

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA DETERMINAÇÃO DE ESFORÇOS DE ROLAGEM  
NO PNEU DO VEÍCULO BAJA

por

Eduardo Barbieri

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, 15 de junho de 2012.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA DETERMINAÇÃO DE ESFORÇOS DE ROLAGEM  
NO PNEU DO VEÍCULO BAJA

por

Eduardo Barbieri

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Rafael A.C. Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof. Rodrigo Rossi

Prof. André João de Souza

Prof. Cíntia Mazzaferro

Porto Alegre, 15 de junho de 2012.

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus avós paternos e maternos, Alfredo Manoel Barbieri (in memoriam), Ana Laste Barbieri (in memoriam), Maximino Simonetti (in memoriam) e Irma Simonetti.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Itacir Barbieri e Elizete Simonetti Barbieri, por todo o suporte e incentivo ao longo da vida e ao meu irmão, Guilherme Barbieri, pelo companheirismo.

A minha namorada, Patrícia Mion, por todos os anos de companhia e pelos inúmeros “boa sorte” antes das provas.

Ao meu orientador, Rafael A. C. Laranja, pela disponibilidade em ajudar.

A UFRGS, por oferecer a oportunidade de aprendizado de excelência.

Aos meus colegas João Guilherme Bresolin, Rodrigo Minozzo, Eduardo D. Basso, Franck Moccelin Bortoncello, Bruno Moschetta e Lucas Vieira Adamatti pela parceria e ajuda ao longo desses cinco anos e meio.

A todos os meus amigos.

E por último, mas não menos importante, o Bar do Magoo, por ter tornado todos esses anos de faculdade mais divertidos.

Barbieri, E. **PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA DETERMINAÇÃO DE ESFORÇOS DE ROLAGEM NO PNEU DO VEÍCULO BAJA**. 2012. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 202.

## **RESUMO**

Este trabalho teve como objetivo projetar um equipamento para se realizar a medição dos esforços de rolagem no pneu utilizado pelo veículo Baja da equipe Tchê, da UFRGS. A fim de ser atingido este objetivo, primeiramente definiu-se a configuração do equipamento, tomando-se como base soluções utilizadas em projetos anteriores mostradas na revisão bibliográfica. Entretanto, utilizou-se um método de simulação da pista de rolagem não encontrado na literatura, optando-se pela utilização de uma série de rolos com os quatro rolos na posição central acionados por engrenagens. Após isto, foram definidos os componentes críticos para o funcionamento do sistema, dimensionando-se os mesmos. A correia foi escolhida através da utilização do programa Design Flex Pro®, fornecido pela fabricante de correias Gates®, tendo sido escolhida uma correia do tipo Micro V. As engrenagens foram escolhidas utilizando-se catálogo de fabricante, e realizou-se o cálculo da resistência à fadiga nas mesmas para avaliá-las. Os rolamentos foram dimensionados segundo procedimento indicado pelo fabricante NSK, sendo escolhido o modelo 6.900 ZZ. Para a definição do material a ser utilizado na fabricação dos rolos, realizou-se o cálculo de resistência estática e de fadiga nos mesmos, tendo se optado pela utilização do aço inoxidável AISI 420. Realizou-se, ainda, a análise estrutural da estrutura e determinou-se o diâmetro mínimo, para diferentes materiais, a ser utilizado pela haste/eixo que aplica peso ao pneu.

**PALAVRAS-CHAVE:** BAJA, resistência à rolagem, projeto mecânico.

BARBIERI, E. **DESIGN OF EQUIPMENT TO DETERMINE THE ROLLING STRENGTH IN THE TIRE OF THE BAJA VEHICLE**. 2012. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## **ABSTRACT**

This work had the objective of designing an equipment to perform the measurement of the rolling strength in the tire used by the Baja vehicle of the team Tchê, from UFRGS. In order to achieve this goal, first was defined the equipment's configuration, based in previous solutions shown in the bibliographic review. However it was used an rolling track simulation method not found in the literature, using a series of rollers, with the four in the central position gear driven. After this, the critical components of system operation were defined, dimensioning them. The belt has been selected using the program Design Pro Flex®, supplied by the manufacturer Gates®, choosing a Micro V belt type. The gears were chosen by the use of a manufacturer catalog and a fatigue calculation was performed, in order to evaluate them. The bearings were designed based procedure indicated by the manufacturer NSK, being selected the 6900 ZZ model. To define the material to be used in the manufacture of the rolls, was performed static resistance calculations and also fatigue calculations on them, been chosen an AISI 420 stainless steel. Yet, was performed the structural analysis of the structure and was determined the minimum diameter, for different materials, of the shaft/axle which applies weight to the tire.

**KEYWORDS:** BAJA, rolling resistance, mechanical design.

## ÍNDICE

	pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVOS .....	1
2.1. Objetivo Geral.....	1
2.2. Objetivos Específicos .....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	2
4. CONFIGURAÇÃO DO EQUIPAMENTO .....	4
4.1. Dados de Projeto.....	4
4.2. Configuração .....	4
5. DIMENSIONAMENTO .....	6
5.1. Cálculo da Relação de Transmissão .....	6
5.2. Dimensionamento da Correia .....	7
5.3. Dimensionamento das Engrenagens .....	8
5.4. Dimensionamento dos Rolamentos .....	10
5.5. Dimensionamento dos Rolos .....	11
5.6. Resistência Estrutural.....	13
6. CONCLUSÕES .....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
APÊNDICE I.....	16
APÊNDICE II.....	17
APÊNDICE III.....	18

## 1. INTRODUÇÃO

A movimentação de veículos automotores é afetada por diversas forças e momentos, sendo distinguida em forças aerodinâmicas, gravitacionais e de resistência à rolagem.

“Em baixas velocidades, e em piso irregular, a resistência à rolagem é a principal causa de resistência. Na verdade, a resistência aerodinâmica só se torna igual à resistência a rolagem em velocidades superiores a 80 km/h. Para veículos “fora de estrada”, a resistência a rolagem é a única força de retardo significativa” [Gillespie, 1992].

Enquanto as demais resistências começam a atuar em condições específicas de movimento, a resistência a rolagem está presente desde o instante em que as rodas começam a girar. Quando um pneu macio desloca-se ao longo de uma pista, o mesmo se deforma, e para reencontrar a sua forma inicial, após cada deformação, o mesmo dissipa certa quantidade de energia na forma de calor. Essas perdas energéticas dão origem à resistência ao rolamento do pneu, e tem origem devido a duas fontes dissipadoras principais, sendo uma delas o próprio pneu, e a outra a pista no qual o mesmo trafega. Além disso, segundo Gillespie, 1992, o calor gerado pela deformação, leva a um aumento da temperatura do pneu, com conseqüente redução da resistência a abrasão e da resistência à fadiga do mesmo, e pode se tornar um fator limitante no desempenho do veículo.

Ainda segundo Gillespie, 1992, a resistência ao rolamento ocorre devido a pelo menos sete mecanismos, sendo eles:

- perda de energia devido à deflexão lateral do pneu próximo a área de contato;
- perda de energia devido à deflexão dos elementos de banda;
- adesão na área de contato;
- escorregamento dos pneus nas direções longitudinal e lateral;
- deflexão da superfície da pista;
- arrasto do ar no interior e exterior do pneu; e,
- perda de energia em solavancos.

Os principais fatores que afetam a resistência à rolagem são a temperatura, a carga sobre o pneu e a pressão do mesmo, a velocidade do veículo, o material e desenho do pneu e o escorregamento dos pneus.

Como pode ser visto, a resistência à rolagem possui uma enorme influência no desempenho dos veículos. Neste sentido, dispor de um equipamento que possibilite uma comparação entre diferentes modelos/configurações de pneus representa um grande diferencial competitivo para equipes envolvidas em competições com veículos fora de estrada, pois permite avaliar e escolher entre diversos modelos e possíveis configurações aquele que comparativamente apresenta a menor dissipação de energia, resultando em uma melhoria de desempenho do veículo.

## 2. OBJETIVOS

### 2.1. Objetivo Geral

Projetar um equipamento destinado a medir os esforços de rolagem em um pneu utilizado em veículo Baja.

### 2.2. Objetivos Específicos

- definição do mecanismo para simular a pista de rolagem;
- definição da configuração do equipamento;
- definição das relações de transmissão;
- análise estrutural de elementos críticos.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na literatura, existem diversas bancadas experimentais para realização de estudos sobre o contato entre o pneu e o solo e para levantamento dos parâmetros dinâmicos dos pneus.

Gass, 2008, apresentou uma bancada utilizada na medição dos esforços de rolagem de um veículo super econômico, como apresenta a Figura 3.1. Este equipamento utilizava uma esteira de borracha para simular a pista de rolagem, um motor elétrico equipado com polias para transmitir o movimento para a pista, um sistema que utiliza juntas universais para fixação do pneu na bancada com o intuito de não absorver as forças provenientes da rolagem, um sistema para aplicar peso no pneu e uma célula de carga.



Figura 3.1 - Bancada de medição utilizada por Gass, 2008.

Para o levantamento dos parâmetros dinâmicos de um pneu utilizado em cadeira de rodas, Silva, 2011, construiu uma bancada composta por uma mesa articulada para permitir a medição de forças laterais e longitudinais, células de carga para medir estas forças e um trilho por onde corre a estrutura de fixação da roda. A movimentação longitudinal da roda era realizada através de um fuso acoplado a um motor e fixado na estrutura de fixação da roda. O equipamento desenvolvido pode ser visto na Figura 3.2.



Figura 3.2 - Bancada desenvolvida por Silva, 2011.

Segundo Grand, 2003, apud Silva, 2011, foi utilizada uma bancada de testes em cadeiras de rodas, como pode ser visto na Figura 3.3. Este equipamento utilizava pares de roletes que eram montados em eixos independentes, sendo um para cada roda da cadeira. Os rolos eram acoplados em um dispositivo para medir os esforços e deslocamentos angulares. A transmissão de potência se dava por meio do uso de correias.



Para testes de motores elétricos em carros híbridos, foi desenvolvido por Rahim et al., 2006, apud Silva, 2011, uma bancada composta de um conjunto formado entre um pneu acoplado a um motor elétrico, ambos sustentados por um braço articulado, que giravam em contato com um rolo de pequena dimensão, que girava livremente. Este equipamento pode ser visto na Figura 3.4.

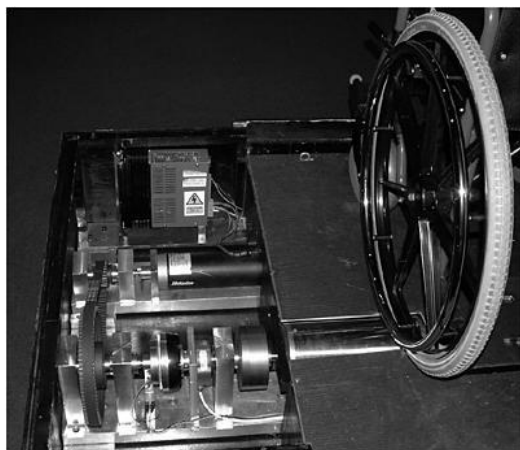


Figura 3.3 - Plataforma para medição em cadeiras de rodas [Grand, 2003 apud Silva, 2011].



Figura 3.4 - Bancada utilizada para testar motores elétricos em carros híbridos [Rahim et al, 2006 apud Silva 2011].

Foi desenvolvido por LU, 2005, apud Silva, 2011, uma bancada para avaliar os esforços referentes ao rolamento em uma motocicleta, como pode ser visto na Figura 3.5. O equipamento consistia de uma estrutura para suportar a motocicleta, mantendo o pneu dianteiro em contato com um tambor acionado através de motores elétricos. No intuito de se avaliar o comportamento conjunto de ambas as rodas, o pneu traseiro podia ser desmontado e instalado ao lado do dianteiro, em uma estrutura apropriada. A medição dos esforços de rolagem se dava através de células de carga instaladas na estrutura que suporta a motocicleta.

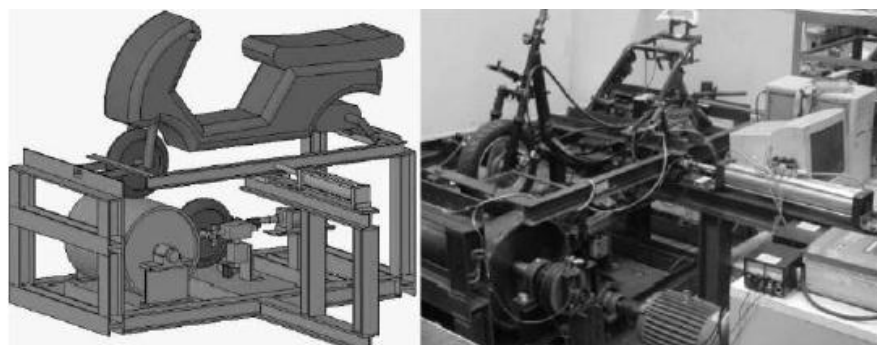


Figura 3.5 - Equipamento para medição em motocicletas [LU, 2005 apud Silva, 2011].

Segundo Economou e Colyer, 2006, apud Silva, 2011, para obtenção de dados relativos ao rolamento de um pneu, utilizou-se uma bancada composta de uma trilha, servindo esta para simular a pista, um sistema para aplicação de carga vertical, sistemas para ajustar o posicionamento do pneu e de transdutores para medir os esforços. O equipamento utilizado pode ser visto na Figura 3.6.

A última bancada de testes abordada é utilizada pela Universidade Técnica Middle East (METU), segundo Tönük e Ünlüsoy, 2001, apud Silva 2011. Esta bancada era dotada de um tambor de grande diâmetro, usinado em conjunto com o eixo, para simular a pista de

rolamento. O sistema era acionado por um motor elétrico de corrente alternada, ligado a um inversor de frequência. A estrutura do equipamento era responsável pelo suporte o posicionamento dos pneus, aplicação da carga e suporte do transdutor de força. Devido à vibração gerada pela máquina, esta possuía uma fundação de concreto, no intuito de isolá-la. O equipamento citado acima pode ser visualizado na Figura 3.7.

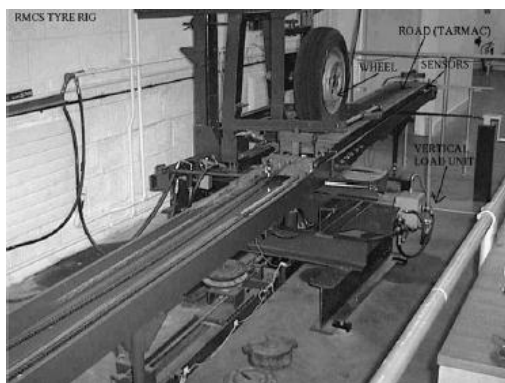


Figura 3.6 - Bancada de testes com uma trilha simulando a pista [Economou e Colyer, 2006 apud Silva 2011].

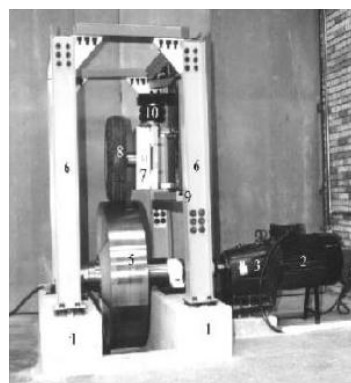


Figura 3.7 - Bancada com fundação de concreto [METU, 2001 apud Silva. 2011].

Como pode ser observado, existem várias formas de se realizar a medição de esforços de rolamento, entretanto, pode-se agrupar os equipamentos, segundo o método de simulação da pista de rolagem, em quatro grandes grupos:

- a) os que se utilizam de esteiras;
- b) aqueles na qual a pista de rolamento não se movimenta, sendo a roda transladada por algum dispositivo;
- c) os que se utilizam de tambores de grande diâmetro;
- d) os que se utilizam de roletes.

#### 4. CONFIGURAÇÃO DO EQUIPAMENTO

##### 4.1. - Dados de Projeto

Ao se definir a configuração a ser utilizada pelo equipamento, deviam ser respeitadas algumas condicionantes, os quais eram:

- Utilização de perfis de aço disponibilizados pela equipe Tchê Baja SAE da UFRGS (retangulares de 40 x 60 mm e 20 x 40 mm ambos com espessura de 4 mm e tubos circulares de 31,75 mm de diâmetro com espessura de 3 mm).
- Utilização de um motor de 3 HP (2,24 kW) e 1.700 RPM.
- Capacidade de fazer o pneu girar a até 60 km/h (velocidade máxima de teste requerida pela equipe).
- Capacidade de simular o peso máximo sustentado por um pneu (750,5 N na roda traseira esquerda, segundo dado fornecido pela equipe).
- Ser o mais simples possível.

##### 4.2. - Configuração

A fim de se determinar a configuração do equipamento, analisaram-se as opções mostradas na revisão bibliográfica, verificando-se a mais adequada para a aplicação neste projeto. O equipamento utilizado por Gass, 2008, apresentava um projeto bastante simples e barato, entretanto o método de simulação da pista de rodagem, realizado através de uma esteira de borracha é um fator limitante para este tipo de equipamento, devido a baixa

resistência da mesma. O equipamento projetado por Silva, 2011, também possuía um desenho bastante simples, entretanto não é adequado quando se deseja realizar testes a velocidades mais elevadas, devido ao pequeno curso do equipamento. O equipamento utilizado por Grand 2003, e o desenvolvido por Rahim et al., 2006, apresentavam como principal limitante o fato dos mesmos possuírem um baixo contato pneu/solo, devido aos mesmos utilizarem apenas um rolo de pequenas dimensões. Os equipamentos utilizados por LU, 2005, Economou e Colyer, 2006, e o mostrado por Tönük e Ünlüsoy, 2001, possuíam dimensões muito elevadas, além de possuírem projetos complexos, inviabilizando a sua utilização principalmente devido aos custos envolvidos.

Com estas considerações, decidiu-se basear o projeto no equipamento mostrado por Gass, 2008. Entretanto, conforme citado, a utilização de uma esteira de borracha não era viável, devido as cargas envolvidas, portanto partiu-se para uma solução alternativa. Avaliou-se inicialmente a possibilidade de se utilizar uma esteira metálica ou um rolo de grande diâmetro (superior ao pneu). Segundo Silva, 2011, a utilização de esteiras resulta em uma superfície de contato perfeita, ao passo que a utilização de um tambor de grande dimensão resulta em um projeto mais simples, mas com um contato pneu/solo imperfeito. Nesse sentido, visando um projeto de execução mais simples, mas ao mesmo tempo com uma superfície de contato adequada, partiu-se para uma solução não encontrada na revisão bibliográfica, a qual consiste em dispor um número de roletes em sequência, sendo quatro posicionados no centro acionados através de engrenagens, transmitindo o movimento ao pneu, que por sua vez faz girar os restantes. Esta escolha se justifica pelo fato de serem disponibilizados pela equipe, de maneira gratuita, serviços de usinagem (bem como os materiais necessários para os mesmos) através de um patrocinador.

Com a análise do pneu do veículo, Figura 4.1, determinou-se que o diâmetro de cada rolete deve ser de 23 mm, com comprimento útil de 400 mm e que a distância entre centros dos mesmos deve ser de 28 mm, sendo estas dimensões as necessárias para garantir um máximo de roletes em contato como pneu simultaneamente. Com estes dados, chegou-se a um número de 16 rolos para simular uma “pista” com cerca de 450 mm de comprimento.



Figura 4.1 - Pneu Pirelli ATV MUD 22x8/10 similar ao utilizado no dimensionamento.

No equipamento utilizado por Gass, 2008, o método de aplicação de peso ao pneu consistia em prologar o eixo da roda, e aplicar o peso na extremidade deste prolongamento, pois segundo Gillespie, 1992, “o carregamento estático de um veículo é suficientemente acurado para calcular os esforços de rolagem”. Cabe destacar que na extremidade fixa do eixo (a qual o prende à estrutura do equipamento) deve-se utilizar uma junta universal a fim de evitar que o eixo receba parte dos esforços de rolagem, resultando em uma medição imprecisa.

Para a medição da força, a solução empregada por Gass, 2008, consistia em uma haste na qual é instalada uma célula de carga, sendo este conjunto preso ao prolongamento do eixo, impedindo o mesmo de se deslocar, medindo assim a força de atrito de rolagem. Assim como na extremidade do eixo, é necessária neste componente a instalação de uma junta universal, a fim de garantir que a haste esteja sempre na posição horizontal e funcione como elemento de rótula. Quando do funcionamento do equipamento, o pneu tenderá a entrar em movimento, entretanto este movimento será restringido por esta haste a qual através da sua célula de carga irá registrar o esforço necessário para “segurar” o pneu. Cabe destacar que esta célula

de carga irá registrar a força de rolagem total, não distinguindo a parcela de contribuição neste esforço causado por cada um dos sete mecanismos citados na introdução.

Na Figura 4.2 pode ser visualizada a configuração escolhida para o equipamento (maiores detalhes do equipamento podem ser vistos nas Figuras A.1, A.2 e A.3 no Apêndice I e nas imagens do Apêndice III).



Figura 4.2 - Vista da configuração do equipamento.

Após a definição da configuração do equipamento, fez-se necessário o cálculo da relação de transmissão utilizada com a posterior definição dos componentes responsáveis por esta, dimensionamento dos rolamentos a serem utilizados com os rolos, análise estática e dinâmica dos rolos e análise estrutural do equipamento. Destaca-se que a escolha das juntas universais e da célula de carga não foi efetuada neste trabalho.

## 5. DIMENSIONAMENTO

### 5.1. Cálculo da Relação de Transmissão

Considerando-se a rotação do motor, a velocidade desejada para o pneu e o diâmetro dos rolos, obteve-se a relação de transmissão através da equação 5.1:

$$z = \frac{V_{pneu} \cdot 5305}{D_{rolos} \cdot Rotação_{motor}} \quad (5.1)$$

onde  $V_{pneu}$  [km/h] é a velocidade de simulação e  $D_{rolos}$  [mm] é o diâmetro do rolete. O resultado obtido pode ser visto na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Relação de transmissão.

Rotação <sub>motor</sub> [rpm]	$V_{pneu}$ [km/h]	$D_{rolos}$ [mm]	Rotação <sub>rolos</sub> [rpm]	z
1.700	60	23	13.839,56	8,14

Para se obter esta relação, tornou-se necessário dimensionar um sistema de transmissão na forma de um trem composto por um conjunto correia/polias acionando um segundo conjunto composto por engrenagens.

Devidos às limitações de espaço e a configuração escolhida do equipamento, algumas restrições foram impostas nas dimensões das polias e engrenagens. Para a polia instalada sob o conjunto de rolos, deveria ser escolhida uma que não causasse interferência nos demais

componentes, assim, avaliou-se que a dimensão máxima para esta polia deveria ser de até 40 mm. Desta forma, utilizou-se numa abordagem inicial uma polia menor com 35 mm de diâmetro, a qual será acoplada solidária ao eixo da engrenagem maior. O conjunto de engrenagens também foi escolhido levando-se em conta a restrição de espaço: sendo o diâmetro primitivo da engrenagem menor de 24 mm e da engrenagem maior de 80 mm, optando-se por uma de 36 mm para transmitir a rotação entre os rolos, a qual não se levou em conta no cálculo da relação de transmissão. A disposição das engrenagens pode ser vista da Figura A.2 do Apêndice I.

Com esses dados, obteve-se o diâmetro primitivo teórico da polia a ser acoplada no motor, através da equação 5.2:

$$d_1 = \frac{d_2 \times d_4}{z \times d_3} \quad (5.2)$$

onde  $d_1$  é o diâmetro primitivo da polia acoplada ao motor [mm],  $d_2$  o diâmetro estimado para a polia menor [mm],  $d_3$  e  $d_4$  os diâmetros primitivos das engrenagens utilizadas [mm] e  $z$  é a relação de transmissão desejada.

Tabela 5.2 - Diâmetros utilizados no cálculo da relação de transmissão.

z	$d_1$ [mm]	$d_2$ [mm]	$d_3$ [mm]	$d_4$ [mm]
8,14	85,47	35,00	80,00	24,00

O diâmetro real das polias, assim como a relação de transmissão final do equipamento, foram obtidos após o dimensionamento da correia.

## 5.2. Dimensionamento da Correia

Para a escolha do modelo de correia adequada a este equipamento, utilizou-se o programa Design Flex Pro®, fornecido pela fabricante de correias Gates®. Na utilização deste programa necessitou-se, obrigatoriamente, realizar a entrada de alguns dados, sendo eles: potência do motor (2,24 kW), condições de operação (torque e carga uniformes), rotação [rpm] do motor, relação de transmissão nas polias, distância entre centros das polias (aproximadamente 400 mm). Além disso, podiam ser inseridas restrições dimensionais no conjunto de polias, as quais foram: diâmetro de eixo na polia acoplada ao motor (19,05 mm) diâmetro de eixo na polia menor (10 mm) e diâmetro externo máximo de 40 mm nesta mesma. Com esses dados, o programa gerou as opções mostradas na Figura 5.1.

Prod Line	Belt	DriveR (mm)	DriveN (mm)	dN RPM	$\Delta$ RPM	ODR	Rel. Cost $\Delta$	CD (mm)	$\Delta$ CD (mm)	Belt Pull (N)	Width (mm)
Micro-V	PJ965/12	J 80,00	J 32,00	4.250,0	102	1,0	1,0	394	-6	542	32
Micro-V	PJ1016/10	J 85,00	J 36,00	4.013,9	-134	1,0	1,0	412	12	509	32

Figura 5.1 - Opções de correias geradas pelo programa Desing Flex Pro®.

Dentre as duas opções apresentadas, escolheu-se o modelo PJ965/12 (comprimento externo de 965 mm e 12 frisos) com polia maior de 80 mm de diâmetro e menor com 32 mm. Justifica-se a não escolha do segundo modelo pelos diâmetros de polias sugeridos, os quais causariam uma redução na relação de transmissão, sendo preferível um leve aumento de 2,33%, resultando numa relação de transmissão de 8,33.

Como pôde ser visto, ambos os modelos de correias sugeridos pelo fabricante eram do tipo Micro V. Este fato se deve principalmente à restrição de diâmetro na polia menor, pois segundo o catálogo da Gates, as mesmas são indicadas para transmissões compactas.

### 5.3. Dimensionamento das Engrenagens

Conforme citado anteriormente, as engrenagens escolhidas possuem diâmetro primitivo de 24, 36 e 80 mm. Consultando-se o catálogo fornecido pela fabricante KHK Stock Gears, escolheu-se primariamente engrenagens em aço carbono de módulo 1, com 24, 36 e 80 dentes. A fim de se verificar a adequação ou não destas engrenagens às condições de carga e operação do equipamento, foi necessário avaliar a sua resistência à fadiga por flexão, sendo desconsideradas, neste trabalho, as falhas causadas por fadiga por contato.

Segundo Shigley, et. al., 2005, para o cálculo de resistência à fadiga por flexão é necessário estimar a tensão de flexão no pé do dente de engrenagem, através da equação 5.3 indicada pela AGMA (Associação Americana de Fabricantes de Engrenagens):

$$\sigma_b = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (5.3)$$

sendo,  $W_t$  é a força tangencial na engrenagem [N],  $K_o$  é o fator de sobrecarga, e leva em conta os choques decorrentes da fonte de acionamento e da carga,  $K_v$  é o fator dinâmico, aplicado com o intuito de levar em consideração o efeito das tolerâncias de fabricação nos choques sofridos pelos dentes devido às diferenças dimensionais,  $K_s$  é o fator de forma, e leva em conta a não uniformidade do material devido ao tamanho,  $b$  é a largura de face da engrenagem [mm],  $m$  é o módulo da engrenagem [mm],  $K_H$  é o fator de modificação para levar em conta a distribuição não uniforme de tensões ao longo da linha de contato,  $K_B$  é o fator de espessura da borda, e pode ser incluído quando a espessura da borda for muito fina, gerando falha por fadiga na mesma ao invés de na raiz do dente, e, por último,  $Y_J$  é o fator de geométrico, que leva em conta o número médio de dentes em contato no engrenamento.

Para a determinação da força tangencial na engrenagem maior utilizou-se a equação 5.4:

$$W_t = \frac{2P_{motor}\omega}{d} \quad (5.4)$$

onde,  $W_t$  é a força tangencial [N],  $P_{motor}$  é a potência fornecida pelo motor [W],  $\omega$  é a velocidade angular na engrenagem [rad/s] e  $d$  é o diâmetro primitivo da mesma [m].

Para a obtenção do fator  $K_o$ , utilizou-se a tabela fornecida na página 711, em Shigley, et. al., 2005. Para este projeto, considerou-se as condições de operação do motor e do equipamento como moderadas, sendo o valor de  $K_o$  igual a 1.

Na obtenção do coeficiente  $K_v$ , utilizou-se a equação 5.5:

$$K_v = \left\{ \frac{50+56 \left[ 1-0,25(12-Q_v)^{\frac{2}{3}} \right] + \sqrt{200V}}{50+56 \left[ 1-0,25(12-Q_v)^{\frac{2}{3}} \right]} \right\}^{0,25(12-Q_v)^{\frac{2}{3}}} \quad (5.5)$$

sendo  $K_v$  o fator dinâmico,  $Q_v$  tem valor numérico igual ao índice de qualidade da engrenagem, considera-se como 6 para a engrenagem calculada, e  $V$  é a velocidade tangencial na mesma [m/s].

O fator de forma  $K_s$  por sugestão da AGMA, pode ser estimado como igual a 1 quando não se possui maiores informações a respeito das não uniformidades no material.

Obteve-se fator  $K_H$  utilizando-se a equação 5.6:

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_{me}) \quad (5.6)$$

sendo todos os valores obtidos a partir da utilização de tabelas encontradas nas páginas 705 e 706, em Shigley, et. al., 2005.

Para o cálculo do fator  $K_B$  utilizou-se a equação 5.7:

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \left( \frac{2,242 \cdot h_t}{t_R} \right), & \frac{t_R}{h_t} < 1,2 \\ 1, & \frac{t_R}{h_t} \geq 1,2 \end{cases} \quad (5.7)$$

sendo,  $t_R$  igual a espessura de borda abaixo do dente [mm] e  $h_t$  igual a altura do dente [mm]. Para as engrenagens deste projeto, o valor de  $K_B$  é igual a 1.

O fator  $Y_J$  (ou  $J$ ) pôde ser obtido utilizando-se a tabela constante na página 699, em Shigley, et. al., 2005, obtendo-se um valor de 0,42 para a engrenagem com 80 dentes e 0,36 para a de 24 dentes.

Após a determinação da tensão de flexão na raiz do dente, esta devia ser comparada com a resistência à fadiga do mesmo. Segundo Shigley, et. al., 2005, esta pode ser estimada através da equação 5.8:

$$\sigma_{all} = \frac{\sigma_{FP} Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z} \quad (5.8)$$

onde,  $\sigma_{all}$  representa a resistência à fadiga por flexão [MPa],  $\sigma_{FP}$  é a tensão admissível por flexão [Mpa],  $Y_N$  é o fator de ciclagem de tensão para flexão,  $Y_\theta$  é o fator de temperatura,  $Y_Z$  é o fator de confiabilidade e  $S_F$  é o fator AGMA de segurança.

Para aços de grau 1, endurecidos por completo,  $\sigma_{FP}$  é calculado pela equação 5.9:

$$\sigma_{FP} = 0,533 \cdot HB + 88,3 \quad (5.9)$$

onde  $HB$  é a dureza do aço utilizado, na escala Brinell.

Para uma vida estimada entre  $12^6$  e  $10^{10}$  ciclos, para aços com dureza entre 160 e 400HB, o fator de ciclagem  $Y_N$  pode ser estimado interpolando-se a equação 5.10:

$$Y_N = \begin{cases} 1,3558N^{-0,0178}, & HB = 160 \\ 1,6831N^{-0,0323}, & HB = 400 \end{cases} \quad (5.10)$$

onde  $N$  é o número de ciclos.

O fator de confiabilidade,  $Y_Z$  introduzido para considerar-se o efeito da distribuição estatística de falhas por fadiga é igual a 1,25 para uma confiabilidade de 99,9%.

Para temperaturas no corpo de engrenagem inferiores a 120 °C, o fator de temperatura  $Y_\theta$  é igual a 1.

Após a determinação da tensão de flexão no pé do dente,  $\sigma_b$ , e da resistência à fadiga,  $\sigma_{all}$ , pôde-se calcular o coeficiente de segurança  $N_b$  utilizando-se a equação 5.11:

$$N_b = \frac{\sigma_b}{\sigma_{all}} \quad (5.11)$$

Através do procedimento indicado acima, e considerando-se o contato entre uma engrenagem de 80 dentes e apenas uma de 24 obtiveram-se os resultados mostrados na Tabela 5.3 (com dados dos material obtidos no catálogo KHK, 2012).



Tabela 5.3 - Resistência à fadiga por flexão nas engrenagens.

Modelo	Nº de dentes	Material	Módulo	Dureza	$\sigma_{all}$ (MPa)	$\sigma_b$ (MPa)	$N_b$
SS24	24	Aço 1045	1	194 HB	135,81	80,89	1,68
SS80	80					67,73	2,01

Como pode ser observado, as engrenagens escolhidas atendem aos requisitos do projeto, com uma margem de segurança satisfatória.

Ainda cabe destacar que não se realizou o cálculo para as engrenagens de 36 dentes, que acionam os demais rolos, devido ao fato de a carga na mesma ser significativamente menor que nas demais.

#### 5.4. Dimensionamento dos Rolamentos

Para a escolha do rolamento a ser utilizado, partiu-se da condicionante inicial de que o diâmetro externo deveria se situar na faixa de 20 mm, a fim de possibilitar a montagem dos rolos em série. Com esta condição, analisou-se o catálogo fornecido pela empresa NSK, e verificou-se que os rolamentos do tipo rígido de esferas da série 6.800 e 6.900 cumpriam esse requisito, pois são especificados para diâmetros de eixo de 10 mm e alojamento de 19 e 22 mm, respectivamente, além de ambos operarem normalmente na rotação desejada.

A fim de se escolher o modelo exato do rolamento, utilizou-se o procedimento indicado pelo fabricante, calculando-se a vida nominal, em horas, e o coeficiente de segurança para carga estática. Segundo o catálogo NSK, 2012, para uma confiabilidade de 90%, temperatura de operação de até 150°C e uma boa lubrificação, estimou-se a vida nominal através da equação 5.12:

$$L_h = \frac{10^6}{60.n} \left( \frac{C_r}{P} \right)^3 \quad (5.12)$$

onde  $L_h$  é a vida nominal do rolamento [horas],  $n$  é a rotação do mesmo [rpm],  $C_r$  é a capacidade de carga dinâmica [N] e  $P$  é a carga equivalente [N].

Obtiveram-se o valor da capacidade de carga estática  $C_o$  e dinâmica  $C_r$ , para cada rolamento, através do catálogo do fabricante.

A carga dinâmica equivalente  $P$  [N] foi obtida através da equação 5.13:

$$P = X.F_r + Y.F_a \quad (5.13)$$

onde  $X$  e  $Y$  são os coeficientes de carga radial e axial, respectivamente,  $F_r$  é a carga radial [N] e  $F_a$  é a carga axial [N].

As cargas radial e axial foram obtidas através do carregamento de projeto em cada mancal, corrigido por um fator para levar em conta a condição de operação. A equação 5.14 é válida para os dois tipos de carga.

$$F = f_A.F' \quad (5.14)$$

onde  $F$  é a carga corrigida [N],  $f_A$  é o fator de operação e  $F'$  é a carga não corrigida [N].

Segundo o catálogo do fabricante, para uma condição de operação suave e sem choques, o valor de  $f_A$  situa-se entre 1 e 1,2, sendo escolhido um valor de 1,1 para este trabalho.

Os valores dos coeficientes  $X$  e  $Y$  foram obtidos utilizando-se o catálogo fornecido pelo fabricante. Para os modelos 6.800 e 6.900, o valor de  $X$  é igual a 1 e o de  $Y$  é igual a 0.

Para a determinação do coeficiente de segurança para carga estática, utilizou-se a equação 5.15:



$$N = \frac{C_{or}}{P_o} \quad (5.15)$$

onde  $C_{or}$  é a capacidade de carga básica estática [N], tabelada para cada rolamento, e  $P_o$  é a carga estática equivalente [N], obtida através da equação 5.16:

$$P_o = \begin{cases} 0,6.F_r + 0,5.F_a, & \frac{F_a}{F_r} > 0,8 \\ F_r, & \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \end{cases} \quad (5.16)$$

Para a utilização do procedimento supracitado, considerou-se que a carga estática em cada rolamento seria devida exclusivamente ao peso máximo aplicado pelo pneu ao solo (750,5 N), e que esta carga seria sustentada por apenas dois rolos (quatro rolamentos) vindo esta acepção em favor da segurança, visto que quando em utilização, mais de dois rolos estarão sustentando a carga. Além disso, considerou-se inexistente as cargas axiais. Utilizando-se o programa Ftool, verificou-se que a carga estática é de aproximadamente 227 N. Os diagramas gerados pelo programa podem ser vistos na Figura A.4 no Apêndice II e os valores calculados pela Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Valores calculados para os rolamentos.

Tipo	d <sub>eixo</sub> (mm)	D <sub>externo</sub> (mm)	F <sub>r</sub> (N)	C <sub>r</sub> (N)	C <sub>or</sub> (N)	L <sub>h</sub> (horas)	N
6.800 ZZ	10	19	250	1720	840	385	3,4
6.900 ZZ	10	22	250	2700	1270	1487	5,1

Através da Tabela 5.4, escolheu-se o rolamento 6.900 ZZ, blindado e vedado, pois o mesmo apresenta uma ótima durabilidade e não necessita lubrificação.

### 5.5. Dimensionamento dos Rolos

Para se garantir o funcionamento do equipamento, foi necessário definir-se o material a ser utilizado nos rolos a fim de assegurar que os mesmos resistirão adequadamente às solicitações estáticas e dinâmicas impostas pela utilização do equipamento.

Segundo Shigley, et. al., 2005, o valor teórico para o limite de resistência a fadiga (tensão abaixo da qual o componente tem vida infinita) pode ser obtido utilizando-se o seguinte critério da equação 5.17.

$$S'_e = \begin{cases} 0,504 \cdot \sigma_{rup}, & \sigma_{rup} \leq 1460 \text{ MPa} \\ 740, & \sigma_{rup} > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (5.17)$$

onde  $S'_e$  representa o limite teórico de resistência a fadiga [MPa] e  $\sigma_{rup}$  a tensão de ruptura do material [MPa].

Para se ajustar o resultado desta equação para as particularidades de cada projeto e condições de operação, devem-se introduzir coeficientes de ajuste, equação 5.18.

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad (5.18)$$

onde  $S_e$  é a tensão limite de resistência a fadiga [MPa],  $k_a$  o fator modificador relativo ao acabamento superficial,  $k_b$  o fator relativo a dimensão,  $k_c$  o fator relativo a modificação de carga,  $k_d$  o fator de modificação de temperatura,  $k_e$  o fator de confiabilidade e  $k_f$  o fator de modificação devido a efeitos variados.

O parâmetro  $k_a$  foi estimado utilizando-se a equação 5.19:

$$k_a = a\sigma_{rup}^b \quad (5.19)$$

com os valores dos coeficientes “a” e “b” tabelados. Segundo Shigley et al., 2005, para um material usinado, o valor de “a” é de 4,51 e o do expoente “b” é igual a -0,265.

O fator  $k_b$ , relativo a dimensão do eixo, para cargas de flexão ou torção, e diâmetros da seção transversal circular entre 2,79 e 51 mm, foi estimado pela equação 5.20 como:

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \quad (5.20)$$

onde  $d$  é o diâmetro da seção circular [mm].

Para eixos sujeitos a flexão, o fator  $k_c$  é igual a 1.

Para eixos operando a temperaturas de até 450°C, não existe influência desta sobre o limite de resistência à fadiga, assim  $k_d = 1$ .

O fator  $k_e$  assume o valor de 0,753 para uma confiabilidade de 99,9% e o fator  $k_f$  pode ser estimado como igual a unidade quando se carece de maiores informações.

A fim de se determinar a vida em fadiga de um componente, deve-se comparar o limite de resistência à fadiga com a máxima tensão trativa no componente. Segundo Shigley, et. al., 2005, a presença de descontinuidades em uma peça aumenta a tensão teórica significativamente. Assim, para se calcular a tensão no ponto onde ocorre a transição de diâmetros utilizou-se a equação 5.21:

$$\sigma_f = \frac{k_f.M.32}{\pi d^3} \quad (5.21)$$

onde  $M$  é o momento fletor no ponto considerado [Nmm],  $k_f$  é o fator de concentração de tensões para fadiga e  $d$  é o diâmetro menor [mm].

Quando a concentração de tensões se der por uma transição de diâmetro, obtém-se o valor do concentrador de tensão para fadiga,  $k_f$ , através da seguinte equação 5.22:

$$k_f = \frac{k_t}{1 + \frac{2(k_t-1)\sqrt{\frac{139}{\sigma_{rup}}}}{k_t\sqrt{r}}} \quad (5.22)$$

onde  $k_t$  é o fator geométrico de concentração de tensão (obtido na tabela da página 921, em Shigley, et. al., 2005),  $\sigma_{rup}$  é a tensão de ruptura do material e  $r$  é o raio de transição [mm].

Neste projeto, os rolos foram dimensionados para que obtenham vida infinita. Assim, deveria se garantir que para o material escolhido,  $\sigma_f$  seja menor que  $S_e$ . Devido a esta escolha de projeto, não se fez necessário o cálculo do número de ciclos até a falha em materiais que não satisfizessem essa condição.

Além da resistência à fadiga, é necessário garantir que o componente também seja capaz de resistir ao carregamento estático. Assim, fez-se necessário calcular a máxima tensão atuante na peça, e compara-la com a tensão de escoamento do material.

Nos pontos onde ocorrem as transições de diâmetro, deve-se corrigir a tensão estática atuante a fim de levar em conta a concentração de tensões, além disso existe a presença de um esforço cortante devendo-se utilizar a tensão de von Mises para se encontrar a tensão equivalente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{k_t.M.32}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{4V}{\pi d^2}\right)^2} \quad (5.23)$$

onde  $V$  representa o esforço cortante no ponto [N], sendo as demais variáveis iguais as apresentadas nas Equações 5.21 e 5.22.

A situação de carregamento nos rolos é a mesma que a considerada para os rolamentos, podendo ser vista na Figura A.4 no Apêndice II. A Figura 5.2 ilustra o ponto de aplicação da carga, bem como as dimensões do rolo.

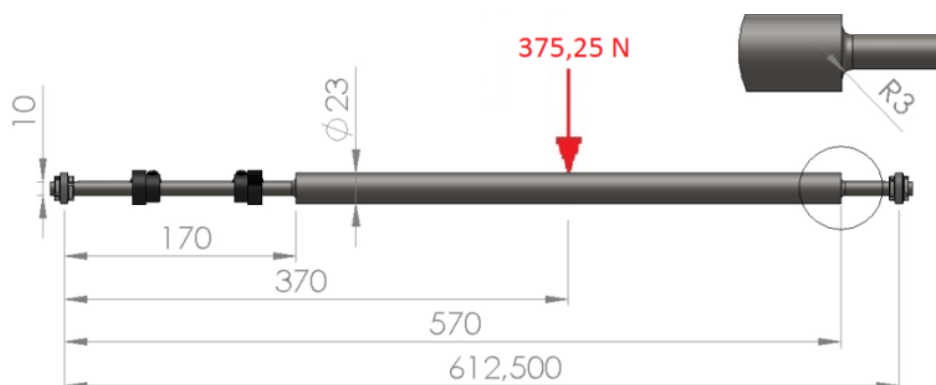


Figura 5.2 - Ponto de aplicação da carga no rolo.

Verificou-se que o ponto de maior sollicitação no componente encontra-se na transição de diâmetro que ocorre a 170 mm na Figura 5.2, sendo este o ponto de interesse para o cálculo.

Para a escolha do material do eixo, avaliaram-se três possibilidades diferentes: aço AISI 1040 (temperado e revenido a 205°C), aço AISI 1095 (temperado e revenido a 540°C) e o aço inoxidável AISI 420 (temperado e revenido a 205°C). As propriedades mecânicas destes materiais foram obtidas através de tabelas encontradas em Shigley, et. al., 2005, em eFunda, 2012.

Tabela 5.5 - Resistência à fadiga e ao escoamento.

Material	$\sigma_{esc}$ (MPa)	$\sigma_{rup}$ (MPa)	Se (MPa)	$\sigma_f$ (MPa)	Vida	$\sigma_{VM,max}$ (MPa)	n
AISI 1040 <sup>1</sup>	593,0	779,0	226,3	308,9	-	321,6	1,8
AISI 1095 <sup>1</sup>	676,0	1.090,0	289,6	312,4	-	321,6	2,1
AISI 420 <sup>2</sup>	1.480,0	1.720,0	345,7	315,7	INFINITO	321,6	4,6

<sup>1</sup> Shigley, et. al., 2005

<sup>2</sup> eFunda, 2012

Como pode ser visto todos os materiais considerados resistem com boa margem às sollicitações estáticas, entretanto, no que tange à fadiga, somente o aço inoxidável AISI 420 possui vida infinita, sendo assim o escolhido.

## 5.6. Resistência Estrutural

A estrutura do equipamento será construída utilizando-se perfis retangulares de aço de 40 x 20 x 4 mm e de 60 x 40 x 4 mm, ambos em aço AISI 1008.

Necessita-se, contudo verificar a adequação destes materiais às condições de carregamento do equipamento. Assim, realizou-se o cálculo das tensões atuantes no ponto de maior carregamento no equipamento, a qual é a estrutura em formato de pórtico que possui uma viga formada por um perfil de 40 x 20 mm e duas colunas com perfil de 60 x 40 mm.



Figura 5.3 - Estrutura do equipamento em formato de pórtico.

Para se calcular a máxima tensão atuante na estrutura, utilizou-se a equação 5.24:

$$\sigma = \frac{M.c}{I} \quad (5.24)$$

onde  $\sigma$  é a tensão atuante na estrutura [MPa],  $M$  é o momento fletor [Nmm],  $I$  é o momento de inércia [Nmm<sup>4</sup>] e  $c$  é a distância entre o centro de massa da seção e a posição mais externa da mesma [mm].

Para a obtenção dos esforços atuantes no pórtico, utilizou-se o programa Ftool, e considerou-se que cada pórtico suportasse a metade do peso total sobre a estrutura (considerado como o peso aplicado ao pneu, peso estimado do pneu, peso da sede dos rolamentos e peso dos rolos) totalizando aproximadamente 525 N por pórtico. O momento de inércia foi obtido utilizando-se o programa SolidWorks. Ainda, visando o cálculo, considera-se que a carga é distribuída uniformemente na região abaixo da sede dos rolamentos. Os diagramas gerados pelo programa podem ser vistos na Figura A.5 no Apêndice II. Com essas considerações, gerou-se a Tabela 5.6, mostrando a máxima tensão atuante na estrutura. As propriedades do aço foram obtidas em eFunda, 2012.

Tabela 5.6 - Tensão máxima no pórtico.

Material	$\sigma_{esc}$ (MPa)	$\sigma$ (MPa)	n
Aço 1008	180	35,6	5,05

Como pôde ser visto, os perfis disponíveis atendem com segurança os requisitos de projeto, dispensando demais verificações.

Ainda no dimensionamento estrutural, foi necessário definir-se o diâmetro mínimo a ser utilizado na fabricação da haste/eixo que aplica peso ao pneu. Para obtenção deste dado, utilizou-se a equação 5.25:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.M}{\pi.n.\sigma_{esc}}} \quad (5.25)$$

onde  $d$  é o diâmetro mínimo para a haste [mm],  $M$  é o momento fletor máximo [Nmm],  $n$  é o coeficiente de segurança desejado e  $\sigma_{esc}$  a tensão de escoamento do material [MPa].

Para a utilização desta equação, considerou-se a haste como biapojada, com um segmento em balanço, no qual foi aplicado o peso. Com esses dados, com auxílio do programa Ftool (Figura A.6 no Apêndice II), e com as propriedades mecânicas dos aços obtidas através de tabelas encontradas em Shigley, et. al., 2005, gerou-se a Tabela 5.7:

Tabela 5.7 - Diâmetros da haste para diferentes materiais.

Material	$\sigma_{esc}$ (MPa)	n	$d_{min}$ (mm)
Aço 1020 (Laminado a quente)	210,0	1,6	28,7
Aço 1020 (Normalizado a 870°C)	346,5	1,6	24,3
Aço 1045 (Laminado a frio)	550,0	1,6	20,8

Neste trabalho não se optou por um ou outro material, escolha essa que se fará após o conhecimento do modelo da junta universal acoplada à haste.

## 5. CONCLUSÕES

O objetivo principal deste trabalho foi o de projetar um equipamento para medir esforços de rolagem em um pneu utilizado pelo veículo Baja. A configuração geral do equipamento foi realizada baseada em soluções apresentadas por outros autores, sendo diferenciada no método de simulação da pista de rodagem que conta com uma série de rolos.

Esta configuração para a pista de rodagem faz com que seja necessária uma alta rotação nos rolos, de aproximadamente 14.000 RPM. Esta elevada rotação, aliada a carga aplicada, gera a necessidade de uma atenção especial à prevenção da falha por fadiga nos rolos, principalmente devido a mudança diâmetro presente nos mesmos, sendo para tal necessária a escolha de um material de altíssima resistência mecânica.

Durante o dimensionamento, realizou-se ainda a escolha da correia, polias, engrenagens e rolamentos, e com intuito de facilitar a obtenção dos mesmos no momento da fabricação, escolheram-se modelos de fácil obtenção no mercado.

Os cálculos realizados atestam a viabilidade técnica do projeto, podendo-se seguir para a etapa de construção da estrutura e dos roletes do equipamento.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

eFunda, “**Materials**”, <http://www.efunda.com/materials/>. Acessado em 15/05/2012.

Gass, J.L.; “**Estudo da Resistência a Rolagem de um Pneu de um Veículo Super Econômico**”, Monografia de Trabalho de Conclusão, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Luterana do Brasil, Canoas, 2008.

Gates, “**Micro V**”, <http://www.gatesbrasil.com.br/pdf/MICROV.pdf>. Acessado em 24/05/2012.

Gillespie, T.D.; “**Fundamentals of Vehicle Dynamics**”, Society of Automotive Engineers, Inc., 1<sup>st</sup> edition, 1992.

Shigley, J.E.; Mishke, C.R.; Budynas, R.G.; “**Projeto de Engenharia Mecânica**”, Bookman, 7<sup>a</sup> edição, 2005.

Silva, L.C.A.; “**Identificação e Simulação do Comportamento do Pneu Visando a Implementação de Controle em Cadeiras de Rodas Motorizadas**”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.

KHK Stock Gears, “**Steel Spur Gears**”, <http://www.khkgears.co.jp/world/Brazil>. Acessado em 16/05/2012.

NSK Rolamentos, “**Catálogo Geral**”, [http://www.nsk.com.br/catalogo\\_geral.zip](http://www.nsk.com.br/catalogo_geral.zip). Acessado em 20/05/2012.

## APÊNDICE I - Desenhos do Equipamento.

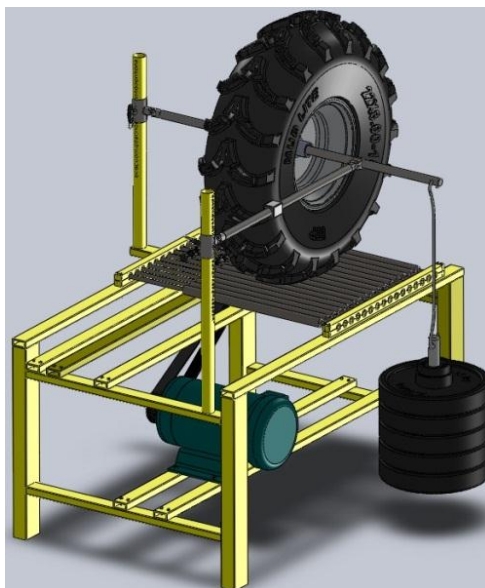


Figura A.1 - Vista do equipamento.

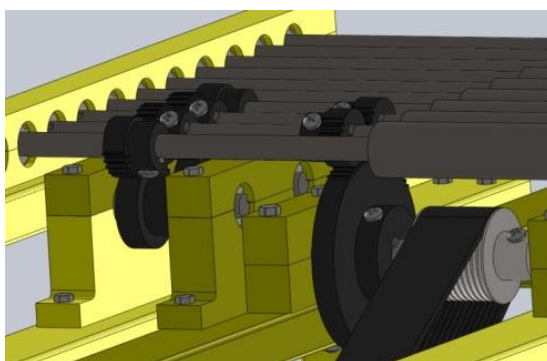


Figura A.2 - Detalhe da instalação das engrenagens e polia menor.

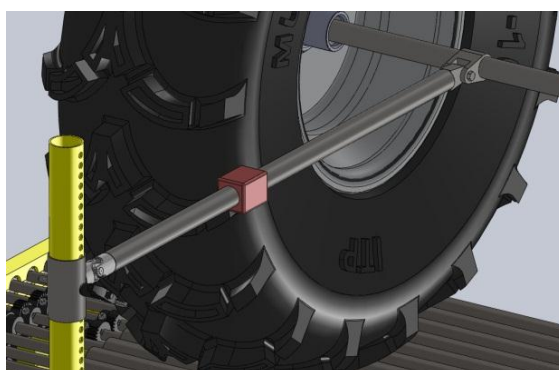


Figura A.3 - Sistema de medição de força, com célula de carga representada em vermelho.

Apêndice II - Diagramas de carregamentos, esforços cortantes e momentos fletores.

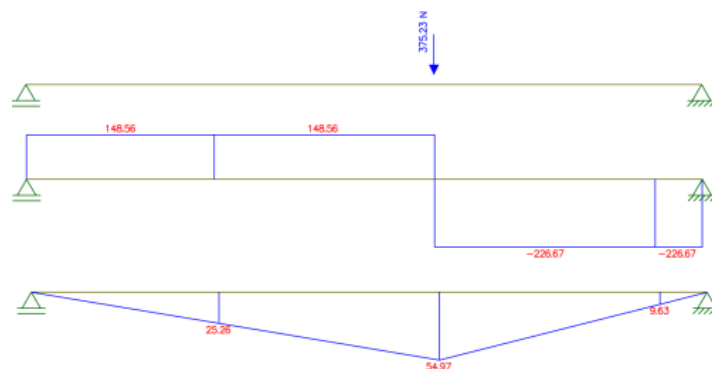


Figura A.4 - Carregamento, esforço cortante e momento fletor nos rolos e rolamentos.

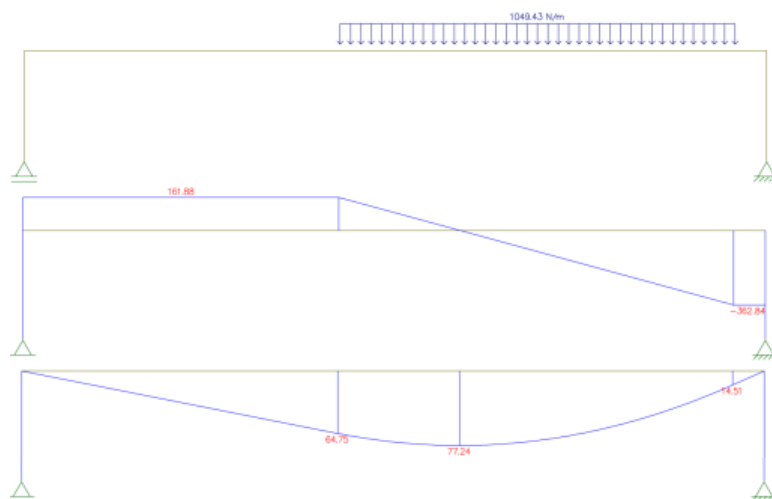


Figura A.5 - Carregamento, esforço cortante e momento fletor no pórtico.

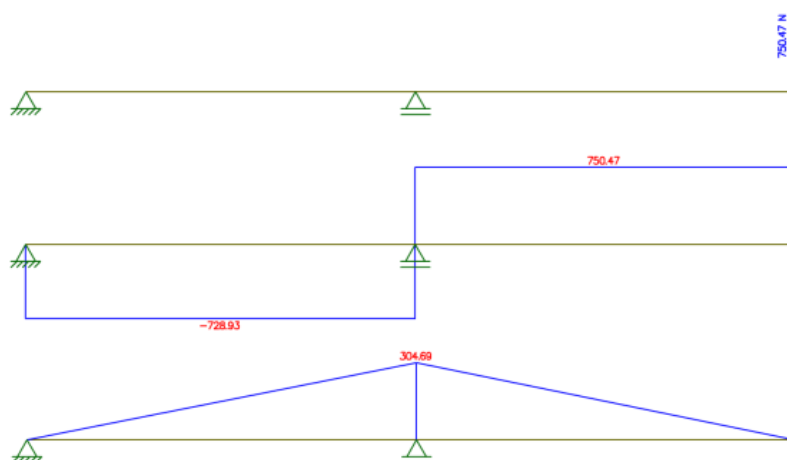


Figura A.6 - Carregamento, esforço cortante e momento fletor na haste/eixo.

## APÊNDICE III - Desenhos de fabricação.

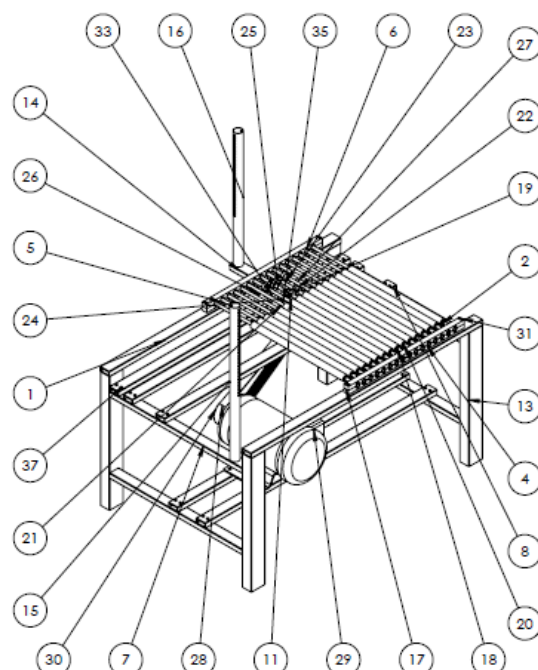


Figura A.7 - Indicação das peças do equipamento.

Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	MATERIAL	QDT.
1	Travessa A	AISI 1008	1
2	Rolo geral	AISI 420	12
3	NSK/SKF 6900ZZ	-	38
4	SKF - Porca de segurança KM0	-	70
5	SKF - Arruela de Segurança M80	-	70
6	Sede dos rolos - Deslizante	AÇO	2
7	Travessa C	AISI 1008	4
8	Travessa B	AISI 1008	5
9	Mancal polia menor - fixo	AÇO	2
10	Eixo A	AÇO	1
11	Engr. KHK - 80 dentes Modulo 1 - S51-80A	-	1
12	Polia 32mm - Correia Micro V/12	-	1
13	Pé	AISI 1008	4
14	Apoio do tubo	AISI 1008	1
15	Tubo 1	AÇO	1
16	Tubo 2	AÇO	1
17	Sede dos rolos - Fixo	AÇO	2
18	Rolo 2 engrenagens	AISI 420	2
19	Engr. KHK - 24 dentes Modulo 1 - S51-24C	-	6
20	Rolo 1 engrenagem	AISI 420	2
21	Mancal polia menor - Deslizante	AÇO	2
22	Sede inferior engr. 36 - Fixo	AÇO	1
23	Sede inferior engr. 36 - Deslizante	AÇO	1
24	Eixo B	AÇO	2
25	Engr. KHK - 36 dentes Modulo 1 - S51-36B	-	2
26	Sede superior engr. 36 - Deslizante	AÇO	1
27	Sede superior engr. 36 - Fixo	AÇO	1
28	Correia Micro V - Gates PJ965/12	-	1
29	Motor 3HP	-	1
30	Polia 80mm - Correia Micro V/12	-	1
31	Parafuso M4 - 0.7 - 60 mm	-	8
32	Porca M4 - 0.7	-	32
33	Parafuso M4 - 0.7 - 30 mm	-	4
34	Parafuso M4 - 0.7 - 35 mm	-	4
35	Parafuso M5 - 0.8 - 65 mm	-	4
36	Porca M5 - 0.8	-	4
37	Parafuso M4 - 0.7 - 45 mm	-	20

Figura A.8 - Lista de materiais.



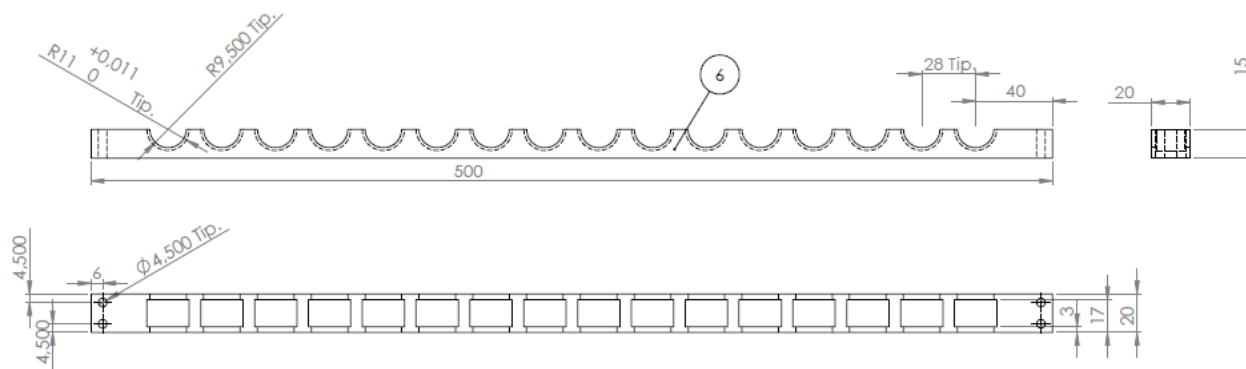


Figura A.9 - Exemplo de para rolamentos dos roletes.

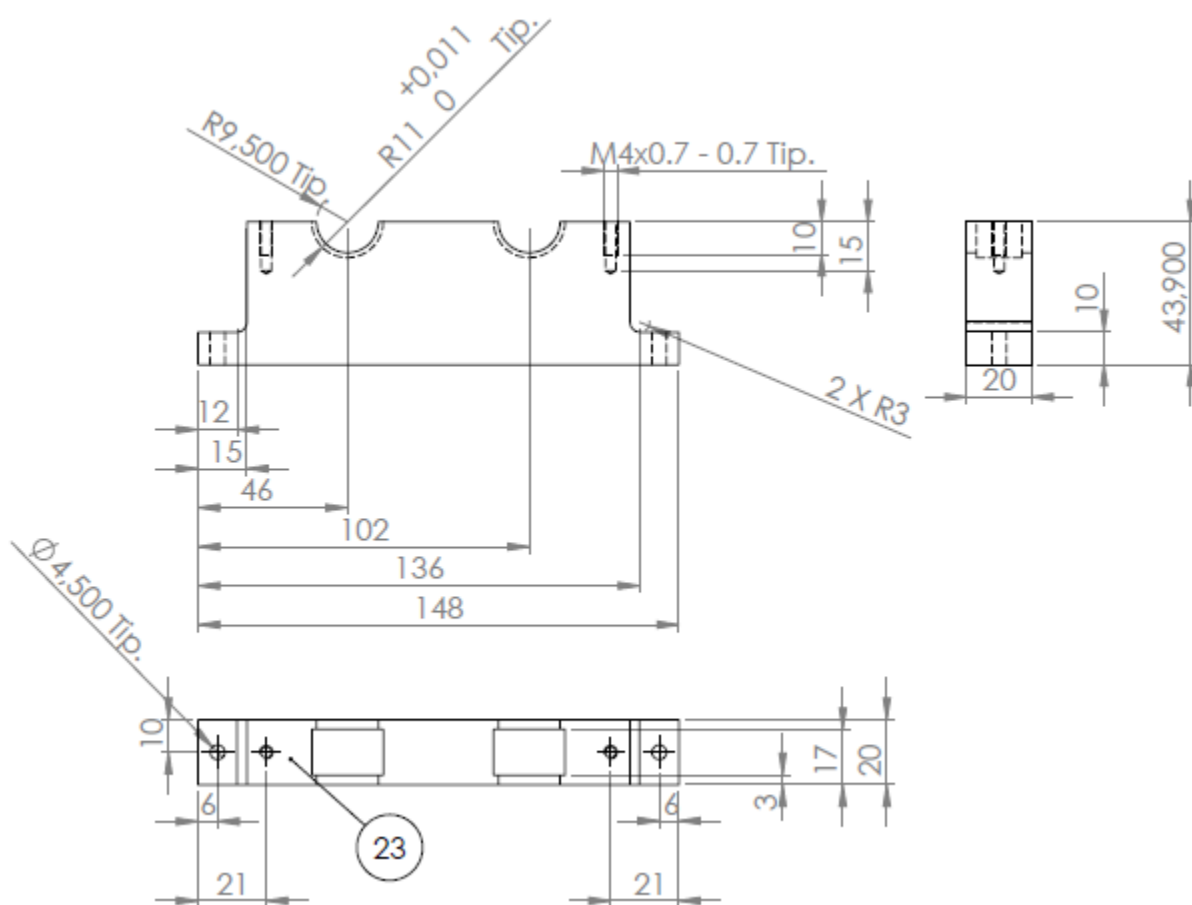


Figura A.10 - Exemplo de sede para rolamentos dos eixos para engrenagem de 36 dentes.

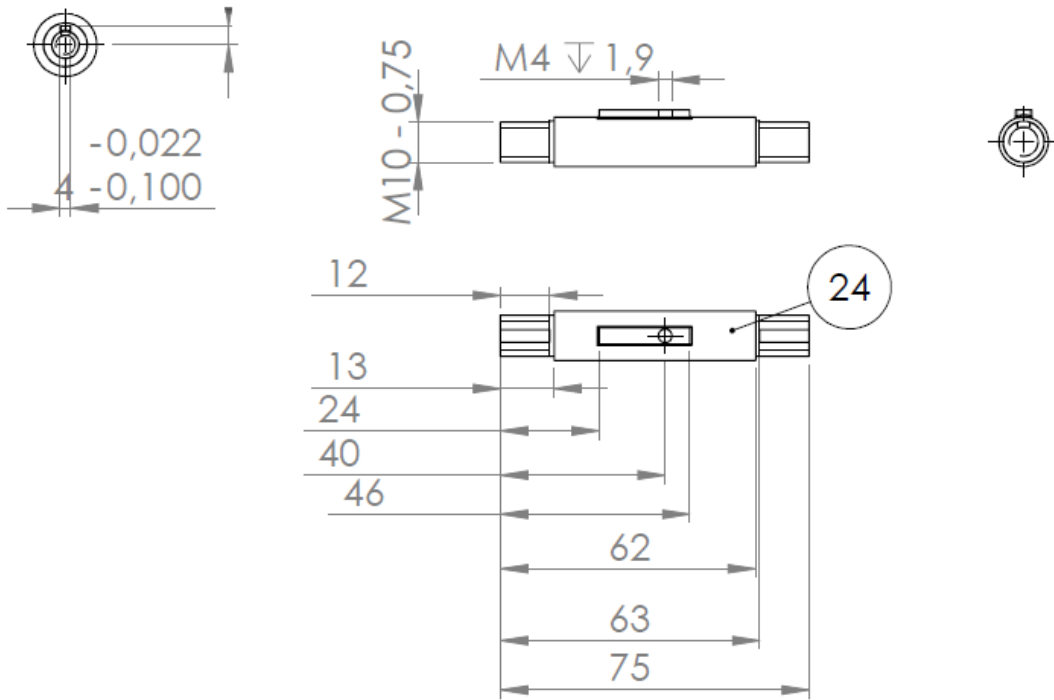


Figura A.11 - Um dos eixos para engrenagem.