionado com sua dureza, mas não é uma regra geral. Para aumentar a resistência ao desgaste também são realizados vários tipos de tratamento térmico.

As escalas mais comuns de dureza são: *Brinell*, *Rockwell* ou *Vickers*. Todos esses ensaios partem de um princípio de imprimir um corpo em um determinada superfície. O valor da profundidade em que o corpo penetrar será utilizado para definir a dureza do material. Na sequência é apresentado uma breve explicação de cada escala (NORTON, 2013).

- A escala Brinell utiliza a unidade kg/mm^2 , para seu ensaio é utilizado uma esfera de tungstênio de 10 mm, na qual é aplicada uma carga que varia de acordo com a faixa de dureza do material. Posteriormente o diâmetro da impressão é medido com um microscópio e utilizado para definir o valor da dureza.
- Na escala Rockwell pode ser utilizada uma esfera de 1/16 in ou uma ponta de diamante em forma de cone. Nesta escala é medida a profundidade da

penetração. Também são utilizadas letras para definir a faixa de dureza e qual dos métodos foi utilizado (Por exemplo: 60 HRC).

2.11 TRATAMENTO TÉRMICO

Conforme Norton (2013), o tratamento térmico pode alterar as propriedades de dureza e outras características de um metal. A quantidade de carbono presente no aço é determinante na capacidade de um tratamento térmico. Ou seja, a capacidade de endurecimento de um material aumenta na medida que aumentar a quantidade de carbono.

No processo de têmpera de aços de baixo ou médio carbono, o metal é aquecido até sua temperatura crítica e em seguida resfriados repentinamente em água ou óleo. Esse processo reorganiza os cristais, tornando o material muito mais duro e resistente ao desgaste, porém perde elasticidade tornando o metal frágil a impactos (NORTON, 2013).

2.12 ENERGIA MECÂNICA

Para Almeida (2002), a energia mecânica é a resultante da soma de duas energias distintas. Uma massa que viaja a uma determinada velocidade possui uma energia proveniente desse movimento e é chamada de energia cinética. Essa mesma massa possui um energia potencial gravitacional que é relativa a outra grandeza chamada altura.

Dessa maneira temos:

$$E_M = E_C + E_P \quad (11)$$

E_M – Energia mecânica [J].

E_C – Energia cinética [J].

E_P – Energia potencial [J]

A energia cinética depende do movimento, então temos:

$$E_C = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad (12)$$

E_C – Energia cinética [J].

m – Massa [kg].

v – Velocidade [m/s].

Sempre que houverem forças de interação, existira a energia potencial. Sendo ela expressa por:

$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad (13)$$

E_p – Energia potencial [J].

E_c – Massa [kg].

h – Altura [m].

É importante salientar que a altura é medida, sempre no mesmo vetor da gravidade. Para raios muito inferiores ao raio da terra assumimos a gravidade como uma constante (ALMEIDA, 2002).

2.13 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

De acordo com Kreith e Bonh (2003), são reconhecidas três formas diferentes de transferência de calor: condução, radiação e convecção. A transferência de calor pode ser interpretada como a transmissão de energia entre dois corpos que possuem diferentes temperaturas.

2.13.1 Condução

A condução de calor ocorre entre dois sólidos, onde o calor fluirá da temperatura mais alta para a mais baixa. A taxa de transferência de calor é proporcional ao gradiente de temperatura e multiplicado pela área de contato. O fluxo real de calor depende da condutividade térmica k , que é uma propriedade física do material (KREITH e BOHN, 2003).

A taxa de transferência é portanto:

$$q_k = -k \cdot A \frac{dT}{dx} \quad (14)$$

q_k – Transferência de calor por condução [W].

k – Condutividade térmica [W/m.K].

A – Área [m²].

T – Temperatura [K].

2.13.2 Convecção

Kreith e Bohn (2003), afirmam que a transferência de calor por convecção ocorre apenas em fluidos. Por conta do movimento molecular que transfere energia quando aplicada uma força externa. Isso ocorre quando existe um gradiente de densidade variando conforme a temperatura. Podemos calcular a taxa de transferência de calor com a equação 15:

$$q_c = -k_{fluido} \cdot A \cdot \frac{dT}{dy} \quad (15)$$

q_c – Transferência de calor por convecção [W].

k_{fluido} – Condutividade térmica [W/m.K].

A – Área [m²].

T – Temperatura [K].

2.13.3 Radiação

Todo corpo com temperatura acima da zero absoluto irradia calor, porém como nos outros casos, para que ocorra a transferência de calor é necessário que haja diferença de temperatura entre os corpos. Porém, diferente das outras, esta forma não necessita de matéria entre os corpos para que ocorra transferência de calor. (KREITH e BOHN, 2003). A taxa de transferência é portanto:

$$q_r = A_1 \cdot \epsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (16)$$

q_r – Transferência de calor por radiação [W].

ϵ_1 – Emissividade térmica [W/m².K⁴].

A_1 – Área [m²].

σ - Constante de Stefan Boltzmann

T_1 – Temperatura do corpo A [K].

T_2 – Temperatura do corpo B [K].

2.13.4 Resistência Térmica

Kreith e Bohn (2003), afirmam que em casos simples de fluxo de calor unidimensional no estado estacionário a equação de transferência de calor pode ser simplificada. Nesta equação

o que impede que a temperatura no ponto A seja igual a temperatura no ponto B é a resistência térmica (R_k).

$$R_k = \frac{L}{Ak} \quad (17)$$

Onde:

R_k – Resistência térmica [K/W].

L – Espessura do material [m].

A – Área superficial [m^2].

k – Condutividade térmica [$W/m.K$].

Para uma sistema composto por resistências térmicas em paralelo e em série, KREITH e BOHN (2003) afirmam que é necessário utilizar a equação 18 para encontrar a resistência equivalente.

$$R_{eq} = \frac{R_A \cdot R_B}{R_A + R_B} \quad (18)$$

Onde:

R_{eq} – Resistência térmica equivalente [K/W].

R_A – Resistência térmica do matéria A [K/W].

R_B – Resistência térmica do matéria B [K/W].

3 METODOLOGIA

Buscou-se identificar os métodos mais utilizados no desenvolvimento de novos produtos. Dessa maneira criou-se uma metodologia adaptada de vários autores para apresentar procedimentos que possam ser seguidos nos anos subsequentes.

Esta metodologia usa ferramentas que podem ser específicas para o produto proposto, portanto é passível de alteração caso seja reproduzido em outro modelo.

A pesquisa proposta é classificada como *aplicada*, por fornecer conhecimentos que serão aplicados em um problema específico, além de ser de interesse local. Todos os dados coletados estão enumerados e dispostos de maneira a facilitar resolução deste problema, sendo também uma pesquisa quantitativa. (GIL, 2002).

Todas as informações necessárias para o desenvolvimento deste projeto é buscado em bibliografias condizentes ao assunto proposto, e busca explicar as decisões tomadas em cada etapa do processo.

4 RESULTADOS

4.1 REQUISITOS DO PRODUTO

A empresa de sistemas gerenciais, juntamente com os alunos de controle e automação, definiram quais seriam os requisitos que a plataforma deveria atender:

- Velocidade média similar a de uma pessoa andando (determinado empiricamente em 4 km/h).
- Andar em ambiente interno e externo (urbano).
- Utilizar sistema de direção diferencial (SDD).
- Acomodar componentes pré-definidos.
- Fácil manutenção.

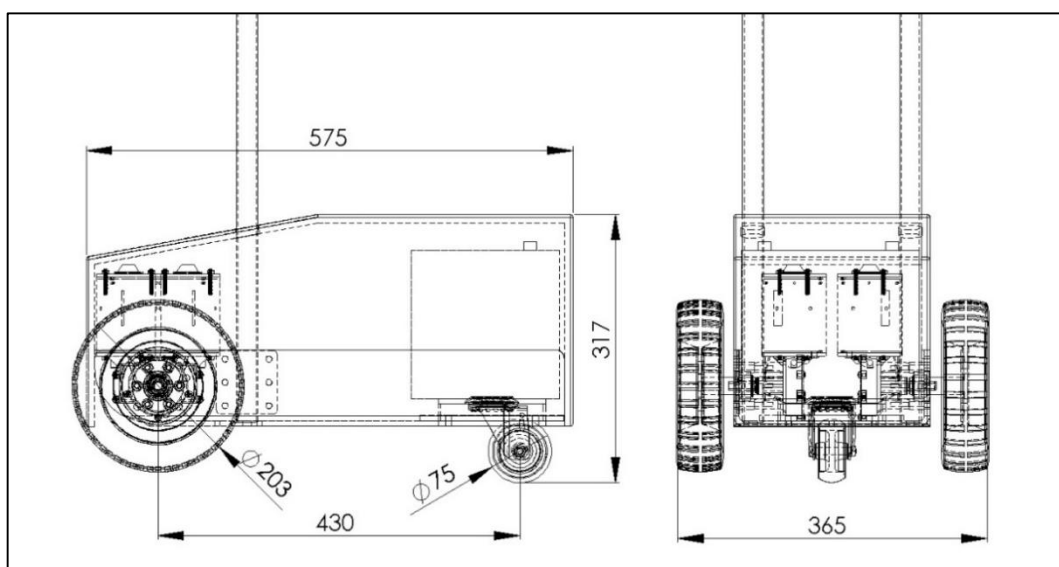
4.2 RESTRIÇÕES DO PROJETO

Processo de fabricação não deve exigir ferramentas especiais.

4.3 ESPECIFICAÇÕES DIMENSIONAIS DO PRODUTO

A figura 10 apresenta as especificações dimensionais que serviram de base para os problemas das seções seguintes.

Figura 10 – Dimensões do veículo

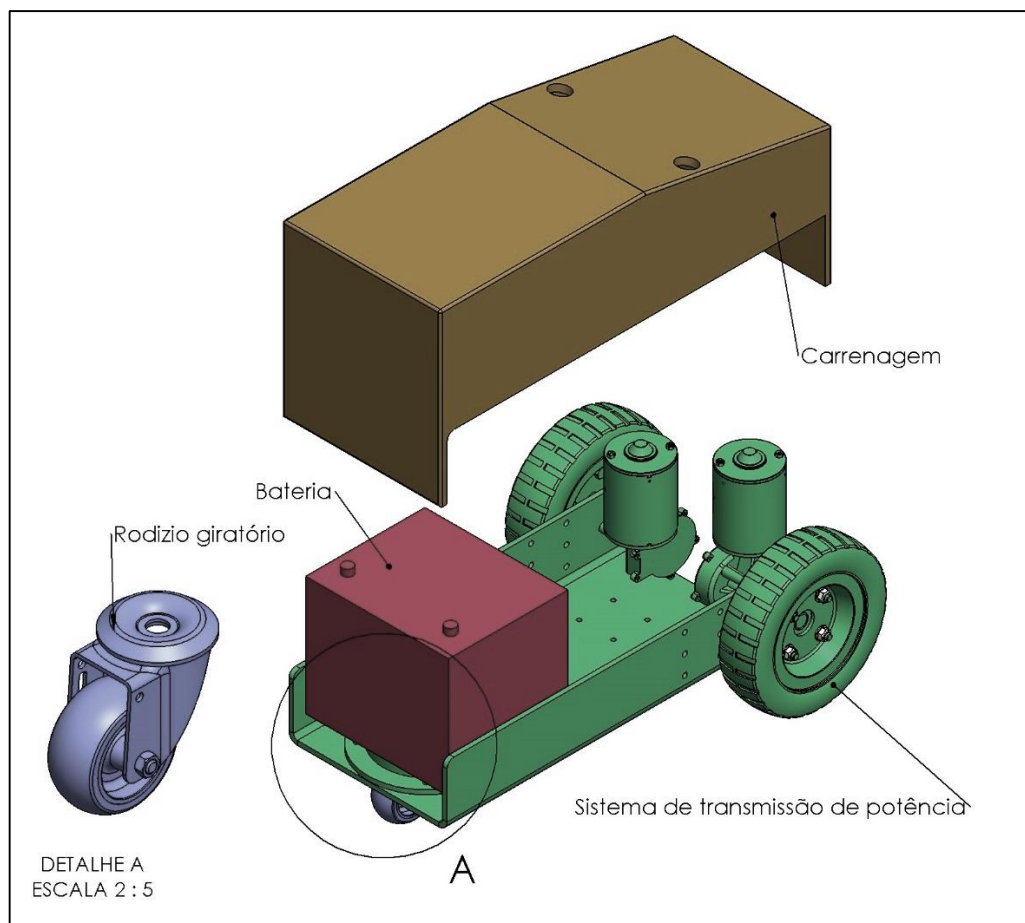


4.4 DISCRIMINAÇÃO DOS COMPONENTES DO VEÍCULO

Este estudo não inclui os componentes de eletrônica embarcada e software responsáveis pelo controle do veículo, com exceção da bateria que possui 43% da massa total do protótipo.

Nas seções subsequentes é justificada a utilização de cada componente apresentado na figura 11.

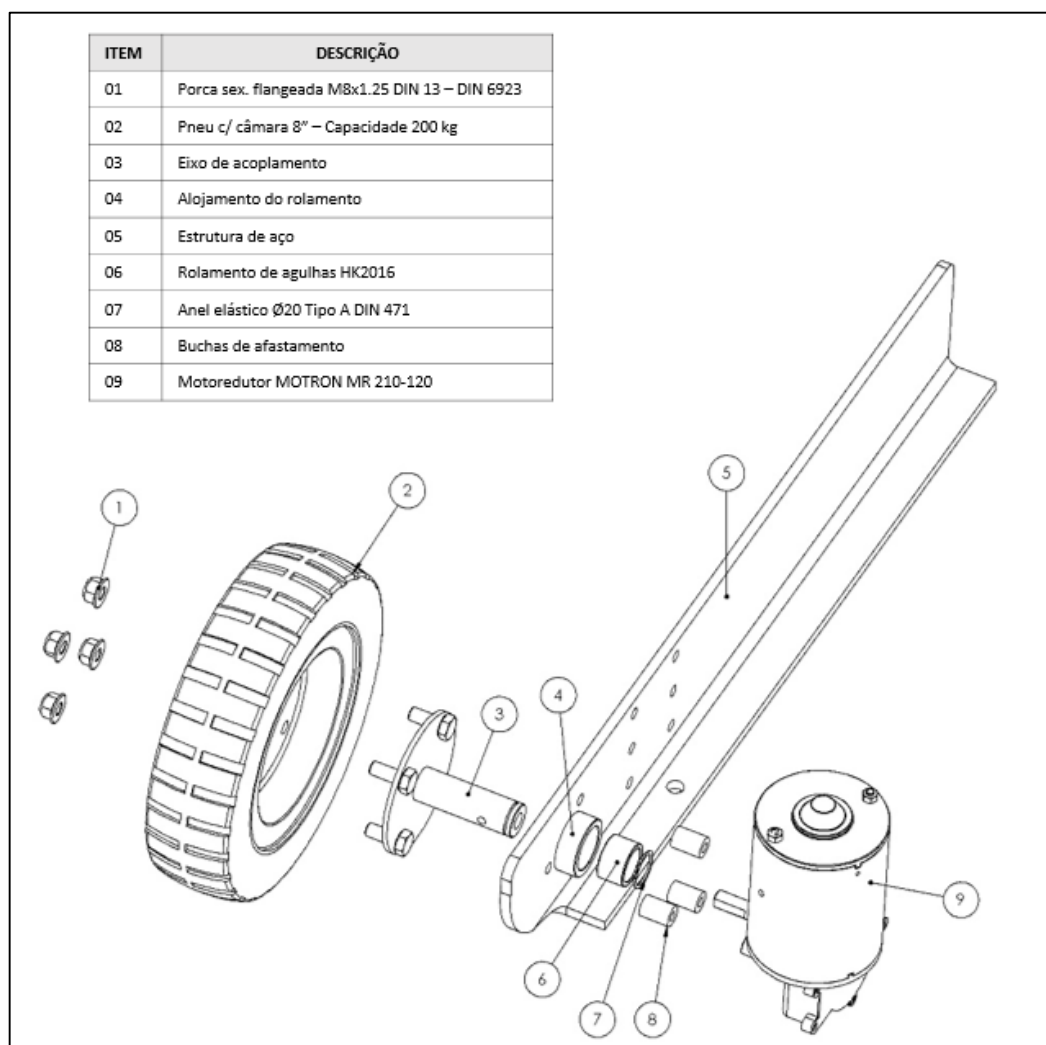
Figura 11 – Componentes principais



4.5 COMPONENTES DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

Nesta seção descreve-se quais são e como foram selecionados os itens de movimentação do veículo (figura 12).

Figura 12 - Componentes do sistema de movimentação



4.5.1 Fixação das Rodas

As rodas de tração adquiridas possuem quatro furos de 8 mm para a fixação. Por este motivo se optou em usar parafusos na mesma dimensão para não haver folgas e garantir a concentricidade entre a roda e o eixo.

O veículo altera frequentemente o sentido de rotação das rodas, isso faz com que as forças aplicadas nos parafusos também alterem de vetor. Este processo realizado repetidas vezes pode gerar folga na porca. Para evitar este problema, utiliza-se porcas com propriedades de auto travamento. Nesse caso utilizou-se a porca sextava com flange M8x1.25, que atende a norma DIN 13.

4.5.2 Seleção da Roda

Para a seleção da roda adequada a ser utilizada no veículo, é imprescindível observar os requisitos do cliente que influenciam esta escolha:

- Velocidade média similar a de uma pessoa andando (determinado empiricamente em 4 km/h).
- Andar em ambiente interno e externo (urbano).

Infelizmente existe pouca bibliografia acadêmica para a seleção de rodas, porém é possível buscar a recomendação dos fabricantes conforme anexo D.

Verificou-se que a roda pneumática, ou seja, composta de pneu de borracha e câmara é a recomendada quando a aplicação não é definida, podendo ser qualquer um dos tipos de piso citado.

A velocidade do veículo depende do diâmetro da sua roda de tração. Isso pode ser evidenciado pela aplicação da equação 9 do referencial teórico.

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (9)$$

Portanto temos:

$$d = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot n}$$

Onde:

d – Diâmetro da roda [m].

v – Velocidade de uma pessoa andando ($4 \text{ km/h} = 1,1 \text{ m/s}$).

π – 3,1416.

n = rotação do motoredutor indicado no anexo C (108 rpm).

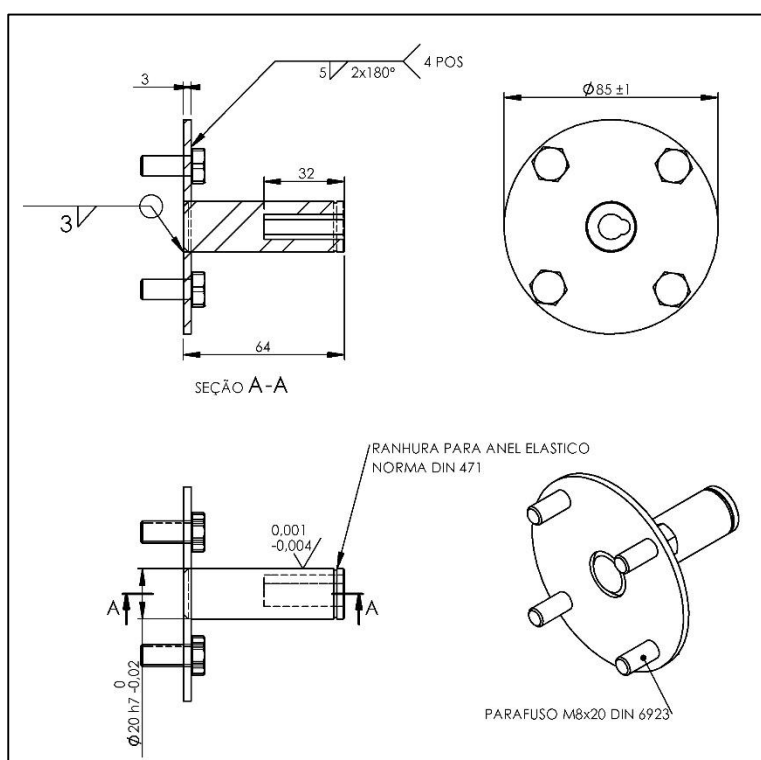
$$d = \frac{1,11 \text{ m/s} \cdot 60}{\pi \cdot 108 \text{ rpm}} = 0,197 \text{ m}$$

A roda com o diâmetro mais próximo do valor encontrado possui 0,203 m, que equivale a 8 polegadas. Portanto a descrição da roda utilizada no projeto é a **Roda Pneumática Imsa 8" x 2" PNE.**

4.5.3 Eixo de Acoplamento

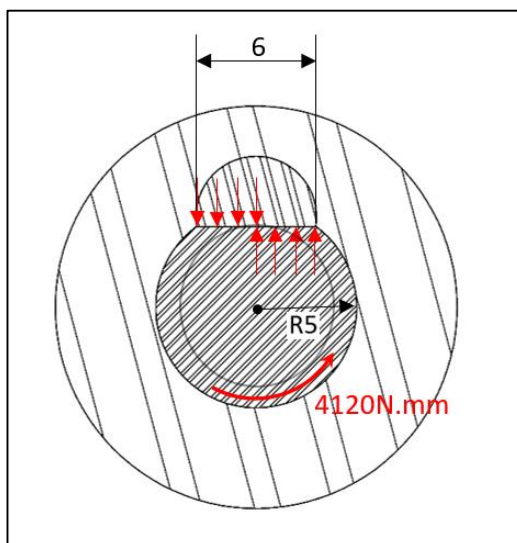
Este conjunto soldado é responsável por fixar as rodas e transmitir o torque do motoredutor (figura 13). Para evitar a oxidação desse componente, foi aplicada uma proteção superficial de zinco utilizando o processo de zincagem por imersão a quente.

Figura 13 – Eixo de acoplamento



O eixo do motoredutor possui 10 mm de diâmetro e uma superfície reta em sua ponta para transmitir o torque (Anexo C). Porém não foram encontradas chavetas comerciais para este tipo de aplicação. O comprimento do eixo impossibilita que seja inserida uma ranhura quadrada. Portanto foi necessário o desenvolvimento de uma chaveta cilíndrica, conforme apresentado na figura 14. Para garantir que suportaria os esforços, calculou-se de forma simplificada, a maior tensão aplicada no conjunto.

Figura 14 – Tensões na chaveta



Fonte: O autor.

A seção da chaveta onde é aplicada a tensão corresponde a uma área de 60 mm^2 , conforme equação (10).

$$F = \frac{M_T}{d} \quad (10)$$

Onde:

F – Força aplicada na seção da chaveta [N].

M_t – Torque fornecido pelo motoredutor (anexo C) [$N \cdot mm$].

d – Distância do centro até a aplicação da força [mm].

$$F = \frac{4120N \cdot mm}{4mm} = 1030 N$$

Encontrada a força aplicada na chaveta, é possível determinar a tensão máxima aplicada, utilizando a equação (19) do referencial teórico.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (19)$$

Onde:

σ – Tensão [N/mm^2].

F – Força [N].

A – Área [mm^2].

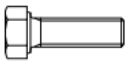

$$\sigma = \frac{1030N}{60mm^2} = 17,2 N/mm^2$$

O resultado da equação mostrou que a tensão resultante é quase 17 vezes menor que a tensão de escoamento de $300 N/mm^2$ do aço utilizado neste eixo. Realizando a equação de forma reversa, foi possível identificar que é necessário um torque de $72 N.m$ para danificar a chaveta.

4.5.3.1 Parafuso

A geometria do parafuso e a classe 8.8 foram determinadas pela facilidade de aquisição e a baixa necessidade de resistência. Porém foi observado que este parafuso será submetido ao processo de soldagem mag. Qualquer tipo de tratamento superficial pode prejudicar o desempenho da solda. Portanto foi selecionado o parafuso DIN 933 0055, indicado no quadro 3.

Quadro 3 – Parafusos DIN 933

DIN 933		ISO 4017	
Parafuso sextavado			
Aço, 8.8, sem tratamento	0055 ...	Aço, 12.9, sem tratamento	0061 ...
Aço, 8.8, azul passivado	0057 ...	Aço, 12.9, GEOMET®	4132 4...
Aço, 8.8, amarelo zincado	0057 0...	Aço, 12.9, DACROMET®	4132 3...
Aço, 8.8, GEOMET®	4130 4...	Latão, sem tratamento	0001 8...
Aço, 8.8, DACROMET®	4130...	Latão, niquelado	0001 9...
Aço, 8.8, galv. a quente	0059 7...	Poliamida 6.6	0278 03...
Aço, 10.9, sem tratamento	0056 ...	A2-70	0096 ...
Aço, 10.9, azul passivado	0107 0...	A2-80	0096 0...
Aço, 10.9, amarelo zincado	0107 ...	A4-50	0091...
Aço, 10.9, GEOMET®	0102 1...	A4-70	0091 ...
Aço, 10.9, DACROMET®	4131...	A4-80	0091 00...

Fonte: https://www.wurth.pt/media/downloads/pdf/09Brochura_ISO__DIN-pt.pdf?NORMAS-%20STANDARD%20DIN/ISO

4.5.3.2 Eixo

Para selecionar o material mais adequado para o eixo que será a pista do rolamento, foram observadas as recomendações de dureza e rugosidade dadas pelo fabricante do rolamento utilizado (quadro 05). Respeitando essas exigências é possível garantir a máxima vida útil dos componentes.

Quadro 4 – Especificações de pista para rolamento

Seal running surface	Surface roughness	Minimum hardness
Sliding surface for radial seals (sealing for rotary motion)	Ra = 0,2 μm – 0,8 μm	600 HV or 55 HRC
	Rz = 1 μm – 4 μm	
	Rz _{1 max} \leq 6,3 μm	
Sliding surface for rods and piston seals (sealing for axial motion)	Ra = 0,05 μm – 0,3 μm	600 HV or 55 HRC
	Rmr(0) 5% Rmr(0,25×Rz) 70%	
	Rz _{1 max} \leq 2,5 μm	
Contact surfaces (static sealing)	R \leq 1,6 μm	–
	Rz \leq 10 μm	
	Rz _{1 max} \leq 16 μm	

Fonte: http://medias.schaeffler.de/medias/montage/mh1_medias_011__en_gb__de.pdf

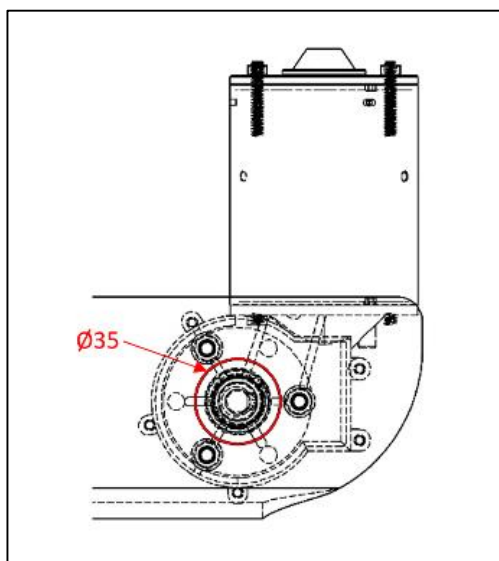
Para atingir os valores de dureza do eixo, foi utilizado o aço SAE 1045 com tratamento de têmpera. A fabricante de aços GERDAU, afirma no anexo A, que o aço SAE 1045 atende a dureza de 55 HRC na condição temperada. Também foi observado a utilização do aço trefilado, que sai da usina com tolerância h11 para montagem direta conforme o fabricante do rolamento sugere.

Para atender a rugosidade desejada foi adicionado uma nota no desenho para que esta propriedade seja observada.

4.5.4 Rolamento

A seleção do rolamento foi baseado principalmente pela limitação dimensional. Conforme é possível observar na figura 15, nesta configuração de montagem existe um espaço de $\varnothing 35$ mm para alocar o eixo, o rolamento e o assento do rolamento.

Figura 15 – Limitação dimensional do rolamento



Norton (2013), recomenda para cargas leves, o rolamento radial de esferas. Porém analisando o catalogo da SKF (quadro 5), percebe-se que o diâmetro externo dos rolamentos ocupam quase todo o espaço disponível.

Quadro 5 – Catálogo de rolamentos de esfera

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	C	C_0		Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,05	* 16004
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	* 6004
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,098	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,41	6404

Fonte: http://www.skf.com/binary/82-121486/10000_2-PT-BR---Rolling-bearings.pdf

As opções restantes são rolamento de agulha ou mancal de deslizamento (*bucha*). Como a carga aplicada neste componente será leve, foi observado apenas a durabilidade, tendo em vista que o veículo projetado não será operado por pessoas especializadas, portanto é desejável que não exista a necessidade de manutenção em toda sua vida útil. Norton (2013), afirma que os rolamentos permitem selar lubrificante dentro da carcaça para toda sua vida útil.

Também deixa claro que os mancais de deslizamento geram folgas que são prejudiciais, principalmente quando existe constante alteração de sentido.

Seguindo as orientações da bibliográfica, para este projeto foi selecionado o rolamento de agulha HK2016 - INA (anexo B).

Após a seleção do rolamento, é possível estimar a vida em fadiga expressa em milhões de revolução (NORTON, 2013).

Sendo:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \quad (20)$$

C – Carga dinâmica especificada [N].

P – Carga dinâmica real [N].

L_{10} – Vida em fadiga [*milhões de revoluções*].

$$P = \text{Carga estática} \cdot 1,5 \quad (21)$$

A carga estática adotada refere-se ao peso do veículo distribuído em cada rolamento.

Então temos:

$$P = 50N \cdot 1,5 = 75 N$$

A carga dinâmica especificada foi encontrado no catálogo do fabricante (anexo B).

Portanto:

$$L_{10} = \left(\frac{12700N}{75N}\right)^{10/3} \cong 27 \cdot 10^6 \text{ revoluções}$$

Multiplicando L_{10} pelo perímetro da roda (0,63 m), temos a distância que o veículo andar­á até uma possível falha dos rolamentos.

Portanto:

$$x = L_{10} \cdot p$$

x - Distância percorrida [m].

L_{10} - Revoluções.

p - Perímetro da roda [m].

$$x = 27 \cdot 10^6 \cdot 0,63m$$

$$x = 16\,964\,640\,m \quad Ou \cong 17.000\,km$$

Se supormos que o veículo é utilizado 365 dias por ano, cada dia operando durante a autonomia da bateria que é de duas horas. Pode-se estimar a vida útil do rolamento em anos.

Temos:

$$\frac{27000000 \text{ revoluções}}{120 \text{ rpm} \cdot 120 \text{ min} \cdot 365 \text{ dias}} = 5,13 \text{ anos}$$

O resultado obtido com a equação se mostrou satisfatório e atende a necessidade do projeto.

4.5.5 Estrutura

Para definir a espessura da estrutura (figura 16), criou-se uma equação isolando a massa dos outros componentes do veículo.

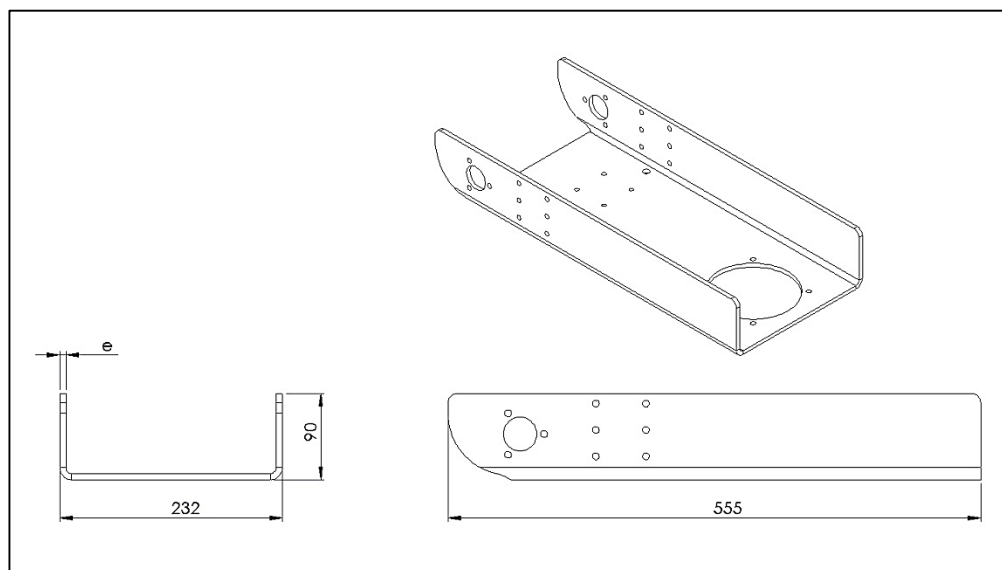
m_b - Massa da bateria [kg] = 10 kg

m_c - Massa dos componentes (motores, rodas, carenagem, circuito eletrônico, elementos de fixação e *tablet*) [kg] = 7,7 kg

m_e - Massa da estrutura [kg].

m_t - Massa total do veículo [kg].

Figura 16 - Estrutura



Portanto a massa da estrutura é encontrada com a equação:

$$m_e = A \cdot \rho \cdot e \quad (22)$$

Ou

$$e = \frac{m_e}{A \cdot \rho}$$

Onde:

A – Área da estrutura [m^2].

ρ – Densidade [kg/m^3].

e – Espessura [m].

A área da estrutura foi encontrada através do modelo em 3D sendo $A = 0,412 m^2$. Para a densidade do aço de baixo carbono foi utilizado o valor de $7900 kg/m^3$.

Portanto:

$$e = \frac{m_e}{0,412m^2 \cdot 7900kg/m^3}$$

O valor da massa da estrutura será calculada nas seções seguintes para determinar a espessura da estrutura.

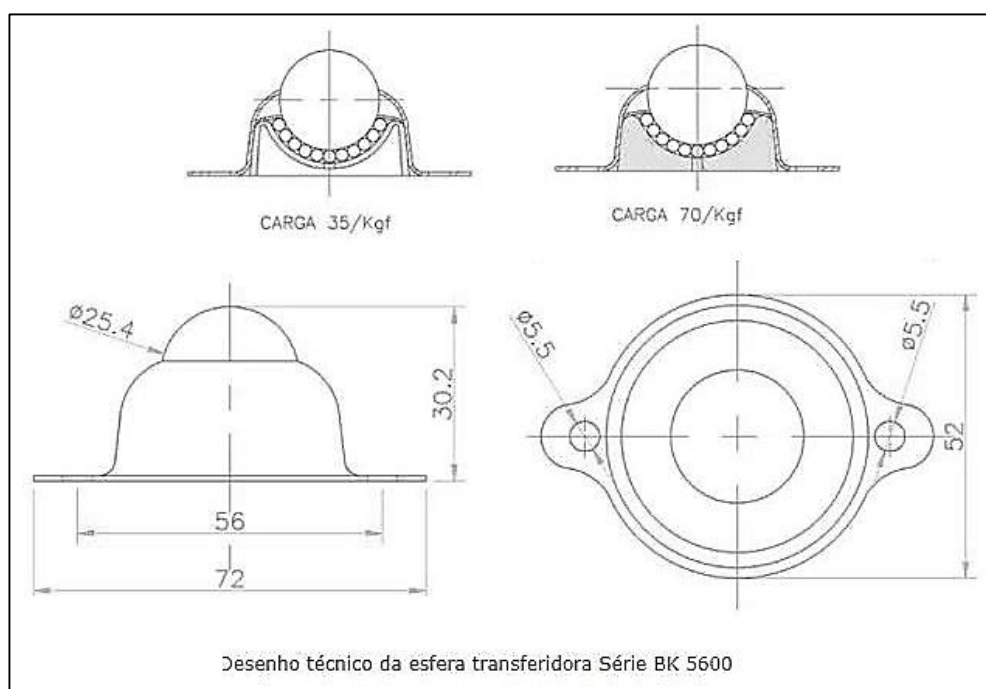
4.5.6 Rodizio giratório

O sistema de direção diferencial, exige que as rodas que estão livres possuam a capacidade de alterar sua direção com facilidade, sem prejudicar a mobilidade do veículo.

A figura 17 apresenta um conceito de rodizio interessante para a aplicação em direções diferenciais. Este conceito não possui eixo e deste modo não sofre resistência em nenhum dos sentidos.

Porém a esfera responsável pelo contato com o piso é fabricado em aço. Os requisitos do projeto prevê movimentação em todo tipo de pavimentação urbana, que pode ser por muitas vezes irregular. Dessa maneira não é possível utilizar este conceito, tendo em vista a incapacidade de absorver vibrações geradas por irregularidades no terreno. O anexo D apresenta um guia para seleção de rodízios que também não recomenda a utilização da roda de aço em diversos pisos.

Figura 17 – Rodizio de esfera



Fonte: http://www.braspek.com.br/produtos/esferas_transferidoras.html#esferas

Observando a aplicação em diferentes terrenos e a necessidade de mudar rapidamente de direção, foi selecionado um rodizio giratório de borracha com capacidade de 40 kg e 75 mm de diâmetro. Isto permite que, em situações extremas, esta roda possa suportar todo o peso do veículo (figura 18).

Figura 18 – Rodizio de borracha 3”



Fonte: http://www.vonder.com.br/produto/rodizio_giratorio_leve_3_preto_disma/14153

4.6 MASSA IDEAL DO VEÍCULO

A SECRETARIA DE PLANEJAMENTO URBANO (2017), recomenda inclinação máxima de 15%, porém para evitar quaisquer problemas com vias não normatizadas, utilizaremos nesse trabalho uma inclinação de 18%, ou seja, 10°. Também usaremos a velocidade de maior rendimento, conforme descrito pelo fabricante do motor no anexo D (108 rpm), foi possível encontrar a massa limite do veículo.

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (10)$$

$$v = \frac{\pi \cdot 0,203m \cdot 108rpm}{60}$$

$$v = 1,15 \text{ m/s}$$

Para calcular o peso temos:

$$P = m_t \cdot g \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot v \quad (23)$$

Ou então:

$$m_t = \frac{P}{g \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot v}$$

m_t – Massa total do veículo [kg].

P – Potência entregue no eixo (anexo D) [W].

G – Gravidade [m/s^2].

α – Inclinação da pista [°].

v – Velocidade do veículo [m/s].

Portanto, supondo que o motor utilize apenas um motoredutor durante um o giro, temos:

$$m_t = \frac{45 \text{ w}}{g \cdot \text{sen}(10^\circ) \cdot 1,15 \text{ m/s}}$$

$$m_t = 23 \text{ kg}$$

Retornando para o cálculo da espessura da estrutura, temos:

$$m_t = m_e + m_b + m_c$$

m_t – Massa total [kg].

m_e – Massa da estrutura [kg].

m_b – Massa da bateria [kg].

m_c – Massa dos componentes [kg].

$$23 \text{ kg} = m_e + 10 \text{ kg} + 7,7 \text{ kg}$$

$$m_e = 5,3 \text{ kg}$$

O cálculo realizado definiu que o peso necessário para estrutura é 5,3 kg. Com base da área da estrutura já modelada e a densidade do aço carbono, é possível determinar qual deverá ser a espessura deste componente com a equação abaixo:

$$e = \frac{m_e}{A \cdot \rho}$$

e – Espessura do material [m].

A – Área da superfície [m²].

ρ – Densidade do aço carbono [kg/m³].

$$e = \frac{23\text{kg}}{0,229\text{m}^2 \cdot 7900\text{kg/m}^3}$$

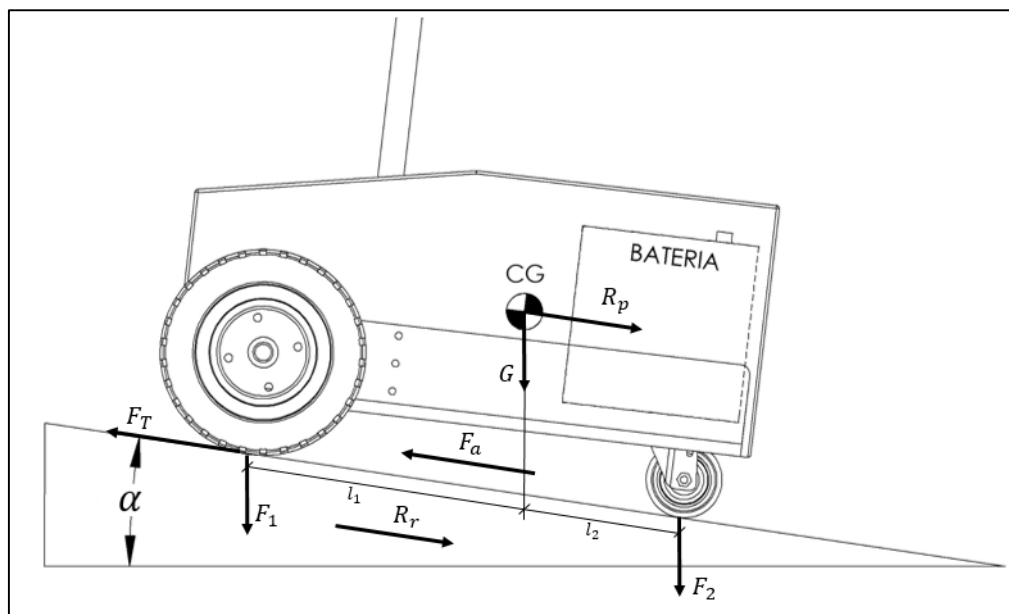
$$e \cong 0,003 \text{ m ou } 3 \text{ mm}$$

4.7 FORÇAS DE RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO

Conforme visto anteriormente, para o veículo superar o ativo, a força motriz (F_T) deve superar as forças que resistem ao movimento (figura 19).

$$F_T > R_p + R_a + R_r$$

Figura 19 – Forças de resistência ao movimento



Força motriz:

Utilizando o valor de torque fornecido pelo descritivo técnico do motoredutor e o diâmetro da roda indicada na figura 10, é possível calcular a força tangencial.

$$F_T = \frac{\tau}{r} \quad (10)$$

Onde:

F_T – Força tangencial [N].

τ – Torque fornecido pelo motoredutor [N.m].

r – Raio da roda [m].

$$F_T = \frac{4,12 \text{ N.m}}{0,102 \text{ m}}$$

$$F_T = 40,4 \text{ N}$$

Logo, para dois motoredutores temos 80,8 N.

4.7.1 Resistência ao Active:

$$R_p = G \cdot \text{sen } \alpha \quad (3)$$

$$R_p = 225,6 \text{ N} \cdot \text{sen}(10^\circ)$$

$$R_p = 40,61 \text{ N}$$

4.7.2 Resistência ao Rolamento:

$$R_r = f \cdot m_t \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (1)$$

Onde a constante f foi aplicada conforme a tabela (1).

$$R_r = 0,020 \cdot 23 \text{ kg} \cdot g \cdot \cos 10^\circ$$

$$R_r = 4,44 \text{ N}$$

4.7.3 Resistência Aerodinâmica:

Considerando que a velocidade do veículo seja constante e baixa, logo a força de inércia é nula e, por ser a velocidade baixa, a resistência aerodinâmica é muito pequena é desconsiderada.

4.7.4 Resultado:

Retornando para a comparação entre a força de tração e as forças de resistência temos:

$$80,8 \text{ N} > 40,61 \text{ N} + 0 \text{ N} + 4,44 \text{ N}$$

$$80,8 \text{ N} > 45,05 \text{ N} \rightarrow \text{VERDADEIRO}$$

A soma das forças comprovou que a força motriz fornecido pelos motoredutores é maior que as forças de resistência ao movimento, tornando possível que o veículo vença o aclive determinado.

4.8 FORÇA DE ATRITO

Para que o veículo não patine, é imprescindível que a força de atrito seja igual ou maior a força de tração.

Foi considerada a pior situação de atrito conforme especificado pelo fabricante de tintas epóxi, para piso. Conforme descritivo técnico (anexo E).

A equação (10) foi reescrita para atender ao modelo estudado. Portanto é possível determinar a carga aplicada em cada roda de tração do veículo (figura 20) aplicando a equação (24).

$$F_1 = G \cdot l_2 / (l_1 + l_2) \cdot \cos \alpha \quad (24)$$

Onde:

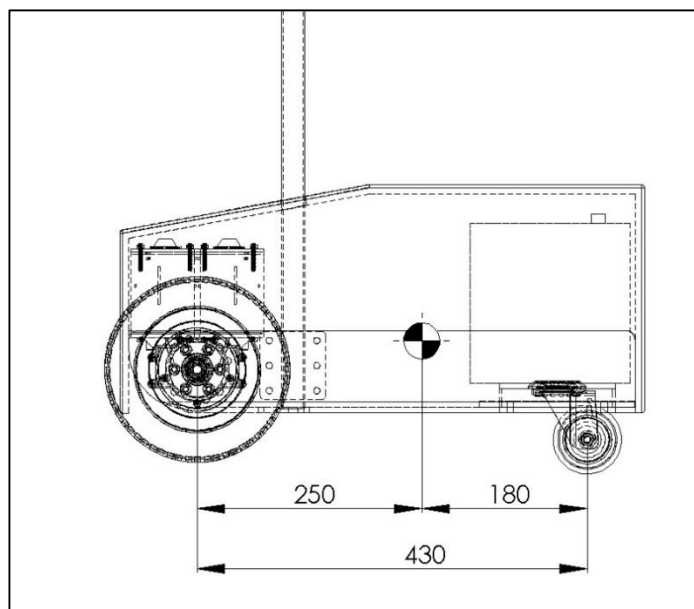
F - Força aplicada das rodas de tração [N].

G - Peso total do veículo [N].

l_1 - Distância entre a roda dianteira e o centro de gravidade [m].

l_2 - Distância entre a roda traseira e o centro de gravidade [m].

Figura 20 – Centro de gravidade do veículo



Portanto:

$$F_1 = 225,6 \text{ N} \cdot 0,180 \text{ m} / (0,430 \text{ m}) \cdot \cos 10^\circ$$

$$F_1 = 95 \text{ N}$$

A força de atrito nas rodas é determinada com a aplicação da equação (4) e utilizando o coeficiente de atrito para piso epóxi = 0,5 (anexo E).

$$F_a = \mu \cdot F_1 \quad (4)$$

F_a – Força de atrito [N].

μ – Coeficiente de atrito.

F_1 – Carga distribuída nas rodas dianteiras [N].

$$F_a = 0,5 \cdot 95 \text{ N}$$

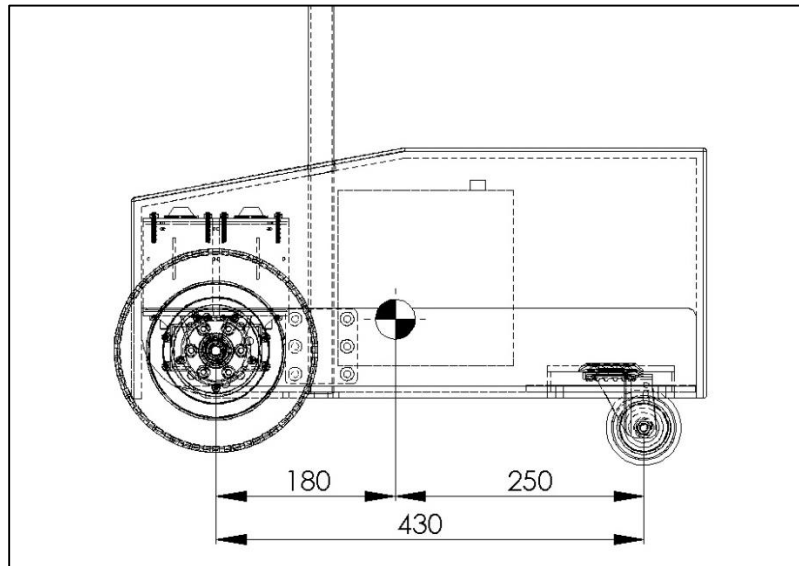
$$F_a = 47,5 \text{ N}$$

A força de atrito resultou em um valor maior que as forças de resistência ao movimento, isso comprova que o veículo vencerá o aclive sem que as rodas escorreguem.

4.9 ESTUDO DA ALTERAÇÃO DA POSIÇÃO DA BATERIA

Para estudar a influência do posicionamento da bateria, alterou-se sua posição com um software de desenho, de maneira que indicasse a localização do novo centro de gravidade. Conforme figura 21:

Figura 21 – Posição alterada da bateria



Recalculando o F_1 temos:

$$F_1 = G \cdot l_2 / (l_1 + l_2) \cdot \cos \alpha$$

$$F_1 = 225,6 \text{ N} \cdot 0,250 \text{ m} / (0,430 \text{ m}) \cdot \cos 10^\circ$$

$$F_1 = 129,2 \text{ N}$$

Recalculando Força de atrito:

$$F_a = \mu \cdot F_1$$

$$F_a = 0,5 \cdot 129,2 \text{ N}$$

$$F_a = 64,6 \text{ N}$$

Calculando nova taxa de aclive:

$$R_p = \frac{m_t \cdot g \cdot S}{100} \quad \text{ou} \quad S = \frac{100 \cdot R_p}{m_t \cdot g}$$

Substituindo a resistência ao aclive pela força de atrito, conseguimos definir a inclinação máxima nesta configuração.

$$S = \frac{100 \cdot F_a}{m_t \cdot g} \quad (3)$$

$$S = \frac{100 \cdot 64,6 \text{ N}}{23 \text{ kg} \cdot g}$$

$$S = 28,63 \% \quad \text{ou} \quad 16^\circ$$

Foi possível perceber que apenas alterando a posição da bateria, colocando-a mais próxima das rodas de tração do veículo, se obteve um aumento de 60% na capacidade de superar aclives.

Refazendo a equação 23 também é possível verificar a velocidade obtida nesta inclinação. É necessário observar que a potência de 45w é entregue apenas no ponto de maior rendimento. Portanto a velocidade apresentada abaixo depende totalmente do rendimento real do motoredutor.

$$P = m_t \cdot g \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot v \quad (23)$$

Ou

$$v = \frac{P}{m_t \cdot g \cdot \text{sen}(\alpha)}$$

$$v = \frac{45\text{w}}{23 \text{ kg} \cdot g \cdot \text{sen}(16^\circ)}$$

$$v = 0,72 \text{ m/s}$$

4.10 SISTEMA DE DIREÇÃO DIFERENCIAL (SDD)

Como visto anteriormente, a força de tração requerida para vencer um aclive de 10° é maior que a força de tração individual de cada motoredutor. Portanto não é possível girar o veículo sobre o ponto P_0 (figura 22).

Abaixo é feita a decomposição das forças em cada ponto de apoio.

$$G = m_t \cdot g \quad (24)$$

Onde:

G – Peso total [N].

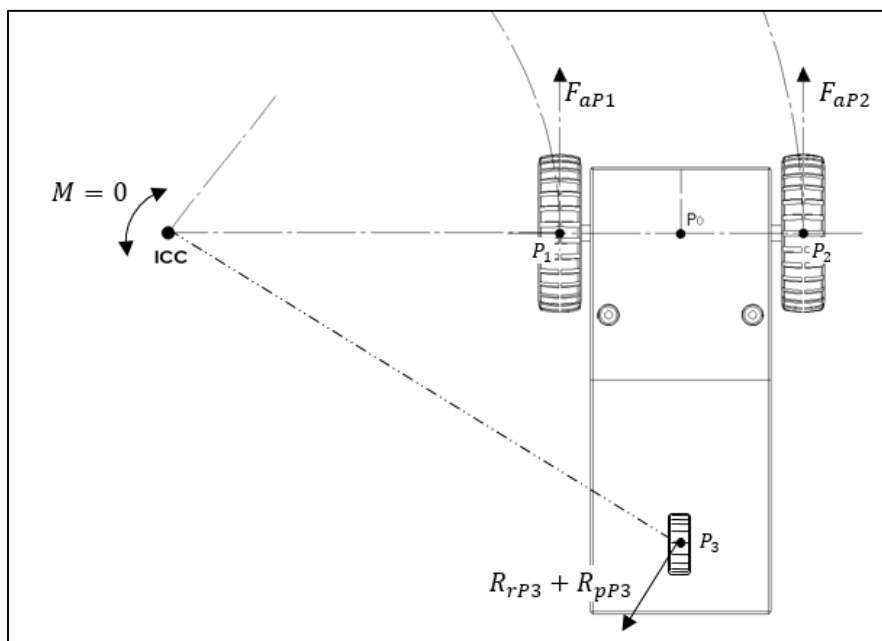
M_t – Massa total [kg].

G – Gravidade [m/s^2].

$$G = 23 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}$$

$$G = 225,6 \text{ N}$$

Figura 22 – Raio de giro do veículo



No cálculo de atrito constatou-se a força aplicada das rodas dianteiras é $F_1 = 95 \text{ N}$.
Contudo temos que:

$$F_1 = P_1 + P_2$$

Onde:

P_1 – Carga na roda dianteira direita [N].

P_2 – Carga na roda dianteira esquerda [N].

P_3 – Carga na roda traseira [N].

Sabendo que o veículo é simétrico temos:

$$P_1 = P_2 = 47,5 \text{ N}$$

$$P_3 = G - F_1 = 130,6 \text{ N}$$

Dessa maneira é possível identificar a força de atrito na pior condição para P_1 e P_2 :

$$F_{aP1,2} = 0,5 \cdot 47,5 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_{aP1,2} = 23,75 \text{ N}$$

Em P_3 a força de atrito ficará:

$$F_{aP3} = 0,5 \cdot 130,6 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_{aP3} = 65,3 \text{ N}$$

4.10.1 Raio mínimo de curvatura para vencer o atrito

Resistência ao aclave no P_3 :

$$R_{pP3} = \frac{m_t \cdot g \cdot S}{100} \quad (3)$$

$$R_{pP3} = \frac{130,6 \text{ N} \cdot 18}{100}$$

$$R_{pP3} = 23,5 \text{ N}$$

Resistência ao rolamento no P_3 :

$$R_{rP3} = f \cdot m_t \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (1)$$

$$R_{rP3} = 0,020 \cdot 130,6 \text{ N} \cdot \cos 10^\circ$$

$$R_{rP3} = 2,61 \text{ N}$$

Usando a equação de momento, é possível igualar as forças e definir o raio mínimo para vencer o atrito.

$$M = F_1 \cdot d_1 + F_n \cdot d_n \dots \quad (10)$$

Reescrevendo a equação 10 para satisfazer o modelo estudado temos:

$$M.: \left(R - \frac{l}{2}\right) \cdot F_{aP1} + \left(R + \frac{l}{2}\right) \cdot F_{aP2} - \left(\sqrt{R^2 + (l_1 + l_2)^2}\right) \cdot (R_{rP3} + R_{pP3}) = 0$$

Onde:

M – Momento de torção no ponto ICC [$N \cdot m$].

l – Distância entre os pontos p_1 e p_2 [m].

F_{aP1} – Força de atrito no ponto P_1 [N].

F_{aP2} – Força de atrito no ponto P_2 [N].

R_{rP1} – Resistência ao rolamento no ponto P_1 [N].

R_{rP2} – Resistência ao rolamento no ponto P_2 [N].

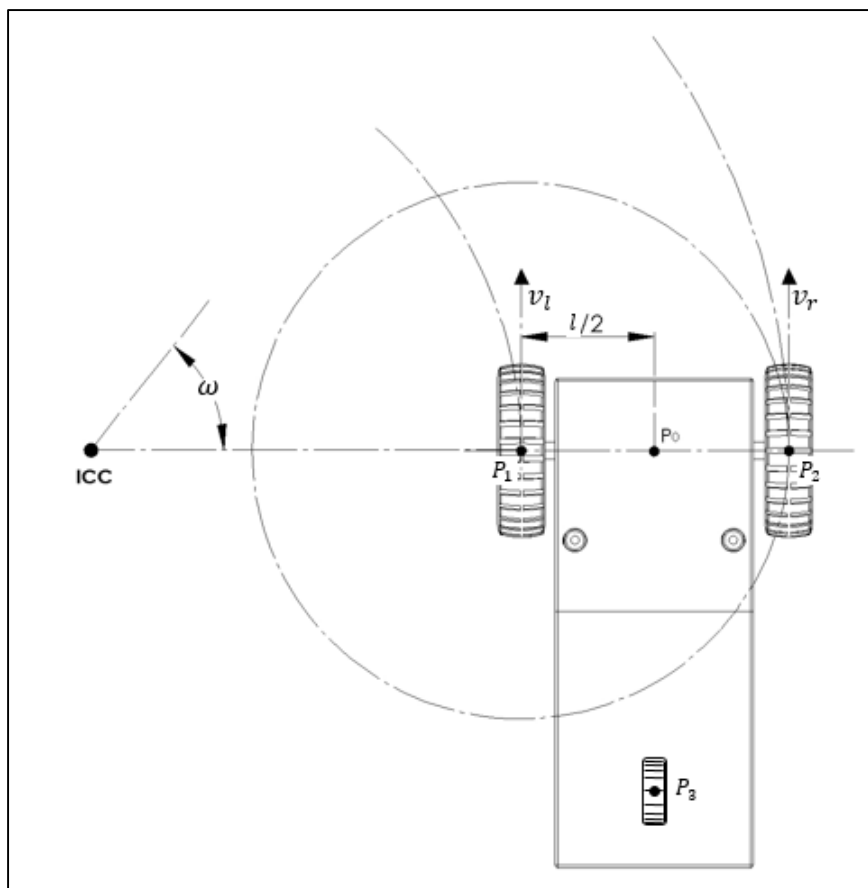
R – Raio de curvatura do veículo [m].

$$M.: \left(R - \frac{0,314m}{2}\right) \cdot 47,5N + \left(R + \frac{0,314m}{2}\right) \cdot 47,5N - (\sqrt{R^2 + (0,430m)^2}) \cdot (2,61N + 23,5N) = 0$$

$$M.: R = 0,232m$$

A equação mostrou que o raio mínimo que deverá ser realizado para fazer um giro de 180° no active predeterminado será 0,232 m. É importante indicar que o raio partirá do ponto ICC conforme mostra a figura 23.

Figura 23 – Vetores de velocidade no SDD



Utilizando a equação 06 do SDD, é possível indicar a velocidade necessária em cada roda para alcançar o raio desejado.

Considerando que a velocidade da roda direita permaneça no valor máximo, temos:

$$vr = 1,15m/s$$

$$R = l/2 \cdot (vl + vr)/(vr - vl) \quad (6)$$

Ou

$$vl = vr \cdot \frac{-(l/2) + R}{R + (l/2)}$$

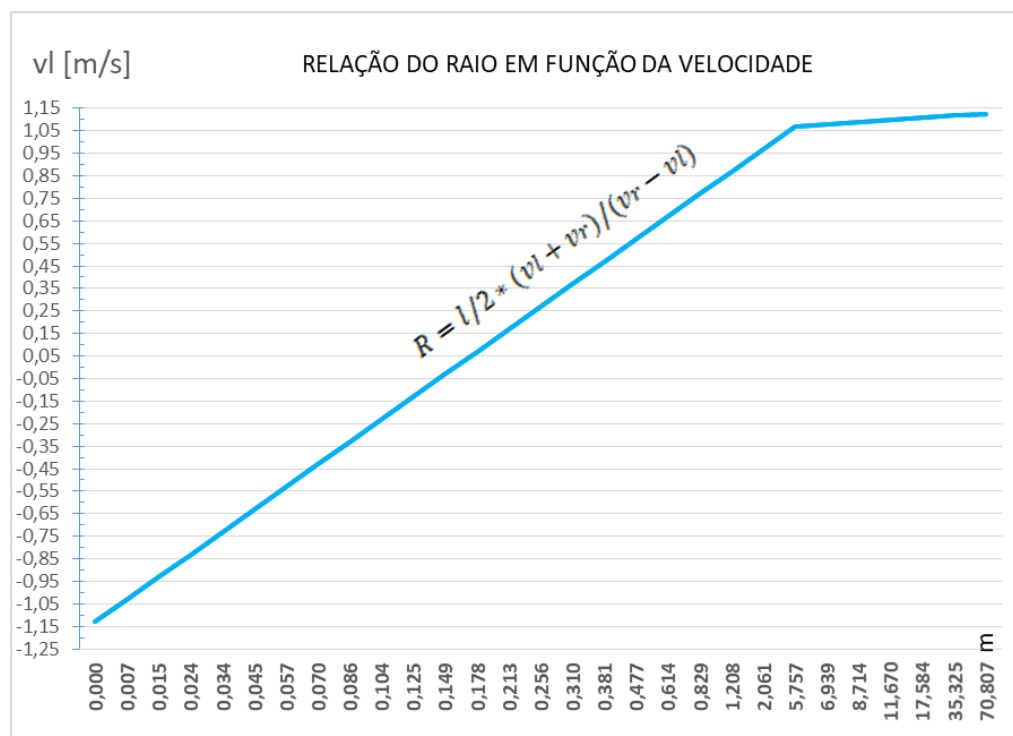
$$vl = 1,15m/s \cdot \frac{-(0,34m/2) + 0,232m}{0,232m + (0,34m/2)}$$

$$vl = 0,22 m/s$$

Portando, para que o veículo realize um volta de 180° em torno de um raio de 0,232 m é necessário que a roda direita permaneça na velocidade de 1,15 m/s e a roda esquerda esteja a 0,22 m/s.

A figura 24 mostra a relação da velocidade com o raio que será gerado. Neste estudo foi mantida a roda direita em velocidade máxima (1,15 m/s) e aumentando a velocidade da roda esquerda gradativamente desde seu estado em velocidade contrária. É Possível notar que o raio é extremamente sensível a variação da velocidade, conforme os valores de vl e vr se aproximam o raio tende ao infinito, resultando em um sentido linear.

Figura 24 – Relação do raio em função da velocidade



4.11 ESTUDO TÉRMICO DO VEÍCULO

Conforme o descritivo técnico do motoredutor no anexo C, a diferença entre a potência de consumo e a entregue no eixo é de 89 Watts, sendo então para dois motoredutores 178 Watts. Nossa bibliografia afirma que toda diferença de potência é convertida em calor. Dessa forma este capítulo trata de estudar o fluxo interno no veículo para garantir que não haverá superaquecimento nos componentes eletrônicos e servir de suporte para novos protótipos.

Definido o calor gerado pelos motoredutor, é possível estimar qual será a temperatura interna no veículo. É indesejado que a temperatura interna ultrapasse 75°, pois pode danificar os componentes eletrônicos que controlam os motoredutores. Para este cálculo foi desconsiderada a troca de calor por radiação, pois é muito menor que a troca por convecção. Também considerou-se uma temperatura externa extrema de 35°C.

A figura 25 apresenta alguns dados que foram obtidos a partir do modelo em 3D.

Onde:

K_m – Coeficiente de transferência de calor da madeira [$W/m.K$].

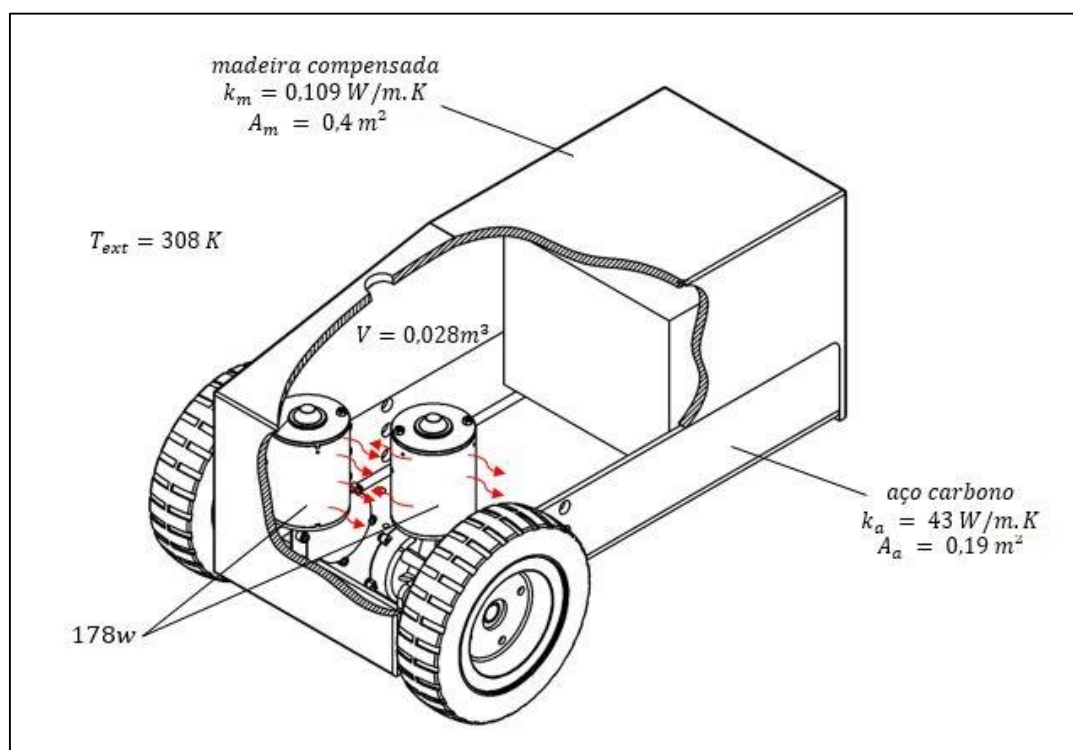
K_a – Coeficiente de transferência de calor do aço [$W/m.K$].

A_m – Área superficial da madeira [m].

A_a – Área superficial do aço [m].

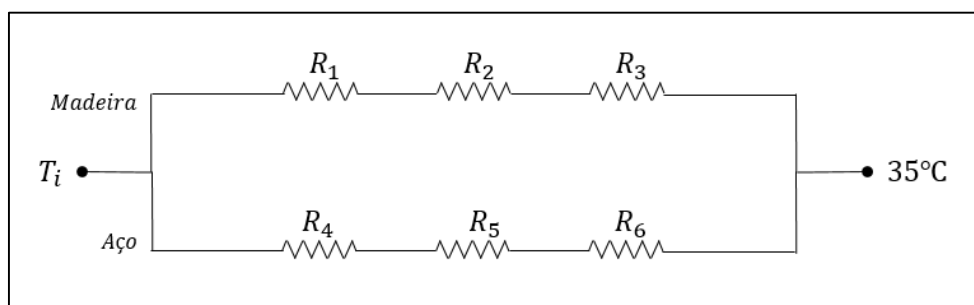
T – Temperatura exterior [K].

Figura 25 – Fluxo térmico do veículo



A figura 26 mostra o circuito térmico do veículo. Nesta secção será calculada cada resistência térmica, para que em seguida encontre-se o valor da resistência equivalente, e por fim, determinar a temperatura interna (T_i).

Figura 26 – Circuito térmico do veículo



Convecção interna na madeira R_1 :

Utilizou-se o valor de k para ar estacionário ($10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$), que seria o pior caso. (KREITH e BOHN, 2003: tabela 1.4).

$$R_1 = \frac{1}{A_m \cdot k_{ar}} \quad (17)$$

$$R_1 = \frac{1}{0,4\text{m}^2 \cdot \frac{10\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 0,25 \text{ W/K}$$

Condução de calor através da madeira R_2 :

Utilizou-se o valor de $k_m = 0,109 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, que é o coeficiente de transferência de calor da madeira compensada. (KREITH e BOHN, 2003: tabela A10).

$$R_2 = \frac{L_m}{A_m \cdot k_m}$$

Onde:

L_m – Espessura da madeira [m].

$$R_2 = \frac{0,009\text{m}}{0,4\text{m}^2 \cdot \frac{0,109\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 0,206 \text{ W/K}$$

Convecção externa na madeira R_3 :

Desta vez utilizou-se o valor de k para ar livre ($30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$), que seria o melhor caso. (KREITH e BOHN, 2003: tabela 1.4).

$$R_3 = \frac{1}{A_m \cdot k_{ar}} \quad (17)$$

$$R_3 = \frac{1}{0,4\text{m}^2 \cdot \frac{30\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 0,083 \text{ W/K}$$

Convecção interna no aço R_4 :

Utilizou-se o valor de k para ar estacionário ($10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$), que seria o pior caso. (KREITH e BOHN, 2003: tabela 1.4).

$$R_1 = \frac{1}{A_a \cdot k_{ar}}$$

$$R_4 = \frac{1}{0,19\text{m}^2 \cdot \frac{10\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 0,526 \text{ W/K}$$

Condução de calor através do aço R_5 :

Utilizou-se o valor de $k_a = 43 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, que é o coeficiente de transferência de calor do aço de médio carbono. (KREITH e BOHN, 2003: tabela A10).

$$R_5 = \frac{L_a}{A_a \cdot k_a}$$

Onde:

L_a – Espessura do aço [m].

$$R_5 = \frac{0,00635m}{0,190m^2 \cdot \frac{43W}{m^2 \cdot K}} = 0,0008 W/K$$

Convecção externa no aço R_6 :

Desta vez utilizou-se o valor de k para ar livre ($30 W/m^2 \cdot K$), que seria o melhor caso. (KREITH e BOHN, 2003: tabela 1.4).

$$R_6 = \frac{1}{A_a \cdot k_{ar}}$$

$$R_6 = \frac{1}{0,19m^2 \cdot \frac{30W}{m^2 \cdot K}} = 0,175 W/K$$

Encontrado todas as resistências térmicas do circuito é possível determinar a resistência equivalente com a equação 18.

$$R_{eq} = \frac{R_7 \cdot R_8}{R_7 + R_8} \quad (18)$$

Onde:

R_7 – Soma das resistências térmicas da madeira [W/K].

R_8 – Soma das resistências térmicas do aço [W/K].

Portanto:

$$R_7 = R_1 + R_2 + R_3$$

$$R_7 = 0,250 \frac{W}{K} + 0,206 \frac{W}{K} + 0,083 \frac{W}{K} = 0,539 W/K$$

$$R_8 = R_4 + R_5 + R_6$$

$$R_8 = 0,526 \frac{W}{K} + 0,0008 \frac{W}{K} + 0,175 \frac{W}{K} = 0,702 W/K$$

Retornando a equação 18, temos:

$$R_{eq} = \frac{0,539W/K \cdot 0,702W/K}{0,539W/K + 0,702W/K} = 0,300 W/K$$

Tendo encontrado a resistência térmica total do sistema, é possível determinar a temperatura interna do veículo com a equação 25 (KREITH e BOHN, 2003, p.25).

$$q = \frac{(T_2 - T_1)}{R_{eq}} \quad (25)$$

Ou

$$T_1 = T_2 + q \cdot R_{eq}$$

$$T_1 = 35^\circ\text{C} + 178W \cdot 0,300W/K = 88,5^\circ\text{C}$$

A temperatura interna calculada é maior que a prevista inicialmente, portanto recomenda-se utilizar ventilação forçada para aumentar o coeficiente de transmissão de calor do ar que está em estado estacionário.

4.12 FOTOS DO DESENVOLVIMENTO

Nesta seção serão apresentadas as fotos do modelo fabricado em ordem cronológica.

Figura 27 – Componentes desmontados



Figura 28 – Eixo de Acoplamento e Roda



Figura 29 – Parte Inferior montada



Figura 30 – Parte inferior montada frontal



Figura 31 – Modelo concluído



CONCLUSÃO

As necessidades do cliente foram levantadas e atendidas da melhor forma possível. Pois foi alcançada a velocidade média estipulada, tanto para ambientes urbanos internos como externos. Essa movimentação foi possível através do sistema de direção diferencial que foi projetado para ser de fácil manutenção.

Através do estudo bibliográfico foi possível analisar todos os componentes desenvolvidos para o sistema de movimentação e compara-los com as exigências do cliente. Tal análise foi de extrema importância no desenvolvimento deste projeto, pois oferece garantia de que o produto pode ser comercializado sem risco de falhas mecânicas ou térmicas. Inclusive servir de suporte para o projeto de outras plataformas robotizadas.

Devido ao tempo limitado não foi possível realizar testes práticos com o robô para comparar os valores encontrados nas análises matemáticas. Portanto tais testes estão sugeridos para trabalhos futuros. Também permanece como sugestão para um trabalho futuro, o dimensionamento de um ventilador para a convecção forçada no interior da estrutura.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, M. E. B. **Como se trabalha com projetos**. Revista TVESCOLA, Brasília: Ministério da Educação/ SEED, nº 22, março/abril. 2002.
- AMARAL, D. C.; CONFORTO, E. C.; BENASSI, J. L. G.; ARAÚJO, C. **Gerenciamento ágil de projetos – aplicação em produtos inovadores**. São Paulo: Editora Saraiva, 2011.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 9050: Acessibilidade a edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos**. Rio de Janeiro, p. 58. 2015.
- BAXTER, M. **Projeto de Produto**. Guia prático para design de novos produtos. 3º edição, São Paulo: Blucher, 2011.
- BRASPEK. **Esferas transferidoras**. Disponível em: <<http://www.braspek.com.br/produtos/esferastransferidoras.html#esferas>> Acesso em: Out. 2017.
- DIAS, A. **Sistema de freio automotivo e manutenção. Brasil**: Publicação interna da UFSC, 2000.
- DUDEK, G., JENKIN, M. **Computational Principles of Mobile Robotics**: Cambridge University Press, 2000.
- FONSECA, A. J. H. **Sistematização do processo de obtenção das especificações de projeto de produtos industriais e sua implementação computacional**. Florianópolis, 2000. 180p. Tese (Doutorado), PPGEM – UFSC, 2000.
- FORCELLINI, F. A. **Desenvolvimento de produtos e sua importância para a competitividade**. 122 p. Apostila. Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR – Paraná. 2002.
- GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. - São Paulo: Atlas, 2002.
- HOLZNER, Steven. **Física 1 para leigos**. 348 p. Rio de Janeiro: Alta Books Editora, 2011.
- INSTITUTO ALEMÃO PARA NORMATIZAÇÃO. DIN 931: **Parafusos de cabeça sextavada**. Alemanha: 1986.
- ISO 21182:2005: **Light conveyor belts – Determination of the coefficient of friction**
- KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de transferência de calor**. 6. ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.
- MANTOVANI, C. A. **Metodologia de Projeto de Produto**. Apostila (Disciplina de Projeto de Produto), Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina, Horizontina, 2011.
- MUNDO MECÂNICO. **Resistência e Classe dos Parafusos**. Disponível em: <<http://mundo-mecanico.com.br/classes-de-resistencia-de-parafusos/>>. Acesso em: 10 out. 2017.
- NICOLAZZI, L.C., ROSA, E., LEAL, L.C.M. **Introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Brasil: Publicação interna do GRANTE – Depto. de Engenharia Mecânica da UFSC. 2001.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Bookman, 2013

PAHL, G., BEITZ, W., FELDHUSEN, J., GROTE, K. H. **Projeto na engenharia: Fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações.** Tradução de Hans Andreas Werner; Revisão Nazem Nascimento. - São Paulo: Edgard Blucher, 2005.

REIS, A.V. **Desenvolvimento de concepção para dosagem e deposição de precisão para sementes miúdas.** Tese Doutorado em projetos de Sistemas Mecânicos CTC/EMC. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.

ROMANO, L. N. **Modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas.** Florianópolis, 2003. 226p. Tese (Doutorado). PPGEM – UFSC, 2003.

SCHAEFFLER. **Montagem.** Disponível em: < http://medias.schaeffler.de/medias/montage/mh1_medias_011_en_gb_de.pdf> Acesso em: Out. 2017.

SECRETARIA DE PLANEJAMENTO URBANO – POA. **Classificação das vias.** Disponível em: <http://www.portoalegre.rs.-gov.br/planeja/spm/anexo9_1.html> Acesso em: Out. 2017.

SKF. **Rolling Bearings.** Disponível em: < http://www.skf.com/binary/82-121486/10000_2-PT-BR---Rolling-bearings.pdf> Acesso em: Out. 2017.

VONDER. **Rodizio giratório leve.** Disponível em: <http://www.vonder.com.br/produto/rodizio_giratorio_leve_3_preto_disma/14153> Acesso em: Out. 2017.

WURTH. **Normas Standart DIN/ISO.** Disponível em: < https://www.wurth.pt/media/downloads/pdf/09Brochura_ISO__DIN-pt.pdf?NORMAS-%20STANDARD%20DIN/ISO> Acesso em: Out. 2017.

ANEXO A

AÇOS PARA CONSTRUÇÃO MECÂNICA GERDAU - 1045

COMPOSIÇÃO QUÍMICA MÉDIA (%)

C: 0,46 Mn: 0,75 P: 0,030 S: 0,050

EQUIVALÊNCIA

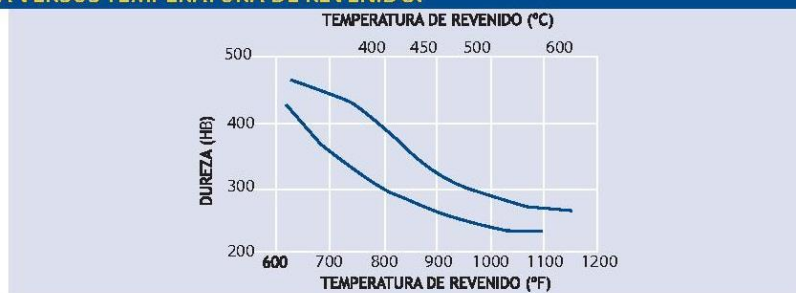
SAE 1045; JIS S 45 C; BS 080 A 47

CARACTERÍSTICAS

Aço de excelente forjabilidade e razoável usinabilidade. Sua dureza na condição temperada é de aproximadamente 55 HRC.

APLICAÇÃO

Empregado na fabricação de peças para a indústria automobilística, como eixos, por exemplo.

DUREZA VERSUS TEMPERATURA DE REVENIDO:**FAIXA DE TEMPERABILIDADE JOMINY:****Contato:**

Rio Grande do Sul

Tel.: 51 3648 5623

Fax: 51 3648 5708

São Paulo

Tel.: 11 3094 6463

Fax: 11 3094 6523


www.gerdau.com.br

ANEXO B

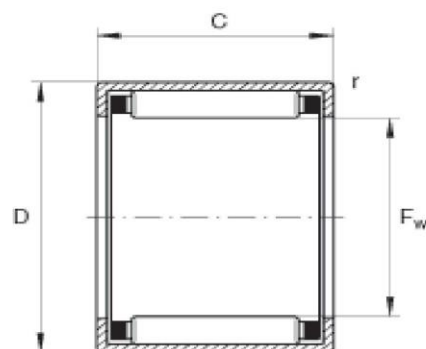


Buchas de agulhas HK2016 (Linha de produtos HK)

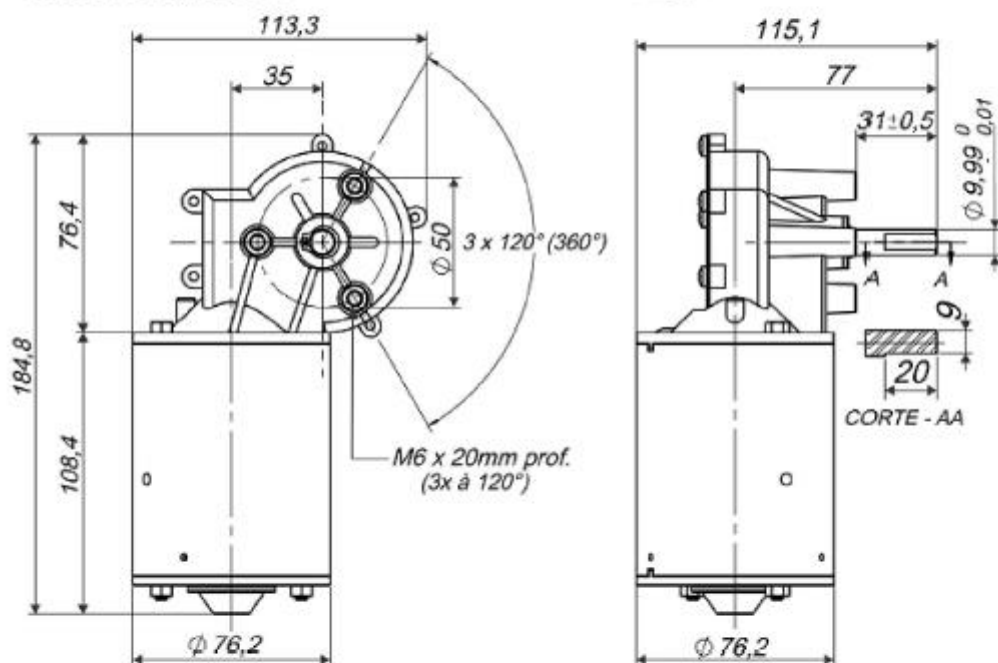
conforme DIN 618-1/ISO 3245

A presente folha de dados é apenas um resumo de medidas e capacidades de carga do produto selecionado. É imprescindível observar todas as indicações constantes nestas folhas de resumo. Maiores informações sobre muitos produtos podem ser encontradas no item de menu "Descrição". Além disso, você também pode solicitar o envio de material informativo abrangente através da solicitação de catálogo (<http://www.ina.de/content.ina.de/en/mediathek/library/library.jsp>) ou através do telefone +49 (91 32) 82 - 28 97.

F _w	20 mm
D	26 mm
C	16 mm Tolerância: 0/-0,3
r _{min}	0,8 mm
m	19 g Peso
C _r	12700 N capacidade de carga dinâmica, radial
C _{0r}	20100 N capacidade de carga estática, radial
C _{ur}	2500 N carga limite de fadiga, radial
n ₀	12700 1/min velocidade limite
n _B	9300 1/min velocidade nominal
	LR17X20X16,5 anel interno utilizável
	IR17X20X16-XL anel interno utilizável
	SD20X26X4 Anel de vedação utilizável
	G20X26X4 Anel de vedação utilizável



ANEXO C



Controlador recomendados: CVE 2002 ou CVE 8701

Dimensões em milímetro (mm)

MODELO	VOLTS V	S / CARGA		MÁXIMA EFICIÊNCIA				TORQUE	
		RPM	A	RPM	A	TORQUE Kgf cm	POTENCIA W CONSUMO	ENTREGA	TRAVADO Kgf cm
MR 210-25	24	25	0,5	16	1,6	51	38	8,2	134
MR 210-45	24	45	0,8	36	2,8	58	67	21	179
MR 210-60	24	60	1	53	3,5	56	84	30	200
MR 210-120	24	120	1,5	108	5,6	42	134	45	225
MR 210-240	24	240	1,5	215	6	24	144	51	107

ANEXO D

CARACTERÍSTICAS DE APLICAÇÕES DE RODAS

WHEEL APPLICATION CHARACTERISTICS / CARACTERÍSTICAS DE APLICACIONES DE RUEDAS

CÓDIGO DA RODA WHEEL CODE / CÓDIGO DE LA RUEDA		MATERIAL DA BANDA DA RODA WHEEL TREAD MATERIAL / MATERIAL DE LA BANDA DE LA RUEDA			
BP PP JP GT	Termoplástica	Thermoplastic	Termoplástica		
UP UN	Poliuretano Termoplástico	Thermoplastic Polyurethane	Poliuretano Termoplástico		
UM	Madeira com anel de Poliuretano	Wood with Polyurethane ring	Madeira com anillo de Poliuretano		
UF UR UX UY UU UG	Poliuretano MOLDADO	MOULDED Polyurethane	Poliuretano MOLDEADO		
FF FR FV FD	Ferro	Cast iron	Hierro		
BF BI BD BE VP	Borracha	Rubber	Caucho		
QE QA	Pneumática	Pneumatic	Neumática		
ZI ZF	Borracha não manchante	Rubber, non marking	Caucho no marcante		
ES EF SS SI SE	Borracha elástica	Rubber, elastic	Caucho elástico		
NN NR	Nylon	Polyamide	Nylon		
CC	Celeron	Phenolic	Fenólica		
NV	Nylon com fibra de vidro	Polyamide with fiberglass	Nylon con fibra de vidrio		

APLICAÇÃO / APPLICATION / APLICACIÓN						
A A A A A B B A B B B B	Piso:	Epóxi	Floor:	Epoxy	Piso:	Epóxi
A A B A A A A A A A A A		Concreto liso		Smooth Concrete		Cemento Liso
A A C A C A A A A B B B		Concreto rústico		Rustic Concrete		Cemento Grueso
B A B A C A A A A B B C		Cerâmica		Ceramic		Cerámica
A A A C A A A A A B B C		Madeira ou Plástico		Wood or Plastic		Madera o Plástico
A A C A A A A A A A A A		Aço/metal		Steel / Metal		Acero/Metal
B A C A C A A A A B B C		Asfalto		Asphalt		Asfalto
B B C A A B A B B B B C		Terra/areia		Soil / Sand		Tierra/Arena
B A C B C A A A A B B B		Em má conservação		In bad conditions		En mala conservación
A A A A C B A A A A A A		Não marcante de piso		Non marking floor		No marcante de piso
A A A A A A A A A A A A	Carga:	Leve	Load:	Light	Carga:	Liviana
A A C A A A A A A A A A		Média		Medium		Mediana
C C C A A A B B A A A A		Pesada		Heavy duty		Pesada
A A A A A A A A A A A A	Movimentação:	Normal	Movement:	Normal	Movimiento:	Normal
B A C A A A A A A A A A		Intensa		Intensive		Intenso
A A A A A B A A A A A A		Manobra suavemente		Soft handling		Maniobra suavemente
A A A A A A A A A A A A		Movimentação facilitada		Movement easily		Facilidad de movimiento
A A B A B A A A A B B C		Superar pequenos obstáculos		Cross over little obstacle		Superar pequeños obstáculos
A A B A A A A A A A A A	Temperatura:	-20 a +80° C	Temperature:	-20 a +80° C	Temperatura:	-20 a +80° C
C C C B A C C C B A A A		-30 a +140° C		-30 a +140° C		-30 a +140° C
C C C C A C C C C C C A		-40 a +250° C		-40 a +250° C		-40 a +250° C
C C C A C C C C C C C C		-40 a +400° C		-40 a +400° C		40 a +400° C
A A A A A A A A A A A A	Tração:	Manual	Traction:	Manual	Tracción:	Manual
C B C A A A A A A A A A		Mecânica		Mechanic		Mecánica
A A A A A A A A A A A A	Velocidade:	Normal 4km/h	Speed:	Normal 4km/h	Velocidad:	Normal 4km/h
C C C A C B C A A A C C		Média 15km/h		Medium 15km/h		Mediana 15km/h
C C C A C C C A A C C C		Alta 30km/h		High 30km/h		Alta 30km/h
A A A A A B A A A A A A	Carga estática		Static load		Carga estática	
A A C A C A A A A A B C	Redução de:	Ruído	Reduction of:	Noise	Reducción de:	Ruido
B B A B C A A A A B C C		Vibração		Vibration		Vibración
C C C A C C C C C C C C		Condutividade elétrica		Electric conductive		Conductividad eléctrica
B A C A A A A A A A A B	Resistência :	Impacto	Resistance to:	Impact	Resistencia:	Impacto
B B C A A B C B A A A A		Objeto perfurante		Perforating object		Objeto perforante
A A B A A A A A A A A A		Abrasão		Abrasive		Abrasión
B A C A A A B A A A A A		Rasgo		Tear		Rasgo
A A C A A C C C C A A A		Óleos minerais		Mineral oils		Aceites minerales
A B C A A C C C C A A A		Derivado de petróleo		Petroleum products		Derivado del petróleo
A A C A B A A A A A A A		Água		Water		Agua
B C C C C B B B C B C C		Ac. sulfúrico 10%		Sulphuric acid 10%		Ac. sulfurico 10%
A A C A C A A A A A A A		Sais e água salina		Salts and sea water		Sales y agua salada
A B C B C A A A A A A A		Alcool		Alcohol		Alcohol
A B C B B B B B A C A A		Soda e Amonia		Soda and ammonia		Soda y amonia
C B C B A B B B B A A A		Solventes		Solvents		Solventes
A A C A A B B B B A A A		Óleos vegetais		Vegetal oils		Aceites Vegetales
A B C B C B B B B A A A		Leite, suco de frutas		Milk, fruit juice		Leche, jugo de frutas

A - Excelente B - Razoável C - Inadequado
 A - Excellent B - Reasonable C - Improper
 A - Excelente B - Razonable C - Inadecuado

ANEXO E

POLIPISO DO BRASIL®

4.3 – Propriedades Mecânicas.

Ensaio (Idade 7 dias a 25°C)	Métodos / Normas	Poxcolor Tinta
Resistência à compressão	ASTM C 579	40 ± 5 MPa
Resistência à Tração na Flexão	ASTM C 580	30 ± 5 MPa
Resistência ao Desgaste por Abrasão Taber (CS-10 – 1000 ciclos – 1000 g)	ASTM D4060	≤ 50 mg
Aderência	MAP-012	100%
Determinação do Coeficiente de Atrito Superfície Seca	NBR 13818	0,50 – 0,70
Determinação do Coeficiente de Atrito Superfície Molhada	NBR 13818	0,40 – 0,60

Obs.: Os resultados obtidos acima são o máximo valor alcançado em ensaios que utilizam como parâmetro as normas vigentes ou internas, realizados em laboratórios e nas condições ideais.

4.4 – Características químicas.

Ácido	Diluição	Poxcolor Tinta						
		24 h	48 h	72 h	96 h	120 h	124 h	148 h
Ácido Sulfúrico	50%	I	I	I	I	I	I	I
Ácido Clorídrico	30%	R	R	R	R	R	R	R
Hidróxido de Sódio	50%	R	R	R	R	R	R	R
Soda Cáustica	50%	R	R	R	R	R	R	R
Óleo de Freio	-	R	R	R	R	R	R	R

Mancha Imediata (I) Mancha (M) Resistente (R) Agride (A)

Obs.: Os resultados obtidos acima são o máximo valor alcançado em ensaios que utilizam como parâmetro as normas vigentes ou internas, realizados em laboratórios e nas condições ideais.

5. Metodologia de aplicação

5.1 – Condições do ambiente.

O ambiente deve ter temperaturas compreendidas entre 15°C e 35°C, umidade relativa do ar inferior a 80%. Estar totalmente isolado, evitando a possível contaminação por material pulverulento ou por ação de insetos.

Obs.: Qualquer aplicação fora das condições ambientais básicas, consultar o departamento técnico da Polipiso do Brasil para maiores informações.

5.2 – Condições físicas do substrato.

O substrato deve estar livre de patologias estruturais tais como: fissuras, empenamento, recalque, etc., ter resistência ao arrancamento superior a 1,0 MPa (NBR 14050). A temperatura do substrato deve estar compreendida entre 15°C e 35°C, além de sua umidade estar correlacionada ao tipo de primer a ser utilizado, para primer convencional a umidade deve estar abaixo de 7%.

Obs.: Qualquer aplicação fora das condições físicas adequadas, consultar o departamento técnico da Polipiso do Brasil para maiores informações.

5.3 – Preparo do substrato.

O substrato deve passar por um processo de abertura de poros podendo ser através de:

Processo mecânico: Politriz, lavadora mecânica com disco abrasivo, etc.

Processo químico: Através de produtos químicos ácidos ou bases (não recomendado).

Após esta etapa faça uma limpeza para remoção de partículas soltas, podendo esta ser feita através de um aspirador de pó seguido de uma passagem de pano umedecido com etanol. Outros métodos de limpeza podem ser utilizados desde que o

Fone: +55(19) 3590-1200

Avenida Geraldo Antônio Traldi 400, Distrito Industrial Cosmo e Fuzaro - Descalvado - SP - Brasil

CEP: 13690-000 - atendimento@polipiso.com.br

www.polipiso.com

2

