

Teresa Natacha Portugal Cruz Figueira de Faria

PROJETO E CONSTRUÇÃO DAS RODAS DA FRENTE E DA RODA TRASEIRA DE UM VEÍCULO AUTOMÓVEL DE ELEVADO DESEMPENHO ENERGÉTICO

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica
na Especialidade de Produção e Projeto

Setembro de 2014



UNIVERSIDADE DE COIMBRA



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto e Construção das Rodas da Frente e da Roda Traseira de um Veículo Automóvel de Elevado Desempenho Energético

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Autor

Teresa Natacha Portugal Cruz Figueira de Faria

Orientador

Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho
Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Setembro, 2014

“A melhor recompensa pelo trabalho duro não é o que se consegue por ele, mas
o que nos tornamos por causa dele.”

John Ruskin (Escritor)

Aos meus pais,
à minha irmã.

Agradecimentos

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas, às quais não posso deixar de prestar o meu reconhecimento e agradecimento:

Aos meus pais, Inês e Paulo, por fazerem de mim tudo aquilo que sou hoje, pela sua educação, orientação, compreensão, amor e amizade.

À minha irmã, por tudo o que ela representa na minha vida e por toda a energia positiva e amor que me transmite.

Ao orientador da dissertação, Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira, pela disponibilidade, orientação, por todo o conhecimento transmitido e pelo incentivo ao longo de todo o percurso deste trabalho.

Ao Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes pela disponibilidade que sempre demonstrou.

Aos meus avós, pelo amor e carinho.

Aos grandes amigos, amigos e colegas de curso, pelo apoio, amizade e incentivo nos momentos difíceis ao longo de todo o meu percurso.

A todos os docentes e colaboradores do Departamento de Engenharia Mecânica e da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra que direta ou indiretamente contribuíram para o meu sucesso.

A todos, muito obrigada.

Resumo

Este trabalho tem como objetivo o aumento da eficiência energética de um veículo automóvel de elevado desempenho energético, tendo como objeto de estudo o protótipo EV03i do Eco Veículo. O aumento da eficiência energética é conseguido com o projeto e a construção das rodas da frente e da roda traseira com menor massa, menor atrito aerodinâmico, menor atrito de rolamento, menor excentricidade, menor oscilação lateral e melhor equilíbrio dinâmico.

Este projeto foi desenvolvido ao longo de quatro fases. Numa primeira fase, foram determinadas as solicitações nas rodas e desenvolvido um conjunto de casos limite de esforços a que cada roda estaria sujeita. Na segunda fase, foi realizado um desenho conceptual de todos os elementos presentes na roda. A terceira fase foi dedicada ao desenho detalhado de todos os elementos presentes na roda, com as devidas alterações e melhoramentos. A quarta fase, consistiu na análise estrutural por elementos finitos dos componentes do sistema e na otimização da sua geometria.

A análise de resultados permitiu concluir que a melhoria dos componentes foi bem sucedida, conseguindo diminuir os principais parâmetros em estudo nesta dissertação: a massa e o atrito de rolamento.

Palavras-chave: Veículo automóvel, Eficiência energética, Roda, Atrito de rolamento, Eco Veículo FCTUC.

Abstract

The main goal of this work is to increase the energy efficiency of a high energy efficiency vehicle, having as object of study the prototype Eco Veículo EV03i. The increase of energy efficiency is achieved with the design and construction of the front wheels and the rear wheel with lower mass, lower aerodynamic drag, lower rolling resistance, lower eccentricity, lower lateral oscillation and better dynamic balance.

This project was developed in four phases. The first one was dedicated to developed a set of limit cases to determine the efforts on the wheels. In the second stage was performed a conceptual design of all elements present in the wheels. The third phase was devoted to the detailed design of all elements present in the wheel, with the necessary changes and improvements. The last phase consisted of performing structural finite element analysis of the system components and on the optimization of its geometry.

The analysis results showed that the optimization of the components was successful, managing to reduce the main parameters studied in this thesis: the mass and rolling resistance.

Keywords Automotive vehicle, Energy efficiency, Wheel, Rolling resistance, Eco Veículo FCTUC

Índice

| | |
|---|----|
| Índice de Figuras | vi |
| Índice de Tabelas | x |
| Simbologia e Siglas | 1 |
| Simbologia..... | 1 |
| Simbologia grega..... | 7 |
| Siglas | 8 |
| 1. INTRODUÇÃO..... | 1 |
| 2. ESTADO DE ARTE E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... | 3 |
| 2.1. A roda | 3 |
| 2.2. Tampões da roda | 5 |
| 2.3. Cubo da roda | 6 |
| 2.4. Veio da roda..... | 6 |
| 2.5. Chumaceiras de rolamento..... | 7 |
| 2.6. Força de resistência ao rolamento | 9 |
| 2.7. Força de arrasto aerodinâmico | 10 |
| 2.8. Excentricidade e oscilação lateral..... | 11 |
| 2.9. Equilíbrio dinâmico | 12 |
| 2.10. Análise dos elementos finitos..... | 12 |
| 2.11. Materiais compósitos..... | 12 |
| 2.11.1. Propriedades mecânicas dos compósitos | 13 |
| 3. MELHORIA DA RODA..... | 16 |
| 3.1. Escolha da fibra de carbono, resina epoxídica e método de cálculo das propriedades mecânicas do compósito | 16 |
| 3.2. Cubo da roda | 19 |
| 3.3. Veio da roda..... | 21 |
| 3.4. Tampões da roda..... | 23 |
| 3.5. Rolamentos interior e exterior do cubo da roda..... | 25 |
| 3.6. Resultado final | 25 |
| 4. DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE ESTRUTURAL..... | 27 |
| 4.1. Esforços nas rodas | 27 |
| 4.1.1. Resultados da determinação dos esforços nas rodas | 29 |
| 4.2. Esforços nas chumaceiras de rolamento | 35 |
| 4.2.1. Resultados da determinação dos esforços nas chumaceiras de rolamento | 38 |
| 4.3. Verificação da área de colagem dos tampões da roda ao cubo da roda..... | 40 |
| 4.4. Dimensionamento estático | 42 |
| 4.4.1. Resultados do dimensionamento estático do cubo da roda frontal esquerda/direita..... | 43 |
| 4.4.2. Resultados do dimensionamento estático do veio da roda frontal esquerda/direita..... | 45 |

| | |
|---|----|
| 4.5. Dimensionamento à deformação angular dos apoios e determinação do momento de atrito dos rolamentos..... | 46 |
| 4.5.1. Resultados do dimensionamento à deformação angular nos apoios | 48 |
| 4.5.2. Determinação do momento de atrito | 50 |
| 4.5.3. Resultados da determinação do momento de atrito | 55 |
| 5. CONCLUSÕES | 56 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 57 |
| ANEXO A – Método de cálculo do momento de atrito da SKF | 60 |
| ANEXO B – Ficha técnica do aço de construção ligado IMPAX SUPREME da Ramada | 66 |
| ANEXO C – Propriedades da liga de alumínio 6061-T6 da Alu Stock | 68 |
| ANEXO D – Rolamentos interior e exterior do cubo das rodas frontais | 70 |
| ANEXO E – Parafusos de cabeça redonda M5x16 para fixação do disco do travão, da Unbrako | 71 |
| ANEXO F – Propriedades da fibra de carbono TORAYCA T300 da Toray | 73 |
| ANEXO G – Propriedades mecânicas da resina epoxídica SP115 da Gurit | 74 |
| ANEXO H – Propriedades mecânicas da fibra de carbono IM10 DA HEXTOW | 75 |
| ANEXO I – Propriedades mecânicas da resina epoxídica AMPREG 26 da Gurit..... | 76 |
| ANEXO J – Ninho de abelha NOMEX comercial da CEL Components | 77 |
| APÊNDICE A – Equações para a determinação dos esforços nas rodas | 78 |
| APÊNDICE B – Equações para a determinação dos esforços nas chumaceiras de rolamento do cubo das rodas frontais | 85 |
| APÊNDICE C – Dados introduzidos para o estudo das fibras de carbono | 87 |
| APÊNDICE D – Resultados das simulações para o dimensionamento estático do veio e do cubo das rodas frontais | 88 |
| APÊNDICE E – Resultados das simulações do cubo e do veio da roda para o dimensionamento à deformação angular nos apoios | 95 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 2.1. Evolução da roda (Hypescience)..... | 3 |
| Figura 2.2 - Perfil do aro do pneu Michelin 45-75R16 (Michelin)..... | 4 |
| Figura 2.3. Modelos (A): Super-9 Carbon Clincher Disc (ZIPP), (B): COMETE (MAVIC) e (C): JET Disc (HED)..... | 5 |
| Figura 2.4 Exemplo de uma roda partida da marca (ZIPP)..... | 5 |
| Figura 2.5. Modelos (A): DRACO universal da GOLDTEC (Mountain bike components), (B): <i>Lefty hub</i> da (CANNONDALE), (C): X0 da (SRAM) e (D): PLASMA da (SRAM, Iloper's Blog)..... | 6 |
| Figura 2.6. 3D do veio da roda atual..... | 7 |
| Figura 2.7. Vista explodida do modelo <i>Lefty hub</i> da marca (CANNONDALE)..... | 7 |
| Figura 2.8. Modelo de rolamento desenvolvido por Leonardo da Vinci (Santo Vito Rolamentos) e vista explodida de um rolamento atual da (Campagnolo)..... | 8 |
| Figura 2.9. Deformação do pneu, ao rolar (Michelin, 2003)..... | 9 |
| Figura 2.10. Protótipo XC20i do (Eco Veículo)..... | 11 |
| Figura 2.11. Distribuição da velocidade relativa do fluido quando as rodas estão tapadas (A) e descobertas (B)..... | 11 |
| Figura 2.12. Estrutura de um compósito hipoteticamente formado por camadas de fibra e camadas de matriz, submetido a um carregamento em condições de isodeformação (adaptada) (Smith, 1998)..... | 14 |
| Figura 2.13. Estrutura de um compósito hipoteticamente formado por camadas de fibra e camadas de matriz, submetido a um carregamento em condições de isotensão (Smith, 1998)..... | 15 |
| Figura 3.1. Cubo da roda atual..... | 19 |
| Figura 3.2. Desenho explicativo da colagem dos tampões da roda no cubo..... | 20 |
| Figura 3.3. Desenho explicativo da supressão do anel espaçador de disco..... | 20 |
| Figura 3.4. Novo cubo das rodas frontais..... | 20 |
| Figura 3.5. Veio da roda e sistema de fixação do cubo ao veio (atual): (A) Espaçador de disco; (B) Anilha de fixação do anel interno do rolamento interior; (C) Anilha de fixação do anel externo do rolamento interior; (D) Rolamento interior; (E) Veio da roda; (F) Rolamento exterior; (G) Anilha de fixação do anel externo do rolamento exterior; (H) Anilha de fixação no anel interno do rolamento exterior; (I) Porca de fixação do veio da roda..... | 21 |
| Figura 3.6. Novo veio da roda e sistema de fixação do cubo ao veio: (A) Anilha de fixação do anel interno do rolamento interior; (B) Anilha de fixação do anel externo do | |

| | |
|---|----|
| rolamento interior; (C) Rolamento interior; (D) Veio da roda; (E) Rolamento exterior; (F) Anilha de fixação do anel interno do rolamento exterior; (G) Rosca de fixação do anel externo do rolamento exterior; H) Porca de fixação do veio da roda. | 21 |
| Figura 3.7. Modificação final do veio da roda e sistema de fixação do cubo ao veio: (A) Anilha de fixação do anel externo do rolamento interior; (B) Rolamento interior (C) Veio da roda; (D) Rolamento exterior; (E) Parafuso de fixação do veio e do anel interno do rolamento interior; (F) Rosca de fixação do anel externo do rolamento exterior. | 22 |
| Figura 3.8. Novo veio da roda e sistema de fixação do cubo ao veio. | 22 |
| Figura 3.9. Perfis de roda (L, U e V) estudados por Santin <i>et al.</i> (2007). | 23 |
| Figura 3.10. Exemplo de uma roda com 16 secções de laminados (Santin <i>et al.</i> , 2007) | 23 |
| Figura 3.11. Exemplo de uma ranhura para a insuflação do pneu (Polyjoule). | 24 |
| Figura 3.12. Novos tampões das rodas: Sem aro (A) e com aro (B). | 24 |
| Figura 3.13. Pormenor da fixação dos tampões da roda ao aro e da ranhura para a insuflação do pneu. | 25 |
| Figura 3.14. Perspetivas e vista explodida da nova roda frontal. | 26 |
| Figura 4.1. Diagrama do corpo livre (veículo). | 28 |
| Figura 4.2. Representação esquemática de uma lomba do tipo sinusoidal com referência à zona de estudo. | 29 |
| Figura 4.3. Diagrama do corpo livre (roda frontal direita). | 36 |
| Figura 4.4. Diagrama do corpo livre (roda frontal esquerda). | 36 |
| Figura 4.5. Esboço da manga de eixo do veículo (dimensões em mm). | 37 |
| Figura 4.6. Representação do sistema de eixos arbitrado (E) e o do programa (F). | 43 |
| Figura 4.7. Representação das restrições aplicadas no cubo da roda frontal. | 43 |
| Figura 4.8. Representação do local das forças aplicadas no cubo da roda frontal. | 43 |
| Figura 4.9. Tensão máxima de Von Mises no cubo da roda frontal, para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento”..... | 44 |
| Figura 4.10. Deslocamento máximo do cubo da roda frontal, para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento”..... | 44 |
| Figura 4.11. Representação do local das restrições aplicadas no veio da roda frontal. | 45 |
| Figura 4.12. Representação do local das forças aplicadas no veio da roda frontal. | 45 |
| Figura 4.13. Tensão máxima de Von Mises no veio da roda frontal esquerda. | 46 |
| Figura 4.14. Deslocamento máximo do veio da roda frontal esquerda. | 46 |
| Figura 4.15. Esboço da deformação angular dos rolamentos exterior e interior, para o veio e o cubo da roda. | 47 |
| Figura 4.16. Deformação do veio da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda esquerda: Veículo a travar e a curvar para a direita”. | 49 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.17. Deformação do cubo da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda esquerda: Veículo a travar e a curvar para a direita” . | 49 |
| Figura A.1. Equações para o cálculo da variável de atrito de rolamento (<i>Rolling friction variable</i>) e da variável de atrito de escorregamento (<i>Sliding frictional variable</i>), para rolamentos rígidos de esferas (<i>Deep groove ball bearings</i>), da (SKF). | 60 |
| Figura A.2. Valores para as constantes geométricas para momentos de atrito de rolamento e de escorregamento (SKF). | 61 |
| Figura A.3. Estimativa da viscosidade cinemática mínima, ν_1 mm ² s, à temperatura de serviço [°C] (SKF). | 62 |
| Figura A.4. Conversão para a viscosidade cinemática, ν mm ² s, à temperatura de serviço °C (SKF). | 62 |
| Figura A.5. Representação do nível de óleo, num banho de óleo (SKF). | 63 |
| Figura A.6. Variação de VM em função do nível de óleo (SKF). | 64 |
| Figura A.7. Valores da constante de geometria, K_z (SKF). | 65 |
| Figura B.1. Ficha técnica do aço de construção ligado IMPAX SUPREME (Ramada). | 66 |
| Figura B.2. Propriedades mecânicas e térmicas do aço de construção ligado IMPAX SUPREME (Ramada). | 67 |
| Figura C.1. Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6061-T6 (imagem adaptada de (Alu Stock)). | 68 |
| Figura C.2. Composição química da liga de alumínio 6061-T6 (figura adaptada do capítulo 11, p.41) (Alu Stock). | 69 |
| Figura C.3. Propriedades físicas típicas da liga de alumínio 6061-T6 (figura adaptada do capítulo 11, p.41) (Alu Stock). | 69 |
| Figura D.1. Dados técnicos do rolamento interior do cubo da rodas frontais – Rolamento rígido de esferas 61804 (SKF). | 70 |
| Figura D.2. Dados técnicos do rolamento exterior do cubo da rodas frontais – Rolamento rígido de esferas 61902 (SKF). | 70 |
| Figura E.1. Parafusos de cabeça redonda M5x16 para fixação do disco de travão (UNBRAKO). | 71 |
| Figura E.2. Dimensões dos parafusos de cabeça redonda M5x16 para fixação do disco de travão, da (UNBRAKO). | 72 |
| Figura F.1. Propriedades da fibra de carbono TORAYCA T300 da (TORAY). | 73 |
| Figura G.1. Propriedades mecânicas da resina epoxídica SP115 da (Gurit). | 74 |
| Figura H.1. Propriedades da fibra de carbono IM10 da (HEXTOW). | 75 |
| Figura I.1. Propriedades mecânicas da resina epoxídica AMPREG 26 da (Gurit). | 76 |
| Figura J.1. Propriedades mecânicas do ninho de abelha NOMEX comercial (CELComponents). | 77 |

| | |
|--|----|
| Figura Ap-D.1. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda” | 89 |
| Figura Ap-D.2. Deslocamento máximo para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda” | 89 |
| Figura Ap-D.3. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento” | 90 |
| Figura Ap-D.4. Deslocamento máximo para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento” | 90 |
| Figura Ap-D.5. Tensão máxima de <i>Von Mises</i> para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a esquerda” | 90 |
| Figura Ap-D.6. Deslocamento máximo para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a esquerda” | 91 |
| Figura Ap-D.7. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a direita” | 92 |
| Figura Ap-D.8. Deslocamento máximo para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a direita” | 93 |
| Figura Ap-D.9. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento” | 93 |
| Figura Ap-D.10. Deslocamento máximo para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento” | 93 |
| Figura Ap-D.11. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita” | 94 |
| Figura Ap-D.12. Deslocamento máximo para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita” | 94 |
| Figura Ap-E.1. Deformação do veio da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a direita” | 96 |
| Figura Ap-E.2. Deformação do cubo da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a direita” | 96 |
| Figura Ap-E.3. Deformação do veio da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda” | 96 |
| Figura Ap-E.4. Deformação do cubo da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda” | 97 |
| Figura Ap-E.5. Deformação do veio da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a esquerda” | 98 |
| Figura Ap-E.6. Deformação do cubo da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a esquerda” | 98 |

ÍNDICE DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 3.1. Propriedades das fibras de carbono com maior deformação. | 16 |
| Tabela 3.2. Dados introduzidos para a escolha da resina epoxídica para o compósito. | 16 |
| Tabela 3.3. Dados introduzidos para o cálculo das propriedades mecânicas do compósito. | 17 |
| Tabela 3.4. Estudo comparativo das propriedades mecânicas de vários compósitos. | 18 |
| Tabela 3.5. Comparação do peso da roda, antes e depois da sua modificação. | 26 |
| Tabela 4.1. Dados introduzidos para o cálculo dos esforços das rodas. | 29 |
| Tabela 4.2. Resultados da determinação da força de resalto. | 31 |
| Tabela 4.3. Resultados do estudo da situação “Veículo a andar em linha reta”. | 31 |
| Tabela 4.4. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar em linha reta”. | 32 |
| Tabela 4.5. Resultados do estudo da situação “Veículo a curvar para a esquerda”. | 32 |
| Tabela 4.6. Resultados do estudo da situação “Veículo a curvar para a direita”. | 33 |
| Tabela 4.7. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a esquerda”. | 33 |
| Tabela 4.8. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a direita”. | 34 |
| Tabela 4.9. Resultados do estudo da situação “Veículo travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento”. | 34 |
| Tabela 4.10. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento”. | 35 |
| Tabela 4.11. Localização da roda e dos rolamentos interior e exterior do cubo da roda. ... | 37 |
| Tabela 4.12. Resultados da determinação dos esforços nos rolamentos da roda frontal direita, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 6 g. | 38 |
| Tabela 4.13. Resultados da determinação dos esforços nos rolamentos da roda frontal direita, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 1 g. | 38 |
| Tabela 4.14. Resultados da determinação dos esforços nos rolamentos da roda frontal esquerda, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 6 g. | 39 |
| Tabela 4.15. Resultados da determinação dos esforços nos rolamentos da roda frontal esquerda, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 1 g. | 39 |
| Tabela 4.16. Dados introduzidos para a verificação da área de colagem dos tampões da roda ao cubo da roda (arredondados às centésimas). | 41 |
| Tabela 4.17. Ângulos de adaptação em minutos (Catálogo FAG - WL 41 520/3 PB). | 47 |

| | |
|---|----|
| Tabela 4.18. Dados introduzidos para a determinação do momento de atrito de escorregamento..... | 51 |
| Tabela 4.19. Dados introduzidos para a determinação do momento de atrito de rolamento..... | 53 |
| Tabela 4.20. Dados introduzidos para a determinação do momento de atrito de perdas por arrasto..... | 54 |
| Tabela 4.21. Resultados da determinação do momento de atrito do rolamento exterior no estado atual (61804) e no estado modificado (61902). | 55 |
| Tabela 4.22. Comparação do momento de atrito do rolamento exterior para os estados: atual e modificado. | 55 |
| Tabela Ap-C.1. Dados introduzidos para a comparação das fibras de carbono e valores de extensão das fibras de carbono em estudo, organizados por ordem decrescente. . | 87 |
| Tabela Ap-D.1. Resultados da simulação do cubo da roda frontal direita (resultados arredondados às milésimas)..... | 88 |
| Tabela Ap-D.2. Resultados da simulação do cubo da roda frontal esquerda (resultados arredondados às milésimas)..... | 88 |
| Tabela Ap-D.3. Resultados da simulação do veio da roda frontal direita (resultados arredondados às centésimas). | 91 |
| Tabela Ap-D.4. Resultados da simulação do veio da roda frontal esquerda (resultados arredondados às centésimas). | 92 |
| Tabela Ap-E.1. Resultados da deformação angular nos apoios do cubo e do veio da roda frontal direita (arredondados às centésimas). | 95 |
| Tabela Ap-E.2. Resultados do dimensionamento à deformação angular nos apoios do cubo e do veio da roda frontal direita (arredondados às centésimas). | 95 |
| Tabela Ap-E.3. Resultados da deformação angular nos apoios do cubo e do veio da roda frontal esquerda (arredondados às centésimas). | 97 |
| Tabela Ap-E.4. Resultados do dimensionamento à deformação angular nos apoios do cubo e do veio da roda frontal esquerda (arredondados às centésimas). | 97 |
| Tabela Ap-E.5. Verificação dos ângulos de adaptação. | 98 |

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

a – Via, distância entre as duas rodas frontais do eixo do veículo [m]

a_{vertical} – Aceleração vertical [m/s^2]

A – Área [m^2]

C – Comprimento da lomba/ressalto [m]

C_0 – Carga estática do rolamento [kN]

d – Diâmetro do anel interno do rolamento [mm]

D – Diâmetro do anel externo do rolamento [mm]

D_{ext} – Diâmetro exterior da flange do cubo da roda frontal direita/esquerda [m]

D_{int} – Diâmetro interior da flange do cubo da roda direita/esquerda [m]

d_m – Diâmetro médio do rolamento [mm]

E – Centro do rolamento principal exterior do cubo da roda frontal direita/esquerda

E_c – Módulo de elasticidade do compósito [GPa]

E_f – Módulo de elasticidade da fibra [GPa]

E_m – Módulo de elasticidade da matriz [GPa]

$E_{\text{máx}}$ – Energia absorvida no limite elástico, por unidade de volume [GPa]

F – Força aplicada [N]

F_a – Força axial [N]

F_C – Força centrífuga [N]

F_c – Força aplicada ao provete do compósito [N]

F_f – Força aplicada nas camadas de fibra [N]

F_m – Força aplicada nas camadas da matriz [N]

F_R – Força radial [N]

f_R – Coeficiente de resistência ao rolamento do pneu

F_{RR} – Força de resistência ao rolamento [N]

F_{ressalto} – Força de ressalto [N]

F_T – Força de travagem [N]

$F_{x,RFE}$ – Força segundo x que atua na roda da frente esquerda [N]

$F_{x,RFD}$ – Força segundo x que atua na roda da frente direita [N]

$F_{x,ROLe,RFD}$ – Força segundo x que o rolamento principal exterior do cubo da roda frontal direita exerce no cubo da roda frontal direita [N]

$F_{x,ROLe,RFE}$ – Força segundo x que o rolamento principal exterior do cubo da roda frontal esquerda exerce no cubo da roda frontal esquerda [N]

$F_{x,ROLi,RFD}$ – Força segundo x que o rolamento principal interior do cubo da roda frontal direita exerce no cubo da roda frontal direita [N]

$F_{x,ROLi,RFE}$ – Força segundo x que o rolamento principal interior do cubo da roda frontal esquerda exerce no cubo da roda frontal esquerda [N]

$F_{x,RT}$ – Força segundo x que atua na roda traseira [N]

$F_{y,RFE}$ – Força segundo y que atua na roda da frente esquerda [N]

$F_{y,RFD}$ – Força segundo y que atua na roda da frente direita [N]

$F_{y,ROLe,RFD}$ – Força segundo y que o rolamento principal exterior do cubo da roda frontal direita exerce no cubo da roda frontal direita [N]

$F_{y,ROLe,RFE}$ – Força segundo y que o rolamento principal exterior do cubo da roda frontal esquerda exerce no cubo da roda frontal esquerda [N]

$F_{y,ROLi,RFD}$ – Força segundo y que o rolamento principal interior do cubo da roda frontal direita exerce no cubo da roda frontal direita [N]

$F_{y,ROLi,RFE}$ – Força segundo y que o rolamento principal interior do cubo da roda frontal esquerda exerce no cubo da roda frontal esquerda [N]

$F_{y,RT}$ – Força segundo y que atua na roda traseira [N]

$F_{z,RFE}$ – Força segundo z que atua na roda da frente esquerda [N]

$\sum F_{z,RFE(total)}$ – Somatório das forças segundo z que atuam na roda da frente esquerda (“Situação veículo a andar em linha reta”+”Situação veículo a travar”+”Situação veículo a curvar”) [N]

$F_{z,RFD}$ – Força segundo z que atua na roda da frente direita [N]

$\sum F_{z,RFD(total)}$ – Somatório das forças segundo z que atuam na roda da frente direita (“Situação veículo a andar em linha reta”+”Situação veículo a travar”+”Situação veículo a curvar”) [N]

$F_{z,ROLe,RFD}$ – Força segundo z que o rolamento principal exterior do cubo da roda frontal direita exerce no cubo da roda frontal direita [N]

$F_{z,ROLe,RFE}$ – Força segundo z que o rolamento principal exterior do cubo da roda frontal esquerda exerce no cubo da roda frontal esquerda [N]

$F_{z,ROLi,RFD}$ – Força segundo z que o rolamento principal interior do cubo da roda frontal direita exerce no cubo da roda frontal direita [N]

$F_{z,ROLi,RFE}$ – Força segundo z que o rolamento principal interior do cubo da roda frontal esquerda exerce no cubo da roda frontal esquerda [N]

$F_{z,RT}$ – Força segundo z que atua na roda traseira [N]

$\sum F_{z,RT(total)}$ – Somatório das forças segundo z que atuam na roda traseira (“Situação veículo a andar em linha reta”+”Situação veículo a travar”+”Situação veículo a curvar”) [N]

G – Aceleração vertical em g

g – Aceleração normal da gravidade [9,80665 m/s²]

G_{sl} – Variável de atrito de escorregamento

G_{rr} – Variável de atrito de rolamento

h – Altura da lomba/ressalto [m]

$h_{máx}$ – Altura máxima da lomba/ressalto [m]

h_{1C} – Deformação do apoio do rolamento interior, no cubo da roda provocado pelas forças que atuam no rolamento interior [mm]

h_{2C} – Deformação do apoio do rolamento exterior, no cubo da roda provocado pelas forças que atuam no rolamento exterior [mm]

h_{1V} – Deformação do apoio do rolamento interior, no veio da roda provocado pelas forças que atuam no rolamento interior [mm]

h_{2V} – Deformação do apoio do rolamento exterior, no veio da roda provocado pelas forças que atuam no rolamento exterior [mm]

I – Centro do rolamento principal interior do cubo da roda frontal direita/esquerda

i_{rw} – Número de carreiras de esferas do rolamento

K_{ball} – Constante relacionada com o rolamento rígido de esferas

K_{rs} – Constante de reabastecimento/privação (*the replenishment/starvation constant*)

K_Z – Constante relacionada com a geometria do rolamento

L – Entre-eixo, distância entre o eixo frontal e o eixo traseiro do veículo [m]

l_{1C} – Distância entre o rolamento interior do veio da roda e a manga de eixo [mm]

l_{2C} – Distância entre o rolamento interior e o exterior (no cubo da roda) [mm]

l_{1V} – Distância entre o rolamento interior e a manga de eixo [mm]

l_{2V} – Distância entre o rolamentos interior e exterior (no veio da roda) [mm]

m – Massa total do veículo [kg]

M – Momento de atrito total [N·mm]

m_c – Massa de um corpo [kg]

M_{drag} – Momento de atrito por arrasto [N·mm]

M_{rr} – Momento de atrito de rolamento [N·mm]

M_{sl} – Momento de atrito de escorregamento [N·mm]

M_{seal} – Momento de atrito dos vedantes [N·mm]

$M_x^{(a)}$ – Momento em torno de x , relativamente à roda da frente direita [N·m]

$M_x^{(b)}$ – Momento em torno de x , relativamente à roda da frente esquerda [N·m]

M_x^E – Momento em torno de x , relativamente ao rolamento principal exterior do cubo da roda frontal direita/esquerda [N·m]

M_x^I – Momento em torno de x , relativamente ao rolamento principal interior do cubo da roda frontal direita/esquerda [N·m]

$M_y^{(a)}$ – Momento em torno de y , relativamente à roda da frente direita [N·m]

$M_y^{(b)}$ – Momento em torno de y , relativamente à roda da frente esquerda [N·m]

$M_z^{(a)}$ – Momento em torno de z , relativamente à roda da frente direita [N·m]

$M_z^{(b)}$ – Momento em torno de z , relativamente à roda da frente esquerda [N·m]

M_z^E – Momento em torno de z , relativamente ao rolamento principal exterior do cubo da roda frontal direita/esquerda [N·m]

M_z^I – Momento em torno de z , relativamente ao rolamento principal interior do cubo da roda frontal direita/esquerda [N·m]

n – Coeficiente de segurança

O – Origem do sistema de eixos

P – Peso total do veículo (condutor + veículo) [N]

R – Raio de viragem ou Raio da curva [m]

RFD – Ponto de contacto da roda direita com o solo

RFE – Ponto de contacto da roda esquerda com o solo

R_1 – Constante geométrica do momento de atrito de rolamento

R_2 – Constante geométrica do momento de atrito de rolamento

S – Posição final [m]

-
- S_0 – Posição inicial [m]
- S_1 – Constante geométrica do momento de atrito de escorregamento
- S_2 – Constante geométrica do momento de atrito de escorregamento
- t – Tempo [s]
- v – Velocidade do veículo [m/s]
- V – Volume [m³]
- V_f – Fração de volume de fibra
- V_m – Fração de volume da matriz
- V_M – Variável função do nível de óleo
- v_0 – Velocidade inicial [m/s]
- v_r – Velocidade de rotação [rpm]
- x_{CG} – Posição segundo x do centro de gravidade [m]
- y_{CG} – Posição segundo y do centro de gravidade [m]
- y_E – Posição segundo y do centro do rolamento principal exterior do cubo da roda frontal direita/esquerda [m]
- y_I – Posição segundo y do centro do rolamento principal interior do cubo da roda frontal direita [m]
- y_R – Posição segundo y do ponto de contacto da roda frontal direita/esquerda com o solo [m]
- z_{CG} – Posição segundo z do centro de gravidade [m]
- z_E – Posição segundo z do centro do rolamento principal exterior do cubo da roda frontal direita/esquerda [m]
- z_I – Posição segundo z do centro do rolamento principal interior do cubo da roda frontal direita/esquerda [m]
- z_R – Posição segundo z do ponto de contacto da roda frontal direita/esquerda com o solo [m]
-

Simbologia grega

α_{1C} – Ângulo de adaptação do rolamento interior, no cubo da roda [min]

α_{2C} – Ângulo de adaptação do rolamento exterior, no cubo da roda [min]

α_{1V} – Ângulo de adaptação do rolamento interior, no veio da roda [min]

α_{2V} – Ângulo de adaptação do rolamento exterior, no veio da roda [min]

Δx – Deslocamento [m]

Δt – Variação do tempo [s]

ε_c – Deformação do compósito

ε_f – Deformação da fibra

ε_m – Deformação da matriz

μ – Coeficiente de atrito estático

μ_{bl} – Coeficiente de atrito em lubrificação limite (*Boundary Lubrification*)

μ_{EHL} – Coeficiente de atrito de escorregamento em condições de lubrificação mista (*Elasto Hydrodynamic Lubrification*)

μ_{sl} – Coeficiente de atrito de escorregamento

$\rho_{\text{compósito}}$ – Massa volúmica do material compósito [g/cm³]

ρ_{fibra} – Massa volúmica da fibra [g/cm³]

ρ_{matriz} – Massa volúmica da matriz [g/cm³]

σ – Tensão aplicada [MPa]

σ_{adm} – Tensão admissível [MPa]

σ_c – Resistência à tração do compósito [MPa]

σ_{ced} – Tensão de cedência [MPa]

σ_f – Resistência à tração da fibra [MPa]

σ_m – Resistência à tração da matriz [MPa]

σ_R – Tensão de rotura [MPa]

τ – Tensão de corte [MPa]

ν_c – Viscosidade cinemática do lubrificante [mm^2/s]

ν_1 – Viscosidade cinemática mínima do lubrificante [mm^2/s]

φ_{bl} – Fator de ponderação para a equação do coeficiente de atrito de escorregamento

φ_{ish} – Fator de redução por aquecimento por corte na entrada (*Inlet shear heating reduction factor*)

φ_{rs} – Fator de redução de reabastecimento/privação cinemático (*Kinematic replenishment/starvation reduction factor*).

Siglas

CG – Centro de gravidade

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

FEV – Fuel Economy Vehicle

ISO – International Organization for Standardization

DIN – Deutsches Institut für Normung (German Institute for Standardization).

1. INTRODUÇÃO

Nos dias de hoje, o petróleo ou “ouro negro”, como é vulgarmente apelidado, está implicitamente ligado aos elementos indicadores da estabilidade mundial, sendo a energia principal que move vários setores da economia, estando os mesmos dependentes do custo desta matéria-prima.

Dada a conjuntura atual e a preocupação crescente com o meio ambiente, a procura de soluções mais sustentáveis e ecológicas tem crescido exponencialmente.

No ramo automóvel, são cada vez mais as marcas que optam por soluções “*eco-friendly*”, como é o caso dos veículos híbridos, que combinam a utilização de um motor de combustão interna, normalmente a gasolina com um motor elétrico, procurando reduzir os consumos e as emissões de poluentes.

De modo a incentivar o estudo de soluções para veículos mais eficientes, surgiu em França, no ano de 1985, a competição *Shell Eco-Marathon* que tem como objetivo o desenvolvimento de um veículo que consuma o mínimo de combustível possível, percorrendo uma determinada distância no circuito, a uma velocidade média de 25 km/h. O vencedor da prova será aquele que percorra uma dada distância com a menor quantidade de energia consumida (Santin, et al., 2007) (Eco Veículo) (Shell).

O objeto de estudo desta dissertação é o Eco Veículo, projeto desenvolvido por uma equipa constituída por professores e alunos, maioritariamente do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra (DEM), em parceria com algumas instituições e que participa nestas competições desde 1998. Ao longo dos anos tem vindo a melhorar os seus resultados, tendo alcançado várias vitórias, entre as quais o primeiro lugar na *Shell Eco-Marathon Youth Challenge UK 2010*, na categoria de protótipos a gasolina, tendo percorrido o equivalente a 2427 km com apenas um litro de combustível, tendo também estabelecido um novo record ibérico absoluto na *Shell Eco-Marathon Europe 2011*, ao percorrer o equivalente a 2568 km com apenas um litro de combustível, obtendo o terceiro lugar na classificação geral da prova (Eco Veículo).

Este projeto surge pela necessidade de melhorar o desempenho do Eco Veículo, tendo em vista dois objetivos principais: a diminuição do peso do veículo e a diminuição do atrito de rolamento, através da modificação dos componentes das rodas frontais e traseira do mesmo, encontrando-se dividido em cinco capítulos. O capítulo I é dedicado ao enquadramento do tema. No capítulo II apresenta-se o estado de arte, isto é, uma pesquisa sobre os equipamentos existentes no mercado que poderão servir de base para a modificação dos componentes da roda, bem como uma breve revisão de conceitos que irão ser abordados ao longo do presente trabalho. No capítulo III apresentam-se as melhorias efetuadas na roda. No capítulo IV apresentam-se os resultados da análise estrutural e do dimensionamento dos componentes melhorados. Por fim, no capítulo V, são expostas as principais conclusões decorrentes do trabalho realizado e proposto trabalho futuro.

2. ESTADO DE ARTE E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Antes de dar início ao desenvolvimento do trabalho foi realizada uma pesquisa com o intuito de perceber os equipamentos existentes no mercado que poderiam ser implementados no projeto, como soluções possíveis para a modificação das rodas frontais e traseira do Eco Veículo, bem como uma breve revisão bibliográfica, a fim de explorar alguns conceitos que foram estudados ao longo do mesmo.

Neste capítulo pretende-se dar uma maior importância às peças que sofreram melhoramentos.

2.1. A roda

A roda é considerada como uma das mais importantes e antigas invenções da humanidade (o vestígio mais antigo do uso da roda em “veículos” remonta ao ano de 3500 a.C (Origem das Coisas)). A sua evolução, ao nível da matéria-prima e da geometria, surge da necessidade de adaptação às novas realidades, quer em termos económicos, quer em termos estéticos. As primeiras rodas eram construídas em madeira e numa estrutura maciça (Origem das Coisas). Hoje em dia os materiais utilizados são mais leves e resistentes (ligas alumínio/silício e compósitos de fibra de carbono/*epoxy*) e a sua geometria pode variar entre *spoke wheels* (rodas com raios) e *disc wheels* (rodas lenticulares, sem raios), de acordo com a sua utilização. Na Figura 2.1 pode-se observar a evolução da roda ao longo dos tempos (Hypescience).



Figura 2.1. Evolução da roda (Hypescience).

As rodas têm uma elevada importância no desempenho de um veículo de elevado desempenho energético (também conhecido como FEV – *Fuel Economy Vehicle*), pois a sua geometria e peso são essenciais para a obtenção de bons resultados.

Santin *et al.* (2007), referem que esses resultados são alcançados pelo desafio da construção de rodas que sejam leves (rodas mais leves conduzem a uma diminuição no arrasto do pneu e consecutivamente a um menor consumo de combustível), aerodinâmicas o suficiente, de modo a minimizar as perdas de energia devidas à sua rotação, rígidas o suficiente para permitir que os pneus estejam na posição correta de modo a minimizar o arrasto do pneu, geometricamente precisas para evitar vibrações e compatíveis com pneus sem câmara de ar (*tubeless tires*, em inglês).

Atualmente o Eco Veículo é constituído por três rodas com raios (duas frontais e uma traseira), com pneus sem câmara de ar (*tubeless tire*), Michelin 45-75R16 (Figura 2.2), que segundo Santin *et al.* (2007) é o melhor pneu disponível para FEV's, de acordo com dados técnicos fornecidos pela Michelin.

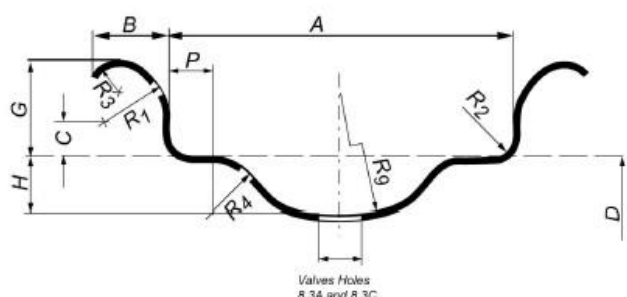


Figura 2.2 - Perfil do aro do pneu Michelin 45-75R16 (Michelin).

Uma roda é constituída por diversos componentes, tais como: aro, pneu, tampões, cubo, chumaceiras de rolamento, veio, manga de eixo, disco de travão e diversos elementos de fixação ou posicionamento, tais como anilhas, porcas e parafusos.

A melhoria da roda passou pela modificação da geometria e do material de alguns dos seus componentes, de modo a obter soluções mais leves e compactas, tendo como referência alguns modelos de rodas lenticulares para bicicletas, das marcas ZIPP (A), MAVIC (B) e HED (C), apresentados na Figura 2.3.



Figura 2.3. Modelos (A): Super-9 Carbon Clincher Disc (ZIPP), (B): COMETE (MAVIC) e (C): JET Disc (HED).

2.2. Tampões da roda

Cada roda tem dois tampões (interior e exterior), que contribuem para o apoio estrutural da mesma e o aumento do desempenho aerodinâmico do veículo (dependendo da geometria dos tampões, o valor do arrasto aerodinâmico poderá ser minorado). São fixos em dois componentes da roda: no aro e no cubo.

Atualmente, os tampões são colados nas flanges do cubo da roda, do lado de fora e colados ao aro com fita adesiva, tendo apenas uma função aerodinâmica.

A melhoria destes dois componentes passou por uma mudança no material e na geometria, de modo a que estes desempenhem, ao contrário dos atuais, uma função estrutural. Para tal, será necessária uma estrutura que preencha o espaço vazio entre os tampões, que evite a sua flambagem e resista aos esforços cortantes, conferindo-lhes rigidez e não permitindo que se desloquem. Na Figura 2.4 pode-se observar uma roda partida e respetivo preenchimento, que neste caso, foi feito com ninho de abelha (*honeybomb*).

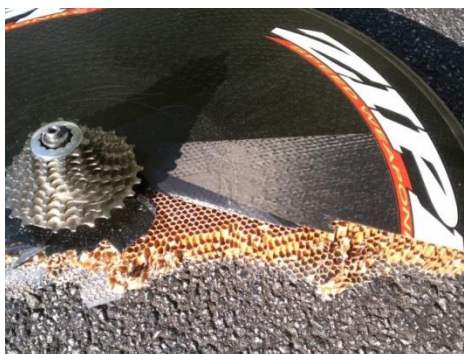


Figura 2.4 Exemplo de uma roda partida da marca (ZIPP).

2.3. Cubo da roda

O cubo é o elemento central da roda, onde são fixados os rolamentos. É a ligação da roda ao eixo e ao disco de travão e a sua função é a de manter a roda a girar livremente, mantendo-a conectada ao veículo, sendo a única parte que segura as rodas ao mesmo (Slideshare) (Auto Peças Online).

No caso de veículos automóveis, são geralmente fabricados em aço estampado ou em ligas leves fundidas (fundição injetada) e em bicicletas, em ligas de alumínio. Atualmente, o cubo das rodas frontais utilizado no Eco Veículo é o modelo DRACO universal, da GOLDTEC (A) e o cubo da roda traseira é o modelo PLASMA da SRAM (D), que se observa na Figura 2.5

Pretende-se melhorar este cubo, de forma a que fique mais leve, compacto e com uma geometria que permita a colagem dos tampões da roda no lado de dentro das flanges, tanto na parte interior como na parte exterior do cubo. A pesquisa para a modificação deste componente baseou-se em modelos de cubos para bicicleta das marcas CANNONDALE (B) e SRAM (C), apresentados na Figura 2.5.

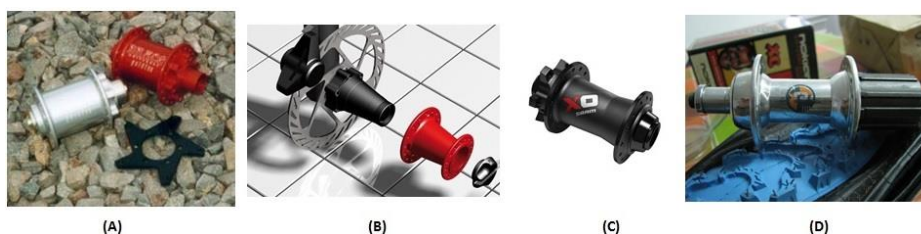


Figura 2.5. Modelos (A): DRACO universal da GOLDTEC (**Mountain bike components**), (B): *Lefty hub* da (**CANNONDALE**), (C): X0 da (**SRAM**) e (D): PLASMA da (**SRAM, Iloper's Blog**).

2.4. Veio da roda

De acordo com Branco *et al.* (2005) a designação de veio é aplicada a elementos de máquinas, geralmente de secção circular, que podem ser estacionários ou rotativos e transmitem potências. Podem ser solicitados à torção, flexão e tração/compressão. São apoiados em chumaceiras de rolamento ou escorregamento, que exigem uma montagem com uma tolerância apertada.

Os materiais preferenciais para o fabrico de veios, sempre que se pretenda minimizar as deflexões, são os de elevado módulo de elasticidade, sendo o aço o material mais utilizado. Em alguns casos particulares, o ferro fundido também pode ser aplicado.

O veio da roda atual, presente na Figura 2.6, foi construído nos laboratórios do DEM e o seu material é o aço de construção ligado, IMPAX SUPREME (Ramada), cuja ficha técnica é apresentada no anexo B.

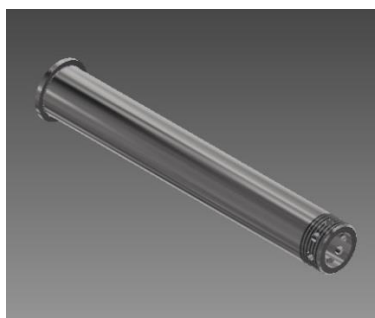


Figura 2.6. 3D do veio da roda atual.

A modificação deste componente passará por encontrar uma solução mais leve e compacta, tendo como base o modelo *Lefty hub*, da CANNONDALE. Na Figura 2.7 pode-se observar uma vista explodida desse modelo.

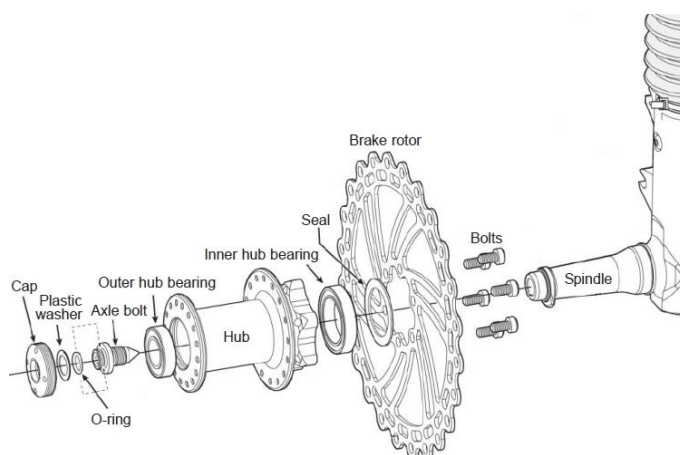


Figura 2.7. Vista explodida do modelo *Lefty hub* da marca (CANNONDALE).

2.5. Chumaceiras de rolamento

Segundo Branco *et al.* (2005), a expressão “chumaceiras de rolamentos”, vulgo rolamentos, é utilizada para descrever uma classe de chumaceiras na qual a carga principal é transferida entre os elementos através do contacto por rolamento, em vez de um contacto

por escorregamento, tendo como uma das principais vantagens relativamente às chumaceiras de escorregamento um baixo atrito na fase do início do movimento, sendo a solução mais indicada para aplicações com paragens e partidas frequentes, sob ação de carga.

Existem três tipos de rolamentos, classificados quanto à forma dos corpos rolantes: rolamentos de esferas, rolamentos de rolos (cilíndricos, cónicos ou esféricos) e rolamentos de agulhas, que são escolhidos de acordo com o tipo de carga aplicada e com a função pretendida.

Leonardo da Vinci, em meados do século XV, começou a desenvolver separadores para que os corpos rolantes se movessem livremente, pois constatou que o atrito seria reduzido se estes não se tocassem. O seu projeto tomou forma física, no século XVIII, ao ser patenteado em Inglaterra (Santo Vito Rolamentos).

Na Figura 2.8 é mostrada a diferença entre o rolamento desenvolvido por Leonardo da Vinci e um modelo de rolamentos atual.



Figura 2.8. Modelo de rolamento desenvolvido por Leonardo da Vinci (**Santo Vito Rolamentos**) e vista explodida de um rolamento atual da (**Campagnolo**).

Atualmente as rodas frontais utilizam o modelo de rolamentos de esferas 61804 da marca SKF. Os rolamentos da roda traseira não são referenciados, devido à sua modificação estar a cargo de outro investigador de projeto mecânico.

A melhoria destes componentes passou por calcular os esforços a que estariam sujeitos, verificando a possibilidade de alteração dos mesmos, por modelos mais compactos, logo de menor dimensão, permitindo diminuir o atrito e a massa deste componente.

2.6. Força de resistência ao rolamento

A força de resistência ao rolamento é uma das forças que se opõe ao movimento de um veículo. Neste projeto foi designada por $F_{x,RFD}$, $F_{x,RFE}$ ou $F_{x,RT}$ dependendo da roda abordada (frontal direita, frontal esquerda ou traseira).

Segundo Michelin (2003), a principal fonte de resistência ao rolamento é o comportamento visco-elástico dos compostos de borracha utilizados no fabrico dos pneus.

A resistência ao rolamento surge de um fenómeno denominado por histerese, resultante da dissipação de energia devida à deformação que um pneu sofre ao rolar, provocada pela carga aplicada sobre ele, fazendo com que este fique plano na zona em contacto com o solo, como se pode observar na Figura 2.9. De acordo com Santin *et al.* (2007), essa dissipação de energia corresponde a cerca de 90% da força de resistência ao rolamento.

A norma ISO 8767 define a resistência ao rolamento de um pneu como sendo a energia consumida pelo mesmo, por unidade de distância percorrida.

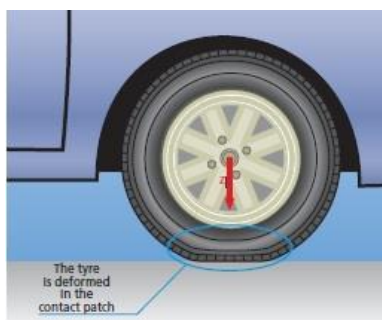


Figura 2.9. Deformação do pneu, ao rolar (Michelin, 2003).

Santin *et al.* (2007) referem que os principais parâmetros que influenciam o coeficiente de resistência ao rolamento são:

- ✓ Tipo de construção do pneu;
- ✓ Tipo de materiais utilizados no fabrico do pneu;
- ✓ Diâmetro do pneu;
- ✓ Pressão de insuflação do pneu;
- ✓ Temperatura (da superfície, da banda de rodagem do pneu e da carcaça do pneu);
- ✓ Desgaste do pneu;

- ✓ Vibração (devido ao piso ou a defeitos na geometria da roda/pneu);
- ✓ Condições da superfície do piso.

A força de resistência ao rolamento pode ser descrita para dois casos: quando as rodas estão a travar ou a rolar.

Dada a incerteza quanto ao valor real do coeficiente de atrito estático (que se encontra no intervalo 0,7-0,9) e ao facto do coeficiente de atrito de rolamento ser muito menor (no intervalo 0,0008 a 0,0025) que o coeficiente de atrito estático (considerou-se o coeficiente de atrito estático igual a 0,8), no caso do veículo estar a travar, a força de resistência ao rolamento, é substituída pela força de travagem, dada pela Eq. (2.1):

$$FT_x = \mu \times F_z \quad (2.1)$$

No caso do veículo estar a rolar, a força de resistência ao rolamento é dada, segundo Santin *et al.* (2007) pela Eq.(3.2):

$$F_{RR} = f_R \times mg \quad (2.2)$$

estando o valor de f_R situado entre 0,00081 e 0,0024.

Uma vez que o pneu se manteve igual ao modelo atual do Eco Veículo e a condição da superfície do piso é uma variável que não é possível controlar enquanto o veículo se encontra em movimento, a forma de diminuir o atrito de rolamento é através da diminuição da carga aplicada, ou seja, o peso do veículo.

2.7. Força de arrasto aerodinâmico

As forças aerodinâmicas resultam do movimento de um veículo ao atravessar um fluido, dependendo da sua dimensão e forma, mais especificamente da área frontal do veículo, do seu coeficiente de arrasto e da velocidade à qual este se desloca, relativamente ao fluido.

Segundo Santin *et al.* (2007), no estudo da força de arrasto aerodinâmico na roda, existem dois fatores que determinam o seu comportamento aerodinâmico. O primeiro diz respeito à possibilidade das rodas terem ou não carenagem (*wheel fairing*). Atualmente, as rodas do Eco Veículo estão cobertas, como se pode observar na Figura 2.10.



Figura 2.10. Protótipo XC20i do (Eco Veículo).

No caso de serem cobertas, considera-se que estas se encontram introduzidas num ambiente imperturbado. A distribuição da velocidade relativa do fluido é bidimensional, dependendo exclusivamente da velocidade de rotação da roda e da distância entre o ponto de estudo considerado e o eixo de rotação da roda.

Quando descoberta, a velocidade do fluido é diferente em cada ponto da roda, combinando dois movimentos, um devido à velocidade do veículo e outro devido à velocidade de rotação da roda Figura 2.11.

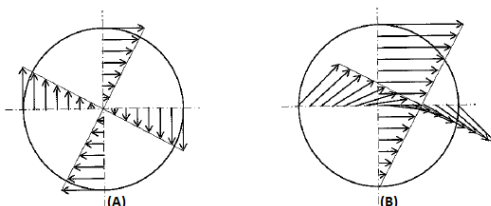


Figura 2.11. Distribuição da velocidade relativa do fluido quando as rodas estão tapadas (A) e descobertas (B).

O segundo fator é o tipo de roda (com ou sem raios). Segundo os mesmos autores, a melhor solução em termos de aerodinâmica é a opção lenticular, embora mais pesada e como tal, passará por aqui a otimização deste aspeto, avaliando se o aumento de peso provocado pela mudança no tipo de roda influenciará o resultado final.

2.8. Excentricidade e oscilação lateral

A excentricidade (deslocamento radial) e a oscilação lateral (deslocamento lateral) da roda admissíveis, estão especificadas pelo projeto. De acordo com o manual técnico da (SRAM), pág 35, a folga lateral entre o calço do travão e o aro varia entre 1 e 1,5 mm. O manual de utilizador da (CANYON), pág 73, refere que o espaço entre os

calços e o aro não deve ser superior a 1 mm. A norma europeia para bicicletas DIN EN14781 também refere que este valor não deve ultrapassar 1 mm. Neste projeto foi admitido um deslocamento radial e lateral de 0,4 e 0,2 mm, respetivamente.

A verificação destes valores é feita durante a montagem da roda.

2.9. Equilíbrio dinâmico

O comportamento dinâmico é determinado pelas forças impostas no veículo através dos pneus, da gravidade e da aerodinâmica. O veículo e os seus componentes são estudados de forma a determinar as forças que serão produzidas por cada uma dessas fontes, numa situação particular (Gillespie, 1992).

O equilíbrio dinâmico, num sistema aberto, é alcançado com um balanço entre as solicitações nas rodas, as forças aerodinâmicas, a força da gravidade e as forças de inércia, de modo a atingir um estado de estabilidade.

2.10. Análise dos elementos finitos

O método de análise estrutural por elementos finitos, também designado por análise estrutural dos elementos finitos, tem como objetivo a determinação do estado de tensão e de deformação de um sólido, sujeito a qualquer tipo de carregamento (Azevedo, 2003). O programa computacional utilizado neste projeto para a modelação por elementos finitos foi o *Autodesk Inventor 2014*®.

2.11. Materiais compósitos

Segundo (Ventura, 2009), os materiais compósitos não têm uma definição universalmente aceite. Um material compósito, em engenharia, é visto como um material cujos constituintes se distinguem à escala da microestrutura (grão) ou, de preferência, à escala da macroestrutura (Smith, 1998).

Este tipo de material resulta da combinação de duas fases: matriz (denominação dada ao material base, sendo a fase contínua) e reforço (denominação dada ao material adicionado, formando a fase dispersa), com o objetivo da obtenção de um material com propriedades superiores e um desempenho superior ao dos seus constituintes

(Smith, 1998). Para que esta combinação resulte, os materiais envolvidos têm de ser quimicamente compatíveis, com propriedades mecânicas complementares e imiscíveis. (Freitas & Silva).

Os principais tipos de fibras sintéticas usadas para reforçar materiais plásticos, são as fibras de vidro, as fibras de aramido/aramídicas e as fibras de carbono. As duas resinas plásticas mais importantes, usadas como matriz para a obtenção de plásticos reforçados por fibras, são as resinas epoxídicas e as resinas de poliéster insaturado.

A escolha recaiu sobre a combinação de resina epoxídica reforçada por fibra de carbono, pois estas apresentam uma combinação entre baixo peso, elevada rigidez e resistência mecânica muito elevada (propriedades que na sua maioria são cedidas pelo material de reforço, neste caso a fibra de carbono). A baixa resistência ao impacto e a fragilidade da fibra de carbono são melhoradas pela matriz, que permite o alinhamento das fibras contribuindo para um aumento dessas propriedades (Smith, 1998) (Pereira, 2012).

2.11.1. Propriedades mecânicas dos compósitos

Existem diversos métodos para a determinação das propriedades mecânicas dos compósitos (módulo de elasticidade e resistência à tração). De acordo com o autor estudado, Smith (1998), esta pode se feita considerando duas condições: a condição de isodeformação e a condição de isotensão.

2.11.1.1. Condição de isodeformação

Na condição de isodeformação, (Smith, 1998) considera um provete de compósito hipoteticamente formado por camadas alternadas de material da matriz e de fibras contínuas, orientadas na direção da tensão aplicada, como se pode ver na Figura 2.12.

Esta tensão provoca uma deformação uniforme em todas as camadas do compósito.

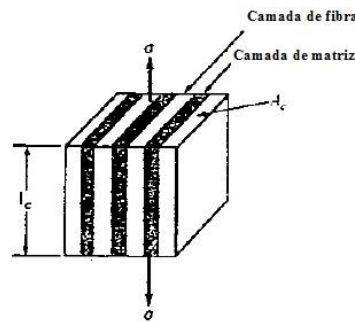


Figura 2.12. Estrutura de um compósito hipoteticamente formado por camadas de fibra e camadas de matriz, submetido a um carregamento em condições de isodeformação (adaptada) (Smith, 1998).

O módulo de elasticidade e a resistência à tração do compósito são determinados partindo do pressuposto que:

- ✓ a força aplicada ao provete do compósito, F_c , é igual à soma da força aplicada nas camadas de fibra, F_f , com a força aplicada nas camadas da matriz, F_m ;
- ✓ os comprimentos das camadas de fibra e matriz são iguais;
- ✓ todas as deformações são iguais ($\varepsilon_c = \varepsilon_f = \varepsilon_m$), admitindo como valor de deformação do compósito, ε_c , como sendo o valor mínimo de ($\varepsilon_f, \varepsilon_m$), em rotura.

As deformações da fibra e da matriz, em rotura, são avaliadas através da *Lei de Hooke* para os materiais, dada pela expressão:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.3)$$

A equação (2.4) é denominada “regra das misturas para compósitos binários” e permite estimar o módulo de elasticidade de um compósito, sabendo as percentagens de volume da fibra e da matriz e respetivos módulos de elasticidade.

$$E_c = E_f V_f + E_m V_m \quad (2.4)$$

Tendo sido definido anteriormente pelo autor que:

$$F_c = F_f + F_m \quad (2.5)$$

e sabendo que:

$$F = \sigma \times A \quad (2.6)$$

pode-se dizer que:

$$\sigma_c \times A = \sigma_f \times A_f + \sigma_m \times A_m \quad (2.7)$$

em que A é a área total do compósito. Pelas eqs. (2.3) e (2.7):

$$\sigma_c = E_f \varepsilon_f \times \frac{A_f}{A} + E_m \varepsilon_m \times \frac{A_m}{A} \quad (2.8)$$

Então a resistência à tração do material compósito é determinada por:

$$\sigma_c = E_f \varepsilon_f V_f + E_m \varepsilon_m V_m \quad (2.9)$$

2.11.1.2. Condição de isotensão

Na condição de isotensão, (Smith, 1998) considera um provete de compósito hipoteticamente formado por camadas alternadas de material da matriz e fibras contínuas, orientadas perpendicularmente em relação à direção da tensão aplicada, como se pode ver na Figura 2.13. Neste caso, a tensão é igual em todas as camadas. A resistência à tração do material compósito, será o menor valor de (σ_f, σ_m) .

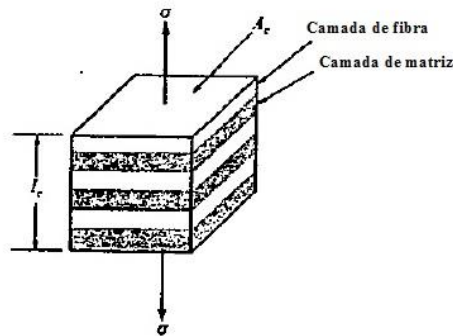


Figura 2.13. Estrutura de um compósito hipoteticamente formado por camadas de fibra e camadas de matriz, submetido a um carregamento em condições de isotensão (Smith, 1998).

O módulo de elasticidade do compósito, dado pela expressão (2.10), é deduzido considerando que:

- ✓ a deformação total do compósito ε_c , na direção da tensão aplicada, é igual à soma das deformações das camadas de fibra ε_f e das camadas de matriz ε_m ;
- ✓ a área perpendicular à tensão não varia após esta ser aplicada;
- ✓ a *Lei de Hooke* para os materiais é válida, durante o carregamento.

$$E_c = \frac{E_f E_m}{V_f E_m + V_m E_f} \quad (2.10)$$

3. MELHORIA DA RODA

3.1. Escolha da fibra de carbono, resina epoxídica e método de cálculo das propriedades mecânicas do compósito

A escolha da fibra de carbono foi feita através de um estudo comparativo de algumas fibras de carbono existentes no mercado, com a finalidade de, recorrendo à *Lei de Hooke*, encontrar uma fibra com maior recuperação elástica, de modo a que o seu ponto fraco (baixa resistência ao impacto), seja atenuado (apêndice C). Na Tabela 3.1, apresentam-se as três fibras de carbono com maior deformação e respetivas propriedades mecânicas.

Tabela 3.1. Propriedades das fibras de carbono com maior deformação.

| Outras propriedades das fibras de carbono pré-selecionadas | | | | |
|--|------------------------|------------------------------|--------------------------------|-----------------------|
| Fibra de carbono | Tensão de rotura [GPa] | Módulo de elasticidade [GPa] | Densidade [g/cm ³] | Deformação máxima [%] |
| HEXTOW IM10 | 6,96 | 303 | 1,79 | 0,0225 |
| TORAYCA T1000G | 6,37 | 294 | 1,80 | 0,0217 |
| TORAYCA T700S | 4,90 | 230 | 1,80 | 0,0213 |

Para a escolha da resina epoxídica o método de escolha foi o mesmo. O estudo de comparação encontra-se na Tabela 3.2.

Tabela 3.2. Dados introduzidos para a escolha da resina epoxídica para o compósito.

| Resina | Tensão de rotura [MPa] | Módulo de elasticidade [GPa] | Densidade [g/cm ³] | Deformação máxima [%] |
|-------------------|------------------------|------------------------------|--------------------------------|-----------------------|
| AMPREG 21 (Gurit) | 69,6 | 3,30 | 1,14 | 0,0210 |
| AMPREG 22 (Gurit) | 75,0 | 3,51 | 1,14 | 0,0214 |
| AMPREG 26 (Gurit) | 80,3 | 3,45 | 1,16 | 0,0233 |

Obs: Todas as resinas epoxídicas foram comparadas para um endurecimento lento e um período pós-cura de 24h a 21°C + 16h a 50°C.

Atualmente, a fibra de carbono utilizada no veículo é a T300 da (TORAY) e a resina epoxídica é a SP115 da (Gurit), cujas fichas técnicas estão presentes nos anexos F e G, respetivamente.

A resina escolhida foi a AMPREG 26 da (Gurit), pois é aquela que apresenta uma maior deformação. A sua ficha técnica está presente no anexo I.

O método de cálculo das propriedades mecânicas do compósito depende do sentido de alinhamento das fibras, estando relacionado com o tipo de tecido da fibra de carbono. O tecido escolhido foi o mesmo do protótipo anterior, o tecido tela, no qual as fibras estão dispostas em camadas orientadas no sentido longitudinal e no sentido transversal; para estes casos é comum estimar as propriedades mecânicas do compósito, como sendo a média das propriedades obtidas através dos métodos de cálculo para as condições de isodeformação e de isotensão. Na Tabela 3.3 são apresentados os dados necessários para o cálculo das mesmas.

Tabela 3.3. Dados introduzidos para o cálculo das propriedades mecânicas do compósito.

| Material | Tensão de rotura [MPa] | Módulo de elasticidade [GPa] | Percentagem de volume | Densidade [g/cm ³] |
|------------------------------|------------------------|------------------------------|-----------------------|--------------------------------|
| Resina epoxídica AMPREG 26 | 80,3 | 3,45 | 40 | 1,14 |
| Fibra de carbono T700S | 4900 | 230 | 60 | 1,80 |
| Fibra de carbono T1000G | 3920 | 294 | 60 | 1,80 |
| Fibra de carbono HEWTOW IM10 | 6964 | 303 | 60 | 1,79 |

Para a escolha final da fibra de carbono, foi elaborada uma tabela (Tabela 4.4) onde foram colocadas quatro combinações possíveis de fibra de carbono com a resina epoxídica escolhida. De acordo com as equações (3.3), (3.8) e (3.9), foram determinadas as propriedades mecânicas dos vários compósitos. Através de um estudo comparativo, foi escolhida a combinação que apresentou melhores propriedades mecânicas.

Tabela 3.4. Estudo comparativo das propriedades mecânicas de vários compósitos.

| Propriedades mecânicas | Compósito com resina epoxídica SP115 e fibra de carbono T300 | Compósito com resina epoxídica AMPREG 26 e fibra de carbono T700S | Compósito com resina epoxídica AMPREG 26 e fibra de carbono T1000G | Compósito com resina epoxídica AMPREG 26 e fibra de carbono IM10 |
|--|--|---|--|--|
| ϵ_f | 0,0153 | 0,0213 | 0,0217 | 0,0230 |
| ϵ_m | 0,0192 | 0,0233 | 0,0233 | 0,0233 |
| ϵ_c | 0,0153 | 0,0213 | 0,0217 | 0,0230 |
| $E_{c\text{-longitudinal}}$ [GPa] | 139,47 | 139,38 | 177,78 | 183,18 |
| $E_{c\text{-transversal}}$ [GPa] | 8,96 | 8,44 | 8,48 | 8,48 |
| $\sigma_{c\text{-longitudinal}}$ [GPa] | 2,67 | 3,24 | 4,14 | 4,26 |
| $\sigma_{c\text{-transversal}}$ [GPa] | 0,07 | 0,08 | 0,08 | 0,08 |
| E_c [GPa] | 74,21 | 73,91 | 93,13 | 95,83 |
| σ_c [GPa] | 1,37 | 1,66 | 2,11 | 2,17 |
| $E_{\text{máx}}$ [GPa] | 0,0127 | 0,0187 | 0,024 | 0,0246 |

A energia máxima absorvida no limite elástico, por unidade de volume é dada por:

$$E_{\text{máx}} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_c^2}{E_c}, \quad (3.1)$$

sendo o melhor compósito, o que tiver uma maior energia máxima absorvida no limite elástico.

Verifica-se que o compósito com melhores propriedades mecânicas é o compósito formado pela mistura da resina epoxídica AMPREG 26 com a fibra de carbono IM10 da HEXTOW (anexo H) com um módulo de elasticidade de 95,83 GPa, uma resistência à tração de 2172 MPa e uma deformação igual a 0,023.

Também será necessário saber a massa volúmica do mesmo. A massa volúmica, para um qualquer corpo/material é dada por:

$$\rho = \frac{m_c}{V} \quad (3.2)$$

em que m_c é a massa do material/corpo [kg] e V é o volume desse corpo [m^3].

Considerando 1 m^3 de material compósito:

$$\rho_{compósito} = \frac{(\rho V)_{fibra} + (\rho V)_{matriz}}{1} \quad (3.3)$$

consultando os valores da massa volúmica da fibra e da resina (Tabela 3.3), a massa volúmica do compósito é igual a 1,40 g/cm³ (eq.(3.4)).

$$\rho_{compósito} = \frac{(1,14 \times 1000) \times 0,6 + (1,79 \times 1000) \times 0,4}{1} = 1400 \text{ kg/m}^3 = 1,40 \text{ g/cm}^3 \quad (3.4)$$

3.2. Cubo da roda

Para a modificação do cubo da roda foram definidas várias alterações:

- ✓ Mudança de rodas com raios para rodas lenticulares;
- ✓ Solução mais leve;
- ✓ Possibilidade de colocação dos tampões da roda nas faces interiores das flanges do cubo;
- ✓ Possibilidade de alteração do rolamento exterior, em termos de dimensões, para um tamanho menor.

O material escolhido para o cubo foi a liga de alumínio 6061-T6 da (Alu Stock), cuja ficha técnica está presente no anexo C. Na Figura 3.1 é apresentado o cubo da roda antigo.

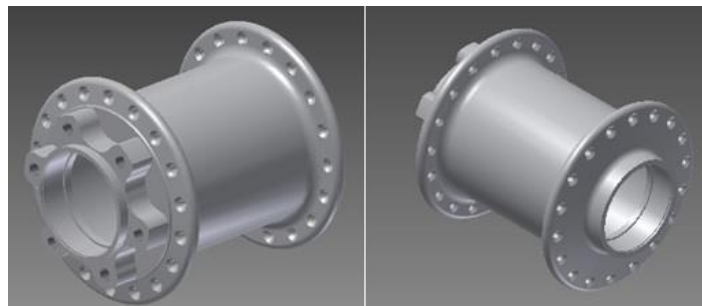


Figura 3.1. Cubo da roda atual

Modificações:

- ✓ Uma vez que se pretende uma mudança para rodas lenticulares, os furos para a colocação dos raios não são necessários;

- ✓ Para conseguir uma solução mais leve, modificou-se o corpo do cubo, tornando-o cónico (mesmo diâmetro na parte interior (lado onde está colocado o disco de travão) e menor diâmetro na parte exterior);
- ✓ Para que a colagem dos tampões seja feita na face de dentro das flanges, o cubo teve de ser “desmontado”, tendo sido desenhado em duas partes (Figura 3.2) de modo a que o tampão interior (3) consiga entrar pelo lado exterior do cubo e ser colado na face de dentro da flange interior (1). O tampão exterior (4), é colado na face de dentro da flange exterior (5) e a parte exterior do cubo (5) é roscada e centrada no corpo principal do mesmo (2);
- ✓ Como se pode observar na Figura 3.3, para suprimir o separador de disco (A), aumentou-se o comprimento do cubo em 7,5 mm, do lado interior (B);

Na Figura 3.4 pode observar-se o novo cubo das rodas frontais, 26,84 % mais leve (antes pesava 0,190 kg, com a modificação pesa 0,139 kg).

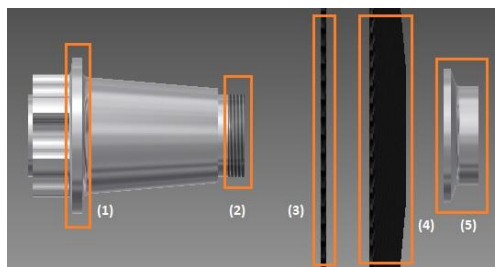


Figura 3.2. Desenho explicativo da colagem dos tampões da roda no cubo.

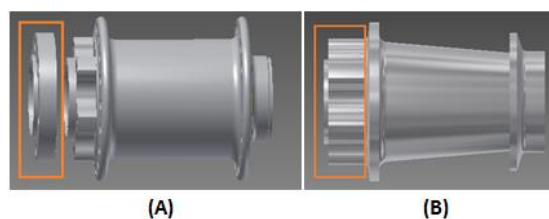


Figura 3.3. Desenho explicativo da supressão do anel espaçador de disco.



Figura 3.4. Novo cubo das rodas frontais.

3.3. Veio da roda

Para o melhoramento do veio atual (Figura 3.5) foram definidas várias alterações:

- ✓ Solução mais leve;
- ✓ Diminuir/alterar o número de componentes do sistema de fixação do cubo ao veio da roda;
- ✓ Permitir que o rolamento exterior seja alterado, em termos de dimensões, para um tamanho menor.

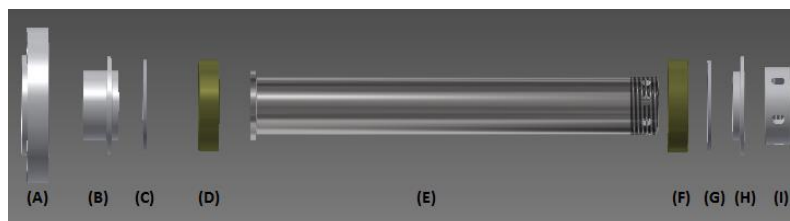


Figura 3.5. Veio da roda e sistema de fixação do cubo ao veio (atual): **(A)** Espaçador de disco; **(B)** Anilha de fixação do anel interno do rolamento interior; **(C)** Anilha de fixação do anel externo do rolamento interior; **(D)** Rolamento interior; **(E)** Veio da roda; **(F)** Rolamento exterior; **(G)** Anilha de fixação do anel externo do rolamento exterior; **(H)** Anilha de fixação no anel interno do rolamento exterior; **(I)** Porca de fixação do veio da roda.

Após uma alteração da geometria do veio da roda, este ficou 32,40 % mais leve (pesava 0,179 kg e com a modificação pesa 0,121 kg).

O sistema de fixação manteve-se praticamente o mesmo, tendo havido algumas modificações no sentido de conseguir evitar sujidades nos rolamentos.

A modificação encontra-se na Figura 3.6.

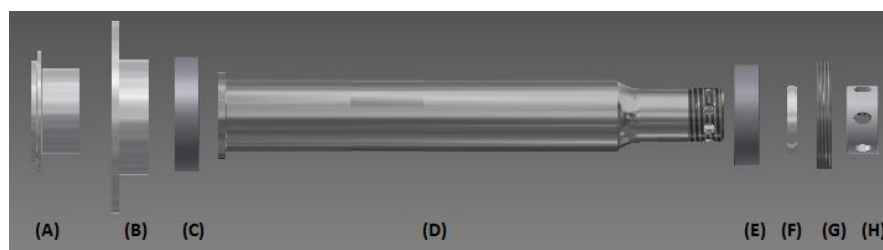


Figura 3.6. Novo veio da roda e sistema de fixação do cubo ao veio: **(A)** Anilha de fixação do anel interno do rolamento interior; **(B)** Anilha de fixação do anel externo do rolamento interior; **(C)** Rolamento interior; **(D)** Veio da roda; **(E)** Rolamento exterior; **(F)** Anilha de fixação do anel interno do rolamento exterior; **(G)** Rosca de fixação do anel externo do rolamento exterior; **(H)** Porca de fixação do veio da roda.

Como as modificações anteriores foram bem sucedidas, concluiu-se que este seria o novo sistema a adotar.

Porém, numa conversa com o colega Diogo da Silva, responsável pelo sistema de direção do protótipo EV03i do Eco Veículo, este sugeriu que se melhorasse também o sistema de fixação, modificando o seu princípio de funcionamento, tornando-o semelhante ao modelo *Lefty hub*, da CANNONDALE, observado na Figura 2.7. Depois de uma avaliação das vantagens e desvantagens deste novo sistema, decidiu-se considerar a nova hipótese, pois é uma solução mais compacta e com menor número de componentes que a anterior, permitindo uma montagem facilitada. A geometria do veio foi uma ideia cedida gentilmente pelo colega de mestrado. (Figura 3.7).

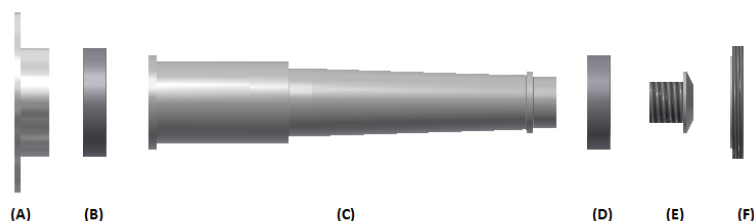


Figura 3.7. Modificação final do veio da roda e sistema de fixação do cubo ao veio: **(A)** Anilha de fixação do anel externo do rolamento interior; **(B)** Rolamento interior **(C)** Veio da roda; **(D)** Rolamento exterior; **(E)** Parafuso de fixação do veio e do anel interno do rolamento interior; **(F)** Rosca de fixação do anel externo do rolamento exterior.

Na Figura 3.8 encontra-se representada uma vista explodida do novo conjunto.

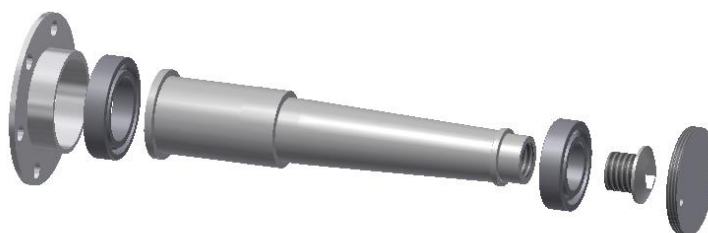


Figura 3.8. Novo veio da roda e sistema de fixação do cubo ao veio.

3.4. Tampões da roda

Os tampões das rodas foram concebidos com base num dos perfis de roda estudados por Santin *et al.* (2007), designado por *U profile* (Figura 3.9).

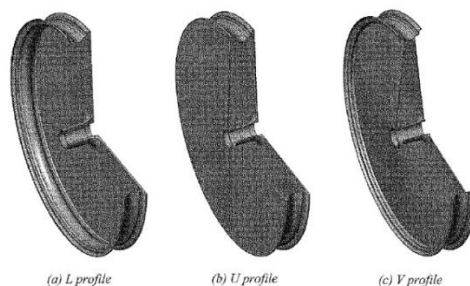


Figura 3.9. Perfis de roda (L, U e V) estudados por Santin *et al.* (2007)

Serão construídos por um conjunto de 10 secções laminadas de compósito, espaçadas de 36° , dispostos radialmente. Na Figura 3.10 encontra-se um exemplo de um tampão de roda, projetado por (Santin, et al., 2007).

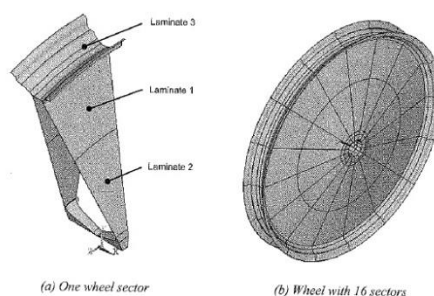


Figura 3.10. Exemplo de uma roda com 16 secções de laminados (Santin *et al.*, 2007)

Este componente apenas impunha duas restrições de projeto: que fosse permitida a colagem dos tampões ao aro na zona mais exterior a este e que se criasse uma ranhura para poder insuflar o pneu, como a que se pode observar na Figura 3.11.

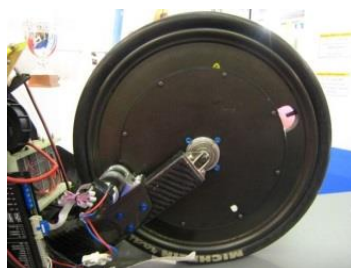


Figura 3.11. Exemplo de uma ranhura para a insuflação do pneu (Polyjoule).

O aro manteve o seu perfil, no entanto sofreu uma mudança de material (alumínio para compósito). Com esta mudança, o aro ficou 54,58 % mais leve.

Na Figura 3.12 podem observar-se os novos tampões das rodas sem aro (A) e com aro (B). Na Figura 3.13 pode observar-se a fixação dos tampões no aro (na parte mais exterior do mesmo, tal como se pretendia.

A estrutura escolhida para o preenchimento do espaço vazio entre os tampões das rodas foi ninho de abelha NOMEX comercial (anexo J), com um tamanho de célula de 4,8 mm e uma massa volúmica igual a 48 kg/m³ (CELComponents).

A solução final (tampões+ninho de abelha) pesa 0,443 kg (o tampão exterior – 0,087 kg; tampão interior – 0,085 kg; ninho de abelha – 0,271 kg). Verifica-se que relativamente à solução anterior, o seu peso aumentou em 39,75 %, podendo concluir, tal como Santin *et al.* (2007), que as rodas lenticulares são mais pesadas que as rodas com raios, sendo necessário existir uma avaliação ponderada acerca desta escolha.



Figura 3.12. Novos tampões das rodas: Sem aro (A) e com aro (B).

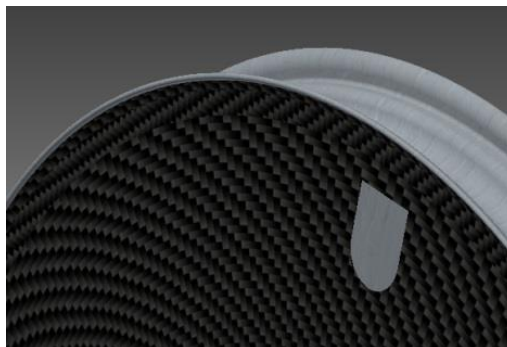


Figura 3.13. Pormenor da fixação dos tampões da roda ao aro e da ranhura para a insuflação do pneu.

3.5. Rolamentos interior e exterior do cubo da roda

Após o cálculo dos esforços nas chumaceiras de rolamento, concluiu-se que, para um caso geral, os rolamentos que estariam sujeitos a esforços maiores seriam os rolamentos interiores, pelo que se poderia escolher um modelo menor para o rolamento exterior. Com a alteração da dimensão do rolamento exterior, conseguiu-se uma solução 11,11 % mais leve.

Assim, os rolamentos interior e exterior das rodas frontais (anexo D) são, respetivamente:

- ✓ Rolamento 61804: 20x32x7 com um peso de 18 g (SKF);
- ✓ Rolamento 61902: 15x28x7 com um peso de 16 g (SKF).

3.6. Resultado final

O resultado final da roda foi avaliado fazendo uma comparação entre o peso da roda antes e depois das modificações (Tabela 3.5). Na Figura 3.14 é apresentada a nova roda frontal.

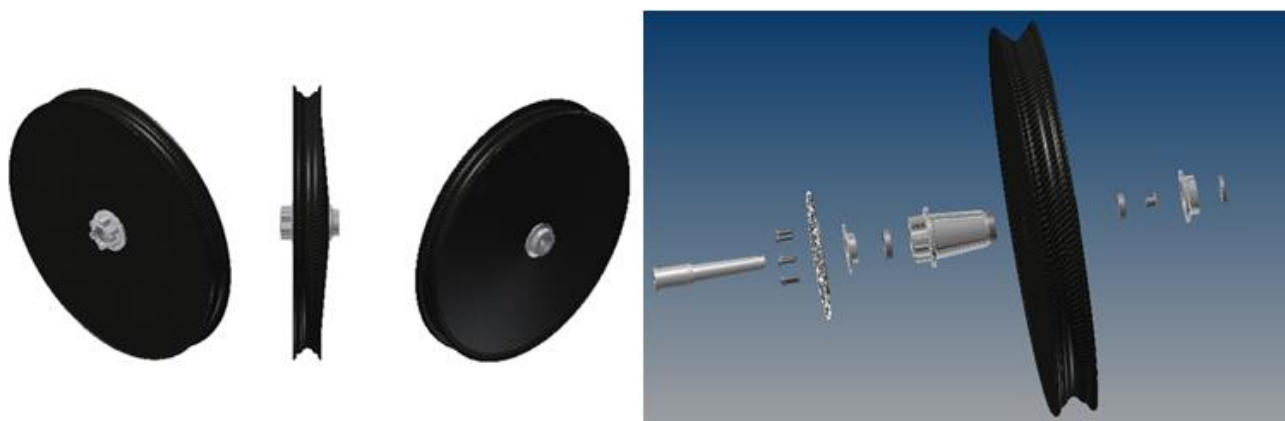


Figura 3.14. Perspetivas e vista explodida da nova roda frontal.

Tabela 3.5. Comparação do peso da roda, antes e depois da sua modificação.

| Componente | Antes [kg] | Depois [kg] |
|---|------------|-------------|
| Pneu | 0,390 | 0,390 |
| Pipo da Roda | 0,011 | 0,011 |
| Magneto do Velocímetro | 0,004 | 0,004 |
| Protecção em Borracha das Cabeças dos Raios + Cola de Contacto para colar a protecção à Jante | 0,048 | (-) |
| Jante | 0,502 | 0,228 |
| Modificação do Perfil com Resina de Poliéster | 0,148 | (-) |
| Cabeças dos raios curtas em alumínio | 0,012 | (-) |
| 16 Raios de 181x2 mm e 16 Raios de 183x2 mm, Raios DT SWISS em aço Inox | 0,173 | (-) |
| Tampões em Fibra de Carbono-Epoxy (2) | 0,084 | 0,172 |
| Fita cola para colar os tampões (2) | 0,008 | (-) |
| Cubo da roda frontal | 0,190 | 0,139 |
| Disco de Travão | 0,088 | 0,088 |
| Parafusos de fixação do disco de travão ao cubo da roda (Unbrako) (6) | 0,007 | 0,007 |
| Espaçador disco de travão | 0,026 | (-) |
| Rolamento interior | 0,018 | 0,018 |
| Veio da roda | 0,179 | 0,164 |
| Rolamento exterior | 0,018 | 0,016 |
| Sistema de fixação do cubo ao veio da roda | 0,017 | 0,021 |
| Núcleo da roda em ninho de abelha NOMEX de 48 kg/m ³ , com 4,8 mm de tamanho de célula | (-) | 0,271 |
| TOTAL | 1,923 | 1,529 |

4. DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE ESTRUTURAL

Neste capítulo serão apresentados todos os dimensionamentos efetuados, com base numa análise estrutural aos componentes modificados, bem como os resultados e procedimentos das simulações realizadas.

4.1. Esforços nas rodas

Para determinar os esforços nas rodas foi adotado o diagrama de corpo livre apresentado na Figura 4.1.

O sistema de eixos do diagrama de corpo livre é:

- ❖ Origem, O : Ao nível do solo, situada no ponto médio dos pontos de contacto das rodas da frente com o solo;
- ❖ Eixo XX : Com origem em O e orientado para a parte traseira do veículo;
- ❖ Eixo YY : Com origem em O e orientado para o lado direito do veículo (visto quando se está sentado no lugar do condutor);
- ❖ Eixo ZZ : Com origem em O e orientado para cima.

Foram considerados diversos cenários, de modo a averiguar a situação em que os esforços seriam maiores. As situações consideradas para o veículo foram: “a andar em linha reta”; “a travar em linha reta”; “a curvar para a esquerda/direita”; “a travar e a curvar para a esquerda/direita”; “a travar e a curvar para a esquerda/direita, no limite de capotamento”; “a passar em ressalto”. A última situação consistiu num estudo das geometrias possíveis

Para todos os casos, foram efetuados dois cálculos, um considerando uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 6 g (valores que serão utilizados no dimensionamento à resistência) e outro com uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 1 g (valores que serão utilizados no dimensionamento à deformação angular nos apoios).

A utilização de valores diferentes prende-se com o facto de no dimensionamento à resistência se pretender englobar todo o tipo de constrangimentos que

poderão surgir durante a prova e garantir que os componentes estejam preparados para esses esforços adicionais. Se por exemplo, o veículo passar num ressalto, esse ressalto fará surgir uma aceleração vertical na ordem dos 6 g, pelo que os componentes deverão ser dimensionados para este caso. Na situação do dimensionamento à deformação angular nos apoios, o estudo foi feito para uma condição “normal” de funcionamento, para as piores situações.

Através do diagrama de corpo livre da figura 4.1 é possível determinar as forças devidas à atuação das forças vertical, transversal e longitudinal. Pelo somatório das forças e dos momentos igualados a zero e pela aplicação do princípio da sobreposição das forças, foi possível calcular os esforços a que cada roda estaria sujeita, para os casos estudados. Nos subcapítulos que se seguem são apresentados os resultados desse estudo e as equações utilizadas encontram-se no apêndice A.

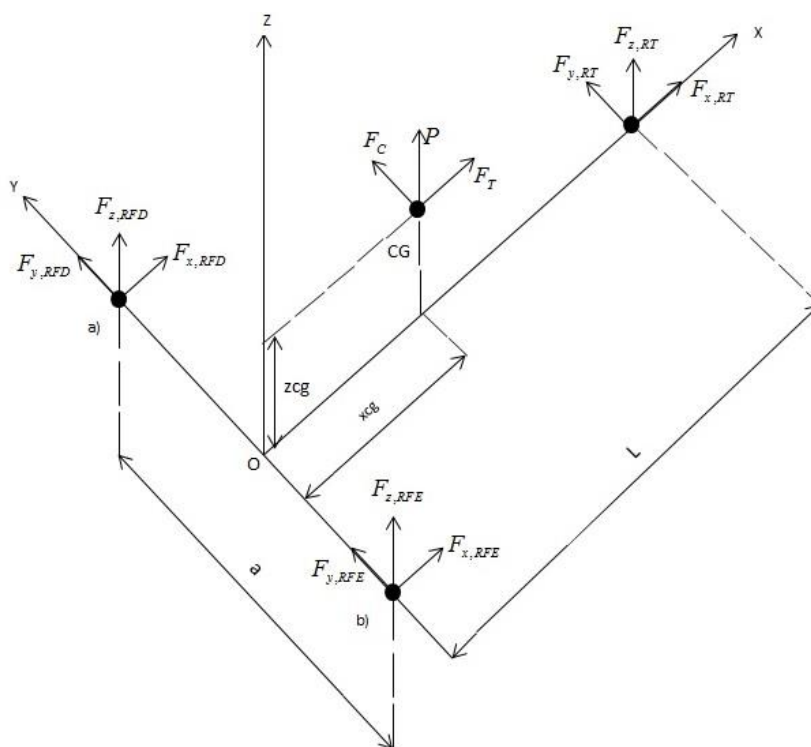


Figura 4.1. Diagrama do corpo livre (veículo).

A Tabela 4.1 apresenta os dados introduzidos para o cálculo¹ dos esforços nas rodas, nas várias situações.

Tabela 4.1. Dados introduzidos para o cálculo dos esforços das rodas.

| Dados introduzidos | | |
|--|-------|---------------------|
| Massa total do veículo (veículo+condutor), m | 84,0 | [kg] |
| Via, a | 0,502 | [m] |
| Entre-eixo, L | 1,605 | [m] |
| Posição segundo x do centro de gravidade, x_{CG} | 0,535 | [m] |
| Posição segundo y do centro de gravidade, y_{CG} | 0 | [m] |
| Posição segundo z do centro de gravidade, z_{CG} | 0,237 | [m] |
| Velocidade do veículo, v | 9,5 | [m/s] |
| Raio de viragem, R | 30 | [m] |
| Coefficiente de atrito estático, μ | 0,8 | -- |
| Aceleração da gravidade, g | 9,807 | [m/s ²] |

4.1.1. Resultados da determinação dos esforços nas rodas

Os resultados dos esforços nas rodas serão apresentados de seguida.

❖ “Veículo a passar em ressalto”

Neste caso pretende-se avaliar os tipos de geometria do ressalto, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 6 g .

Para o estudo deste caso supõem-se que o veículo passa num ressalto (que será tratado, em termos físicos, como uma lomba do tipo sinusoidal, representada na Figura 4.2), com comprimento, C , e altura, h , a uma velocidade média aproximada da velocidade máxima do veículo.

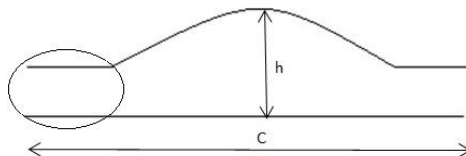


Figura 4.2. Representação esquemática de uma lombada do tipo sinusoidal com referência à zona de estudo.

¹ Todos os resultados foram arredondados às centésimas.

A avaliação da geometria do ressalto partiu da equação para o movimento retilíneo uniformemente variado, considerando apenas a zona inicial da lomba, na qual a aceleração terá um valor positivo.

As equações gerais do movimento retilíneo uniformemente variado são:

$$S = S_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2, \text{ equação do espaço,} \quad (4.1)$$

em que a é a aceleração [m/s^2],

$$v = v_0 + a t, \text{ equação da velocidade} \quad (4.2)$$

Como se pretende obter o valor da componente vertical da aceleração, pode dizer-se que:

$$\begin{cases} S_0 = 0 \\ v_0 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} S = \frac{1}{2} a t^2 \\ v = a t \end{cases} \quad (4.3)$$

A velocidade é dada pela expressão:

$$v = \frac{\Delta x}{\Delta t} \quad (4.4)$$

Como se quer estudar a zona inicial da lomba, assume-se que:

$$\begin{cases} h = \frac{h_{\text{máx}}}{2} \\ \Delta x = \frac{C}{4} \end{cases} \quad (4.5)$$

Então,

$$v = \frac{\Delta x}{\Delta t} \Leftrightarrow \Delta t = \frac{\Delta x}{v} = \frac{C/4}{v} = \frac{C}{4v} \quad (4.6)$$

Substituindo na expressão (4.1) e assumindo que $S = \frac{h_{\text{máx}}}{2}$ e $a = a_{\text{vertical}}$,

$$S = \frac{h_{\text{máx}}}{2} = \frac{1}{2} a_{\text{vertical}} \left(\frac{C}{4v} \right)^2 \quad (4.7)$$

$$a_{\text{vertical}} = h_{\text{máx}} \times \left(\frac{4v}{C} \right)^2 \quad (4.8)$$

A aceleração vertical em g , G , é dada por:

$$G = \frac{a_{\text{vertical}}}{g} \quad (4.9)$$

A força de ressalto é dada pela expressão:

$$F_{\text{ressalto}} = m \times a_{\text{vertical}} \quad (4.10)$$

O estudo foi feito fixando os valores da altura da lomba, começando com uma altura de 0,010 m e incrementando 0,005 m até um valor máximo de 0,030 m, valor considerado aceitável para a altura máxima do ressalto, pois durante o percurso de uma prova assume-se que não existirão lombas com altura superior a 0,030 m. Por não ser possível estimar o seu valor exato, fez-se uma aproximação de valores possíveis.

Os valores do comprimento foram arbitrados, de modo a que o valor da força vertical correspondente a uma aceleração vertical fosse igual ou muito próximo de 6 g.

Na Tabela 4.2 apresentam-se os resultados de diferentes geometrias do ressalto, para a mesma força vertical correspondente a uma aceleração vertical e velocidade do veículo (9,5 m/s).

Tabela 4.2. Resultados da determinação da força de ressalto.

| Resultados da determinação da força do ressalto | | | | |
|---|--------------|----------|---|-----------------------|
| <i>h</i> [m] | <i>C</i> [m] | <i>G</i> | Aceleração vertical [m/s ²] | Força do ressalto [N] |
| 0,010 | 0,495 | 6,00 | 58,840 | 4942,55 |
| 0,015 | 0,607 | 6,00 | 58,840 | 4942,55 |
| 0,02 | 0,701 | 6,00 | 58,840 | 4942,55 |
| 0,025 | 0,783 | 6,00 | 58,840 | 4942,55 |
| 0,03 | 0,858 | 6,00 | 58,840 | 4942,55 |

❖ Forças devidas à atuação da força vertical –“Veículo a andar em linha reta”

Tabela 4.3. Resultados do estudo da situação “Veículo a andar em linha reta”.

| Resultados do estudo da situação “Veículo a andar em linha reta” | | | |
|--|----------|---------|-----|
| | 6 g | 1 g | |
| <i>P</i> | -4942,55 | -823,76 | [N] |
| <i>F_{z,RFD}</i> | 1647,52 | 274,59 | [N] |
| <i>F_{z,RFE}</i> | 1647,52 | 274,59 | [N] |
| <i>F_{z,RT}</i> | 1647,52 | 274,59 | [N] |

❖ Forças devidas à atuação da força longitudinal – “Veículo trava em linha reta”

Tabela 4.4. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar em linha reta”.

| Resultados do estudo da situação “Veículo a travar em linha reta” | | | | |
|---|--------|--------|--|-----|
| | 6 g | 1 g | Valores máximos F_T , $F_{x,RFD}$, $F_{x,RFE}$ e $F_{x,RT}$ | |
| F_T | -671 | -671 | -988,56 ² | [N] |
| $F_{x,RFD}$ | 261 | 261 | 464,58 ² | [N] |
| $F_{x,RFE}$ | 261 | 261 | 273,74 ² | [N] |
| $F_{x,RT}$ | 149 | 149 | 250,24 ² | [N] |
| $F_{y,RFD}$ | 0 | 0 | (-) | [N] |
| $F_{y,RFE}$ | 0 | 0 | (-) | [N] |
| $F_{y,RT}$ | 0 | 0 | (-) | [N] |
| $F_{z,RFD}$ | 49,54 | 49,54 | (-) | [N] |
| $F_{z,RFE}$ | 49,54 | 49,54 | (-) | [N] |
| $F_{z,RT}$ | -99,08 | -99,08 | (-) | [N] |

Obs: Os valores das componentes $F_{x,RFD}$, $F_{x,RFE}$ e $F_{x,RT}$ são valores introduzidos, de modo a que os valores das componentes $F_{y,RFD}$, $F_{y,RFE}$ e $F_{y,RT}$ sejam iguais a zero, pois para esta condição, estas componentes não existem.

❖ Forças devidas à atuação da força transversal – “Veículo a curvar para a esquerda”

Tabela 4.5. Resultados do estudo da situação “Veículo a curvar para a esquerda”.

| Resultados do estudo da situação “Veículo a curvar para a esquerda” | | | | |
|---|---------|---------|--|-----|
| | 6 g | 1 g | | |
| F_C | 252,7 | 252,7 | | [N] |
| $F_{y,RFD}$ | -84,23 | -84,23 | | [N] |
| $F_{y,RFE}$ | -84,23 | -84,23 | | [N] |
| $F_{y,RT}$ | -84,23 | -84,23 | | [N] |
| $F_{z,RFD}$ | 119,30 | 119,30 | | [N] |
| $F_{z,RFE}$ | -119,30 | -119,30 | | [N] |
| $F_{z,RT}$ | 0 | 0 | | [N] |

² Valores máximos determinados pelas equações (B.19), (B.20) e (B.21) para uma força G igual a 1,5g.

❖ **Forças devidas à atuação da força transversal – “Veículo a curvar para a direita”**

Tabela 4.6. Resultados do estudo da situação “Veículo a curvar para a direita”.

| Resultados do estudo da situação “Veículo a curvar para a direita” | | | |
|--|--------|--------|-----|
| | 6 g | 1 g | |
| F_C | -252,7 | -252,7 | [N] |
| $F_{y,RFD}$ | 84,23 | 84,23 | [N] |
| $F_{y,RFE}$ | 84,23 | 84,23 | [N] |
| $F_{y,RT}$ | 84,23 | 84,23 | [N] |
| $F_{z,RFD}$ | -119 | -119 | [N] |
| $F_{z,RFE}$ | 119 | 119 | [N] |
| $F_{z,RT}$ | 0 | 0 | [N] |

Obs: Neste caso a força centrífuga tem sinal contrário, pois aponta no sentido contrário ao arbitrado.

❖ **Aplicação do princípio da sobreposição das forças devidas à atuação das forças vertical, transversal e longitudinal - “Veículo a travar e a curvar para a esquerda”**

Tabela 4.7. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

| Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a esquerda” | | | |
|--|---------|--------|-----|
| | 6 g | 1 g | |
| F_T | -671 | -671 | [N] |
| $F_{x,RFD}$ | 261 | 261 | [N] |
| $F_{x,RFE}$ | 261 | 261 | [N] |
| $F_{x,RT}$ | 149 | 149 | [N] |
| F_C | 252,7 | 252,7 | [N] |
| $F_{y,RFD}$ | -84,23 | -84,23 | [N] |
| $F_{y,RFE}$ | -84,23 | -84,23 | [N] |
| $F_{y,RT}$ | -84,23 | -84,23 | [N] |
| $F_{z,RFD}$ | 1816,36 | 443,43 | [N] |
| $F_{z,RFE}$ | 1577,76 | 204,82 | [N] |
| $F_{z,RT}$ | 1548,43 | 175,5 | [N] |

❖ **Aplicação do princípio da sobreposição das forças devidas à atuação das forças vertical, transversal e longitudinal – “Veículo a travar e a curvar para a direita”**

Tabela 4.8. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a direita”.

| Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a direita” | | | |
|---|---------|--------|-----|
| | 6 g | 1 g | |
| F_T | -671 | -671 | [N] |
| $F_{x,RFD}$ | 261 | 261 | [N] |
| $F_{x,RFE}$ | 261 | 261 | [N] |
| $F_{x,RT}$ | 149 | 149 | [N] |
| F_C | -252,7 | -252,7 | [N] |
| $F_{y,RFD}$ | 84,23 | 84,23 | [N] |
| $F_{y,RFE}$ | 84,23 | 84,23 | [N] |
| $F_{y,RT}$ | 84,23 | 84,23 | [N] |
| $F_{z,RFD}$ | 1577,76 | 204,82 | [N] |
| $F_{z,RFE}$ | 1816,36 | 443,43 | [N] |
| $F_{z,RT}$ | 1548,43 | 175,5 | [N] |

❖ **Aplicação do princípio da sobreposição das forças devidas à atuação das forças vertical, transversal e longitudinal – “Veículo a travar e a curvar para a esquerda (limite de capotamento)”**

Tabela 4.9. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento”.

| Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento” | | | |
|--|----------|---------|-----|
| | 6 g | 1 g | |
| F_T | -410 | -410 | [N] |
| $F_{x,RFD}$ | 261 | 261 | [N] |
| $F_{x,RFE}$ | 0 | 0 | [N] |
| $F_{x,RT}$ | 149 | 149 | [N] |
| F_C | -1639,90 | -185,87 | [N] |
| $F_{y,RFD}$ | 1052,45 | 83,10 | [N] |
| $F_{y,RFE}$ | 0 | 0 | [N] |
| $F_{y,RT}$ | 587,45 | 102,77 | [N] |
| $F_{z,RFD}$ | 3394,12 | 648,25 | [N] |
| $F_{z,RFE}$ | 0 | 0 | [N] |
| $F_{z,RT}$ | 1548,43 | 175,5 | [N] |

❖ **Aplicação do princípio da sobreposição das forças devidas à atuação das forças vertical, transversal e longitudinal – “Veículo a travar e a curvar para a direita (limite de capotamento)”**

Tabela 4.10. Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento”.

| Resultados do estudo da situação “Veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento” | | | |
|---|------------------|------------------|-----|
| | 6 g | 1 g | |
| F_T | -410 | -410 | [N] |
| $F_{x,RFD}$ | 0 | 0 | [N] |
| $F_{x,RFE}$ | 261 ⁴ | 261 ⁴ | [N] |
| $F_{x,RT}$ | 149 ⁴ | 149 ⁴ | [N] |
| F_C | 1639,90 | 185,87 | [N] |
| $F_{y,RFD}$ | 0 | 0 | [N] |
| $F_{y,RFE}$ | -1052,45 | -83,09 | [N] |
| $F_{y,RT}$ | 587,45 | -102,77 | [N] |
| $F_{z,RFD}$ | 0 | 0 | [N] |
| $F_{z,RFE}$ | 3394,12 | 648,25 | [N] |
| $F_{z,RT}$ | 1548,43 | 175,5 | [N] |

De todas as situações estudadas, conclui-se que o pior caso é “veículo a travar e a curvar para a direita/esquerda”, pois é aquele que estará sujeito a maiores esforços. A situação “veículo a travar e a curvar para a direita/esquerda – limite de capotamento”, embora seja um caso limite, também deverá de ser analisado.

4.2. Esforços nas chumaceiras de rolamento

As forças presentes nos rolamentos do cubo das rodas frontais direita e esquerda foram determinadas pelas equações presentes no apêndice B, a partir dos resultados da determinação dos esforços nas rodas e com base nos diagramas de corpo livre da Figura 4.3 e da Figura 4.4 tendo como finalidade o posterior dimensionamento do veio e do cubo de cada roda, tanto à resistência como à deformação angular nos apoios.

Através dos diagramas de corpo livre das rodas frontais esquerda e direita, são determinadas as componentes das forças axial e radial que atuam nos rolamentos, sendo a

força axial dada pela componente segundo y e a força radial é dada pelas componentes segundo x e z , de acordo com o sistema de eixos do veículo.

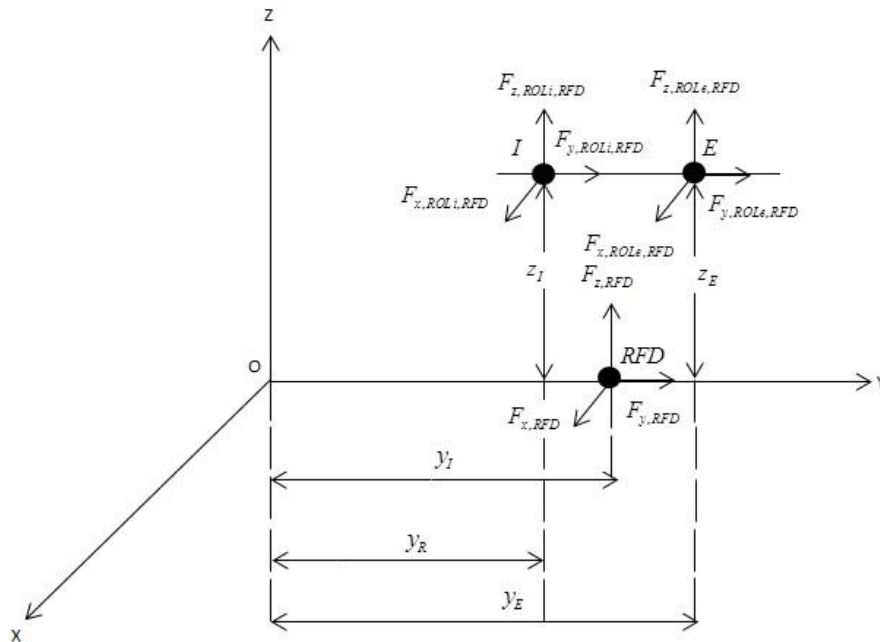


Figura 4.3. Diagrama do corpo livre (roda frontal direita).

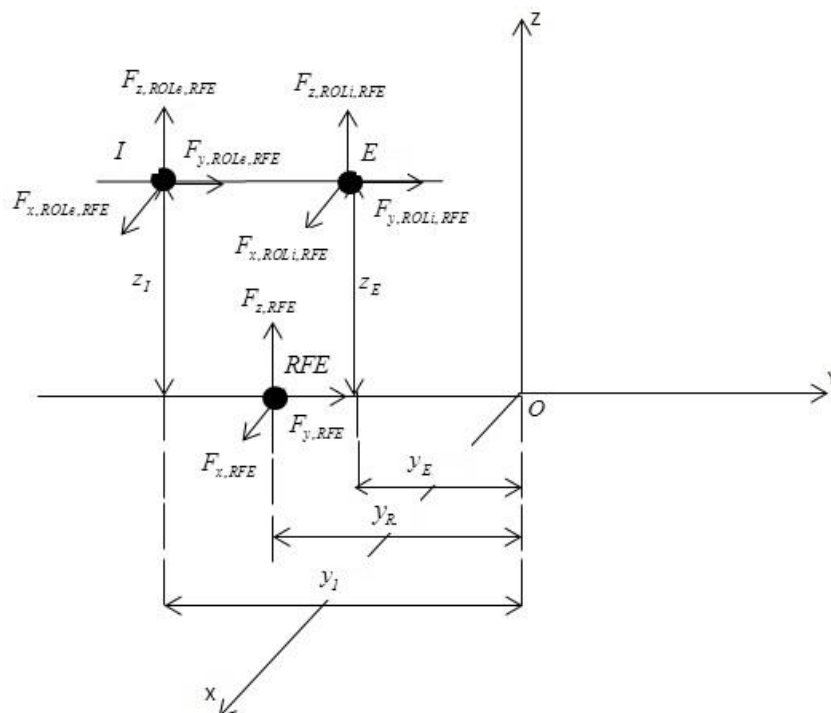


Figura 4.4. Diagrama do corpo livre (roda frontal esquerda).

Antes de dar início a este estudo, foi necessário determinar o posicionamento da roda e dos rolamentos interior e exterior do cubo, enquadrando-os no sistema de coordenadas XYZ.

A determinação do ponto de contacto da roda com o solo é feita com recurso à Figura 4.1. Assume-se que está em contacto direto com o solo e posicionada do lado direito ou esquerdo da origem dos eixos, no extremo direito ou esquerdo da via, caso se trate da roda direita ou esquerda. Como a distância “a” é medida entre os extremos da via, considera-se metade dessa distância, ou seja, $\frac{a}{2}$.

A determinação do centro do rolamento exterior e interior foi feita com base na Figura 4.5. As expressões abaixo, posicionam o centro dos rolamentos exterior e interior, segundo y.

$$y_E = \frac{0,502}{2} + (-59,8 + 12 + 12,25 + 7 + 65,3 + 3,5) \times 0,001 = 0,29125 \text{ m} \quad (4.11)$$

$$y_I = \frac{0,502}{2} + (-59,8 + 12 + 12,25 + 3,5) \times 0,001 = 0,21895 \text{ m} \quad (4.12)$$

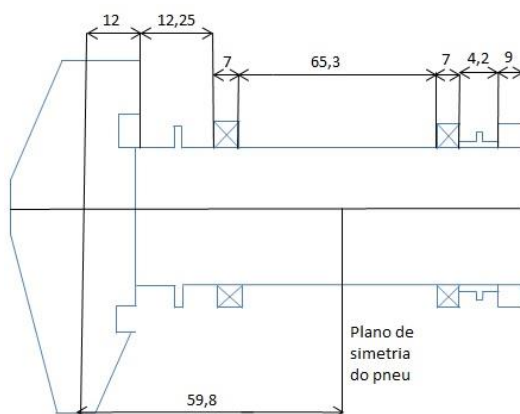


Figura 4.5. Esboço da manga de eixo do veículo (dimensões em mm).

Tabela 4.11. Localização da roda e dos rolamentos interior e exterior do cubo da roda.

| | Posição segundo y [m] | Posição segundo z [m] |
|--|-----------------------------|-----------------------|
| Ponto de contacto da roda com o solo, <i>RFD</i> ou <i>RFE</i> | $y_R = \frac{a}{2} = 0,251$ | $z_R = 0$ |
| Centro do rolamento exterior, <i>E</i> | $y_E = 0,29125$ | $z_E = 0,237$ |
| Centro do rolamento interior, <i>I</i> | $y_I = 0,21895$ | $I = 0,237$ |

Obs: Para o caso da roda frontal esquerda estes valores são iguais (em módulo), pois as rodas são simétricas, segundo z.

4.2.1. Resultados da determinação dos esforços nas chumaceiras de rolamento

Os resultados da determinação dos esforços nas chumaceiras de rolamentos são apresentados nas tabelas seguintes.

Tabela 4.12. Resultados da determinação dos esforços nos rolamentos da roda frontal direita, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 6 g.

| Situação | Roda direita – 6 g | |
|---|---|--|
| | Forças no rolamento interior [N] | Forças no rolamento exterior [N] |
| “Veículo a andar em linha reta” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFD} = -917,19 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = 0 \\ F_{y,ROLe,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFD} = -730,33 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar em linha reta” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFD} = -25,58 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFD} = -21,96 \end{cases}$ |
| “Veículo a curvar para a direita” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFD} = 342,52 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = 0 \\ F_{y,ROLe,RFD} = -84,23 \\ F_{z,ROLe,RFD} = -223,22 \end{cases}$ |
| “Veículo a curvar para a esquerda” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 84,23 \\ F_{z,ROLi,RFD} = -342,52 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = 0 \\ F_{y,ROLe,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFD} = 223,21 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar e a curvar para a direita” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFD} = -602,25 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFD} = -84,23 \\ F_{z,ROLe,RFD} = -975,51 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar e a curvar para a esquerda” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 84,23 \\ F_{z,ROLi,RFD} = -1287,29 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFD} = -529,07 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFD} = 1560,41 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFD} = -1052,41 \\ F_{z,ROLe,RFD} = -4954,53 \end{cases}$ |

Tabela 4.13. Resultados da determinação dos esforços nos rolamentos da roda frontal direita, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 1 g.

| Situação | Roda direita – 1 g | |
|---|--|---|
| | Forças no rolamento interior [N] | Forças no rolamento exterior [N] |
| “Veículo a travar e a curvar para a direita” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFD} = 162,08 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFD} = -84,23 \\ F_{z,ROLe,RFD} = -366,90 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar e a curvar para a esquerda” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFD} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFD} = 84,23 \\ F_{z,ROLi,RFD} = -522,97 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFD} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFD} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFD} = 79,54 \end{cases}$ |

Tabela 4.14. Resultados da determinação dos esforços nos rolamentos da roda frontal esquerda, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 6 g.

| Situação | Roda esquerda – 6 g | |
|--|---|---|
| | Forças no rolamento interior [N] | Forças no rolamento exterior [N] |
| “Veículo a andar em linha reta” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{y,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFE} = -917,19 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = 0 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFE} = -730,33 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar em linha reta” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFE} = -25,58 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFE} = -21,96 \end{cases}$ |
| “Veículo a curvar para a direita” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{y,ROLi,RFE} = -84,23 \\ F_{z,ROLi,RFE} = 209,69 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = 0 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFE} = -328,99 \end{cases}$ |
| “Veículo a curvar para a esquerda” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{y,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFE} = -209,69 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = 0 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 84,23 \\ F_{z,ROLe,RFE} = 328,99 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar e a curvar para a direita” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFE} = -84,23 \\ F_{z,ROLi,RFE} = -735,08 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFE} = -1081,28 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar e a curvar para a esquerda” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFE} = -1154,46 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 84,23 \\ F_{z,ROLe,RFE} = -423,30 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFE} = -5339,47 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 1052,45 \\ F_{z,ROLe,RFE} = -1945,35 \end{cases}$ |

Tabela 4.15. Resultados da determinação dos esforços nos rolamentos da roda frontal esquerda, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 1 g.

| Situação | Roda esquerda – 1 g | |
|---|--|---|
| | Forças no rolamento interior [N] | Forças no rolamento exterior [N] |
| “Veículo a travar e a curvar para a direita” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFE} = 84,23 \\ F_{z,ROLi,RFE} = 29,25 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLe,RFE} = -472,68 \end{cases}$ |
| “Veículo a travar e a curvar para a esquerda” | $\begin{cases} F_{x,ROLi,RFE} = -145,30 \\ F_{y,ROLi,RFE} = 0 \\ F_{z,ROLi,RFE} = -390,13 \end{cases}$ | $\begin{cases} F_{x,ROLe,RFE} = -115,70 \\ F_{y,ROLe,RFE} = 84,23 \\ F_{z,ROLe,RFE} = 185,31 \end{cases}$ |

Verifica-se que o rolamento que está sujeito a maiores esforços é o rolamento interior, à exceção da situação em que a roda é interior à curva, pois nesse caso, é o rolamento exterior que está sujeito a forças maiores.

4.3. Verificação da área de colagem dos tampões da roda ao cubo da roda

Os tampões da roda, tal como se referiu anteriormente irão ser colados do lado de dentro das flanges do cubo e como tal, é necessário averiguar se as flanges têm o diâmetro correto para permitir essa colagem.

Sabe-se que a tensão de corte, τ , é dada por:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.13)$$

Para este caso:

$$F = \frac{m \times g \times G}{n_{\text{rodas}} \times n} \quad (4.14)$$

$$A = \frac{\pi}{4} \times (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2) \quad (4.15)$$

A verificação da área de colagem dos tampões às flanges do cubo da roda foi feita de acordo com o critério de Von Mises, para a condição de corte puro, que segundo Shigley *et al.* (2005) é dado por:

$$\tau = 0,577 \times \sigma_{\text{ced}} \quad (4.16)$$

A colagem dos tampões é feita com a resina escolhida, a AMPREG 26 (Gurit), com uma tensão de rotura igual a 80,3 MPa, para um endurecimento lento. Considerando a resina como um material frágil, segundo Branco *et al.* (2005) assume-se que:

$$\sigma_{\text{ced}} = \sigma_R \quad (4.17)$$

Admite-se que a tensão de cedência é igual a 80,3 MPa e que o coeficiente de segurança é igual a 2. Os dados necessários para a verificação estão contidos na Tabela 4.16.

Tabela 4.16. Dados introduzidos para a verificação da área de colagem dos tampões da roda ao cubo da roda (arredondados às centésimas).

| Dados introduzidos para a verificação da área de colagem dos tampões da roda ao cubo da roda | | |
|--|-------|-------|
| σ_{ced} | 80,3 | [MPa] |
| n | 2 | [-] |
| $D_{exterior}$ (flange do lado interior do cubo) | 0,066 | [m] |
| $D_{exterior}$ (flange do lado exterior do cubo) | 0,057 | [m] |
| $D_{interior}$ (flange do lado interior do cubo) | 0,056 | [m] |
| $D_{interior}$ (flange do lado exterior do cubo) | 0,041 | [m] |

❖ **Verificação da área de colagem dos tampões na flange do lado interior do cubo:**

$$A = \frac{F}{\tau} \Leftrightarrow A = \frac{m \times g \times G}{n_{rodas} \times n} \Leftrightarrow A = \frac{84 \times 9,80665 \times 6}{3 \times 2} = 1,78 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (4.18)$$

$$D_{ext} = \sqrt{\left(A \times \frac{4}{\pi}\right) + D_{int}^2} = \sqrt{\left(1,78 \times 10^{-5} \times \frac{4}{\pi}\right) + 0,0560^2} = 0,0562 \text{ m} \quad (4.19)$$

❖ **Verificação da área de colagem dos tampões na flange do lado exterior do cubo:**

$$A = \frac{F}{\tau} \Leftrightarrow A = \frac{m \times g \times G}{n_{rodas} \times n} \Leftrightarrow A = \frac{84 \times 9,80665 \times 6}{3 \times 2} = 1,78 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (4.20)$$

$$D_{ext} = \sqrt{\left(A \times \frac{4}{\pi}\right) + D_{int}^2} = \sqrt{\left(1,78 \times 10^{-5} \times \frac{4}{\pi}\right) + 0,0410^2} = 0,0413 \text{ m} \quad (4.21)$$

Como nos dois casos, o diâmetro exterior da flange calculado na verificação é menor que o diâmetro exterior “real”, verifica-se que ambas as flanges do cubo estão bem dimensionadas para a colagem dos tampões.

4.4. Dimensionamento estático

Segundo Branco *et al.* (2005), para situações estáticas ou de choque e considerando os fenómenos de ruína dútil ou rotura frágil, a tensão admissível, σ_{adm} , pode ser dada por:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{ced}}{n} \quad (4.22)$$

Este será o critério de dimensionamento à resistência utilizado durante a análise estrutural, a fim de avaliar a resistência dos componentes testados.

As simulações foram realizadas para as duas rodas frontais, para todas as situações estudadas. Como foram realizadas várias simulações optou-se por apresentar uma simulação dos componentes, relativa a uma das situações, movendo as restantes para o apêndice D.

Em todas as simulações o procedimento foi semelhante:

- ❖ No caso do cubo, as componentes da força radial foram colocadas nos apoios dos rolamentos exterior e interior, nas superfícies do cubo onde apoia o anel externo dos rolamentos;
- ❖ No caso do veio, as componentes da força radial foram colocadas nos apoios dos rolamentos interior e exterior, nas superfícies do veio onde apoia o anel interno dos rolamentos;
- ❖ Em ambos os casos, a componente da força axial é colocada apenas no apoio do rolamento exterior, uma vez que a força axial no rolamento interior é transmitida à manga de eixo pelo anel que faz de batente do anel interno do rolamento e só numa situação em que a roda é interior à curva, pois é a que exige mais esforço neste rolamento.

As forças aplicadas nos apoios dos rolamentos, são as resultantes³ da determinação dos esforços nas chumaceiras de rolamento (subcapítulo 5.2)

Antes de apresentar os resultados das análises é importante referir que o sistema de eixos arbitrado (E) é diferente do sistema de eixos do programa (F), como se pode observar na Figura 4.6.

³ Resultados arredondados às centésimas

Assim sendo, $x_{\text{sistema eixos arbitrado}} = -y_{\text{sistema de eixos do programa}}$.

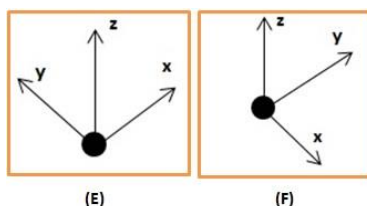


Figura 4.6. Representação do sistema de eixos arbitrado (E) e o do programa (F).

4.4.1. Resultados do dimensionamento estático do cubo da roda frontal esquerda/direita

Para a simulação deste componente (Figura 4.7), de modo a estudar a deformação do mesmo, colocou-se uma restrição fixa (x, y e z), na face interior da flange interior (B) e uma restrição fixa (y e z), na face interior da flange exterior (A). A restrição é diferente da anterior, pois pretende-se que o componente se mova, para poder estudar a sua deformação. A representação do local das forças aplicadas no cubo da roda frontal encontra-se na Figura 4.8.

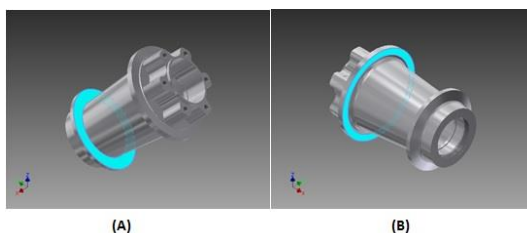


Figura 4.7. Representação das restrições aplicadas no cubo da roda frontal.

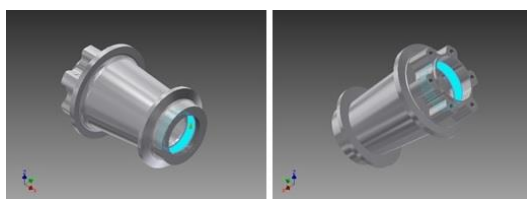


Figura 4.8. Representação do local das forças aplicadas no cubo da roda frontal.

❖ Simulação da situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento”

Para esta simulação as forças aplicadas são as que se encontram na Tabela 4.14. Como no caso em estudo a roda não é interior à curva, a componente da força axial não é aplicada na superfície de apoio dos rolamentos.

Para esta simulação, a tensão máxima de *Von Mises* foi de 172,2 MPa, com um coeficiente de segurança mínimo de 1,57 (Figura 4.9). O deslocamento máximo é de 0,0232 mm. Embora seja uma zona crítica de acordo com o programa, na prática este deslocamento não comprometeria a estrutura, por ser um deslocamento muito pequeno (na ordem dos μm) (Figura 4.10).

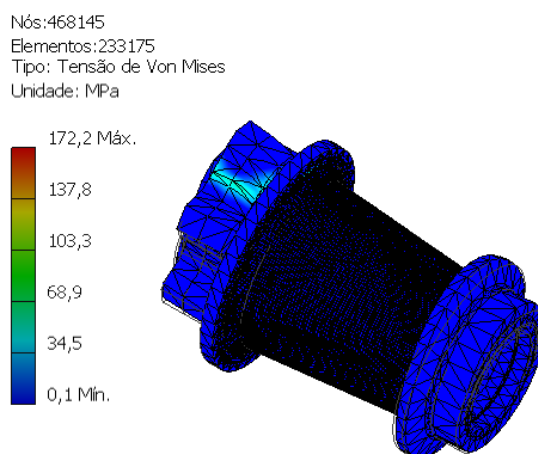


Figura 4.9. Tensão máxima de Von Mises no cubo da roda frontal, para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento”.

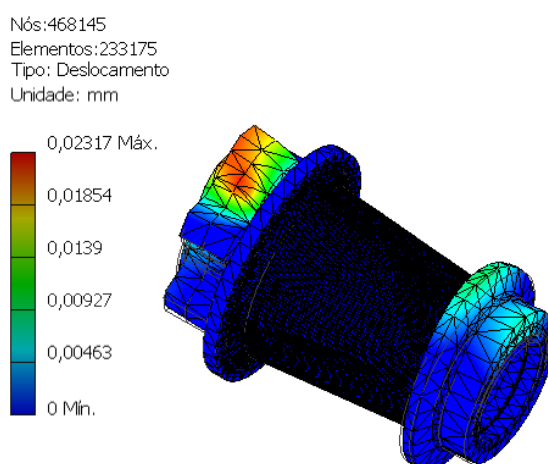


Figura 4.10. Deslocamento máximo do cubo da roda frontal, para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento”.

4.4.2. Resultados do dimensionamento estático do veio da roda frontal esquerda/direita

Para a simulação deste componente (Figura 4.11), de modo a estudar a deformação do mesmo, colocou-se uma restrição fixa (x, y e z), na face interior do anel do veio que faz de batente da manga de eixo (G) e uma restrição de pino (que fixa a direção axial e radial mas deixa livre a direção tangencial), na superfície onde o veio está ligado à manga de eixo (H). Na Figura 4.12 encontra-se a representação do local das forças aplicadas no veio da roda frontal.

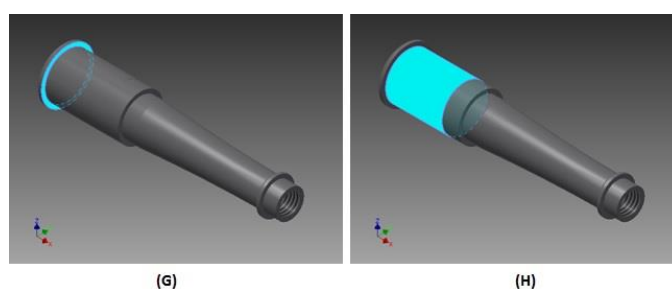


Figura 4.11. Representação do local das restrições aplicadas no veio da roda frontal.

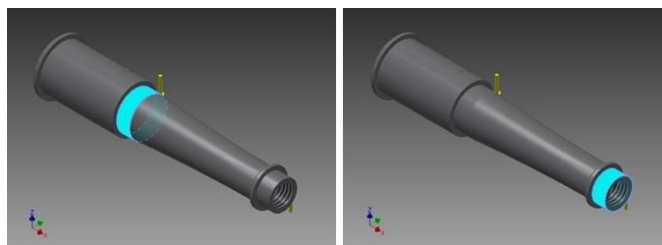


Figura 4.12. Representação do local das forças aplicadas no veio da roda frontal.

❖ Simulação da situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita – limite de capotamento”

Para esta simulação as forças aplicadas são as que se encontram na Tabela 4.14. Como no caso em estudo a roda não é interior à curva, a componente da força axial não é aplicada no apoio do rolamento exterior.

Para esta simulação, a tensão máxima de *Von Mises* foi de 671,4 MPa, com um coeficiente de segurança mínimo de 1,34 (Figura 4.13). O deslocamento máximo foi de 0,49 mm, que poderá vir a comprometer a estrutura na superfície onde apoia o rolamento exterior. (Figura 4.14).

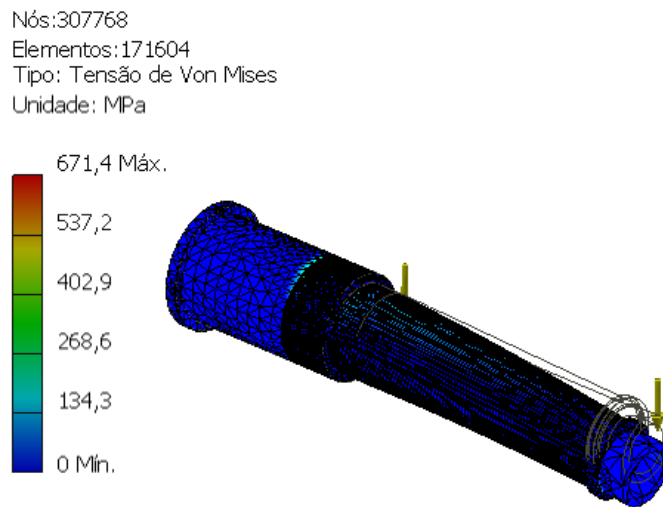


Figura 4.13. Tensão máxima de Von Mises no veio da roda frontal esquerda.

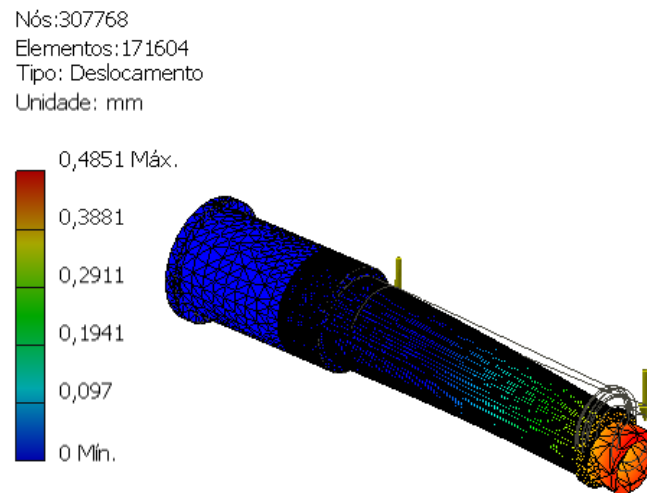


Figura 4.14. Deslocamento máximo do veio da roda frontal esquerda.

4.5. Dimensionamento à deformação angular dos apoios e determinação do momento de atrito dos rolamentos

De acordo com o catálogo FAG – WL 41 520/3 PB, é necessário estudar a capacidade de adaptação angular dos rolamentos, de modo a garantir que estes estejam bem alinhados, pois erros de alinhamento conduzem a esforços adicionais, diminuindo o seu tempo de vida.

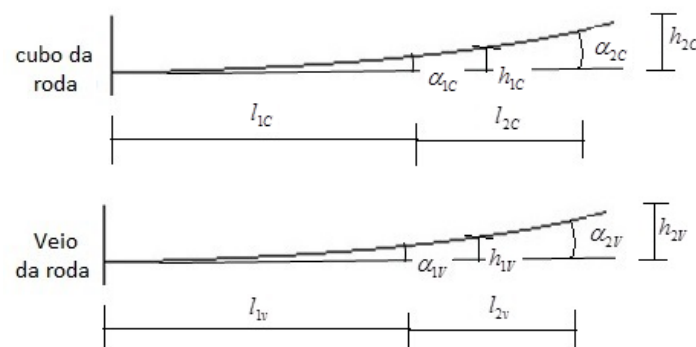
A Tabela 4.17 mostra-nos os valores dos ângulos de adaptação em minutos, de acordo com a série de rolamentos e o tipo de carga.

Tabela 4.17. Ângulos de adaptação em minutos (Catálogo FAG - WL 41 520/3 PB).

| Séries de rolamentos | Carga reduzida | Carga elevada |
|----------------------|----------------|----------------|
| 62, 622, 63, 623, 64 | 5 a 10 minutos | 8 a 16 minutos |
| 618, 160, 60 | 2 a 6 minutos | 5 a 10 minutos |

Pelos resultados da determinação dos esforços nas chumaceiras de rolamento, para uma força vertical correspondente a uma aceleração vertical de 1 g, considera-se que os rolamentos sofrem carga reduzida. Sendo rolamentos da série 618, o ângulo de adaptação neste caso, situar-se-á entre 2 a 6 minutos. O dimensionamento será efetuado para uma média entre esses dois valores, isto é, para 4 minutos, para as situações “Veículo trava e curva para a direita/esquerda”, tanto para a roda frontal direita, como para a roda frontal esquerda.

Na Figura 4.15 apresenta-se um esboço do deslocamento do veio e do cubo da roda. Considera-se que $l_{1V} = l_{1C} = 9$ mm e $l_{2V} = l_{2C} = 65,3$ mm.


Figura 4.15. Esboço da deformação angular dos rolamentos exterior e interior, para o veio e o cubo da roda.

O ângulo de adaptação é dado por:

$$\alpha = \left(\arctg \frac{h}{l} \right) \times 60 \quad (4.23)$$

O critério de verificação é dado por:

$$[(\alpha_{2V} - \alpha_{1V}) - (\alpha_{2C} - \alpha_{1C})] < 4' \times n_{\text{rolamentos}} = 8' \quad (4.24)$$

A análise de elementos finitos para estes dois componentes, permitirá saber quais os deslocamentos nos apoios dos rolamentos.

4.5.1. Resultados do dimensionamento à deformação angular nos apoios

O dimensionamento e verificação da deformação angular dos apoios é feito com base nas equações 4.23 e 4.24.

Para poder determinar a deformação angular dos apoios foi necessário realizar uma simulação do cubo e do veio da roda, para os piores casos (como se pretende estudar a deformação angular dos apoios em condições normais de serviço, despreza-se a situação “Veículo a travar e a curvar esquerda/direita– limite de capotamento” e considera-se como pior caso a situação “Veículo a travar e a curvar para a esquerda/direita”), de modo a encontrar os valores da deformação do veio nos apoios dos rolamentos (h_{1V} e h_{2V}) e da deformação do cubo da roda (h_{1C} e h_{2C}), provocados pelas forças que atuam nos rolamentos.

Em seguida, é necessário verificar se o ângulo de adaptação dos rolamentos é inferior a 8 minutos.

Para esta simulação, o local de aplicação das restrições e das forças foi o mesmo que no dimensionamento à resistência (Figuras 4.7, 4.8, 4.11 e 4.12).

Avaliou-se a deformação angular nos apoios para uma das situações, colocando as restantes no apêndice E.

❖ Simulação da situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita”

Para esta simulação as forças aplicadas são as que se encontram na Tabela 4.15 para esta situação “Veículo a travar e a curvar para a direita”.

Como no caso em estudo a roda não é interior à curva, a componente não é aplicada no apoio dos rolamentos.

Os valores encontrados para as deformações do veio e do cubo foram, h_{1V} , h_{2V} , h_{1C} e h_{2C} , cujos valores foram 0,0025 mm, 0,1058 mm, 0,0001 mm e 0,0012 mm, respetivamente, como se pode observar na Figura 4.16 e na Figura 4.17.

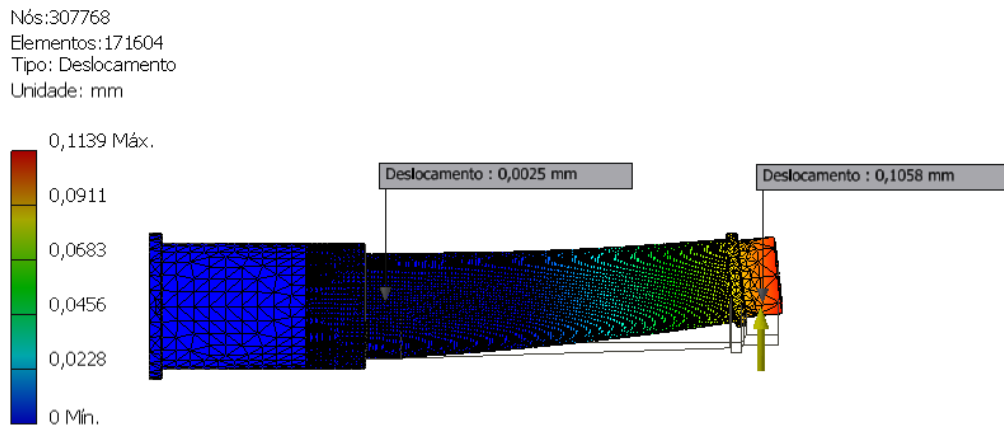


Figura 4.16. Deformação do veio da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda esquerda: Veículo a travar e a curvar para a direita”.

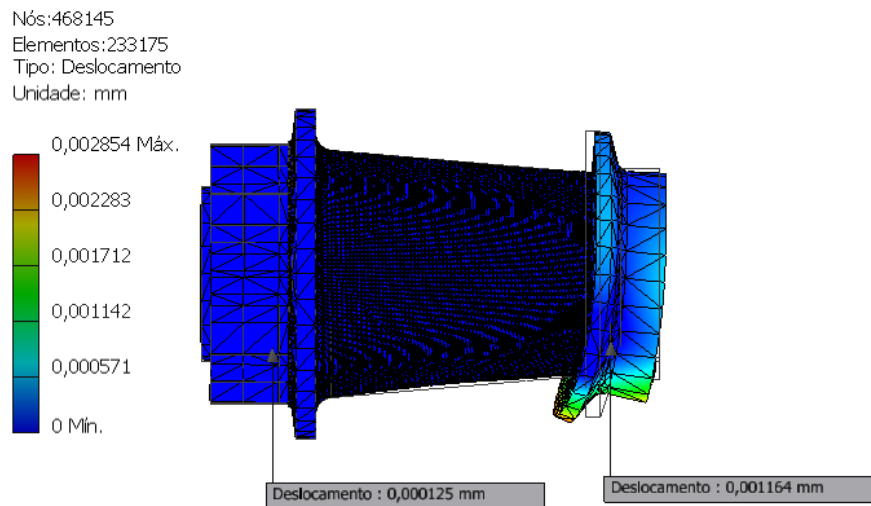


Figura 4.17. Deformação do cubo da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda esquerda: Veículo a travar e a curvar para a direita”.

Sabendo que $l_{1V} = l_{1C} = 9 \text{ mm}$ e $l_{2V} = l_{2C} = 65,3 \text{ mm}$, o ângulo de adaptação do rolamento interior no veio da roda é igual a:

$$\alpha_{1V} = \left(\arctg \frac{0,0025}{9} \right) \times 60 = 0,95'$$

O ângulo de adaptação do rolamento exterior no veio da roda é:

$$\alpha_{2V} = \left(\arctg \frac{0,1058}{65,3} \right) \times 60 = 5,57'$$

O ângulo de adaptação do rolamento interior no cubo da roda é igual a:

$$\alpha_{1C} = \left(\arctg \frac{0,0001}{9} \right) \times 60 = 0,04'$$

O ângulo de adaptação do rolamento exterior no cubo da roda é:

$$\alpha_{2C} = \left(\arctg \frac{0,0012}{65,3} \right) \times 60 = 0,06'$$

O critério de verificação é dado por:

$$[(\alpha_{2V} - \alpha_{1V}) - (\alpha_{2C} - \alpha_{1C})] < 4' \times n_{\text{rolamentos}} = 8' \quad (4.24)$$

Para este caso,

$$[(5,57 - 0,95) - (0,06 - 0,04)] < 8' \Leftrightarrow 4,60' < 8'$$

Verifica-se que, para esta situação, os rolamentos interior e exterior estão bem dimensionados à deformação angular nos apoios.

4.5.2. Determinação do momento de atrito

A determinação do momento de atrito foi realizada para as piores situações, em condições normais de funcionamento, ou seja para o caso “Veículo a travar e a curvar para a direita/esquerda”, para as rodas frontais esquerda e direita, baseada no método de cálculo da SKF, apresentado no anexo A. De modo a não sobrecarregar o documento principal optou-se por exemplificar o método de cálculo para uma das situações e colocar os restantes resultados em tabelas, pois o procedimento é o mesmo.

❖ **Determinação do momento de atrito dos rolamentos para a situação “Roda direita: Veículo a travar e a curvar para a esquerda”, para o rolamento interior (61804)**

Antes de iniciar a determinação do momento de atrito foram tomadas as seguintes considerações:

- ✓ Velocidade de 34,2 km/h;
- ✓ A temperatura de serviço é igual a 24°C;
- ✓ A lubrificação é feita com óleo sintético;

O momento de atrito total, pelo novo método de cálculo da SKF é dado por:

$$M = \varphi_{ish}\varphi_{rs}M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (I.10)$$

❖ Momento de atrito de escorregamento

O momento de atrito de escorregamento é dado por:

$$M_{sl} = G_{sl}\mu_{sl} \quad (I.2)$$

Os dados necessários para a determinação do atrito de escorregamento encontram-se na Tabela 4.18.

Tabela 4.18. Dados introduzidos para a determinação do momento de atrito de escorregamento.

| Dados introduzidos | | |
|----------------------------|-----------------------|---|
| Variáveis | Valores | Observações |
| S_1 | $6,50 \times 10^{-3}$ | Série de rolamento 618 |
| S_2 | 0,78 | Série de rolamento 618 |
| d_m [mm] | 26 | (-) |
| F_r [N] | 542,78 | (-) |
| F_a [N] | 84,23 | (-) |
| C_0 [kN] | 2,32 | Carga estática do rolamento 61804 |
| μ_{bl} | 0,15 | Depende do aditivo acrescentado ao lubrificante |
| v_r [rpm] | 326,59 | (-) |
| μ_{EHL} | 0,04 | Lubrificação com óleo sintético |
| ν [mm ² /s] | 87,5 | (-) |

✚ Determinação da variável de atrito de escorregamento, G_{sl} :

$$G_{sl} = S_1 d_m^{-0,145} \left(F_r^5 + \frac{S_2 d_m^{1,5}}{\text{sen}\alpha_F} F_a^4 \right)^{1/3} \quad \text{se } F_a > 0 \quad (4.25)$$

$$F_r = \sqrt{F_{z,ROLi,RFD}^2 + F_{x,ROLi,RFD}^2} \quad (4.26)$$

$$F_a = F_{y,ROLi,RFD} \quad (4.27)$$

$$\alpha_F = 24,6 \times \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,24} \quad (4.28)$$

Então:

$$G_{sl} = 146,40 \quad (4.29)$$

✚ Determinação do coeficiente de atrito de escorregamento, μ_{sl} :

$$\mu_{sl} = \varphi_{bl}\mu_{bl} + (1 - \varphi_{bl})\mu_{EHL} \quad (I.4)$$

$$\varphi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \times 10^{-8}(v_r \times v)^{1,4} d_m}} \quad (I.5)$$

$$v_r = \frac{v \times 60}{2\pi} \quad (I.6)$$

Para determinar a viscosidade cinemática, v_c , o procedimento foi: para uma velocidade de rotação de 326,59 rpm e para um diâmetro médio de 26 mm, a viscosidade cinemática mínima, v_1 é igual a 87,5 mm²/s, pelo ábaco da Figura A.3; tendo um valor de v_1 , pelo ábaco da Figura A.4, observa-se que a viscosidade cinemática é aproximadamente igual a 46 mm²/s (classe de óleo ISO VG 46). Porém, este valor é muito abrangente, pois entre as classes de óleo identificadas no ábaco, existem outras, motivo pelo qual o valor encontrado não é exato. A melhor forma de fazer uma boa aproximação do valor da viscosidade cinemática é admitir que $v = v_1$, para uma determinada temperatura de serviço. Então, para uma temperatura de serviço igual a 24 °C e para uma viscosidade cinemática de 46 mm²/s, a viscosidade cinemática mínima toma o valor de 87,5 mm²/s (de notar que, neste caso, o valor encontrado foi igual ao primeiro valor para esta variável, mas tal não significa que aconteça o mesmo para todos os valores. Por exemplo, para uma velocidade de rotação igual a 326,59 rpm e um diâmetro médio de 21,5 mm, tem-se uma viscosidade cinemática mínima de 75 mm²/s que daria uma viscosidade cinemática de 32 mm²/s. Para esse valor de viscosidade cinemática, com uma temperatura de serviço igual a 24°C, a viscosidade cinemática mínima seria de 62,5 mm²/s).

Para os valores introduzidos, tem-se que:

$$\varphi_{bl} = 0,31 \quad (4.30)$$

Então:

$$\mu_{sl} = 0,0013 \quad (4.31)$$

Com todos os valores determinados, o momento de atrito de escorregamento é igual a 0,19 N·mm.

❖ Momento de atrito de rolamento

O momento de atrito de rolamento é dado por:

$$M_{rr} = G_{rr}(vn)^{0,6} \quad (I.7)$$

Os dados necessários para a determinação do atrito de escorregamento encontram-se na Tabela 4.19.

Tabela 4.19. Dados introduzidos para a determinação do momento de atrito de rolamento.

| Dados introduzidos | | |
|--------------------------|----------------------|-----------------------------------|
| Variáveis | Valores | Observações |
| R_1 | $4,7 \times 10^{-7}$ | Série de rolamento 618 |
| R_2 | 1,7 | Série de rolamento 618 |
| d_m [mm] | 26 | (-) |
| F_r [N] | 542,78 | (-) |
| F_a [N] | 84,23 | (-) |
| C_0 [kN] | 2,32 | Carga estática do rolamento 61804 |
| v_r [rpm] | 326,59 | (-) |
| v [mm ² /s] | 87,5 | (-) |

✚ Determinação da variável de atrito de rolamento, G_{rr} :

$$G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} \left(F_r + \frac{R_2}{\text{sen}\alpha_F} F_a \right)^{0,54} \quad \text{se } F_a > 0 \quad (4.32)$$

$$F_r = \sqrt{F_{z,ROLi,RFD}^2 + F_{x,ROLi,RFD}^2} \quad (4.26)$$

$$F_a = F_{y,ROLi,RFD} \quad (4.27)$$

$$\alpha_F = 24,6 \times \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,24} \quad (4.28)$$

Então:

$$G_{rr} = 0,013 \quad (4.33)$$

Com todos os valores determinados, o momento de atrito de rolamento é igual a 6,31 N·mm.

❖ Momento de atrito de perdas por arrasto numa lubrificação por banho de óleo

O momento de atrito de perdas por arrasto pode ser calculado por:

$$M_{\text{drag}} = V_M K_{\text{ball}} d_m^5 v_r^2 \quad (I.8)$$

Os dados introduzidos para a determinação do momento de atrito de perdas por arrasto são apresentados na Tabela 4.20.

Tabela 4.20. Dados introduzidos para a determinação do momento de atrito de perdas por arrasto.

| Dados introduzidos | | |
|--------------------------|--------------------|--|
| Variáveis | Valores | Observações |
| i_{rw} | 1 | Número de carreiras do rolamento |
| K_Z | 3,1 | Rolamentos rígidos de esferas |
| d [mm] | 20 | (-) |
| D [mm] | 32 | (-) |
| V_M [N] | 0,000025 | Valor arbitrado (máximo para rolamento de esferas, pelo ábaco de baixo, na Figura A.6) |
| v_r [rpm] | 326,59 | (-) |
| v [mm ² /s] | 87,5 | (-) |
| K_{rs} | 3×10^{-8} | Lubrificação feita com banho de óleo de nível baixo |

✚ Determinação da constante relacionada com os rolamentos de esferas, K_{ball} :

$$K_{ball} = \frac{i_{rw} K_Z (d + D)}{D - d} \times 10^{-12} \quad (I.9)$$

Então,

$$K_{ball} = 1,34 \times 10^{-11} \quad (4.34)$$

Com todos os valores determinados, o momento de atrito de perdas por arrasto é igual a 0,004 N·mm.

❖ Determinação do fator de redução por aquecimento por corte na entrada

O fator de redução por aquecimento por corte na entrada pode ser calculado por:

$$\varphi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} (v_r d_m)^{1,28} v^{0,64}} \quad (I.11)$$

Com os dados da Tabela 4.20, o fator de redução por aquecimento por corte na entrada é igual a 0,997.

❖ Determinação do fator de redução de reabastecimento/privação cinemático

O fator de redução de reabastecimento/privação cinemático é dado por:

$$\varphi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} v v_r (d+D)} \sqrt{\frac{k_z}{2(D-d)}}} \tag{I.12}$$

Com os dados da Tabela 4.20, o fator de redução do aquecimento por reabastecimento/privação é igual a 0,984.

Conclui-se, após todos os cálculos de todas as variáveis da equação (I.10), que o momento de atrito do rolamento 61804, para a situação em estudo é igual a 6,38 N·mm.

4.5.3. Resultados da determinação do momento de atrito

De modo a perceber a influência da modificação do rolamento exterior, determinou-se o momento de atrito, para o rolamento exterior atual (61804) e o momento de atrito após a modificação do rolamento modificado (61902). Os resultados apresentam-se na Tabela 4.21. Conclui-se que a modificação do rolamento exterior trouxe benefícios ao novo protótipo, conseguindo uma diminuição no momento de atrito no rolamento exterior.

Tabela 4.21. Resultados da determinação do momento de atrito do rolamento exterior no estado atual (61804) e no estado modificado (61902).

| Situação | Rolamento 61804 | | | | | | Rolamento 61902 | | | | | |
|----------------|--------------------|--------------------|----------------------|-----------------|----------------|---------------|--------------------|--------------------|----------------------|-----------------|----------------|---------------|
| | M_{sl} [N·mm] | M_{rr} [N·mm] | M_{drag} [N·mm] | φ_{ish} | φ_{rs} | M [N·mm] | M_{sl} [N·mm] | M_{rr} [N·mm] | M_{drag} [N·mm] | φ_{ish} | φ_{rs} | M [N·mm] |
| 1 ⁴ | 0,78 | 1,90 | | | | 2,65 | 0,81 | 0,98 | | | | 1,78 |
| 2 ⁵ | 6,12 | 5,88 | | | | 11,89 | 6,23 | 3,03 | | | | 9,23 |
| 3 ⁶ | 2,42 | 5,40 | 0,004 | 0,997 | 0,984 | 7,72 | 2,60 | 2,78 | 0,001 | 0,998 | 0,991 | 5,36 |
| 4 ⁷ | 6,22 | 3,72 | | | | 9,87 | 6,45 | 1,92 | | | | 8,34 |

Tabela 4.22. Comparação do momento de atrito do rolamento exterior para os estados: atual e modificado.

| Situação | Momento atrito do rolamento | Momento de atrito do rolamento | Percentagem da diminuição do momento de atrito |
|----------------|-----------------------------|--------------------------------|--|
| | 61804[N·mm] | 61902 [N·mm] | |
| 1 ⁴ | 2,65 | 1,78 | 32,80 |
| 2 ⁵ | 11,89 | 9,23 | 22,38 |
| 3 ⁶ | 7,72 | 5,36 | 30,65 |
| 4 ⁷ | 9,87 | 8,34 | 15,46 |

⁴ Situação “Roda direita: Veículo a travar e a curvar para a esquerda”

⁵ Situação “Roda direita: Veículo a travar e a curvar para a direita”

⁶ Situação “Roda esquerda: Veículo a travar e a curvar para a esquerda”

⁷ Situação “Roda esquerda: Veículo a travar e a curvar para a direita”

5. CONCLUSÕES

O trabalho desenvolvido permitiu aferir as conclusões mencionadas em seguida.

Relativamente à escolha da fibra de carbono e da resina epoxídica, verifica-se uma melhoria das propriedades mecânicas do compósito;

Quanto aos esforços nas rodas, verifica-se que os piores cenários são “Veículo a travar e a curvar para a esquerda/direita” e “Veículo a travar e a curvar para a esquerda/direita – limite de capotamento”;

Relativamente aos esforços nos rolamentos, observa-se que, para um caso geral, o rolamento interior é o que está sujeito a maiores esforços. Contudo, na situação em que a roda é interior à curva, o rolamento exterior, é submetido a uma força axial (pois é a situação que requer mais esforço deste rolamento) e como tal, é o que comportará mais esforços. Com o dimensionamento à deformação angular nos apoios, conclui-se que a otimização destes componentes foi alcançada, tendo ocorrido uma diminuição do momento de atrito dos mesmos, o que conduz a um menor valor de atrito do rolamento;

Comprovou-se, através da análise estrutural que todas as melhorias efetuadas se enquadram nos parâmetros de dimensionamento e que num caso geral as tensões e deslocamentos gerados não comprometem a estrutura. Através das simulações conclui-se que houve consideráveis sobredimensionamentos, pois para alguns casos menos exigentes, o coeficiente de segurança era superior a 15.

A otimização das rodas frontais foi alcançada, conseguindo uma solução final 20,5 % mais leve do que as rodas anteriores.

Para trabalhos futuros recomenda-se a otimização da zona do veio da roda onde apoia o rolamento exterior e a flange interior do cubo, por terem sido as zonas críticas nas simulações.

A construção dos componentes não foi possível, pelo que teria de ser um trabalho a ser realizado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alu Stock*. (s.d.). Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.alu-stock.es/pt/tecnica/informacao.html#propiedades>
- Alu Stock*. (s.d.). Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.alu-stock.es/catalogo/pdf/libro5/LA5-Cap11-Aleaciones-de-aluminio.pdf>
- Alu Stock*. (s.d.). Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.alu-stock.es/catalogo/pdf/libro5/LA5-Cap11-Aleaciones-de-aluminio.pdf>
- Auto Peças Online*. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de <http://www.autopecasonline24.pt/cubo-da-roda>
- Azevedo, Á. F. (2003). *Método dos elementos finitos*. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Branco, C. M., Ferreira, J. M., Costa, J. D., & Ribeiro, A. S. (2005). *Projecto de órgãos de máquinas*. Fundação Calouste Gulbenkian.
- Campagnolo*. (s.d.). Obtido em 20 de Maio de 2014, de pode-se observar os tampões atuais do Eco Veículo
- CANNONDALE*. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de <http://www.cannondale-parts.de/LEONARDI-lefty-hub>
- CANNONDALE*. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de http://www.vintagecannondale.com/cannondale/headshok/Lefty/lefty_hub.jpg
- CANYON. (s.d.). *Manual de utilizador*. Obtido em 2 de Agosto de 2014, de <http://media.canyon.com/download/fahrradhandbuecher/Canyon-RR-PT.pdf>
- Catálogo FAG - WL 41 520/3 PB. (s.d.).
- CELComponents. (s.d.). *Ficha técnica do ninho de abelha NOMEX comercial*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de http://www.celcomponents.com/download/Schede_tecniche/2012/nomex-uk.pdf
- Eco Veículo*. (s.d.). Obtido em 20 de Março de 2014, de <http://www.ecoveiculo.com/pt/>
- Freitas, M., & Silva, A. (s.d.). *Instituto Superior Técnico*. Obtido em 14 de Julho de 2014, de https://www.google.pt/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&cad=rja&uact=8&ved=0CC4QFjAC&url=http%3A%2F%2Fin3.dem.ist.utl.pt%2Fmcsdesign%2F02ed%2F01materiais%2Fpres7_1.pps&ei=CA_2U6qVCsGX1AXU6oDoCg&usg=AFQjCNEUbrHtaijGlbNQILOtnoeYLLuw
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, Inc.
- GRANOC. (s.d.). *Fibras de carbono da série YSA da GRANOC*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de http://www.ngfworld.com/dcms_media/other/skill_skill04.pdf
- GRANOC. (s.d.). *Fibras de carbono da série YSH da GRANOC*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de http://www.ngfworld.com/en/en_skill.html
- Gurit. (s.d.). *Ficha técnica da resina epoxidica AMPREG 21*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.gurit.com/files/documents/ampreg-21v7pdf.pdf>
- Gurit. (s.d.). *Ficha técnica da resina epoxidica AMPREG 22*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.gurit.com/files/documents/ampreg-22v18pdf.pdf>
- Gurit. (s.d.). *Ficha técnica da resina epoxidida AMPREG 26*. Obtido em 20 de Maio de 2014, de <http://www.gurit.com/files/documents/ampreg-26v11pdf.pdf>

- Gurit. (s.d.). *Ficha técnica da resina epoxidada AMPREG 26*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.gurit.com/files/documents/ampreg-26v11pdf.pdf>
- Gurit. (s.d.). *Ficha técnica resina epoxidica SP115*. Obtido em 20 de Maio de 2014, de <http://www.gurit.com/files/documents/sp-115v7pdf.pdf>
- Gurit. (s.d.). *Ficha técnica resina epoxidica SP115*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.gurit.com/files/documents/sp-115v7pdf.pdf>
- HED. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de <http://www.hedwheels.com/proddetail.asp?prod=DISCJET13>
- HEXTOW. (s.d.). *Catálogo fibras de carbono HEXTOW*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de http://www.hexcel.com/Resources/SelectorGuides/CarbonFiber_SelectorGuide_us.pdf
- HEXTOW. (s.d.). *Ficha técnica da fibra de carbono IM10*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.hexcel.com/resources/datasheets/carbon-fiber-data-sheets/im10.pdf>
- Hypescience. (s.d.). Obtido em 20 de Março de 2014, de <http://hypescience.com/por-que-demoraram-tanto-para-inventar-a-roda/>
- MAVIC. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de http://www.mavic.com/wheels-road-triathlon-comete-road#.U-6av_lDVqU
- Michelin. (s.d.). Obtido em 20 de Março de 2014, de <http://s07.static-shell.com/content/dam/shell-new/local/corporate/ecomarathon/downloads/pdf/americas/mich-tires-specs-2014.pdf>
- Michelin. (2003). *The tyre. Rolling resistance and fuel savings*. Société de Technologie Michelin.
- Mountain bike components*. (s.d.). Obtido em 20 de Maio de 2014, de <http://www.mountainbikecomponents.co.uk/items.asp?CategoryID=35&Name=Goldtec+Draco+Front+Hubs+-+Rims+-+Wheel+Build+Options>
- Origem das Coisas*. (s.d.). Obtido em 20 de Março de 2014, de <http://origemdascoisas.com/a-origem-da-roda/>
- Pereira, C. (2012). *Compósitos: Desde o espaço ao planeta terra*. Obtido em 20 de Maio de 2014, de Fibrenamics: http://www.fibrenamics.com/uploads/document/file/77/2.Celeste_Pereira_Comp_sitos-desde_o_espao_ao_planeta_Terra.pdf
- Polyjoule, T. (s.d.). *Caradisiac*. Obtido em 20 de Junho de 2014, de <http://images.caradisiac.com/images/3/9/9/0/53990/S0-Le-Polyjoule-a-l-hydrogene-39677.jpg>
- Ramada. (s.d.). Obtido em 27 de Junho de 2014, de <http://www.ramada.pt/index.php?cat=47&eb=13>
- Ramada. (s.d.). Obtido em 20 de Julho de 2014, de http://www.uddeholm.com/files/PB_impax_supreme_english.pdf
- Santin, J., Onder, C., Bernard, J., Isler, D., Kobler, P., Kolb, F., et al. (2007). *The World's Most Fuel Efficient Vehicle: Design and Development of PAC-Car II*. ETH.
- Santo Vito Rolamentos*. (s.d.). Obtido em 20 de Maio de 2014, de <http://santovitorolamentos.com.br/site/queminventou/>
- Shell. (s.d.). Obtido em 20 de Março de 2014, de http://pt.wikipedia.org/wiki/Shell_Eco-Marathon
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Budynas, R. G. (2005). *Projeto de engenharia mecânica*. (J. B. Aguiar, & J. M. Aguiar, Trans.) Bookman.
- SKF. (s.d.). Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.skf.com/pt/index.html>
- SKF. (s.d.). Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.skf.com/pt/index.html>

- SKF. (s.d.). *Ficha técnica do rolamento rígido de esferas 61804*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1010021804&imperial=false>
- SKF. (s.d.). *Ficha técnica do rolamento rígido de esferas 61902*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1010011902&imperial=false>
- Slideshare. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de <http://pt.slideshare.net/BuyAutoParts/what-is-a-wheel-hub>
- Smith, W. F. (1998). *Princípios de ciência e engenharia dos materiais*. Mc Graw Hill.
- SRAM. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de <https://www.sram.com/sram/mountain/products/sram-x0-hub>
- SRAM. (s.d.). *Iloper's Blog*. Obtido em 20 de Junho de 2014, de <http://iloper.wordpress.com/2009/04/26/cubos-old-school/>
- SRAM. (s.d.). *Manual técnico*. Obtido em 2 de Agosto de 2014, de <https://www.sram.com/sites/default/files/techdocs/my10-sram-tech-manual-rev-a.pdf>
- TORAY. (s.d.). *Fibras de carbono com elevado módulo de elasticidade da TORAY*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.toraycfa.com/highmodulus.html>
- TORAY. (s.d.). *Fibras de carbono com módulo de elasticidade "standart" da TORAY*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.toraycfa.com/standardmodulus.html>
- TORAY. (s.d.). *Fibras de carbono com módulo de elasticidade intermédio da TORAY*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.toraycfa.com/intermediatemodulus.html>
- TORAY. (s.d.). *Ficha técnica da fibra de carbono T300*. Obtido em 20 de Maio de 2014, de <http://www.toraycfa.com/pdfs/T300DataSheet.pdf>
- TORAY. (s.d.). *Ficha técnica da fibra de carbono T300*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.toraycfa.com/pdfs/T300DataSheet.pdf>
- TORAY. (s.d.). *Ficha técnica da fibra de carbono T700S*. Obtido em 20 de Maio de 2014, de <http://www.toraycfa.com/pdfs/T700SDataSheet.pdf>
- TORAY. (s.d.). *Ficha técnica da fibra de carbono T700S*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.toraycfa.com/pdfs/T700SDataSheet.pdf>
- UNBRAKO. (s.d.). Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.unbrako.com/docs/engguide.pdf>
- Unbrako. (s.d.). *Catálogo da Unbrako*. Obtido em 20 de Julho de 2014, de <http://www.unbrako.com/docs/engguide.pdf>
- Ventura, A. M. (2009). Os compósitos e a sua aplicação na reabilitação de estruturas metálicas. *Ciência & Tecnologia dos Materiais*, 21, pp. 10-19.
- ZIPP. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de <http://i.imgur.com/EflGKAY.jpg>
- ZIPP. (s.d.). Obtido em 27 de Abril de 2014, de <http://zipp.com/wheels/super-9-carbon-clincher-disc/#>

Obs: Esta dissertação foi redigida de acordo com o novo acordo ortográfico.

ANEXO A – MÉTODO DE CÁLCULO DO MOMENTO DE ATRITO DA SKF

O momento de atrito, de acordo com o modelo da (SKF) é dado por:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (\text{A.1})$$

Não serão utilizados vedantes, pelo que o momento de atrito dos vedantes é desprezado.

❖ Momento de atrito de escorregamento

O momento de atrito de escorregamento pode ser calculado por:

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl} \quad (\text{A.2})$$

A variável de atrito de escorregamento, depende:

- ❖ do tipo do rolamento;
- ❖ da carga axial, F_a [N] (segundo a SKF, consideram-se sempre positivas);
- ❖ da carga radial, F_r [N] (segundo a SKF, consideram-se sempre positivas);
- ❖ do diâmetro médio do rolamento, d_m [mm], dado por:

$$d_m = 0,5(d + D), \quad (\text{A.3})$$

Na Figura A.1 apresenta-se o método de cálculo para a variável de atrito de rolamento e de escorregamento, fornecido pela SKF.

| Table 2a | | |
|--|---|--|
| Geometry and load dependent variables for rolling and sliding frictional moments – radial bearings | | |
| Bearing type | Rolling friction variable G_{rr} | Sliding frictional variable G_{sl} |
| Deep groove ball bearings | when $F_a = 0$ | when $F_a = 0$ |
| | $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} F_r^{0,54}$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,26} F_r^{5/3}$ |
| | when $F_a > 0$ | when $F_a > 0$ |
| | $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_F} F_a \right)^{0,54}$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,145} \left(F_r^5 + \frac{S_2 d_m^{1,5}}{\sin \alpha_F} F_a^4 \right)^{1/3}$ |
| | $\alpha_F = 24,6 (F_a/C_0)^{0,24}$, degrees | |

Figura A.1. Equações para o cálculo da variável de atrito de rolamento (*Rolling friction variable*) e da variável de atrito de escorregamento (*Sliding frictional variable*), para rolamentos rígidos de esferas (*Deep groove ball bearings*), da (SKF).

As variáveis R_1, R_2, S_1 e S_2 , presentes nas equações da Figura A.1 tomam os valores presentes na Figura A.2.

| Table 3a | | | | |
|--|---|-------|----------------------------|-------|
| Geometry constants for rolling and sliding frictional moments of deep groove ball bearings | | | | |
| Bearing series | Geometry constants for rolling frictional moments | | sliding frictional moments | |
| | R_1 | R_2 | S_1 | S_2 |
| 2, 3 | $4,4 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,00 \times 10^{-3}$ | 100 |
| 42, 43 | $5,4 \times 10^{-7}$ | 0,96 | $3,00 \times 10^{-3}$ | 40 |
| 60, 630 | $4,1 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $3,73 \times 10^{-3}$ | 14,6 |
| 62, 622 | $3,9 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $3,23 \times 10^{-3}$ | 36,5 |
| 63, 623 | $3,7 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,84 \times 10^{-3}$ | 92,8 |
| 64 | $3,6 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,43 \times 10^{-3}$ | 198 |
| 160, 161 | $4,3 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $4,63 \times 10^{-3}$ | 4,25 |
| 617, 618, 628, 637, 638 | $4,7 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $6,50 \times 10^{-3}$ | 0,78 |
| 619, 639 | $4,3 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $4,75 \times 10^{-3}$ | 3,6 |

Figura A.2. Valores para as constantes geométricas para momentos de atrito de rolamento e de escorregamento (SKF).

O coeficiente de atrito de escorregamento μ_{sl} depende do tipo de lubrificação. Para uma condição de lubrificação mista para baixas velocidades e viscosidades, é dado por:

$$\mu_{sl} = \varphi_{bl}\mu_{bl} + (1 - \varphi_{bl})\mu_{EHL} \quad (\text{A.4})$$

o fator de ponderação para a equação do coeficiente de atrito de escorregamento, φ_{bl} é dado por:

$$\varphi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \times 10^{-8}(v_r \times v)^{1,4} d_m}} \quad (\text{A.5})$$

A velocidade de rotação v_r é dada por:

$$v_r = \frac{v \times 60}{2\pi}, \quad (\text{A.6})$$

A viscosidade cinemática do lubrificante, v é dada pelos ábacos da Figura A.3 e da Figura A.4.

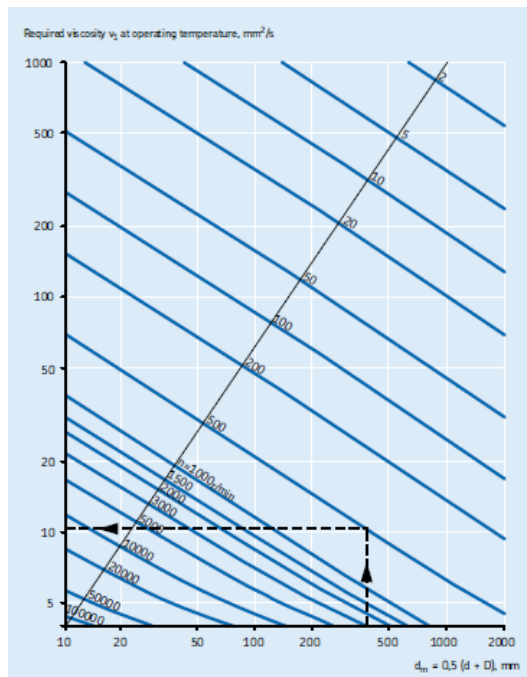


Figura A.3. Estimativa da viscosidade cinemática mínima, v_1 [mm^2/s], à temperatura de serviço [$^{\circ}\text{C}$] (SKF).

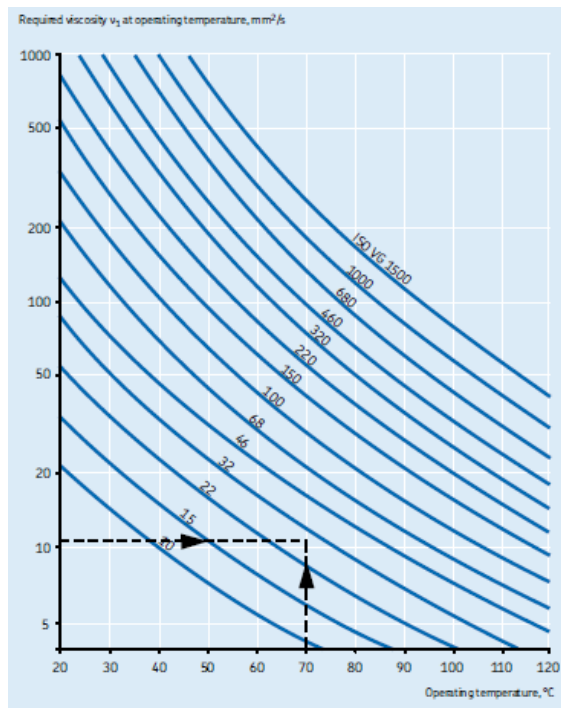


Figura A.4. Conversão para a viscosidade cinemática, v [mm^2/s], à temperatura de serviço [$^{\circ}\text{C}$] (SKF).

❖ Momento de atrito de rolamento

O momento de atrito de rolamento pode ser calculado por:

$$M_{rr} = G_{rr}(v v_r)^{0,6} \quad (\text{A.7})$$

A variável de atrito de escorregamento depende:

- ❖ do tipo do rolamento;
- ❖ da carga axial, F_a [N];
- ❖ da carga radial, F_r [N];
- ❖ do diâmetro médio do rolamento, d_m [mm].

Na Figura A.1 apresenta-se o método de cálculo para a variável de atrito de rolamento e de escorregamento, fornecido pela SKF.

❖ Momento de atrito de perdas por arrasto numa lubrificação por banho de óleo

O momento de atrito de perdas por arrasto pode ser calculado por:

$$M_{\text{drag}} = V_M K_{\text{ball}} d_m^5 v_r^2 \quad (\text{A.8})$$

A variável V_M depende do nível do óleo, representado na Figura A.5 e a sua variação é apresentada na Figura A.6.

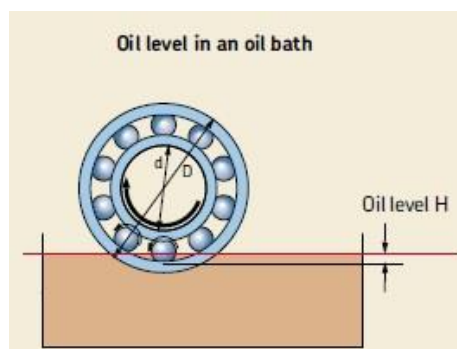


Figura A.5. Representação do nível de óleo, num banho de óleo (SKF).

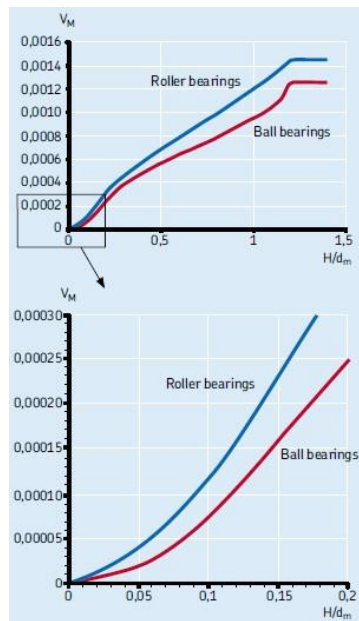


Figura A.6. Variação de V_M em função do nível de óleo (SKF).

A constante K_{ball} é dada pela expressão:

$$K_{ball} = \frac{i_{rw} K_Z (d + D)}{D - d} \times 10^{-12} \quad (A.9)$$

❖ Novo método de cálculo do momento de atrito desenvolvido pela SKF

A fim de estudar o comportamento real dos rolamentos, tendo em conta efeitos adicionais, nomeadamente situações de lubrificações mistas para baixas velocidades e viscosidades e os efeitos da velocidade na lubrificação a banho de óleo de nível baixo, a SKF desenvolveu um novo método de cálculo.

O momento de atrito pelo novo método de cálculo é dado por:

$$M = \varphi_{ish} \varphi_{rs} M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (A.10)$$

Fator de redução por aquecimento por corte na entrada é dado por:

$$\varphi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} (v_r d_m)^{1,28} v^{0,64}} \quad (A.11)$$

O fator de redução por reabastecimento/privação cinemático é dado por:

$$\varphi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} v v_r (d+D) \sqrt{\frac{k_Z}{2(D-d)}}}} \quad (A.12)$$

Os valores da constante de geometria relacionada com o tipo de rolamento, K_z encontram-se na Figura A.7.

| Geometry constants K_z and K_L | | |
|---|--------------------|--------------------|
| Bearing type | Geometry constants | |
| | K_z | K_L |
| Deep groove ball bearings – single and double row | 3,1 | – |
| Angular contact ball bearings – single row | 4,4 | – |
| – double row | 3,1 | – |
| – four-point contact | 3,1 | – |
| Self-aligning ball bearings | 4,8 | – |
| Cylindrical roller bearings – with cage | 5,1 | 0,65 |
| – full complement | 6,2 | 0,7 |
| Tapered roller bearings | 6 | 0,7 |
| Spherical roller bearings | 5,5 | 0,8 |
| CARB toroidal roller bearings – with cage | 5,3 | 0,8 |
| – full complement | 6 | 0,75 |
| Thrust ball bearings | 3,8 | – |
| Cylindrical roller thrust bearings | 4,4 | 0,43 |
| Spherical roller thrust bearings | 5,6 | 0,58 ¹⁾ |

Figura A.7. Valores da constante de geometria, K_z (SKF).

*observação: Optou-se por apresentar as variáveis em inglês, para existir coerência com a fonte, porém, por já existirem variáveis com a mesma designação (n – coeficiente de segurança e n – velocidade de rotação, optou-se por designar a velocidade de rotação por v_r).

ANEXO B – FICHA TÉCNICA DO AÇO DE CONSTRUÇÃO LIGADO IMPAX SUPREME DA RAMADA

RAMADA
F. RAMADA, AÇOS E INDÚSTRIAS, S.A.

FICHA TÉCNICA DO AÇO

Marca: PM 300 - Impax Supreme

Cor: Laranja-Amarelo-Laranja

Designação: Aço de Construção Ligado

Cópia Não Controlada

1 ⇒ QUALIDADE E NORMAS EQUIVALENTES

| Num. Do Material | EURONORM | AISI | DIN | AFNOR |
|------------------|----------|------|---------------------|-------|
| (1.2738) | - | | (40 CrMnNiMo 8-6-4) | |

2 ⇒ ESTADO DE FORNECIMENTO:

Temperado e revenido
Dureza: 290-330 HB

3 ⇒ COMPOSIÇÃO QUÍMICA

| Elemento Químico (%) | C | Si | Mn | Cr | Mo | Ni | V | S | Outros |
|----------------------|------|------|------|------|------|------|---|-------|--------|
| Máximo | 0.42 | 0.40 | 1.60 | 2.25 | 0.30 | 1.20 | - | 0.010 | |
| Mínimo | 0.32 | 0.20 | 1.25 | 1.80 | 0.15 | 0.85 | - | - | |

4 ⇒ CERTIFICADOS AÇOS (segundo a norma EN 10204:2004)

| | |
|----------------------------------|---|
| 2.1- Certificado de conformidade | ⊙ |
| 2.2- Relatório de ensaio | ⊙ |
| 3.1- Certificado de inspeção (+) | ⊙ |

(+) Em casos especiais quando previamente acordado

5 ⇒ CERTIFICADOS DE TRATAMENTO TÉRMICO

| | |
|--------------------------------|---|
| Relatório de ensaio | ⊙ |
| Relatório de ensaio específico | ⊙ |
| Certificado de inspeção (+) | ⊙ |

(+) Em casos especiais quando previamente acordado

Elaborado por: Paulo Duarte
D1008-0

Aprovado Por: José Oliveira

Revisão: 04

Data de emissão: 09-06-2006

Figura B.1. Ficha técnica do aço de construção ligado IMPAX SUPREME (Ramada)

| Temperature | 20°C (68°F) | 200°C (390°F) |
|---|---|---|
| Density, kg/m ³ lbs/in ³ | 7 800 0.282 | 7 750 0.280 |
| Coefficient of thermal expansion per °C from 20° per °F from 68°F | – – | 12.7 × 10 ⁻⁶ 7.0 × 10 ⁻⁶ |
| Thermal conductivity W/m °C Btu in/ft ² h °F | – | 28 194 |
| Modulus of elasticity N/mm ² tsi psi | 205 000 13 280 29.7 × 10 ⁶ | 200 000 12 960 29.0 × 10 ⁶ |
| Specific heat capacity J/kg °C Btu/lb°F | 460 0.110 | – – |

| Testing temperature | 20°C (68°F) | 200°C (390°F) |
|---|----------------|------------------|
| Ultimate tensile strength R _m N/mm ² | 1020 | 930 |
| Yield strength R _{p0.2} N/mm ² | 900 | 800 |

| | |
|--|----------|
| Compressive yield strength R _{c0.2} N/mm ² | 850–1000 |
|--|----------|

Figura B.2. Propriedades mecânicas e térmicas do aço de construção ligado IMPAX SUPREME (Ramada)

ANEXO C – PROPRIEDADES DA LIGA DE ALUMÍNIO 6061-T6 DA ALU STOCK

PROPIEDADES FÍSICAS E MECÂNICAS

| Alloy | Temper | R _{p0,2} MPa | R _m MPa | R _s MPa | A5 % | A50 % | HB | α µm/mK | I W/mK | % IACS |
|-------|--------|--------------------------|-----------------------|-----------------------|---------|----------|----|------------|-----------|-----------|
| 6061 | T4 | 140 | 235 | 150 | 21 | 21 | 65 | 23,3 | 155 | 40,0 |
| | T6 | 270 | 310 | 190 | 14 | 12 | 95 | 23,3 | 166 | 43,0 |

- R_{p0,2} (MPa)** Proof stress: Stress at which the material undergoes a 0.2% non-proportional (permanent) extension during a tensile test.
- R_m (MPa)** Tensile strength: Maximum gross stress (maximum force/original cross-section) which the material withstands before fracture during a tensile test.
- R_s (MPa)** Shear stress: Maximum gross stress (maximum force/original cross section) which the material withstands before fracture when submitted to a shear test. Applies typically to evaluate the resistance to fracture of rivets. Values are normally of the order of 0,6 R_m
- A5 (%)** Permanent extension of the gauge length after fracture, expressed as a percentage of the original gauge length L₀, where L₀ is taken equal to 5.65xS₀ and S₀ is the initial section of the test-piece. Elongation is the simplest and most common representation of the ductility of the material.
- A50 (%)** Permanent extension of the gauge length after fracture, expressed as a percentage of the original gauge length L₀ where L₀ is taken equal to 50 mm. Elongation is the simplest and most common representation of the ductility of the material.
- HB** Brinell hardness: Resistance to penetration of a spherical indenter under standardized conditions. Approximately equal to 0.3 R_m when R_m is expressed in MPa. In addition to providing a simple method for assessing material strength, hardness is also related to the wear resistance of the material.
- α (µm / mK)** Coefficient of thermal expansion: Expansion per unit length when the material temperature is raised one degree. It is expressed in µm per m and per K. This coefficient depends on the actual temperature. It decreases at lower temperatures. The values given are average values for the temperature range 0 to 100°C.
- I (W / mK)** Thermal Conductivity: I coefficient in Fourier's law $F = I dT/dx$ where F is the heat flux per unit area (in W m⁻²) and dT/dx the temperature gradient (in K per m). Decreases with increasing temperature. Values given are for room temperature (generally derived from electrical conductivity values using Lorentz's law).
- % IACS** Electrical Conductivity: Values are expressed as percent %IACS (International Annealed Copper Standard) which allows direct comparison with copper. Values in MS/m can be readily obtained by applying a conversion factor of 0.58. For example 40% IACS is equivalent to 23.2 MS/m.

Figura C.1. Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6061-T6 (imagem adaptada de (Alu Stock))

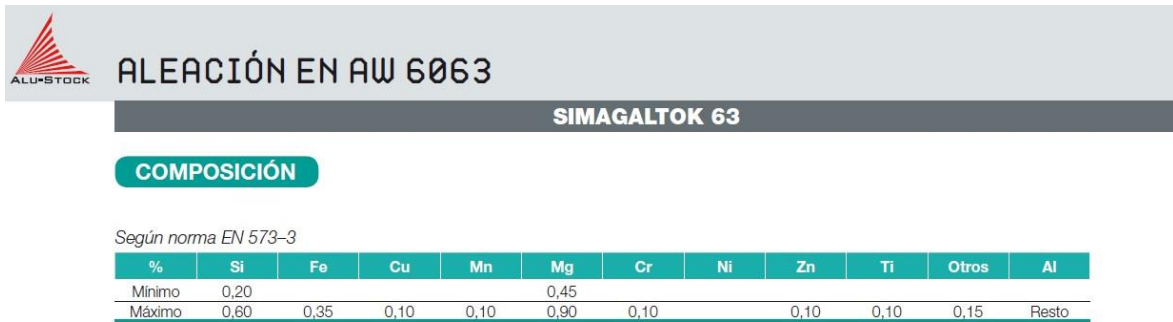


Figura C.2. Composição química da liga de alumínio 6061-T6 (figura adaptada do capítulo 11, p.41) (Alu Stock)



Figura C.3. Propriedades físicas típicas da liga de alumínio 6061-T6 (figura adaptada do capítulo 11, p.41) (Alu Stock)

ANEXO D – ROLAMENTOS INTERIOR E EXTERIOR DO CUBO DAS RODAS FRONTAIS



Rolamentos rígidos de esferas, uma carreira

| Dimensões principais | | | Classificações de carga básica | | Classificações de velocidade | | Designação |
|----------------------|----|---|--------------------------------|----------|------------------------------|-------------------|--------------------------|
| d | D | B | dinâmica | estática | Velocidade de referência | Velocidade-limite | |
| mm | | | kN | | r/min | | * Rolamento SKF Explorer |
| 20 | 32 | 7 | 4,03 | 2,32 | 45000 | 28000 | 61804 |

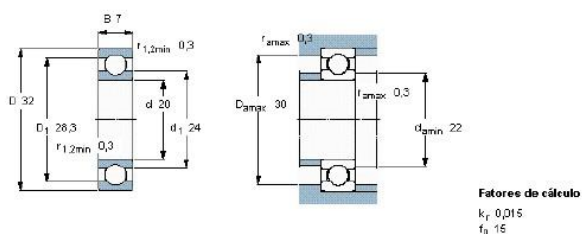


Figura D.1. Dados técnicos do rolamento interior do cubo da rodas frontais – Rolamento rígido de esferas 61804 (SKF)



Rolamentos rígidos de esferas, uma carreira

| Dimensões principais | | | Classificações de carga básica | | Classificações de velocidade | | Designação |
|----------------------|----|---|--------------------------------|----------|------------------------------|-------------------|--------------------------|
| d | D | B | dinâmica | estática | Velocidade de referência | Velocidade-limite | |
| mm | | | kN | | r/min | | * Rolamento SKF Explorer |
| 15 | 28 | 7 | 4,36 | 2,24 | 56000 | 34000 | 61902 |

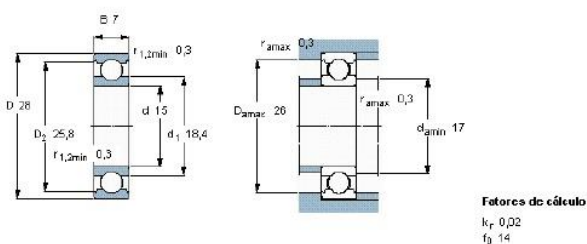


Figura D.2. Dados técnicos do rolamento exterior do cubo da rodas frontais – Rolamento rígido de esferas 61902 (SKF)

ANEXO E – PARAFUSOS DE CABEÇA REDONDA M5X16 PARA FIXAÇÃO DO DISCO DO TRAVÃO, DA UNBRAKO

Não foi necessário dimensionar os parafusos do disco do travão, pois estes são parafusos standart dos travões de bicicleta, pelo que o disco está preparado para estes parafusos.

METRIC SOCKET BUTTON HEAD CAP SCREWS

Dimensions

Threads: ANSI B1.13M, ISO 262(coarse series only)

Similar Specifications: ISO 7380

General Note: Flat, countersunk head cap screws and button head cap screws are designed and recommended for moderate fastening applications: machine guards, hinges, covers, etc. They are not suggested for use in critical high strength applications where socket head cap screws should be used.

NOTES

1. Material: ASTM F835M
2. Dimensions: ANSI B18.3.4M
3. Property Class: 12.9
4. Hardness: Rc 38-43
5. Tensile Stress: 1040 MPa
6. Shear Stress: 630 MPa
7. Yield Stress: 945 MPa
8. Bearing surface of head square with body within 2°.
9. Thread Class: 4g 6g

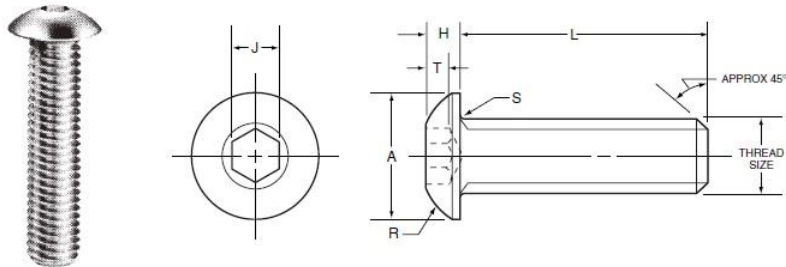


Figura E.1. Parafusos de cabeça redonda M5x16 para fixação do disco de travão (UNBRAKO)

| LENGTH TOLERANCE | | | | | | | | | |
|-------------------------|--|------------------------|--|--|--|--|--|--|--|
| nominal screw length | | nominal screw diameter | | | | | | | |
| | | M3 thru M16 | | | | | | | |
| | | tolerance on lgth., mm | | | | | | | |
| Up to 16 mm, incl. | | ±0.3 | | | | | | | |
| Over 16 to 60 mm, incl. | | ±0.5 | | | | | | | |
| Over 60 mm | | ±0.8 | | | | | | | |

| DIMENSIONS | | | | | | | | APPLICATION DATA | |
|------------------|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------------------------|---------|
| nom. thread size | pitch | A max. | H max. | T min. | R ref. | S ref. | J nom. | recommended seating torque** | |
| | | | | | | | | plain | |
| | | | | | | | | N-m | in-lbs. |
| M3 | 0.5 | 5.70 | 1.65 | 1.05 | 2.95 | .35 | 2.0 | 1.2 | 11 |
| M4 | 0.7 | 7.60 | 2.20 | 1.35 | 4.10 | .35 | 2.5 | 2.8 | 25 |
| M5 | 0.8 | 9.50 | 2.75 | 1.92 | 5.20 | .45 | 3.0 | 5.5 | 50 |
| M6 | 1.0 | 10.50 | 3.30 | 2.08 | 5.60 | .45 | 4.0 | 9.5 | 85 |
| M8 | 1.285 | 14.00 | 4.40 | 2.75 | 7.50 | .45 | 5.0 | 24.0 | 210 |
| M10 | 1.50 | 18.00 | 5.50 | 3.35 | 10.00 | .60 | 6.0 | 47.0 | 415 |
| M12 | 1.75 | 21.00 | 6.60 | 4.16 | 11.00 | .60 | 8.0 | 82.0 | 725 |
| *M16 | 2.0 | 28.00 | 8.60 | 5.20 | 15.00 | .60 | 10.0 | 205.0 | 1800 |

All dimensions in millimeters.
 *Non-stock Diameter
 **Torque calculated to induce 420 MPa in the screw threads.
 Torque values are for plain screws. (See Note, page 1.)

Figura E.2. Dimensões dos parafusos de cabeça redonda M5x16 para fixação do disco de travão, da (UNBRAKO)

ANEXO F – PROPRIEDADES DA FIBRA DE CARBONO TORAYCA T300 DA TORAY

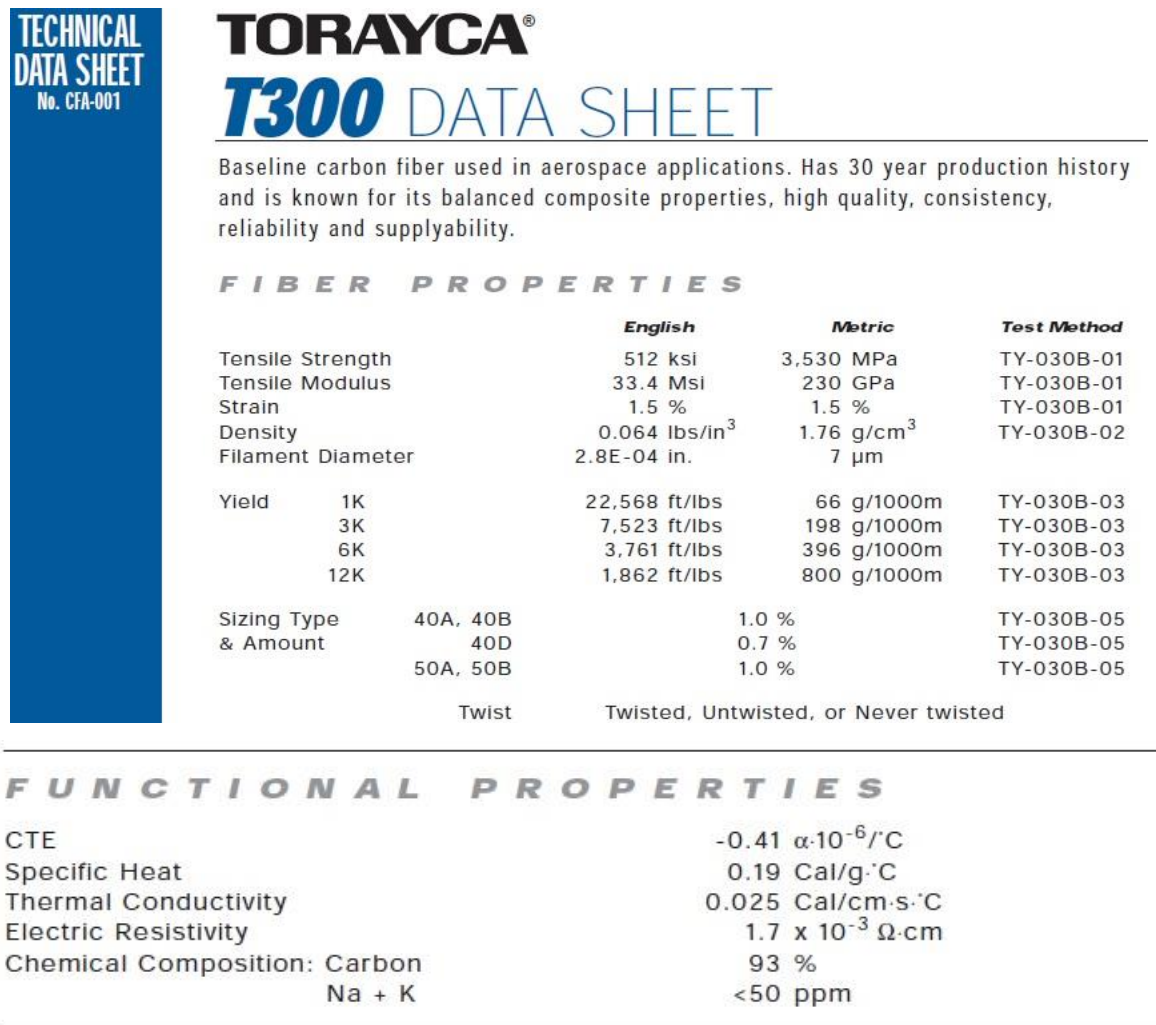


Figura F.1. Propriedades da fibra de carbono TORAYCA T300 da (TORAY)

ANEXO G – PROPRIEDADES MECÂNICAS DA RESINA EPOXÍDICA SP115 DA GURIT

| Cured System Properties | | | |
|-------------------------|--------------------|-------------------------------|--|
| | Units | Cured (28 days @ 21°C / 70°F) | Cured (24 hrs @ 21°C / 70°F + 16 hours @ 50°C / 122°F) |
| Tg DMTA (Peak Tan δ) | °C | 64.4 | 84.2 |
| | °F | 147.9 | 183.6 |
| Tg Ult - DMTA | °C | 97.5 | 97.5 |
| | °F | 207.5 | 207.5 |
| ΔH - DSC | J/g | 39 | 5 |
| Tg1 - DMTA | °C | 54.4 | 74.2 |
| | °F | 129.92 | 165.6 |
| Est. HDT | °C | 49 | 69 |
| | °F | 120.2 | 156.2 |
| Moisture Absorption | % | 1.37 | 1.20 |
| Cured Density | g/cm ³ | 1.161 | 1.16 |
| | lb/ft ³ | 72.48 | 72.41 |
| Linear Shrinkage | % | 1.6 | 1.6 |
| Barcol Hardness | | 30 | 37 |
| Cast Tensile Strength | MPa | 70.3 | 75.9 |
| | Psi | 10196 | 11008 |
| Cast Tensile Modulus | GPa | 3.67 | 3.70 |
| | Psi | 532288 | 536839 |
| Cast Strain to Failure | % | 1.9 | 4.7 |
| Lam. Comp. Strength | MPa | 398 | 444 |
| | Psi | 57725 | 64396 |
| Laminate T.V.M. Strain | % | 2.1 | 2.0 |
| Laminate ILSS | MPa | 49.9 | 60.2 |
| | Psi | 7237 | 8731 |
| ILSS Wet Retention | % | 76 | 77 |

Figura G.1. Propriedades mecânicas da resina epoxídica SP115 da (Gurit)

ANEXO H – PROPRIEDADES MECÂNICAS DA FIBRA DE CARBONO IM10 DA HEXTOW



HexTow® IM10 carbon fiber is a continuous, high performance, intermediate modulus, PAN based fiber available in 12,000 (12K) filament count tows. This fiber has been surface treated and can be sized to improve its interlaminar shear properties, handling characteristics, and structural properties. It is suggested for use in weaving, prepregging, filament winding, braiding, and pultrusion.

The unique properties of HexTow® IM10 fiber, such as the highest commercially available tensile strength, intermediate modulus, and good shear strength allow structural designers to achieve higher safety margins for both stiffness and strength critical applications.

| Typical Fiber Properties | U.S. Units | SI Units |
|------------------------------------|---|------------------------|
| Tensile Strength 12K | 1010 ksi | 6964 MPa |
| Tensile Modulus (Chord 6000-1000) | 45.0 Msi | 310 GPa |
| Ultimate Elongation at Failure 12K | 2.0% | 2.0% |
| Density | 0.0647 lb/in ³ | 1.79 g/cm ³ |
| Weight/Length 12K | 18.1 x 10 ⁻⁶ lb/in | 0.324 g/m |
| Approximate Yield 12K | 4,594 ft/lb | 3.09 m/g |
| Tow Cross-Sectional Area 12K | 2.81 x 10 ⁻⁴ in ² | 0.18 mm ² |
| Filament Diameter | 0.173 mil | 4.4 microns |
| Carbon Content | 95% | 95% |
| Twist | Never Twisted | Never Twisted |

Figura H.1. Propriedades da fibra de carbono IM10 da (HEXTOW)

ANEXO I – PROPRIEDADES MECÂNICAS DA RESINA EPOXÍDICA AMPREG 26 DA GURIT

| Cured System Properties | | | | | | | | | |
|-----------------------------|---|-------|-------------|---|-------|------------|--|-------|------------|
| | Room Temperature Cure (28 days @ 21°C) | | | Post Cured (24 hrs @ 21°C + 16 hours @ 50°C) | | | Post Cured (24 hrs @ 21°C + 5 hours @ 80°C) | | |
| | Fast | Slow* | Ultra Slow* | Fast | Slow | Ultra Slow | Fast | Slow | Ultra Slow |
| Tg DMTA (Peak Tan δ)(°C) | 78.3 | 62.5 | 63.0 | 86.3 | 82.2 | 82.7 | 99.3 | 103.6 | 102.1 |
| Tg Ult - DMTA (°C) | 98.4 | 106.3 | 109.3 | 98.4 | 106.3 | 109.3 | 98.4 | 106.3 | 109.3 |
| ΔH - DSC (J/g) | 42 | 57 | 46 | 9 | 11 | 3 | 0 | 0 | 0 |
| Tg1 - DMTA (°C) | 65.0 | 56.3 | 55.1 | 76.5 | 73.9 | 74.6 | 87.2 | 92.4 | 93.2 |
| Est. HDT (°C) | 63 | 48 | 48 | 71 | 67 | 68 | 84 | 89 | 87 |
| Mositure Absorption (%) | 1.31 | 1.05 | 1.12 | 1.10 | 0.93 | 0.91 | - | - | - |
| Cured Density (g/cm³) | 1.183 | 1.159 | 1.158 | 1.183 | 1.160 | 1.159 | - | - | - |
| Linear Shrinkage (%) | 1.6 | 1.6 | 1.6 | 1.6 | 1.6 | 1.6 | - | - | - |
| Barcol Hardness | 37 | 27 | 29 | 37 | 28 | 30 | - | - | - |
| Cast Tensile Strength (MPa) | 84.9 | 58.3 | 61.1 | 84.7 | 80.3 | 78.8 | - | - | - |
| Cast Tensile Modulus (GPa) | 3.91 | 3.75 | 3.7 | 3.63 | 3.45 | 3.62 | - | - | - |
| Cast Strain to Failure (%) | 3.2 | 1.8 | 1.9 | 5.1 | 4.9 | 4.2 | - | - | - |
| Lam. Comp. Strength (MPa) | 498 | 499 | 484 | 489 | 421 | 560 | 461 | 564 | 475 |
| Laminate T.V.M. Strain (%) | 1.9 | 2.1 | 2.0 | 1.9 | 1.9 | 2.0 | - | - | - |
| Laminate ILSS (MPa) | 55.1 | 62.1 | 57.8 | 59.1 | 61.4 | 64.1 | 61.9 | 60.3 | 65.2 |
| ILSS Wet Retention (%) | 79 | 91 | 92 | 80 | 89 | 89 | - | - | - |

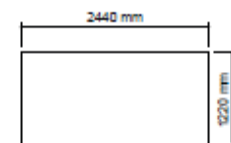
Figura I.1. Propriedades mecânicas da resina epoxídica AMPREG 26 da (Gurit)

ANEXO J – NINHO DE ABELHA NOMEX COMERCIAL DA CEL COMPONENTS

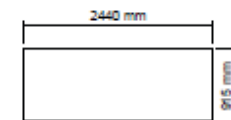
| Honeycomb core's properties | | | | | |
|-----------------------------|--------------|---------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Nomenclature | | Compression Strength | | L-Shear | W-Shear |
| | Cell size mm | Density kg/m ³ | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² |
| Hexagonal | 3,2 | 48 | 1,90 | 1,16 | 0,82 |
| Hexagonal | 3,2 | 64 | 3,10 | 1,48 | 0,82 |
| Hexagonal | 3,2 | 80 | 4,70 | 1,95 | 1,05 |
| Hexagonal | 3,2 | 96 | 6,60 | 2,45 | 1,42 |
| Hexagonal | 3,2 | 128 | 11,30 | 2,95 | 1,78 |
| Hexagonal | 3,2 | 144 | 13,20 | 3,05 | 1,90 |
| | | | | | |
| Hexagonal | 4,0 | 29 | 0,60 | 0,45 | 0,26 |
| Hexagonal | 4,0 | 80 | 5,10 | 1,90 | 0,98 |
| | | | | | |
| Hexagonal | 4,8 | 32 | 0,90 | 0,58 | 0,36 |
| Hexagonal | 4,8 | 48 | 2,60 | 0,98 | 0,56 |
| Hexagonal | 4,8 | 64 | 3,40 | 1,70 | 0,92 |
| Hexagonal | 4,8 | 80 | 6,00 | 1,95 | 1,10 |
| Hexagonal | 4,8 | 96 | 7,30 | 2,26 | 1,32 |
| | | | | | |
| Hexagonal | 6,4 | 24 | 0,54 | 0,34 | 0,18 |
| Hexagonal | 6,4 | 32 | 0,80 | 0,54 | 0,30 |
| Hexagonal | 6,4 | 48 | 2,05 | 1,00 | 0,56 |
| Hexagonal | 6,4 | 64 | 3,40 | 1,54 | 0,79 |
| | | | | | |
| Hexagonal | 9,6 | 24 | 0,52 | 0,32 | 0,16 |
| Hexagonal | 9,6 | 32 | 0,68 | 0,56 | 0,29 |
| Hexagonal | 9,6 | 48 | 1,80 | 1,15 | 0,66 |
| | | | | | |
| Over expanded | 4,8 | 29 | 0,60 | 0,31 | 0,32 |
| Over expanded | 4,8 | 48 | 2,30 | 0,60 | 0,72 |
| Over expanded | 4,8 | 64 | 3,80 | 0,72 | 0,90 |
| Over expanded | 4,8 | 72 | 4,00 | 0,75 | 0,92 |
| Over expanded | 4,8 | 80 | 5,30 | 0,88 | 1,17 |
| Over expanded | 4,8 | 96 | 6,70 | 0,92 | 1,28 |
| | | | | | |
| Over expanded | 6,4 | 48 | 2,30 | 0,60 | 0,72 |
| Over expanded | 6,4 | 64 | 3,20 | 0,72 | 0,90 |

Tolerance - densitv +/- 16%

Standard dimensions
(other dimensions available on request)



Hexagonal cell sizes



Rectangular cell sizes

Figura J.1. Propriedades mecânicas do ninho de abelha NOMEX comercial (CELComponents)

APÊNDICE A – EQUAÇÕES PARA A DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS NAS RODAS

❖ Forças que atuam na roda

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow F_{x,RFD} + F_{x,RFE} + F_{x,RT} + F_T = 0 \quad (\text{A. 1})$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow F_{y,RFD} + F_{y,RFE} + F_{y,RT} + F_c = 0 \quad (\text{A. 2})$$

$$\sum F_z = 0 \Leftrightarrow F_{z,RFD} + F_{z,RFE} + F_{z,RT} + P = 0 \quad (\text{A. 3})$$

❖ Momentos em relação à roda direita (ponto a - Figura 4.1)

$$\sum M_x^{(a)} = 0 \Leftrightarrow -(F_{z,RFE} \times a) - \left[P \times \left(\frac{a}{2} - y_{CG} \right) \right] - (F_c \times z_{CG}) - (F_{z,RT} \times \frac{a}{2}) = 0 \quad (\text{A. 4})$$

$$\sum M_y^{(a)} = 0 \Leftrightarrow F_T \times z_{CG} - (P \times x_{CG}) - (F_{z,RT} \times L) = 0 \quad (\text{A. 5})$$

$$\sum M_z^{(a)} = 0 \Leftrightarrow F_{x,RFE} \times a + F_T \times \left(\frac{a}{2} - y_{CG} \right) + F_c \times x_{CG} + F_{y,RT} \times L + F_{x,RT} \times \frac{a}{2} = 0 \quad (\text{A. 6})$$

❖ Momentos em relação à roda esquerda (ponto b - Figura 4.1)

$$\sum M_x^{(b)} = 0 \Leftrightarrow F_{z,RT} \times \frac{a}{2} + P \times \left(\frac{a}{2} + y_{CG} \right) - (F_c \times z_{CG}) + F_{z,RFD} \times a = 0 \quad (\text{A. 7})$$

$$\sum M_y^{(b)} = 0 \Leftrightarrow F_T \times z_{CG} - (P \times x_{CG}) - (F_{z,RT} \times L) = 0 \quad (\text{A. 8})$$

$$\sum M_z^{(b)} = 0 \Leftrightarrow -(F_{x,RFD} \times a) + F_{y,RT} \times L - \left(F_{x,RT} \times \frac{a}{2} \right) - \left[F_T \times \left(\frac{a}{2} + y_{CG} \right) \right] + F_c \times x_{CG} = 0 \quad (\text{A. 9})$$

❖ Força centrífuga

$$F_c = m \frac{v^2}{R} \quad (\text{A. 10})$$

❖ Peso do veículo com atuação da força vertical correspondente a uma aceleração vertical G

$$P = -m \times g \times G \quad (\text{A. 11})$$

❖ Componentes da força de travagem

$$F_{T_{x,RFE}} = \mu \times F_{z,RFE} \quad (\text{A. 12})$$

$$FT_{x,RFD} = \mu \times F_{z,RFD} \quad (\text{A. 13})$$

$$FT_{x,RT} = \mu \times F_{z,RT} \quad (\text{A. 14})$$

❖ **FORÇAS DEVIDAS À ATUAÇÃO DA FORÇA VERTICAL – Situação “veículo a andar em linha reta”**

$$P = -(m \times g \times G) \quad (\text{A. 11})$$

$$F_{z,RFD} = -P - F_{z,RFE} - F_{z,RT} \quad (\text{A. 15})$$

$$F_{z,RFE} = \frac{-\left[P \times \left(\frac{a}{2} - y_{CG} \right) \right] - \left(F_{z,RT} \times \frac{a}{2} \right)}{a} \quad (\text{A. 16})$$

$$F_{z,RT} = \frac{-(P \times x_{CG})}{L} \quad (\text{A. 17})$$

❖ **FORÇAS DEVIDAS À ATUAÇÃO DA FORÇA LONGITUDINAL – Situação “veículo a travar em linha reta”**

$$-F_T = F_{x,RFD} + F_{x,RFE} + F_{x,RT} \quad (\text{A. 18})$$

$$FT_{x,RFD} = \mu \times \sum F_{z,RFD(\text{total})} \quad (\text{A. 19})$$

$$FT_{x,RFE} = \mu \times \sum F_{z,RFE(\text{total})} \quad (\text{A. 20})$$

$$FT_{x,RT} = \mu \times \sum F_{z,RT(\text{total})} \quad (\text{A. 21})$$

$$F_{y,RFD} = F_{y,RFE} \quad (\text{A. 22})$$

$$F_{y,RFE} = -\frac{F_{y,RT}}{2} \quad (\text{A. 23})$$

$$F_{y,RT} = \frac{-\left[F_T \times \left(\frac{a}{2} - y_{CG} \right) \right] - (F_{x,RFE} \times a) - \left(F_{x,RT} \times \frac{a}{2} \right)}{L} \quad (\text{A. 24})$$

$$F_{z,RFD} = -F_{z,RT} - F_{z,RFE} \quad (\text{A. 25})$$

$$F_{z,RFE} = -\frac{F_{z,RT} \times \frac{a}{2}}{a} \quad (\text{A. 26})$$

$$F_{z,RT} = \frac{F_T \times z_{CG}}{L} \quad (\text{A. 27})$$

❖ **FORÇAS DEVIDAS À ATUAÇÃO DA FORÇA TRANSVERSAL – Situação “veículo a curvar para a esquerda”**

$$F_C = m \frac{v^2}{R} \quad (\text{A. 10})$$

$$F_{y,RFD} = -F_C - F_{y,RFE} - F_{y,RT} \quad (\text{A. 28})$$

$$\mu \times \sum F_{z,RFE(\text{total})} > \left| \frac{-(F_C + F_{y,RT})}{2} \right| \Rightarrow F_{y,RFE} = \frac{-(F_C + F_{y,RT})}{2} \quad (\text{A. 29})$$

$$\mu \times \sum F_{z,RFE(\text{total})} \leq \left| \frac{-(F_C + F_{y,RT})}{2} \right| \Rightarrow F_{y,RFE} = -\mu \times \sum F_{z,RFE(\text{total})} \quad (\text{A. 30})$$

$$F_{y,RT} = -\frac{F_C \times x_{CG}}{L} \quad (\text{A. 31})$$

$$F_{z,RFD} = -F_{z,RFE} - F_{z,RT} \quad (\text{A. 25})$$

$$F_{z,RFE} = \frac{-(F_C \times z_{CG}) - \left(F_{z,RT} \times \frac{a}{2} \right)}{a} \quad (\text{A. 32})$$

$$F_{z,RT} = 0 \quad (\text{A. 33})$$

❖ **FORÇAS DEVIDAS À ATUAÇÃO DA FORÇA TRANSVERSAL – Situação “veículo a curvar para a direita”**

$$F_C = -m \frac{v^2}{R} \quad (\text{A. 34})$$

$$\mu \times \sum F_{z,RFD(\text{total})} > \left| \frac{-(F_C + F_{y,RT})}{2} \right| \Rightarrow F_{y,RFD} = \frac{-(F_C + F_{y,RT})}{2} \quad (\text{A. 29})$$

$$\mu \times \sum F_{z,RFD(\text{total})} \leq \left| \frac{-(F_C + F_{y,RT})}{2} \right| \Rightarrow F_{y,RFD} = -\mu \times \sum F_{z,RFD(\text{total})} \quad (\text{A. 30})$$

$$F_{y,RFE} = -F_C - F_{y,RFD} - F_{y,RT} \quad (\text{A. 35})$$

$$F_{y,RT} = -\frac{F_C \times x_{CG}}{L} \quad (\text{A. 31})$$

$$F_{z,RFD} = \frac{-\left(F_{z,RT} \times \frac{a}{2}\right) + F_C \times z_{CG}}{a} \quad (\text{A. 36})$$

$$F_{z,RFE} = -F_{z,RFD} - F_{z,RT} \quad (\text{A. 37})$$

$$F_{z,RT} = 0 \quad (\text{A. 33})$$

❖ **APLICAÇÃO DO PRINCÍPIO DA SOBREPOSIÇÃO DAS FORÇAS DEVIDAS À ATUAÇÃO DAS FORÇAS VERTICAL, TRANSVERSAL E LONGITUDINAL – Situação “veículo a travar e a curvar para a esquerda (limite de capotamento)”**

$$-F_T = F_{x,RFD} + F_{x,RFE} + F_{x,RT} \quad (\text{A. 18})$$

$$FT_{x,RFD} = \mu \times \sum F_{z,RFD(\text{total})} \quad (\text{A. 19})$$

$$FT_{x,RFE} = \mu \times \sum F_{z,RFE(\text{total})} \quad (\text{A. 20})$$

$$FT_{x,RT} = \mu \times \sum F_{z,RT(\text{total})} \quad (\text{A. 21})$$

$$F_C = \frac{-\left[P \times \left(\frac{a}{2} - y_{CG}\right)\right] - \left(F_{z,RT} \times \frac{a}{2}\right) - (F_{z,RFE} \times a)}{z_{CG}} \quad (\text{A. 38})$$

$$F_{y,RFD} = -F_C - F_{y,RT} - F_{y,RFE} \quad (\text{A. 28})$$

$$F_{y,RFE} = 0 \quad (\text{A. 39})$$

$$F_{y,RT} = \frac{-(F_C \times x_{CG}) - (F_{x,RFE} \times a) - \left[F_T \times \left(\frac{a}{2} - y_{CG} \right) \right] - \left(F_{x,RT} \times \frac{a}{2} \right)}{L} \quad (\text{A. 40})$$

$$P = -(m \times g \times G) \quad (\text{A. 11})$$

$$F_{z,RFD} = -P - F_{z,RT} - F_{z,RFE} \quad (\text{A. 15})$$

$$F_{z,RFE} = 0 \quad (\text{A. 41})$$

$$F_{z,RT} = \frac{-P \times x_{CG} + F_T \times z_{CG}}{L} \quad (\text{A. 42})$$

❖ **APLICAÇÃO DO PRINCÍPIO DA SOBREPOSIÇÃO DAS FORÇAS DEVIDAS À ATUAÇÃO DAS FORÇAS VERTICAL, TRANSVERSAL E LONGITUDINAL – Situação “veículo a travar e a curvar para a direita (limite de capotamento)”**

$$-F_T = F_{x,RFD} + F_{x,RFE} + F_{x,RT} \quad (\text{A. 18})$$

$$FT_{x,RFD} = \mu \times \sum F_{z,RFD(\text{total})} \quad (\text{A. 19})$$

$$FT_{x,RFE} = \mu \times \sum F_{z,RFE(\text{total})} \quad (\text{A. 20})$$

$$FT_{x,RT} = \mu \times \sum F_{z,RT(\text{total})} \quad (\text{A. 21})$$

$$F_C = \frac{P \times \left(\frac{a}{2} - y_{CG} \right) + F_{z,RT} \times \frac{a}{2} + F_{z,RFD} \times a}{z_{CG}} \quad (\text{A. 43})$$

$$F_{y,RFD} = 0 \quad (\text{A. 44})$$

$$F_{y,RFE} = -F_C - F_{y,RT} - F_{y,RFD} \quad (\text{A. 35})$$

$$F_{y,RT} = \frac{-(F_C \times x_{CG}) + F_{x,RFD} \times a + F_T \times \left(\frac{a}{2} - y_{CG} \right) + F_{x,RT} \times \frac{a}{2}}{L} \quad (\text{A. 45})$$

$$P = -(m \times g \times G) \quad (\text{A. 11})$$

$$F_{z,RFD} = 0 \quad (\text{A. 46})$$

$$F_{z,RFE} = -P - F_{z,RT} - F_{z,RFD} \quad (\text{A. 47})$$

$$F_{z,RT} = \frac{-P \times x_{CG} + F_T \times z_{CG}}{L} \quad (\text{A. 41})$$

❖ **APLICAÇÃO DO PRINCÍPIO DA SOBREPOSIÇÃO DAS FORÇAS DEVIDAS À ATUAÇÃO DAS FORÇAS VERTICAL, TRANSVERSAL E LONGITUDINAL – Situação “veículo a travar e a curvar para a esquerda”**

$$-F_T = F_{x,RFD} + F_{x,RFE} + F_{x,RT} \quad (\text{A. 18})$$

$$FT_{x,RFD} = \mu \times \sum F_{z,RFD(\text{total})} \quad (\text{A. 19})$$

$$FT_{x,RFE} = \mu \times \sum F_{z,RFE(\text{total})} \quad (\text{A. 20})$$

$$FT_{x,RT} = \mu \times \sum F_{z,RT(\text{total})} \quad (\text{A. 21})$$

$$F_C = m \frac{v^2}{R} \quad (\text{A. 10})$$

$$F_{y,RFD} = \sum F_{y,RFD}(\text{"Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 48})$$

$$F_{y,RFE} = \sum F_{y,RFE}(\text{"Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 49})$$

$$F_{y,RT} = \sum F_{y,RT}(\text{"Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 50})$$

$$F_{z,RFD} = \sum F_{z,RFD}(\text{"Veículo parado"; "Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 51})$$

$$F_{z,RFE} = \sum F_{z,RFE}(\text{"Veículo parado"; "Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 52})$$

$$F_{z,RT} = \sum F_{z,RT}(\text{"Veículo parado"; "Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 53})$$

❖ **APLICAÇÃO DO PRINCÍPIO DA SOBREPOSIÇÃO DAS FORÇAS DEVIDO À ATUAÇÃO DAS FORÇAS VERTICAL, TRANSVERSAL E LONGITUDINAL – Situação “veículo a travar e a curvar para a direita”**

$$-F_T = F_{x,RFD} + F_{x,RFE} + F_{x,RT} \quad (\text{A. 18})$$

$$FT_{x,RFD} = \mu \times \sum F_{z,RFD(\text{total})} \quad (\text{A. 19})$$

$$FT_{x,RFE} = \mu \times \sum F_{z,RFE(\text{total})} \quad (\text{A. 20})$$

$$FT_{x,RT} = \mu \times \sum F_{z,RT(\text{total})} \quad (\text{A. 21})$$

$$F_C = -m \frac{v^2}{R} \quad (\text{A. 34})$$

$$F_{y,RFD} = \sum F_{y,RFD}(\text{"Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 48})$$

$$F_{y,RFE} = \sum F_{y,RFE}(\text{"Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 49})$$

$$F_{y,RT} = \sum F_{y,RT}(\text{"Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 50})$$

$$F_{z,RFD} = \sum F_{z,RFD}(\text{"Veículo parado"; "Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 51})$$

$$F_{z,RFE} = \sum F_{z,RFE}(\text{"Veículo parado"; "Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 52})$$

$$F_{z,RT} = \sum F_{z,RT}(\text{"Veículo parado"; "Veículo trava em linha reta"; "Veículo a curvar para a esquerda"}) \quad (\text{A. 53})$$

APÊNDICE B – EQUAÇÕES PARA A DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS NAS CHUMACEIRAS DE ROLAMENTO DO CUBO DAS RODAS FRONTAIS

○ DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS NOS ROLAMENTOS DO CUBO DA RODA FRONTAL DIREITA

❖ Momentos em relação ao rolamento interior (ponto I - Figura 4.3)

$$\sum M_x^I = 0 \Leftrightarrow F_{z,ROLe,RFD}(y_E - y_I) + F_{z,RFD}(y_R - y_I) + F_{y,RFD} \times z_I = 0 \quad (B.1)$$

$$\sum M_z^I = 0 \Leftrightarrow -F_{x,ROLe,RFD}(y_E - y_I) - F_{x,RFD}(y_R - y_I) = 0 \quad (B.2)$$

❖ Momentos em relação ao rolamento exterior (ponto E – Figura 4.3)

$$\sum M_x^E = 0 \Leftrightarrow -F_{z,ROLi,RFD}(y_E - y_I) - F_{z,RFD}(y_E - y_R) + F_{y,RFD} \times z_E = 0 \quad (B.3)$$

❖ Forças que atuam nos rolamentos

$$F_{x,ROLe,RFD} = -\frac{F_{x,RFD}(y_R - y_I)}{y_E - y_I} \quad (B.4)$$

$$F_{x,ROLi,RFD} = -F_{x,RFD} - F_{x,ROLe,RFD} \quad (B.5)$$

$$F_{y,ROLe,RFD} = \begin{cases} -F_{y,RFD} & \text{se } F_{y,RFD} > 0 \\ 0 & \text{se } F_{y,RFD} \leq 0 \end{cases} \quad (B.6)$$

$$F_{y,ROLi,RFD} = \begin{cases} -F_{y,RFD} & \text{se } F_{y,RFD} \leq 0 \\ 0 & \text{se } F_{y,RFD} > 0 \end{cases} \quad (B.7)$$

$$F_{z,ROLe,RFD} = \frac{-F_{y,RFD} \times z_I - F_{z,RFD}(y_R - y_I)}{y_E - y_I} \quad (B.8)$$

$$F_{z,ROLi,RFD} = -\left(\frac{F_{z,RFD}(y_E - y_R) - F_{y,RFD} \times z_E}{y_E - y_I} \right) \text{ se } F_{y,RFD} > 0 \quad (B.9)$$

$$F_{z,ROLi,RFD} = -F_{z,RFD} - F_{z,ROLe,RFD} \text{ se } F_{y,RFD} < 0 \quad (B.10)$$

A condição para as componentes $F_{y,ROLi,RFD}$ e $F_{y,ROLe,RFD}$ existe pelo facto de só existir carga axial no rolamento exterior do cubo da roda quando esta é interior à curva. No caso da roda frontal direita, esta é interior quando o veículo curvar para a direita. Quando

isso acontece, a força centrífuga toma um valor negativo, pois aponta no sentido contrário ao arbitrado. Ao ter um valor negativo, pela equação do somatório das forças segundo y, a componente y da roda frontal direita terá um valor positivo. Como sendo positivo é maior do que zero, existirá, pela condição referida, uma força $F_{y,ROLe,RFD}$. No caso da determinação dos esforços nos rolamentos do cubo da roda frontal esquerda, esta condição será contrária.

○ **DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS NOS ROLAMENTOS DO CUBO DA RODA FRONTAL ESQUERDA**

❖ **Momentos em relação ao rolamento interior (ponto I – Figura 4.4)**

$$\sum M_x^I = 0 \Leftrightarrow -F_{z,RFE}(y_I - y_R) + F_{y,RFE} \times z_I - F_{z,ROLe,RFE}(y_I - y_E) = 0 \quad (B.11)$$

$$\sum M_z^I = 0 \Leftrightarrow -F_{x,ROLe,RFD}(y_E - y_I) - F_{x,RFD}(y_R - y_I) = 0 \quad (B.12)$$

❖ **Momentos em relação ao rolamento exterior (ponto E – Figura 4.4)**

$$\sum M_x^E = 0 \Leftrightarrow F_{z,ROLi,RFE}(y_I - y_E) + F_{z,RFE}(y_R - y_E) + F_{y,RFE} \times z_E = 0 \quad (B.13)$$

❖ **Forças que atuam nos rolamentos**

$$F_{x,ROLe,RFE} = -\frac{F_{x,RFE}(y_R - y_I)}{y_E - y_I} \quad (B.14)$$

$$F_{x,ROLi,RFE} = -F_{x,RFE} - F_{x,ROLe,RFE} \quad (B.15)$$

$$F_{y,ROLi,RFE} = \begin{cases} -F_{y,RFE} & \text{se } F_{y,RFE} > 0 \\ 0 & \text{se } F_{y,RFE} \leq 0 \end{cases} \quad (B.16)$$

$$F_{y,ROLe,RFE} = \begin{cases} -F_{y,RFE} & \text{se } F_{y,RFE} \leq 0 \\ 0 & \text{se } F_{y,RFE} > 0 \end{cases} \quad (B.17)$$

$$F_{z,ROLe,RFE} = -\left(\frac{-F_{y,RFE} \times z_I + F_{z,RFE}(y_I - y_R)}{y_I - y_E} \right) \quad (B.18)$$

$$F_{z,ROLi,RFE} = -F_{z,RFE} - F_{z,ROLe,RFE} \text{ se } F_{y,RFE} < 0 \quad (B.19)$$

$$F_{z,ROLi,RFE} = \frac{-F_{y,RFE} \times z_E - F_{z,RFE}(y_R - y_E)}{y_I - y_E} \text{ se } F_{y,RFE} > 0 \quad (B.20)$$

APÊNDICE C – DADOS INTRODUZIDOS PARA O ESTUDO DAS FIBRAS DE CARBONO

Tabela Ap-C.1. Dados introduzidos para a comparação das fibras de carbono e valores de extensão das fibras de carbono em estudo, organizados por ordem decrescente.

| Fibra de carbono | Tensão de rotura, σ_R [GPa] | Módulo de elasticidade, E [GPa] | Deformação da fibra de carbono |
|----------------------------|---------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| HEXTOW IM10 (*) | 6,964 | 303 | 0,022983498 |
| TORAYCA T1000G (#) | 6,37 | 294 | 0,021666667 |
| TORAYCA T700S (+) | 4,9 | 230 | 0,021304348 |
| HEXTOW IM6 (*) | 5,723 | 279 | 0,020512545 |
| HEXTOW IM7 (*) | 5,654 | 276 | 0,020485507 |
| TORAYCA T700G (+) | 4,9 | 240 | 0,020416667 |
| HEXTOW IM9 (*) | 6,136 | 303 | 0,020250825 |
| HEXTOW AS4C (*) | 4,654 | 231 | 0,020147186 |
| HEXTOW AS4D (*) | 4,826 | 241 | 0,020024896 |
| HEXTOW AS4 (*) | 4,619 | 231 | 0,019995671 |
| HEXTOW IM7 (*) | 5,516 | 276 | 0,019985507 |
| HEXTOW AS7 (*) | 4,895 | 248 | 0,019737903 |
| HEXTOW IM8 (*) | 6,067 | 310 | 0,019570968 |
| HEXTOW AS4C (*) | 4,482 | 231 | 0,019402597 |
| HEXTOW IM2C (*) | 5,723 | 296 | 0,019334459 |
| HEXTOW AS4C (*) | 4,447 | 231 | 0,019251082 |
| HEXTOW IM2A (*) | 5,309 | 276 | 0,019235507 |
| HEXTOW AS4 (*) | 4,413 | 231 | 0,019103896 |
| TORAYCA T800H (#) | 5,49 | 294 | 0,018673469 |
| TORAYCA T300J (+) | 4,21 | 230 | 0,018304348 |
| TORAYCA T400H (+) | 4,41 | 250 | 0,01764 |
| TORAYCA T300 (+) | 3,53 | 230 | 0,015347826 |
| TORAYCA M35J (@) | 4,7 | 343 | 0,013702624 |
| TORAYCA M40J (@) | 4,41 | 377 | 0,011697613 |
| HEXTOW HM63 (*) | 4,688 | 441 | 0,010630385 |
| TORAYCA M46J (@) | 4,21 | 436 | 0,009655963 |
| TORAYCA M50J (@) | 4,12 | 475 | 0,008673684 |
| GRANOC YSH-50A-30S/60S (“) | 3,9 | 520 | 0,0075 |
| TORAYCA M55J (@) | 4,02 | 540 | 0,007444444 |
| TORAYCA M40 (@) | 2,74 | 392 | 0,006989796 |
| TORAYCA M60J (@) | 3,92 | 588 | 0,006666667 |
| GRANOC YSH-60A-30S/60S (“) | 3,9 | 630 | 0,006190476 |
| GRANOC YSH-70A-30S/60S (“) | 3,63 | 720 | 0,005041667 |
| GRANOC YS-80A-30S/60S (!) | 3,63 | 785 | 0,004624204 |
| GRANOC YS-90A-30S/60S (!) | 3,53 | 880 | 0,004011364 |

(*) (HEXTOW, Catálogo fibras de carbono HEXTOW)

(#) (Fibras de carbono com módulo de elasticidade intermédio da TORAY)

(+) (Fibras de carbono com módulo de elasticidade "standart" da TORAY)

(@) (Fibras de carbono com elevado módulo de elasticidade da TORAY)

(“) (Fibras de carbono da série YSH da GRANOC)

(!) (Fibras de carbono da série YSA da GRANOC)

APÊNDICE D – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA O DIMENSIONAMENTO ESTÁTICO DO VEIO E DO CUBO DAS RODAS FRONTAIS

❖ DIMENSIONAMENTO ESTÁTICO DO CUBO DA RODA

Tabela Ap-D.1. Resultados da simulação do cubo da roda frontal direita (resultados arredondados às milésimas).

| Situação do veículo | Coef. de segurança mínimo, n | Tensão máxima de Von Mises [MPa] | Deslocamento máximo [mm] |
|---|------------------------------|----------------------------------|--------------------------|
| Parado | 9,32 | 29,0 | 0,0041 |
| Travar em linha reta | 15* | 3,9 | 0,0008 |
| Curvar p/ esquerda | 15* | 11,6 | 0,0014 |
| Curvar p/ direita | 15* | 9,0 | 0,0016 |
| Travar e curvar p/esquerda | 6,67 | 40,5 | 0,0062 |
| Travar e curvar p/ direita | 12,17 | 22,2 | 0,0062 |
| Travar e curvar p/ esquerda – limite de capotamento | 2,54 | 106,2 | 0,0291 |

Tabela Ap-D.2. Resultados da simulação do cubo da roda frontal esquerda (resultados arredondados às milésimas).

| Situação do veículo | Coef. de segurança mínimo, n | Tensão máxima de Von Mises [MPa] | Deslocamento máximo [mm] |
|--|------------------------------|----------------------------------|--------------------------|
| Parado | 9,32 | 29,0 | 0,0041 |
| Travar em linha reta | 15* | 3,91 | 0,0008 |
| Curvar p/ esquerda | 15* | 8,0 | 0,0016 |
| Curvar p/ direita | 15* | 7,0 | 0,0019 |
| Travar e curvar p/esquerda | 7,35 | 36,8 | 0,0056 |
| Travar e curvar p/ direita | 11,24 | 24,0 | 0,0069 |
| Travar e curvar p/ direita – limite de capotamento | 1,57 | 172,2 | 0,0232 |

*Obs: Embora o critério de resistência tenha sido aplicado automaticamente pelo programa, alguns coeficientes de segurança não estão corretos, pois o programa define como valor máximo, um coeficiente de segurança igual a 15 e em alguns dos casos, esse coeficiente de segurança é superior a 15.

Uma vez que são muitas simulações, optou-se por expor apenas os casos mais relevantes, isto é, aqueles que apresentam menores valores de coeficiente de segurança mínimo.

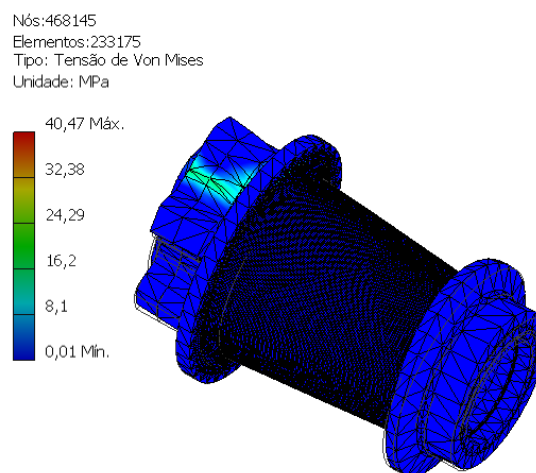


Figura Ap-D.1. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

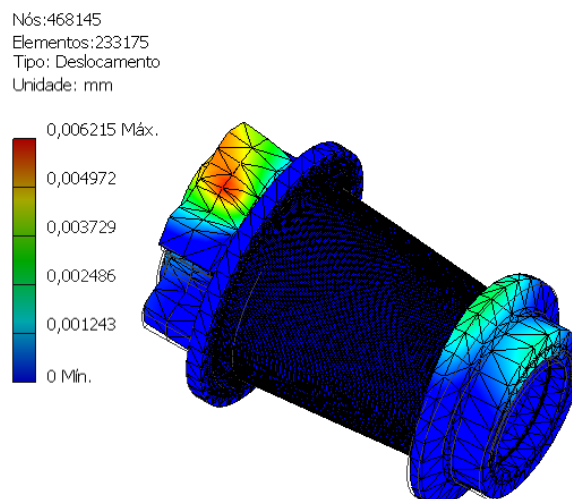


Figura Ap-D.2. Deslocamento máximo para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

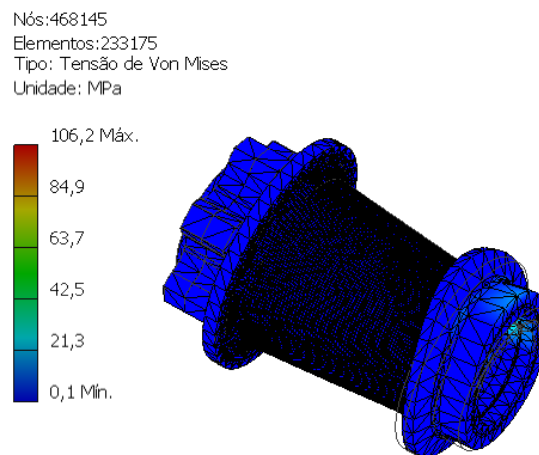


Figura Ap-D.3. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento”.

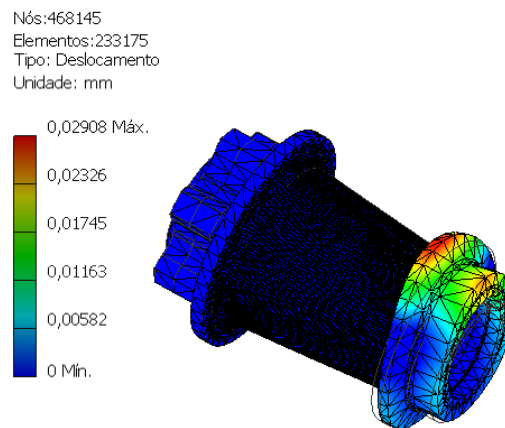


Figura Ap-D.4. Deslocamento máximo para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento”.

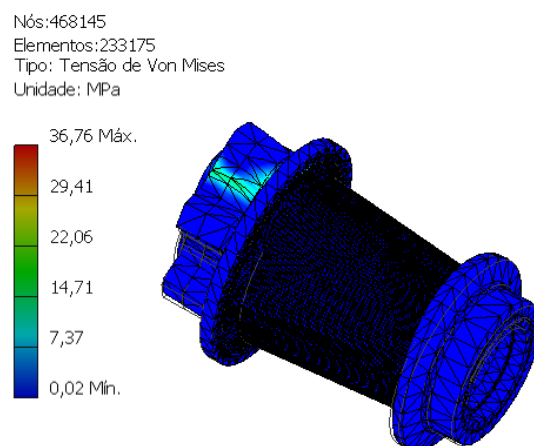


Figura Ap-D.5. Tensão máxima de *Von Mises* para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

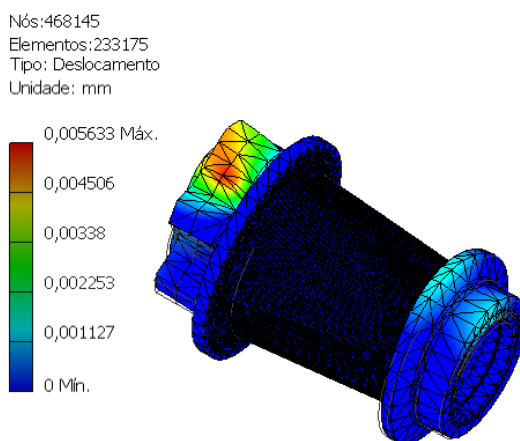


Figura Ap-D.6. Deslocamento máximo para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

❖ **DIMENSIONAMENTO ESTÁTICO DO VEIO DA RODA**

Tabela Ap-D.3. Resultados da simulação do veio da roda frontal direita (resultados arredondados às centésimas).

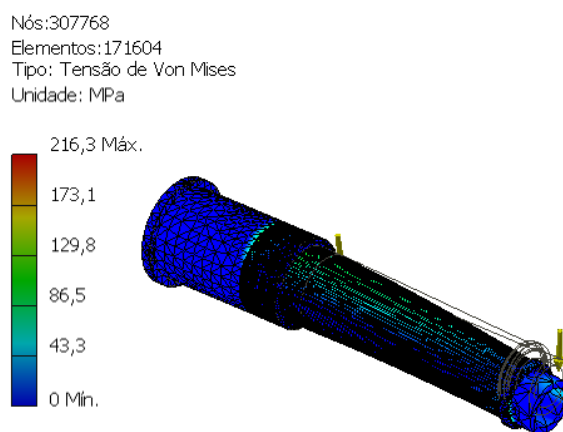
| Situação do veículo | Coef. de segurança mínimo, n | Tensão máxima de Von Mises [MPa] | Deslocamento máximo [mm] |
|--|------------------------------|----------------------------------|--------------------------|
| Parado | 4,73 | 190,4 | 0,18 |
| Travar em linha reta | 15* | 30,1 | 0,03 |
| Curvar p/ esquerda | 15* | 33,4 | 0,05 |
| Curvar p/ direita | 15* | 33,8 | 0,05 |
| Travar e curvar p/esquerda | 5,23 | 172,2 | 0,13 |
| Travar e curvar p/ direita | 4,16 | 216,3 | 0,23 |
| Travar e cuvar p/ esquerda – limite de capotamento | 1,01 | 890,7 | 1,15 |

Tabela Ap-D.4. Resultados da simulação do veio da roda frontal esquerda (resultados arredondados às centésimas).

| Situação do veículo | Coef. de segurança mínimo, n | Tensão máxima de Von Mises [MPa] | Deslocamento máximo [mm] |
|--|------------------------------|----------------------------------|--------------------------|
| Parado | 4,73 | 190,40 | 0,18 |
| Travar em linha reta | 15* | 30,10 | 0,03 |
| Curvar p/ esquerda | 15* | 57,03 | 0,08 |
| Curvar p/ direita | 15* | 56,00 | 0,08 |
| Travar e curvar p/esquerda | 6,19 | 145,50 | 0,11 |
| Travar e curvar p/ direita | 3,67 | 244,90 | 0,26 |
| Travar e curvar p/ direita – limite de capotamento | 1,34 | 671,40 | 0,49 |

*Obs: Embora o critério de resistência tenha sido aplicado automaticamente pelo programa, alguns coeficientes de segurança não estão corretos, pois o programa define como valor máximo, um coeficiente de segurança igual a 15.

Optou-se novamente por apresentar as simulações dos casos mais relevantes.

**Figura Ap-D.7.** Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a direita”.

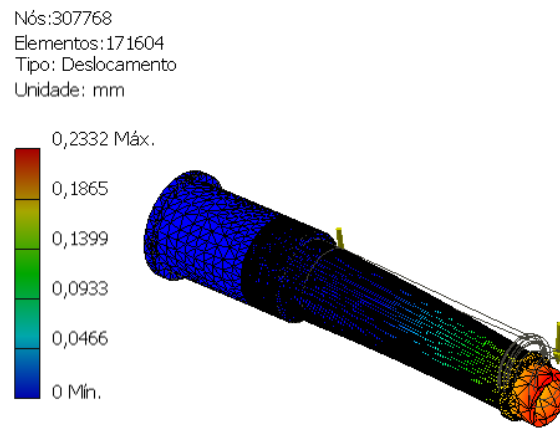


Figura Ap-D.8. Deslocamento máximo para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a direita”.

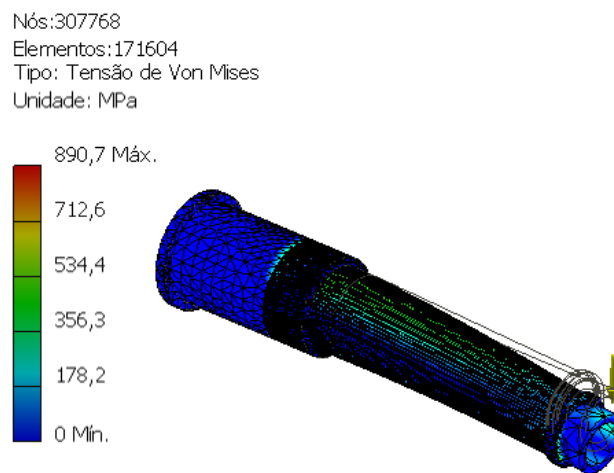


Figura Ap-D.9. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento”.

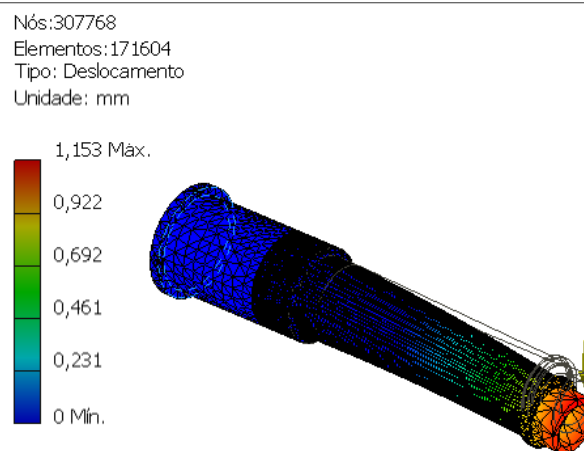


Figura Ap-D.10. Deslocamento máximo para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda – limite de capotamento”.

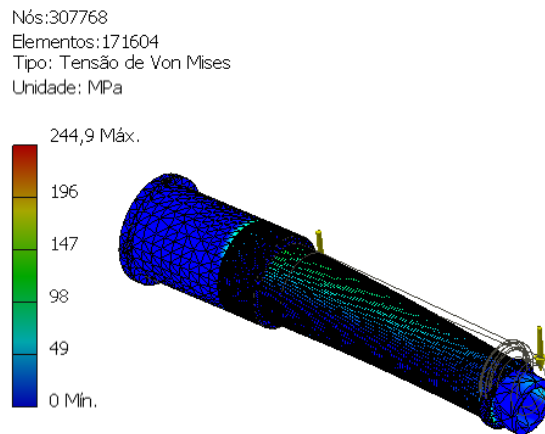


Figura Ap-D.11. Tensão máxima de Von Mises para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita”.

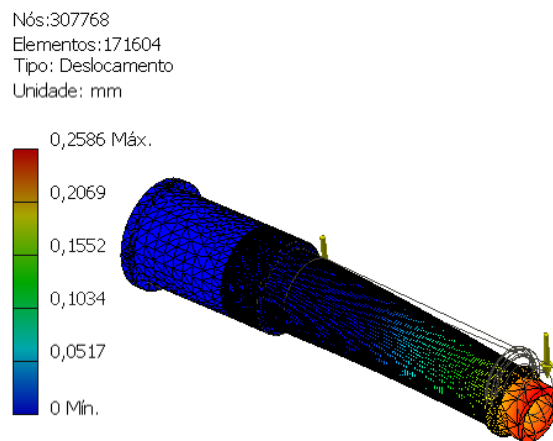


Figura Ap-D.12. Deslocamento máximo para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita”.

APÊNDICE E – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DO CUBO E DO VEIO DA RODA PARA O DIMENSIONAMENTO À DEFORMAÇÃO ANGULAR NOS APOIOS

Os resultados das simulações das simulações foram exportados das figuras apresentadas neste apêndice para as tabelas seguintes.

❖ DEFORMAÇÃO ANGULAR NOS APOIOS - RODA FRONTAL DIREITA

Tabela Ap-E.1. Resultados da deformação angular nos apoios do cubo e do veio da roda frontal direita (arredondados às centésimas).

| Situação | h_{1V} [mm] | h_{2V} [mm] | h_{1C} [mm] | h_{2C} [mm] | $l_{1V} = l_{1C}$ [mm] | $l_{2V} = l_{2C}$ [mm] |
|---------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|------------------------|------------------------|
| Trava e curva p/ direita | 0,0020 | 0,0830 | 0,0001 | 0,0011 | 9 | 65,3 |
| Trava e curva p/ esquerda | 0,0015 | 0,029 | 0,0022 | 0,0002 | 9 | 65,3 |

Tabela Ap-E.2. Resultados do dimensionamento à deformação angular nos apoios do cubo e do veio da roda frontal direita (arredondados às centésimas).

| Situação | α_{1V} [min] | α_{2V} [min] | α_{1C} [min] | α_{2C} [min] |
|---------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Trava e curva p/ direita | 0,76 | 4,36 | 0,04 | 0,06 |
| Trava e curva p/ esquerda | 0,57 | 1,53 | 0,84 | 0,01 |

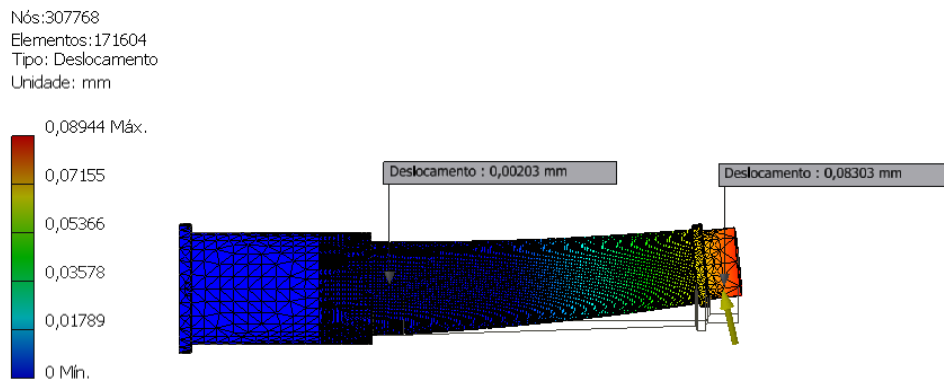


Figura Ap-E.1. Deformação do veio da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a direita”.

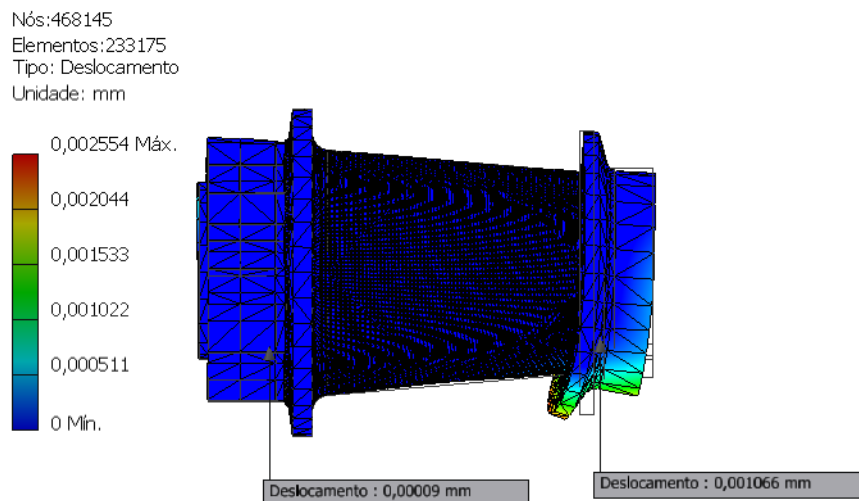


Figura Ap-E.2. Deformação do cubo da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a direita”.

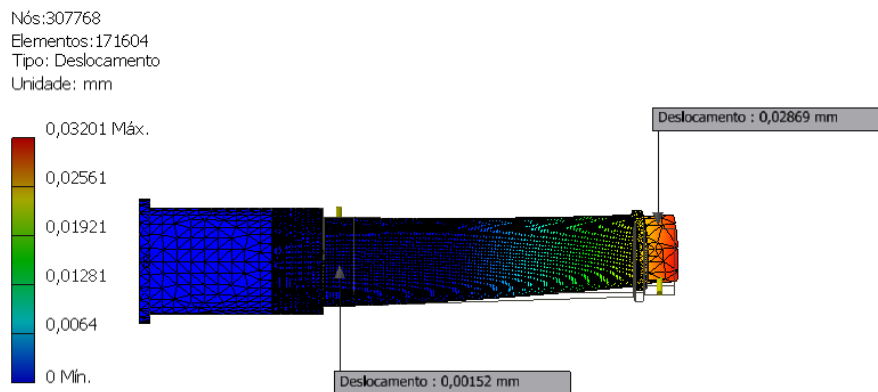


Figura Ap-E.3. Deformação do veio da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

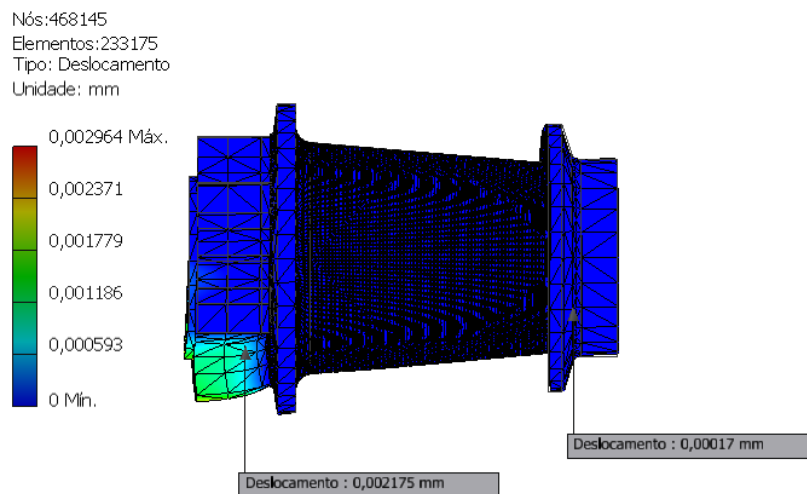


Figura Ap-E.4. Deformação do cubo da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda direita: veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

❖ **DEFORMAÇÃO ANGULAR NOS APOIOS – RODA FRONTAL ESQUERDA**

Tabela Ap-E.3. Resultados da deformação angular nos apoios do cubo e do veio da roda frontal esquerda (arredondados às centésimas).

| Situação | h_{1V} [mm] | h_{2V} [mm] | h_{1C} [mm] | h_{2C} [mm] | $l_{1V} = l_{1C}$ [mm] | $l_{2V} = l_{2C}$ [mm] |
|---------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|------------------------|------------------------|
| Trava e curva p/ direita | 0,0025 | 0,1058 | 0,0001 | 0,0012 | 9 | 65,3 |
| Trava e curva p/ esquerda | 0,0013 | 0,0445 | 0,0017 | 0,0003 | 9 | 65,3 |

Tabela Ap-E.4. Resultados do dimensionamento à deformação angular nos apoios do cubo e do veio da roda frontal esquerda (arredondados às centésimas).

| Situação | α_{1V} [min] | α_{2V} [min] | α_{1C} [min] | α_{2C} [min] |
|---------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Trava e curva p/ direita | 0,95 | 5,57 | 0,04 | 0,06 |
| Trava e curva p/ esquerda | 0,50 | 2,34 | 0,65 | 0,02 |

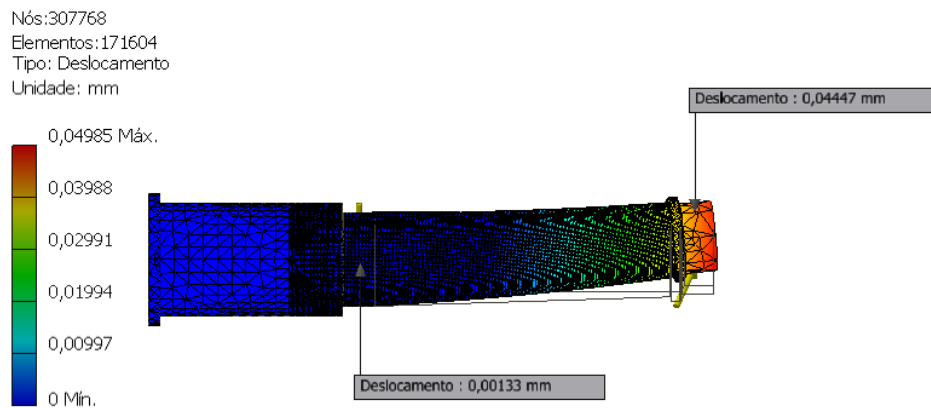


Figura Ap-E.5. Deformação do veio da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

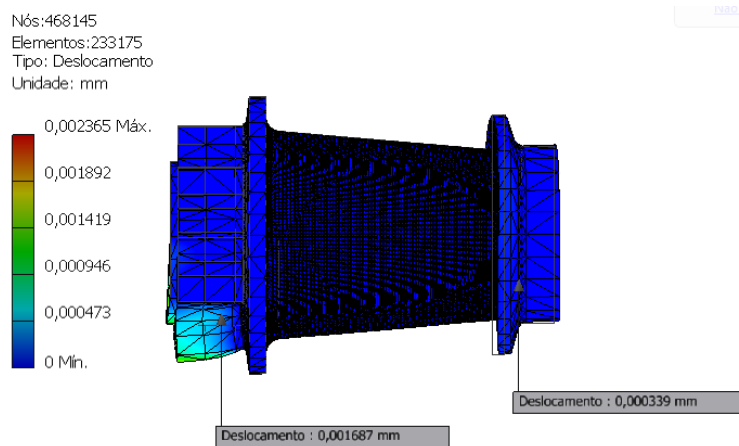


Figura Ap-E.6. Deformação do cubo da roda, nos apoios dos rolamentos, para a situação “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a esquerda”.

Tabela Ap-E.5. Verificação dos ângulos de adaptação.

| Situação | Roda frontal direita | Roda frontal esquerda | Verificação |
|---------------------------|---|---|-------------|
| | | $[(\alpha_{2V} - \alpha_{1V}) - (\alpha_{2C} - \alpha_{1C})]$ [min] | |
| Trava e curva p/ direita | $[(4,36 - 0,76) - (0,06 - 0,04)] = 3,58'$ | $[(5,57 - 0,95) - (0,06 - 0,04)] = 4,60'$ | Sim! |
| Trava e curva p/ esquerda | $[(1,53 - 0,57) - (0,01 - 0,84)] = 1,79'$ | $[(2,34 - 0,50) - (0,02 - 0,65)] = 2,47'$ | Sim! |

Verifica-se que para todas as situações avaliadas, as chumaceiras de rolamento estão bem dimensionadas à deformação angular nos apoios, sendo o caso mais desfavorável “Roda esquerda: veículo a travar e a curvar para a direita”.