



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
ENGENHARIA

Veículo híbrido de transporte pessoal

Marco António Figueiredo Martins

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Eletromecânica

(2º ciclo de estudos)

Orientador: Professor Doutor Paulo Fael

Covilhã, Outubro de 2018

“A mente que se abre a uma nova ideia jamais voltará ao seu tamanho original”

Albert Einstein

Agradecimentos

A realização desta dissertação, não seria possível sem o apoio direto ou indireto de várias pessoas. A elas, presto os meus mais sinceros agradecimentos:

Ao Professor Doutor Paulo Fael, orientador desta dissertação, agradeço a disponibilidade, ajuda e profissionalismo.

Aos meus pais e avós agradeço o carinho, afeto, dedicação e amizade. Obrigado por terem feito de mim a pessoa que hoje sou e estarem sempre presentes na minha vida. O esforço por vós realizado transmitiu-me força e alento, ajudando a não me desviar do caminho desde cedo traçado. Obrigado por acreditarem em mim.

Aos meus irmãos agradeço o companheirismo, compreensão, carinho, força e paciência.

Um agradecimento especial aos meus sobrinhos, a quem nem sempre pude dar a devida atenção, mas que sempre trago no meu coração e pensamento. A esperança de fazer deles uns homens do amanhã, contribuindo em tudo o que estiver ao meu alcance é, sem dúvida, uma das principais razões que nunca me levaram a desistir de todo este percurso.

Aos meus colegas de curso agradeço o companheirismo proporcionado ao longo de todos estes anos e espírito de entreaajuda. A todos eles, desejo as maiores felicidades tanto a nível profissional como pessoal.

Resumo

Um *velomobile* corresponde a um veículo de propulsão humana com carenagem parcial ou completa e uma posição confortável de condução reclinada ou semi-reclinada. Esta definição abrange os carros a pedais que surgiram inicialmente como uma alternativa mais económica ao automóvel. O primeiro carro a pedal e com carenagem bem documentado foi o *Velocar* de Charles Mochet, utilizado como veículo de transporte próprio e testado em corridas de bicicletas onde a sua instabilidade em curva a velocidades mais elevadas facilmente atingíveis provou ser uma desvantagem. Para colmatar este facto, foi desenvolvido por Mochet um veículo de duas rodas com uma posição reclinada de condução designado de Velo *Velocar* (atualmente conhecido como bicicleta reclinada). Ambos os veículos, *Velocar* e bicicleta reclinada, estão hoje associados ao termo *velomobile* moderno projetado para ser um veículo prático e seguro. Como exemplo de *velomobile* moderno temos o Allweder, cujo princípio de construção serviu como base de inspiração para o desenvolvimento de outros *velomobiles* cuja velocidade se tornou no principal foco de produção, sacrificando características funcionais importantes como a estabilidade em curva, capacidade de travagem, tração na roda traseira, acesso ao veículo, visibilidade e manobrabilidade. Neste sentido, surge a necessidade de projetar um *velomobile* com a capacidade de colmatar estas desvantagens. Os veículos *Tilting three-wheeler* representam o conceito mais promissor, pois possuem um mecanismo que lhes confere a capacidade de inclinação e, por conseguinte, maior estabilidade em curva a velocidades mais elevadas. No entanto, a baixas velocidades estes veículos tornam-se instáveis e no momento da sua imobilização, o condutor é obrigado a colocar os pés no chão. Desta forma, um *velomobile* com um sistema que o permita inclinar em curva independentemente da velocidade a que circule, torna-se uma excelente solução alternativa aos problemas de instabilidade em curva. Para desenvolver um *velomobile* deste tipo, foram implementados um conjunto de especificações tais como: uma configuração *Tadpole*, uma posição de condução reclinada, um sistema de direção do tipo *Under seat steering*, um sistema de suspensão de duplo triângulo onde foi adaptado um mecanismo em paralelogramo que permite a inclinação do veículo em curva, uma carenagem envolvente, um motor elétrico auxiliar, um sistema de transmissão por corrente e dois sistemas de travagem hidráulica independentes.

O veículo desenvolvido de acordo com os parâmetros selecionados parece ser o ideal para colmatar os problemas de insegurança gerados por um típico *velomobile*.

Palavras-chave

Veículo de Propulsão Humana, *Velomobile*, *Tilting three-wheeler*, Mecanismo em paralelogramo, Geometria de *Ackermann*, Suspensão de duplo triângulo, Forças de resistência ao movimento

Abstract

A *velomobile* corresponds to a human-propelled vehicle with partial or complete fairing and a comfortable recumbent or semi-recumbent driving. This definition covers pedal cars that initially appeared as a more economical alternative to the car. The first pedal car well-documented with a fairing was the *Velocar* of Charles Mochet, used as own transport vehicle and tested on bike races where its instability in curve at higher speeds easily attainable proved to be a disadvantage. To overcome this fact, was developed by Mochet a two-wheeled vehicle with a reclining driving position called *Velo Velocar* (currently known as recumbent bike). Both vehicles, *Velocar* and recumbent bike, are today associated to the modern *velomobile* term, designed to be a practical and safety vehicle. As an example of modern *velomobile* we have the *Allweder* whose construction principle served as the inspiration base for the development of other *Velomobiles* whose speed has become the main focus of production, sacrificing important functional characteristics as curve stability, braking capacity, rear wheel drive, vehicle access, visibility and maneuverability. In this sense arises the need to design a *velomobile* with the ability to overcome these disadvantages. The *Tilting three-wheeler* vehicles represents the most promising concept, because they have a mechanism that gives them a tilting capacity in curvature more steadily at high speeds. However, at low speeds these vehicles become unstable and at the moment of their immobilization, the driver is required to put his feet on the ground. In this way, a *velomobile* with a system that allows it to tilt in a bend regardless of the speed at which it circulates, it becomes an excellent alternative solution to the instability problems. To develop a *velomobile* of this type, a set of specifications such as a *Tadpole* configuration, a reclined driving position, an under-seat steering system, a double triangle suspension system where it was adapted a parallelogram mechanism that will allow to tilt in curvature, a wraparound fairing, an auxiliary electric motor, a chain drive system and two independent hydraulic braking systems.

The vehicle developed according to the selected parameters seems to be the ideal solution to overcome the insecurity problems generated by a typical *velomobile*.

Keywords

Human Powered Vehicle, *Velomobile*, Tilting three wheeler, Parallelogram mechanism, *Ackermann* steering, double triangle suspension, *Under seat steering* direction, movement resistance forces

Índice

| | | |
|--------|--|-----|
| 1. | História da bicicleta | 1 |
| 1.1. | O aparecimento da bicicleta | 1 |
| 1.1.1. | A insegura <i>Ordinary</i> | 2 |
| 1.1.2. | Triciclos e quadriciclos | 2 |
| 1.1.3. | As Bicicletas seguras “ Safety bicycle” | 4 |
| 1.2. | Procura pelo aumento da velocidade: Carenagem aerodinâmica e a Bicicleta reclinada | 5 |
| 2. | <i>Velomobile</i> | 9 |
| 2.1. | Período da motorização e da crise petrolífera | 9 |
| 2.2. | O renascimento da inovação do ciclismo | 10 |
| 2.3. | O aparecimento do <i>Velomobile</i> moderno | 12 |
| 2.3.1. | <i>Leitra</i> | 12 |
| 2.3.2. | <i>Alleweder</i> | 13 |
| 2.4. | Diversificação do <i>velomobile</i> | 14 |
| 3. | Projeto de um veículo híbrido de transporte pessoal | 16 |
| 3.1. | Especificações do projeto | 17 |
| 3.1.1. | Prospecção de mercado | 18 |
| 3.2. | Lista de especificações de projeto | 31 |
| 3.3. | Geração e seleção do conceito | 33 |
| 3.3.1. | <i>Veloquad</i> | 33 |
| 3.3.2. | <i>Tilting three-wheeler</i> | 35 |
| 3.3.3. | Seleção do conceito | 36 |
| 3.4. | Configuração e Incorporação do Sistema | 38 |
| 3.4.1. | Chassi | 38 |
| 3.4.2. | Sistema de suspensão | 43 |
| 3.4.3. | Sistema de direção | 51 |
| 3.4.4. | Carenagem | 57 |
| 3.4.5. | Sistema de propulsão | 60 |
| 3.4.6. | Sistema de transmissão | 64 |
| 3.4.7. | Sistema de Travagem | 79 |
| 4. | Conclusão | 105 |
| | Bibliografia | 107 |

Lista de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1. Evolução tecnológica da <i>Draisienne</i> (ARCHIBALD SHARP, 1896). | 1 |
| Figura 2. Bicicleta <i>Ordinary</i> (ARCHIBALD SHARP, 1896). | 2 |
| Figura 3. Evolução tecnológica do triciclo (ARCHIBALD SHARP, 1896). | 3 |
| Figura 4. Triciclos e Quadriciclos (ARCHIBALD SHARP, 1896). | 4 |
| Figura 5. Bicicletas seguras (ARCHIBALD SHARP, 1896). | 5 |
| Figura 6. <i>Velo Torpille</i> (Recumbent History, 2017). | 6 |
| Figura 7. <i>Velocar</i> (1925) (Recumbent History, 2017). | 8 |
| Figura 8. <i>Velo Velocar</i> (Recumbent History, 2017). | 8 |
| Figura 9. Veículos de propulsão humana terrestre: (a) - Bicicleta reclinada; (b) - Triciclo reclinado (WHPVA, 2017). | 10 |
| Figura 10. Aerovelo Eta (AEROVELO, 2017). | 12 |
| Figura 11. <i>Velomobile Leitra</i> : (a) Com carenagem; (b) Sem carenagem (chassi exposto) (Rasmussen, Leitra, 2017). | 13 |
| Figura 12. <i>Alleweder</i> produzido por Flevobike (Alleweder, 2017). | 14 |
| Figura 13. <i>Velomobiles</i> produzidos atualmente: (a) <i>Velomobile Orca</i> - produzido por Flevobike (Flevobike.nl, 2017); (b) <i>Velomobile Quest</i> - produzido por Velomobiel.nl (Velomobiel.nl, 2017). | 15 |
| Figura 14. ELF (Organictransit, 2017). | 15 |
| Figura 15. <i>Velomobile</i> de quatro rodas: <i>QuattroVelo</i> (Velomobiel.nl, 2017). | 15 |
| Figura 16. Instabilidade do <i>velomobile</i> em curva (Silberstein, 2017). | 16 |
| Figura 17. Acesso do condutor ao <i>velomobile</i> : Quest/QuestXS/Strada (Velomobiel, 2017). .. | 17 |
| Figura 18. Parâmetros geométricos que definem a posição de ciclismo: HO (orientação da anca); HD (distância da anca); TA (ângulo do tronco); BC (configuração do corpo) (Reiser & Peterson, Lower-extremity power output in recumbent cycling: a literature review, 1998). . | 19 |
| Figura 19. Estudo 1: Potência de pico, potência média e índice de fadiga (Reiser & Peterson, Lower-extremity power output in recumbent cycling: a literature review, 1998). | 20 |
| Figura 20. Estudo 2: Potência de pico, potência média e índice de fadiga (Reiser, Peterson, & Broker, Anaerobic Cycling Power Output With Variations in Recumbent Body Configuration, 2001). | 21 |
| Figura 21. Tipos de "recumbent seat": a) Banco de malha; b) Banco rígido; c) Banco combinado (hostelshoppe, 2017). | 22 |
| Figura 22. Determinação do X-seam (Terra Trike) (WizWheelz, 2017). | 23 |
| Figura 23. Triciclo Rover e Tour II (WizWheelz, 2017). | 24 |
| Figura 24. Ajuste da pedaleira do <i>velomobile</i> Quest/QuestXS/Strada (Velomobiel, 2017). ... | 24 |
| Figura 25. Classificação dos velocípedes elétricos (Europe, 2017). | 27 |
| Figura 26. Motores elétricos: (a) - Copenhagen Wheel; (b) - Rubbee (PETE, 2015); | 28 |
| Figura 27. Tipos de Hub Motor: Gearless Hub Motor (esquerda); Geared Hub Motor (direita) (PETE, 2013). | 29 |
| Figura 28. <i>Mid Drive Motor</i> : Bosch; Yamaha (PETE, 2015). | 31 |
| Figura 29. Distância e distribuição (típica) de peso entre os eixos: (a) - <i>Velomobile</i> ; (b) - <i>Veloquad</i> (adaptado de (Kolibay, 2009)). | 33 |
| Figura 30. Diagrama representativo de um veículo em curva (adaptado de (Patodi, Saxena, & Rathore, 2014)). | 34 |
| Figura 31. Distância entre o CG e a linha de inclinação do veículo: (a) - <i>Velomobile</i> ; (b) - <i>Veloquad</i> (adaptado de (Kolibay, 2009)). | 35 |
| Figura 32. Tilting three-wheeler: (a) <i>Velomobile</i> - Velotilt (Gearjunkie, 2017); (b) Triciclo reclinado - Tripendo (Pinterest, 2017); (c) Scooter - Piaggio MP3 (Autoevolution, 2017). | 35 |
| Figura 33. Veículos em curva: (a) - Motociclo; (b) - Tilting Three Wheeler (adaptado de (Riley, 2017)). | 36 |
| Figura 34. Projeção do chassi em SolidWorks. | 39 |
| Figura 35. Posição de ciclismo reclinada - Modelo 3D (Ruigh, 2017). | 40 |
| Figura 36. Modelo humano 3D - (Ruigh, 2017). | 41 |
| Figura 37. Banco reclinado tipo malha - Modelo 3D (adaptado de (Stein, 2017)). | 41 |

| | |
|---|----|
| Figura 38. Mecanismo de ajuste do banco reclinado: (a) - Ajuste horizontal; (b) - Ajuste angular..... | 42 |
| Figura 39. Argola de selim - Modelo 3D (SG, 2017). | 42 |
| Figura 40. Banco reclinado, mecanismo de ajuste e suporte de deslizamento. | 43 |
| Figura 41. (a) - Mercedes Benz F300 Life Jet (Autoviva, 2017); (b) - Terracraft (Terracraftmotors, 2017). | 44 |
| Figura 42. Sistema de suspensão de duplo triângulo (Farrington, 2011). | 45 |
| Figura 43. Sistema de suspensão em desenho 2D (as linhas a vermelho assinalam o chassi).. | 45 |
| Figura 44. Sistema de suspensão com mecanismo em paralelogramo (vista de frente): (1,2,3 e 4) -Mecanismo em paralelogramo; (5) - Amortecedor (modelo 3D adaptado de (weibezahn, 2017)); (6 e 7) - Triângulo superior e inferior da suspensão; (8) - Manga de eixo; (9) - Conjunto da roda (modelo 3D adaptado de (SG, 2017)); | 46 |
| Figura 45. Mecanismo em paralelogramo (detalhe)..... | 46 |
| Figura 46. Mecanismo em paralelogramo aquando da inclinação do veículo durante uma curva (vista de frente)..... | 47 |
| Figura 47. Adição de uma barra central ao mecanismo em paralelogramo. | 48 |
| Figura 48. Movimento circular existente no mecanismo de bloqueio da inclinação do veículo. | 49 |
| Figura 49. Mecanismo de bloqueio da inclinação do veículo: (a) - Barra 4 na qual agregado o disco de travão; (b) - Barra central na qual inserida a pinça de travão (pinça de travão - modelo 3D de (SG, 2017)); | 49 |
| Figura 50. Sistema de suspensão dianteira projetado. | 49 |
| Figura 51. Sistema de suspensão dianteira aplicado no veículo. | 50 |
| Figura 52. Constituição do sistema de direção do veículo: (1) - Guiador; (2) - Barras; (3) - Membro central triangular; (4) - Barra de direção; (5) - Manga de eixo. | 51 |
| Figura 53. Guiador - Modelo 3D: Alavancas de travão (Washbrook, 2017); Punhos (Aimar, 2017). | 52 |
| Figura 54. Geometria de Ackerman (Dixon, 2009). | 53 |
| Figura 55. Raio de viragem do veículo com o sistema de inclinação bloqueado..... | 54 |
| Figura 56. Geometria de <i>Ackermann</i> em curva. | 54 |
| Figura 57. Geometria <i>Ackermann</i> em posição retilínea. | 55 |
| Figura 58. Barras de direção (em azul) em paralelo com os braços de suspensão. | 55 |
| Figura 59. Motociclo em curva (Cossalter, 2006). | 56 |
| Figura 60. Escoamento laminar e escoamento turbulento (adaptado de (Foale, 2002)). | 57 |
| Figura 61. Carenagem do veículo projetado. | 57 |
| Figura 62. Carenagem do veículo projetado (sem as portas removíveis). | 58 |
| Figura 63. Projeção da área frontal do veículo. | 58 |
| Figura 64. Carenagem assente sobre o chassi. | 59 |
| Figura 65. Forças efetiva durante uma revolução completa da pedaleira: (a) - Em função das várias potências de saída; (b) - Em função das várias cadências (Laursen, Peiffer, & Abbiss, 2009). | 60 |
| Figura 66. Relação entre o torque máximo, velocidade angular (cadência) e a potência máxima de saída durante um período inferior a 10 segundos (Laursen, Peiffer, & Abbiss, 2009). | 61 |
| Figura 67. Motor elétrico auxiliar: Yamaha PWseries SE (YAMAHA, 2018). | 63 |
| Figura 68. Bateria e unidade de acionamento (YAMAHA, 2018). | 63 |
| Figura 69. Transmissão por corrente: (a)- Com cubo de mudanças internas; (b) - Com cassette e desviador (Publicbikes, 2018). | 64 |
| Figura 70. Sistema de transmissão do veículo de propulsão humana. | 65 |
| Figura 71. Forças de resistência ao movimento que atuam em um veículo (Cossalter, 2006) . | 66 |
| Figura 72. Forças aerodinâmicas e momentos aplicados no veículo (Cossalter, 2006). | 67 |
| Figura 73. Sistema de transmissão por corrente (adaptado de (bike, 2018)). | 71 |
| Figura 74. Representação gráfica do diagrama de tração. | 77 |
| Figura 75. Representação gráfica do escalonamento das relações de transmissão: Linhas a cinza - representam as relações de transmissão obtidas com a engrenagem da pedaleira 34T; Linhas a laranja - representam as relações de transmissão obtidas com a engrenagem da pedaleira 50T. Linha amarela - representa a cadencia ótima selecionada pelo ciclista. | 78 |
| Figura 76. Sistema de travagem do veículo. | 79 |
| Figura 77. Alavanca de travão: (a) Configuração Radial; (b) Configuração Inline (SRAM, 2012) | 80 |

| | |
|---|-----|
| Figura 78. Alavanca de travão. | 81 |
| Figura 79. Ganho hidráulico do sistema de travagem (SRAM, 2012). | 81 |
| Figura 80. Forças de atrito originadas na travagem (Costa, 2014). | 83 |
| Figura 81. Raio efetivo disco de travão (Nisbett, 2008). | 84 |
| Figura 82. Forças normais estáticas nos eixos (Cossalter, 2006). | 86 |
| Figura 83. Forças que atuam no veículo em desaceleração (Cossalter, 2006). | 87 |
| Figura 84. Diagrama representativo da força normal dinâmica no eixo dianteiro e traseiro .. | 89 |
| Figura 85. Força de travagem ótima do eixo dianteiro e traseiro. | 91 |
| Figura 86. Representação gráfica da força ótimas de travagem/ aceleração. | 92 |
| Figura 87. Representação gráfica da desaceleração máxima do veículo. | 95 |
| Figura 88. Representação gráfica da pressão na linha hidráulica do eixo dianteiro e traseiro. | 97 |
| Figura 89. Representação gráfica da força aplicada nas alavancas de travão em função da desaceleração do veículo..... | 98 |
| Figura 90. Deslocamento da alavanca de travão: (a) - Deslocamento adequado (Z); (b) - Deslocamento excessivo (X)..... | 100 |
| Figura 91. Disco de travão Magura Storm HC - 203/180 mm (MAGURA, 2018). | 101 |
| Figura 92. Pinças de travão Magura MT2 aplicadas no eixo traseiro e dianteiro (MAGURA, 2018). | 102 |
| Figura 93. Pastilhas de travão: 7.R (Race); 7.P (Performance); 7.C (Comfort) (MAGURA, 2018) | 102 |
| Figura 94. Alavanca de travão: (a)-Eixo dianteiro; (b)-Eixo traseiro (MAGURA, 2018). | 103 |
| Figura 95. Sistema de travagem do eixo dianteiro (Tartybikes, 2018). | 104 |

Lista de Tabelas

| | |
|---|-----|
| Tabela 1. Comparação de records registados pelas associações IHPVA e UCI para a disciplina 200 m Flying Start | 11 |
| Tabela 2. Propriedades das bicicletas versus propriedades dos <i>velomobiles</i> : Best practice <i>velomobile</i> (<i>velomobile Quest</i>); Standard <i>velomobile</i> (<i>velomobile Alleweder</i>)..... | 26 |
| Tabela 3. Lista de especificações do projeto..... | 32 |
| Tabela 4. Registo de classificações obtidas para cada um dos parâmetros considerados para as configurações <i>Delta</i> e <i>Tadpole</i> respetivamente..... | 37 |
| Tabela 5. Registo do valor do ângulo δR calculado com base nos restantes parâmetros equacionais (L, T e δR). | 53 |
| Tabela 6. Raio de viragem do veículo | 56 |
| Tabela 7. Tabela de decisão - tipo de motor seleccionado..... | 62 |
| Tabela 8. Inclinação máxima em vários locais alpinos na europa (Lechner & Naunheimer, 1999). | 69 |
| Tabela 9. Valores de referência para os veículos de propulsão humana: coeficiente de arrasto, área frontal do veículo, coeficiente de resistência ao rolamento. | 70 |
| Tabela 10. Comparação entre as relações de transmissão mínima para os diferentes tipos de pedaleira. | 74 |
| Tabela 11. Comparação entre as relações de transmissão máxima para as diferentes pedaleiras. | 75 |
| Tabela 12. Componentes do sistema de transmissão..... | 76 |
| Tabela 13. Parâmetros de entrada. | 77 |
| Tabela 14. Requisitos de dimensionamento do sistema de travagem (BSI, 2006). | 79 |
| Tabela 15. Parâmetros do veículo | 86 |
| Tabela 16. Parâmetros do sistema de travagem | 93 |
| Tabela 17. Distância mínima de travagem e paragem. | 97 |
| Tabela 18. Análise do volume de fluido. | 100 |

Lista de Abreviaturas

- U.S**, Estados Unidos (United States)
- UCI**, União de ciclismo internacional (Union Cycle International)
- IHPV**, Associação internacional de veículos de propulsão humana (International Human Powered Vehicle Association)
- IHPSC**, campeonato internacional de velocidade de propulsão humana (International Human Powered Speed Championships)
- HPV**, Veículo de propulsão humana (human powered vehicle)
- RCP**, Posição de ciclismo reclinada (recumbent cycling position)
- SCP**, Posição de ciclismo padrão (standard cycling position)
- HO**, Orientação da anca (hip orientation)
- HD**, Distância da anca (hip distance)
- TA**, Ângulo do tronco (torso angle)
- BC**, Configuração do corpo (body configuration)
- BM**, Massa corporal (body mass)
- ORP**, Posição reclinada ótima (optimal recumbent position)
- T**, Distância entre os eixos de rotação das mangas de eixo
- L**, Comprimento entre os eixos do veículo
- δR** , Ângulo de viragem da roda externa
- δL** , Ângulo de viragem da roda interna
- ϕ** , Ângulo de inclinação do veículo
- ε** , Ângulo de Caster
- δ** , Ângulo de viragem cinemático
- Rc**, Raio de viragem/curvatura
- V**, Velocidade do veículo
- Z₁**, Número de dentes da engrenagem da pedaleira
- Z₂**, Número de dentes da engrenagem da cassete
- F_w**, Força de resistência ao rolamento
- f_w**, Coeficiente de resistência ao rolamento
- N**, Força vertical
- F_D**, Força de arrasto
- F_L**, Força de sustentação
- A**, Área frontal do veículo
- C_D**, Coeficiente de arrasto
- ρ** , Densidade do ar
- C_L**, Coeficiente de sustentação
- F_p**, Força de resistência

m, Massa do veículo + condutor
g, Aceleração gravítica
P_C, Potência média do ciclista
η_T, Eficiência do sistema de transmissão
F_{df}, Força vertical dinâmica no eixo dianteiro;
F_{dr}, Força vertical dinâmica no eixo traseiro;
L, Distância entre eixos;
L_f, Distância entre o eixo dianteiro e o centro de massa;
L_r, Distância entre o eixo traseiro e o centro de massa;
h, Altura do centro de gravidade;
W, Peso do veículo;
F_f, Força vertical no eixo dianteiro;
F_r, Força vertical no eixo traseiro;
F_{dr}, Força vertical dinâmica no eixo traseiro;
F_{df}, Força vertical dinâmica no eixo dianteiro;
a, Desaceleração;
μ, Coeficiente de atrito;
F_{Tf}, Força de travagem máxima produzida pelo eixo dianteiro;
F_{Tr}, Força de travagem máxima produzida pelo eixo traseiro;
R, Raio efetivo do pneu
T_d, Momento de travagem do disco de travão
T_p, Momento de travagem do pneu
BF, Fator de travagem
Gh, Ganho hidráulico
F_{IN}, Força introduzida pelo condutor
Gm, Ganho mecânico

1. História da bicicleta

A história da bicicleta constitui uma parte essencial na tecnologia do ciclismo. Neste capítulo iremos abordá-la de forma a compreender o desenvolvimento do *Velomobile*.

1.1. O aparecimento da bicicleta

O primeiro antepassado da bicicleta designado de *Draisienne* foi patenteado em 1818 (em França) por Baron Karl von Drais (Figura. 1a). Esta “máquina de correr” era constituída por duas rodas com uma barra de direção conectada à roda da frente. Deste modo e para propulsionar o veículo, o condutor tinha de o empurrar com os pés. Posteriormente, por volta de 1839, um ferreiro escocês de seu nome Kirkpatrick MacMillan, adaptou à *Draisienne* um mecanismo de manivelas na roda traseira (manivelas estas conectadas por intermédio de barras de ferro a braços oscilantes localizados perto do ponto de articulação da roda dianteira), criando assim a primeira bicicleta (Figura.1b). Porém, em 1863, Pierre Lallement ajusta manivelas rotacionais e pedais fixos ao cubo da roda dianteira da *Draisienne* (Figura. 1c). Em resposta a este novo avanço tecnológico, foi criada em 1866, a primeira patente U.S da bicicleta a pedal denominada de velocípede (ARCHIBALD SHARP, 1896) (Walle, 2004) (Wilson & Papadopoulos, 2004).

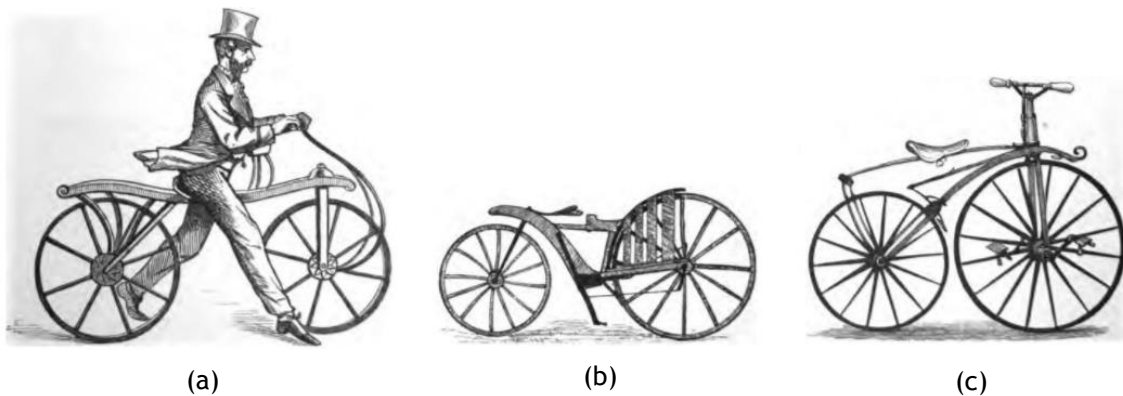


Figura 1. Evolução tecnológica da *Draisienne* (ARCHIBALD SHARP, 1896).

Entretanto, com o decorrer do tempo e o curso de novas ideias, surge em 1870 uma nova bicicleta denominada de *High-wheeler*, *Ordinary* ou *Penny-Farthing*.

1.1.1. A insegura *Ordinary*

Esta bicicleta era constituída por uma grande roda dianteira (com cerca de 1,5 m de diâmetro) e uma pequena roda traseira (Figura. 2). A propulsão deste veículo era obtida através de pedais diretamente conectados à roda dianteira, sendo que, a inconveniente localização do centro de gravidade do condutor (imediatamente atrás da roda dianteira) possibilitava a ocorrência de quedas mortais aquando do alcance de um qualquer obstáculo imprevisto na estrada - o que provocava algum receio aos condutores (Walle, 2004) (ARCHIBALD SHARP, 1896).

Os condutores eram maioritariamente jovens ricos do sexo masculino; os homens atléticos de família hesitavam em conduzir este veículo. Os homens menos atléticos e mais baixos eram excluídos automaticamente. Por outro lado, as mulheres devido ao rígido código de vestuário eram impedidas de andar (exceto as mais iconoclasticas) (Wilson & Papadopoulos, 2004).



Figura 2. Bicicleta *Ordinary* (ARCHIBALD SHARP, 1896).

Devido a este problema de insegurança, os fabricantes procuraram por soluções tecnológicas mais seguras, resultando no surgimento de uma grande diversidade de bicicletas.

1.1.2. Triciclos e quadriciclos

A primeira resposta tecnológica ao fator insegurança reside no aparecimento de veículos práticos constituídos por 3 e 4 rodas - triciclos e quadriciclos, onde o condutor poderia estar sentado numa posição mais confortável e segura. Estes veículos eram bastante estimados pelos idosos e senhoras, possibilitando-as de participar no ciclismo com as suas vestes convencionais (Wilson & Papadopoulos, 2004) (Walle, 2004).

Um dos vários triciclos desenvolvidos denominado *Coventry Starley tricycle*, foi patenteado em 1876 pelo filho e sobrinho de Starley. Este veículo foi inicialmente produzido em 1877 (e durante os vários anos subsequentes) e empregava uma engrenagem de manivela

convencional (com movimento circular de pé). A versão inicial foi então denominada *Coventry Lever tricycle*, tendo sido posteriormente substituída pela versão seguinte (que utilizava engrenagem de corrente): a *Coventry Rotary tricycle* (Figura. 3a). Ambas as versões (inicial e seguinte) apresentavam uma grande roda motriz situada à esquerda do banco do condutor e dois volantes (um na frente e um atrás, à direita).

Mais tarde, com a invenção da “engrenagem de equilíbrio” (atualmente conhecida como diferencial) por Starley, outros triciclos (como o Devon) foram produzidos. Estes veículos apresentavam duas grandes rodas motrizes - uma de cada lado do condutor e um único volante na frente, possibilitando à engrenagem inventada, a transmissão de potência às duas rodas motrizes que em curva adquiriam diferentes velocidades (Figura. 3b). Esta invenção foi, até 1886, um grande passo para o desenvolvimento tecnológico deste tipo de veículos. No entanto, como o diâmetro das rodas motrizes foi diminuindo gradualmente (devido à utilização da transmissão por corrente) e o diâmetro da roda dianteira aumentou, os quadros dos triciclos em “loop” foram substituídos por quadros centrais melhorados no qual o guidador foi conectado diretamente à roda da frente. Tais modificações permitiram um arranjo mais simples e confiável, contribuindo para a evolução do triciclo moderno que contempla a posição do assento - que fica quase acima dos pedais e divide o peso do corpo entre o guidador, pedais e selim. O triciclo *cripper* produzido por Starley Bros é um exemplo, apresentando semelhanças com a bicicleta moderna (Figura. 3c) (ARCHIBALD SHARP, 1896).

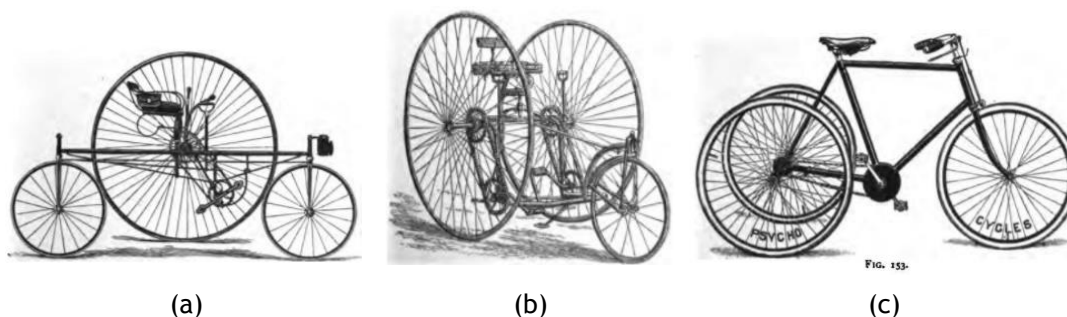


Figura 3. Evolução tecnológica do triciclo (ARCHIBALD SHARP, 1896).

Nota: Outros triciclos com duas posições sentadas foram também produzidos. Entre os mais populares encontra-se o triciclo *Olympia* - um triciclo “tandem” em que um condutor circula à frente do outro (Figura. 4a), o triciclo “*Nottingham sociable*” (construído por Nottingham Cycle em 1889) - para uma posição de condução lado a lado (Figura. 4b) e o *Royal Mail*, um triciclo convertível que se poderia tornar num quadriciclo aquando da adição de uma peça (Figura. 4c). (ARCHIBALD SHARP, 1896)

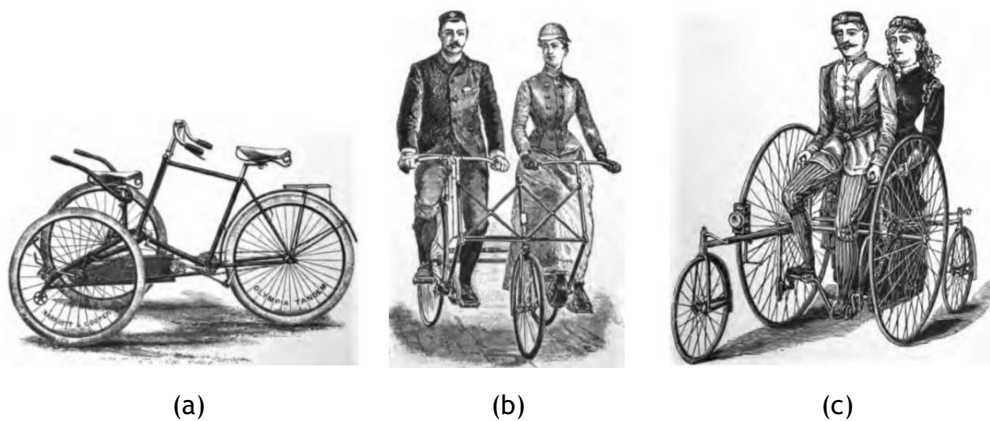


Figura 4. Triciclos e Quadriciclos (ARCHIBALD SHARP, 1896).

A segunda resposta tecnológica que provocou (juntamente com os triciclos) um decréscimo na produção da bicicleta *Ordinary* foi o aparecimento de bicicletas seguras com tração na roda traseira.

1.1.3. As Bicicletas seguras “ Safety bicycle”

A primeira bicicleta segura a ser documentada, a *Bicyclette*, foi produzida por H.J. Lawson em 1879. Este veículo acusou uma má recepção por parte do público durante vários anos, apesar de possuir todos os ingredientes necessários à construção de uma bicicleta segura. No entanto, a bicicleta subsequente denominada *The Rover Safety* (produzida por Starley e Sutton em 1885), apresentou uma maior adesão comercial (Figura. 5a). A versão posterior desta bicicleta (Figura. 5b) - considerada como protótipo da bicicleta de tração traseira moderna, apresentava um sistema de direção direta, transmissão por uma única corrente e um quadro muito próximo ao empregue nas bicicletas atualmente produzidas.

A partir de 1885, as bicicletas seguras sofreram pequenos aperfeiçoamentos a nível do tamanho da roda dianteira e traseira, culminando na introdução do pneu pneumático, marcando assim diferentes aparências entre as primeiras versões e as versões mais modernas das bicicletas seguras. Assim, à data de 1887, as bicicletas seguras de tração na roda traseira eram as mais requeridas pela população, para decadência da bicicleta insegura *Ordinary*.

Mais tarde, já em 1890, surgiu pelas mãos de Humber e Co uma bicicleta mais semelhante ao quadro adotado atualmente (Figura. 5c). Esta bicicleta apresenta um quadro do tipo diamante, pneus pneumáticos e uma longa distância entre os eixos que proporcionava uma direção mais estável (ARCHIBALD SHARP, 1896).

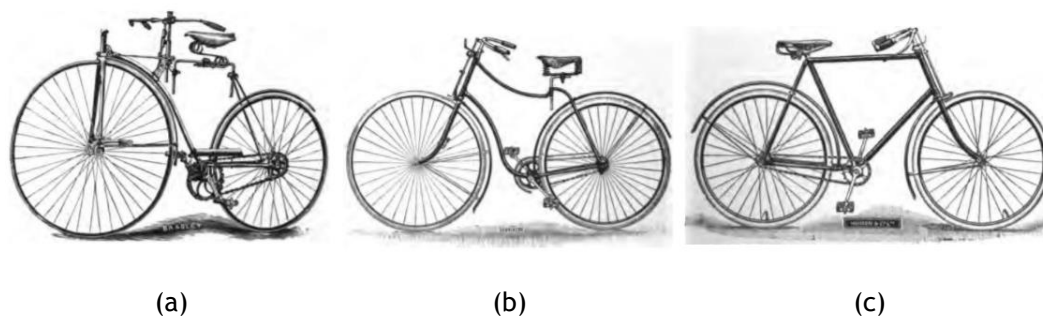


Figura 5. Bicicletas seguras (ARCHIBALD SHARP, 1896).

1.1.3.1. Pneu pneumático

Um dos pontos mais relevantes no avanço da construção da bicicleta reside na invenção do pneu pneumático em 1888 por John Boyd Dunlop (enquanto instalava um tubo de ar nos aros do triciclo do seu filho (daí o nome pneumático - um pneu mais leve, estável e confortável que viria a acabar com a anti vibração comprovando a sua eficiência ao longo de mais de 120 anos de pioneirismo e desempenho em todo o tipo de pista)), embora a borracha vulcanizada utilizada para sua criação e guarnição já tivesse sido inventada em 1844 por Charles Goodyear (Wilson & Papadopoulos, 2004) (Dunlop, 2017).

Os pneus pneumáticos de Dunlop foram utilizados posteriormente por W. Hume (em Maio de 1889) para equipar bicicletas em corridas, acabando por as mesmas vencerem de forma convincente o título de veículo de alta velocidade *Macho Bicycle* (Walle, 2004).

Durante a corrida, os ciclistas chegaram à conclusão que os pneus desenvolvidos não só prometiam uma maior velocidade, mas também um maior conforto e segurança. O sucesso desse evento foi tal, que originou subsequentemente a produção massiva deste tipo de pneus (Dunlop, 2017).

1.2. Procura pelo aumento da velocidade: Carenagem aerodinâmica e a Bicicleta reclinada

Após a estabilização da bicicleta, as corridas de bicicleta permaneceram um local importante para a melhoria técnica do veículo, tornando-se rapidamente um dos maiores desportos no início do século XX. Como a palavra corrida traz subjacente a ideia de ir mais rápido que qualquer outro concorrente, houve nesta altura uma busca incessante para aumentar a velocidade da bicicleta. Existem duas formas óbvias que sustentam a concretização desse objetivo: a primeira consiste no treino físico do corpo do atleta e subsequente aperfeiçoamento da técnica de pedalar e a segunda na ergonomia do veículo, potenciando esta última, a melhoria de todos os aspetos da bicicleta. Neste sentido, existem quatro principais

técnicas para otimizar o desempenho da bicicleta: aumento da eficiência mecânica (rolamentos e eficiência de transferência de potência), redução da resistência ao rolamento (tecnologia do pneu pneumático- citada anteriormente), redução do peso e da resistência do ar. A resistência do ar constitui de facto a barreira mais importante para aumentar a velocidade das bicicletas de corrida e a forma mais óbvia de o conseguir foi colocar guiadores baixos para que o ciclista possa assumir uma posição agachada. A ciência da aerodinâmica foi dando origem, já em tempos remotos a ideias inovadoras, sendo que uma delas reside na construção de uma espécie de “carcaça” que cobre a estrutura do veículo (um modelo de inspiração baseado na Natureza - configuração de peito de pássaros e peixes; o mesmo que se dava aos cascos das embarcações para aumentar a sua velocidade de movimentação, minimizando a resistência) - a chamada carenagem. Uma das primeiras bicicletas concebidas com este tipo de estrutura - a aerodinâmica *Velo Torpille* surge em 1913 pelas mãos de Marcel Berthet (Figura. 6). Marcel percorreu 10 km com uma velocidade média de 57 km/h, estabelecendo records aos quilómetros 1 e 5. No entanto, a UCI decidiu não reconhecer esses records, proibindo a carenagem em corridas regulares (Walle, 2004).

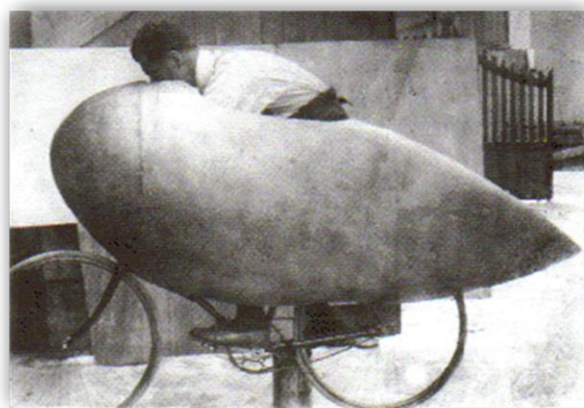


Figura 6. *Velo Torpille* (Recumbent History, 2017).

Várias outras bicicletas com carenagem foram observadas nos vinte anos seguintes. No entanto, apesar de serem mais rápidas e constituírem verdadeiras atrações populares devido à sua utilização em passeios de demonstração, a possibilidade de poderem vir a substituir as bicicletas clássicas em corridas regulares, bem como de virem a ser comercializadas continuava a ser ínfima, isto porque além do seu design dispendioso (era necessária uma tecnologia de aeronaves de última geração para construir a carenagem), não eram adequadas para satisfazer o espetáculo que as bicicletas clássicas faziam em corridas de grupo - a velocidade era importante, mas o espetáculo era ainda mais e a corrida regular proporcionava tudo isso em abundância. Posto isto, não houve qualquer interesse empresarial em comercializar e promover a carenagem aerodinâmica das bicicletas nas corridas, tornando-se esta última um ato

meramente especial já que a UCI decidiu continuar a excluir o uso de auxiliares deste tipo em corridas (Walle, 2004).

Como consequência, o design da bicicleta com carenagem permaneceu no “armário” durante alguns anos até que, em 1932 Charles Mochet constrói a chamada bicicleta reclinada (*recumbent bike*).

O conceito de bicicleta reclinada surge antes da Primeira Guerra Mundial, quando o filho de Mochet (Georges Mochet) desejou ter uma bicicleta, mas devido ao perigoso trânsito existente nas estradas de Paris a sua mãe não o permitiu. Para colmatar este facto, Mochet decidiu então construir um veículo de quatro rodas propulsionado a pedais para o seu filho. Este veículo designado de *Velocar* provou ser extremamente rápido, reduzindo o perigo de queda (Figura. 7). Georges ficou encantado com o seu novo veículo, já que conseguia ultrapassar facilmente as outras crianças que utilizavam a típica bicicleta. Satisfeito com a sua obra e com a demanda do *Velocar*, Mochet teve a ideia de começar a produzir mais destes carros a pedais (mas para adultos contendo dois assentos), iniciando a sua comercialização em 1925. Estes veículos apresentavam dois lugares, um compartimento para transportar bagagem e como elementos técnicos possuíam: um diferencial, 3 velocidades e uma leve carenagem que lhe conferia uma aerodinâmica superior a uma bicicleta clássica. Apesar da sua larga aparência estes veículos eram muito rápidos. Após a Primeira Guerra Mundial, devido á pobreza instalada em França comprar um automóvel era um luxo que muitos franceses não poderiam comportar, no entanto, o *Velocar* tornou-se uma opção mais económica. Por esta razão Mochet conseguiu aumentar progressivamente a venda de muitos dos seus veículos até à década de trinta (Walle, 2004) (Recumbent History, 2017).

Além da sua utilização para transporte próprio, o *Velocar* era por vezes utilizado em corridas de bicicletas onde eram testados os seus limites. Verificou-se então que a velocidades mais elevadas facilmente alcançadas pelo veículo, as curvas tornavam-se muito perigosas - todas as curvas significam ter que travar intensamente e re-acelurar. Como consequência, Charles Mochet experimentou construir um *Velocar* com três rodas, mas a sua tendência para tombar nas curvas foi ainda pior do que o de quatro rodas. Foi aqui que Mochet teve a ideia de dividir o *Velocar* em duas metades, construindo uma versão de duas rodas à qual denominou de *Velo Velocar* (Figura. 8) (este tipo de bicicleta é conhecido atualmente como bicicleta reclinada). Este veículo era constituído por duas rodas de 50 cm, uma base de roda de 146 cm e uma braçadeira inferior que se encontrava a cerca de 12 cm acima do assento e se ajustava à altura do condutor. Durante o desenvolvimento da sua bicicleta, Mochet não só desejava mostrar que a bicicleta reclinada é mais rápida do que a bicicleta comum, mas também pretendia transmitir a grande adequabilidade deste veículo a passeios e utilização diária (Recumbent History, 2017).

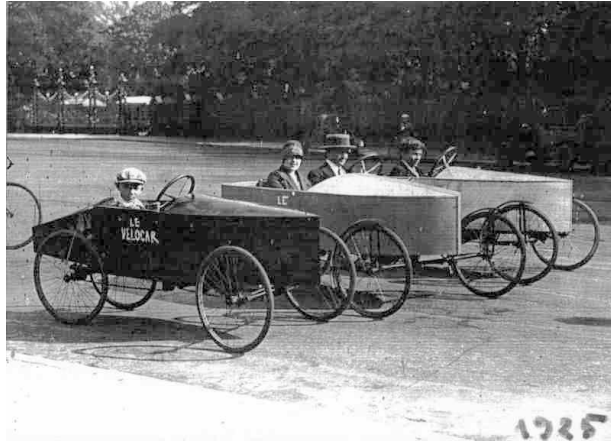


Figura 7. *Velocar* (1925) (Recumbent History, 2017).



Figura 8. Velo *Velocar* (Recumbent History, 2017).

Para testar o seu novo veículo em corridas de bicicleta, Mochet convidou o ciclista Francis Faure para o conduzir. Faure conseguiu derrotar todos os ciclistas de primeira classe na Europa devido à vantagem aerodinâmica causada por uma área frontal menor, tornando-se imbatível em eventos de 5000 metros de distância. Depois de Faure ter estabelecido recordes mundiais em vários percursos, Mochet queria certificar-se que o seu *Velocar* dividido seria reconhecido. Para tal, em outubro de 1932, Mochet consulta a UCI recebendo um feedback positivo por parte da mesma - como a bicicleta reclinada não possuía componentes aerodinâmicos adicionais, a sua utilização em corridas não foi proibida (Recumbent History, 2017) (Walle, 2004).

No entanto, a história de sucesso Velo *Velocar* logo terminou. Em 1 de abril de 1934, aconselhado pela indústria de bicicletas, o comité da UCI publicou a sua definição de bicicleta de corrida. Não surpreendentemente, esta definição excluiu o Velo *Velocar*, afirmando que o eixo da pedaleira (suporte) não poderia ser superior a 10 cm na frente da ponta do selim. O comité invalidou inclusive todos os records de Faure, eliminando-os completamente da listagem. Esta decisão da UCI negou a possibilidade de ideias inovadoras serem testadas e divulgadas por intermédio de corridas, dissuadindo assim a experimentação e desenvolvimento (Walle, 2004).

2. *Velomobile*

O termo *velomobile* é subentendido como todo e qualquer veículo de propulsão humana prático com carenagem parcial ou completa (que lhe confere maior aerodinâmica e por conseguinte maior velocidade) e uma posição confortável de condução reclinada ou semi-reclinada (Berchicci, 2008).

Esta definição abrange os carros a pedais que surgiram inicialmente como uma alternativa mais económica ao automóvel, constituindo este último uma fonte de inspiração ao desenvolvimento dos mesmos. O primeiro *velomobile*/carro a pedal bem documentado foi o *Velocar* de Charles Mochet (descrito minuciosamente na secção anterior), bastante utilizado no período pós Primeira Guerra Mundial e durante a Segunda Guerra Mundial. No entanto, e como consequência da degradada situação económica que se fez sentir no final da Segunda Guerra Mundial, ocorre um défice nas vendas deste veículo (Walle, 2004).

2.1. Período da motorização e da crise petrolífera

Passado alguns anos do final da segunda guerra mundial - a partir dos anos 50, ocorre na Europa a expansão automóvel (suportada pelo baixo custo dos combustíveis) que coincide com o elevado decréscimo da população utilizadora da bicicleta e com o desaparecimento gradual dos construtores da mesma. Como consequência, a utilização do automóvel torna-se um grande sucesso, provocando uma elevada diminuição do número de *velomobiles* e subseqüentemente o esquecimento do conceito do mesmo. Como as infraestruturas rodoviárias para os automóveis aumentam, as infraestruturas destinadas à circulação de bicicletas nas cidades encerram, pelo que a prática do ciclismo torna-se então difícil e perigosa. Conseqüentemente, durante o período compreendido entre 1950 e 1970 o foco na inovação do ciclismo foi negligenciado e a tecnologia do ciclismo foi colocada temporariamente em espera (surgindo apenas alguns *velomobiles* - como é exemplo o *Pedicar*) até que, após a ocorrência da primeira crise petrolífera nos anos 70, a inovação do ciclismo foi reestabelecida e organizada com a chegada da *International Human Powered Vehicle Association* (IHPVA) (Walle, 2004) (Rasmussen, *Velomobile*, 2017).

2.2. O renascimento da inovação do ciclismo

O principal foco da IHPVA (corporação de benefício público sem fins lucrativos sediada nos Estados Unidos) reside essencialmente no incentivo à construção de veículos de propulsão humana (terrestres, aquáticos ou aéreos - sem qualquer restrição em termos de design) e no registo histórico (distância, velocidade e fotografias) desses mesmos veículos, no decorrer de competições periódicas organizadas pela mesma. Anualmente, é organizado um campeonato (*Human Powered Speed Championships*) com o objetivo de agregar a melhor capacidade atlética com a melhor tecnologia, a fim de obter o veículo de tração humana mais rápido e eficiente (International Human Powered Vehicle Association, INC., 2017).

O primeiro campeonato internacional (*International Human Powered Speed Championships* - IHPSC) foi organizado em 1975, um ano antes da criação da IHPVA (Kindersley, 2016).

Estes campeonatos tornaram-se progressivamente mais populares com o aumento do número de participantes e o envolvimento das principais universidades neste tipo de competições (estimulados pelos prémios monetários doados pelos patrocinadores aos vencedores), incentivando desta forma a criatividade e o aperfeiçoamento dos veículos de propulsão humana (*Human Powered Vehicles* - HPV). A IHVA permitiu uma grande flexibilidade na inovação do ciclismo, surgindo desta forma uma grande diversidade de configurações de veículos nos anos 80, e.x: veículos equipados com carenagem aerodinâmica (total ou parcial), rodas com diferentes diâmetros independentemente do número das mesmas (2, 3 ou 4), veículos com um ou dois condutores, várias posições de condução (posição reclinada, posição de prona ou posição vertical), entre outras. Como consequência, os participantes foram testando diversas posições de condução ao longo das várias competições organizadas, tendo-se verificado que a escolha preferível reside repetidamente na posição reclinada (não só porque permite o alcance de velocidades mais elevadas, mas também proporciona o conforto em bicicletas e veículos de estrada). Desta forma, os veículos de propulsão humana terrestres (termo específico) viriam mais tarde a ser diretamente associados à bicicleta reclinada e ao *velomobile* (termos mais usuais) (Figura. 9) (Walle, 2004).

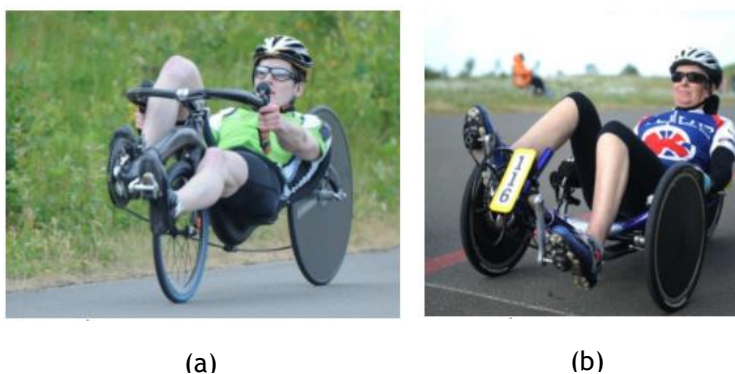


Figura 9. Veículos de propulsão humana terrestre: (a) - Bicicleta reclinada; (b) - Triciclo reclinado (WHPVA, 2017).

A IHPVA tem vindo a agrupar ao longo dos anos conhecimentos técnicos tais como posição de condução reclinada, carenagem aerodinâmica (ambos banidos pelo UCI), eficiência dos sistemas de transmissão (entre outros), para a construção de HPV de elevada performance (publicando-os periodicamente no seu jornal técnico *Human Power* sob a forma de artigos) (International Human Powered Vehicle Association, INC., 2017).

A aplicação física de tais conhecimentos encontra-se refletida no recente recorde mundial estabelecido pelo “Eta” (Figura. 10). Tal record, registado pela IHPVA encontra-se mencionado na Tabela 1, que compara este mesmo record ao registado pela UCI (que utiliza a bicicleta de corrida) para a mesma disciplina.

Tabela 1. Comparação de records registados pelas associações IHPVA e UCI para a disciplina 200 m *Flying Start*

| Disciplina | Associação | Tempo/Velocidade | Nome | Data |
|---------------------------------|--------------------------|------------------------|-----------------|------------|
| 200m (<i>Flying start</i>) | IHPVA (www.ihpva.org) | 4.994 s 144,17 km/h | Todd Reichert | 17.09.2016 |
| | UCI (www.uci.ch) | 9.347 s 77,030 km/h | Francois Pervis | 06.12.2013 |

Através da análise da Tabela 1, pode verificar-se que a diferença entre as velocidades estabelecidas pelo Aerovelo Eta (bicicleta reclinada com carenagem completa) e a bicicleta de corrida é verdadeiramente espantosa - superior a 67 km/h.

Algumas das principais características que permitem ao Eta atingir velocidades superiores a 144 km/h são: **excelente ergonomia** - uma posição de condução reclinada ajustável que permite extrair a maior potência do condutor; **menor resistência ao rolamento** - aplicação de rodas com maior diâmetro e pneus com uma menor espessura de borracha; **carenagem aerodinâmica avançada** - eliminação de zonas propensas a originar escoamento turbulento (tal como costuras na carenagem) para que o escoamento ao longo do veículo permaneça laminar, reduzindo assim a resistência aerodinâmica; **Peso reduzido (25 Kg)** - utilização de materiais compósitos na construção do chassi e carenagem.

Uma outra característica que torna o Eta num veículo surpreendente é o facto de **não possuir para-brisas** - o condutor consegue visualizar a estrada através de um sistema de visão constituído por dois displays que transmitem as imagens captadas por duas camaras localizadas em cima do veículo.

Cada uma das características inumeradas individualmente torna o Aerovelo ETA mais rápido. No entanto, é o seu conjunto que o “transporta” para outro patamar, sendo este capaz de igualar as velocidades atingidas pelos automóveis em circulação nas autoestradas, apresentando uma eficiência energética cem vezes superior à dos automóveis elétricos mais eficientes (AEROVELO, 2017).



Figura 10. Aerovelo Eta (AEROVELO, 2017).

Porém, nem sempre a velocidade máxima e o estabelecimento de recordes são os principais requisitos num projeto de design de um HPV. Desta forma, outras especificações tais como o conforto, segurança, durabilidade, capacidade de transportar bagagem, entre outras, ganham prioridade no projeto (Rasmussen, Velomobile, 2017). Foi neste sentido que o conceito de desenvolver *velomobiles* práticos reemergiu em 1980, depois de um longo período de “extinção” iniciado nos anos 50.

2.3. O aparecimento do *Velomobile* moderno

Contrariamente aos primeiros *velomobiles* que tinham como base de inspiração o automóvel (e.x. *Velocar*), os *velomobiles* modernos baseiam-se na associação entre a bicicleta reclinada e o conceito de carenagem (Walle, 2004).

Em contraste com os HPV's projetados para estabelecer recordes de velocidade (e.x. Aerovelo Eta), os *velomobiles* foram projetados para serem práticos, capazes de circular em segurança sob todos os tipos de clima e períodos (diurnos e noturnos) e em todas as vias de trânsito (ruas, estradas ou ciclo vias) juntamente com outros meios de transporte, fornecendo um acesso fácil e rápido ao condutor. Tais características (entre outras) motivaram Carl G. Rasmussen a desenvolver o primeiro *velomobile* da nova geração (por volta de 1990) denominado *Leitra* (Rasmussen, Velomobile, 2017).

2.3.1. *Leitra*

O *velomobile* dinamarquês *Leitra* é um veículo muito prático para o uso diário, possuindo uma excelente manobrabilidade e aceleração (devido ao peso reduzido (25kg)), suspensão independente e travões nas três rodas, sistema de ventilação inovador e dois compartimentos de bagagem separados. A nível estrutural, apresenta um leve chassi (em torno do condutor como elemento de proteção) revestido por uma carenagem conversível (Figura. 11a) que tem

como objetivo proteger o condutor de todas as condições atmosféricas e reduzir consideravelmente a resistência do ar (comparativamente à bicicleta). Esta carenagem conversível pode ser removida quando as condições atmosféricas são favoráveis à condução ou para facilitar o transporte, apresentando o veículo desta forma, uma configuração de triciclo reclinado (Figura. 11b) (Rasmussen, Leitra, 2017).



(a)



(b)

Figura 11. *Velomobile Leitra*: (a) Com carenagem; (b) Sem carenagem (chassi exposto) (Rasmussen, Leitra, 2017).

Estas características fazem ainda hoje do Leitra um *velomobile* bastante competitivo e funcional, registrando-se um elevado nível de comercialização destes veículos (na ordem das centenas) apesar do seu elevado custo e uma nulidade de feridos graves aquando da sua condução ao longo de milhares de quilómetros. O aparecimento do Leitra desempenhou um papel importante na reintrodução e aceitação do conceito de veículos de propulsão humana práticos com carenagem como um meio de transporte pessoal (Walle, 2004).

2.3.2. *Alleweder*

O *velomobile Alleweder* (Figura. 12) foi projetado por Bart Verhees por volta de 1985 como projeto de trabalho de pós-graduação (contrariamente ao Leitra, o *Alleweder* possui uma estrutura em monocoque constituída por chapas de alumínio unidas por rebiteagem e uma suspensão do tipo McPherson semelhante à utilizada nos automóveis). Alguns anos mais tarde, em 1993, este veículo foi vencedor da competição de design - the 365-day FIETS prize - organizada na Holanda. Motivada pelo sucesso do *Alleweder* resultante da visibilidade adquirida na competição, a Flevobike foi inovadora ao ser capaz de produzir e comercializar este *velomobile*, vendendo cerca de 500 unidades - na sua maioria como kits de construção (Walle, 2004).



Figura 12. *Alleweder* produzido por Flevobike (Alleweder, 2017).

O conceito e design deste *Alleweder* serviu posteriormente como base de inspiração para o design de novos *velomobiles* a nível estrutural. Assim, em 1996, surge uma versão inovadora do *Alleweder* projetada por Allert Jacobs designada de *C-Alleweder*. Comparativamente à anterior, esta versão é mais confortável, requer mínima manutenção e a nível estrutural apresenta uma estrutura em monocoque de carbono (como substituição ao monocoque em alumínio) que confere ao veículo uma aerodinâmica superior, leveza e maior velocidade. No entanto, todas estas novidades tornaram a produção do *C-Alleweder* um processo mais complexo que acabou por encarecer o veículo, acabando este por sair do mercado (Berchicci, 2008).

2.4. Diversificação do *velomobile*

O conceito do *Alleweder* e o seu princípio de construção serviram como base de inspiração para o desenvolvimento de novos *velomobiles* e as suas características (tais como duas rodas dianteiras com suspensão do tipo MacPherson, roda traseira tracionada com suspensão e uma estrutura em monocoque) ainda estão presentes na maioria dos *velomobiles* comercializados atualmente (alguns exemplos estão presentes na Figura.13). A única diferença reside no material compósito (como fibra de vidro, kevlar ou fibra de carbono) atualmente utilizado na construção da estrutura monocoque. Estes materiais são dispendiosos, mas em contrapartida possibilitam uma maior aerodinâmica e redução de peso (Walle, 2004).

Os fabricantes dos *velomobiles* são pequenas empresas cuja maior parte da mão-de-obra é artesanal, sendo esta a principal razão do seu elevado custo, podendo variar entre 3.000€ a 8.000€ (Berchicci, 2008). Ao longo dos anos foram adicionados aos *velomobiles* vários elementos de segurança passiva - espelhos retrovisores, faróis, indicadores de mudança de direção, luzes de travagem e buzina. Em alguns *velomobiles* foram introduzidos motores elétricos auxiliares (do tipo *hub motor* ou *mid-drive motor*) alimentados por baterias, podendo

estas por sua vez, ser alimentadas por pequenos painéis fotovoltaicos flexíveis. Um *velomobile* que engloba tais características é designado de ELF (Figura. 14).



Figura 13. *Velomobiles* produzidos atualmente: (a) *Velomobile Orca* - produzido por Flevobike (Flevobike.nl, 2017); (b) *Velomobile Quest* - produzido por Velomobiel.nl (Velomobiel.nl, 2017).



Figura 14. ELF (Organictransit, 2017).

No mercado têm surgido também *velomobiles* com quatro rodas (Figura. 15), que permitem uma maior estabilidade e uma maior capacidade de transportar bagagem, comparativamente aos *velomobiles* munidos com três rodas.



Figura 15. *Velomobile* de quatro rodas: *QuattroVelo* (Velomobiel.nl, 2017).

3. Projeto de um veículo híbrido de transporte pessoal

A maioria dos *velomobiles* atuais possui uma estrutura em monocoque (com a configuração de uma gota (vista de cima)) constituída por materiais compósitos e munida com duas rodas dianteiras e uma traseira. No entanto, para a maioria deste tipo de *velomobiles* a velocidade tornou-se o principal foco de produção, sacrificando características funcionais (sublinhadas abaixo) importantes como (Sørensen, 2014) (Kollibay, 2009):

- **Estabilidade reduzida nas curvas** - a redução da área frontal com a finalidade de reduzir a resistência aerodinâmica, tornou o veículo estreito (largura do eixo dianteiro - 70 cm) suscetível de capotar em curva perante velocidades mais elevadas (Figura.16);



Figura 16. Instabilidade do *velomobile* em curva (Silberstein, 2017).

- **Capacidade de travagem limitada** - a localização longitudinal do centro de gravidade do veículo encontra-se muito próxima do eixo dianteiro; este facto desencadeia uma tendência para o mesmo levantar a roda traseira em travagens mais bruscas, o que faz com que perca por sua vez a sua estabilidade direcional;
- **Diminuição da tração na roda traseira** - o veículo quando circula em pavimentos com baixo coeficiente de atrito (molhados ou com areia) tende a perder a tração devido à localização do centro de gravidade (cerca de 30% do peso do veículo esta localizado na roda traseira);
- **Difícil acesso ao veículo** - a estrutura em monocoque, apesar do seu reduzido peso, possui paredes laterais altas e uma pequena abertura que juntamente com a baixa altura do banco reclinado, dificultam o acesso ao veículo (Figura.17);



Figura 17. Acesso do condutor ao *velomobile*: Quest/QuestXS/Strada (Velomobiel, 2017).

- Fraca **visibilidade** - a baixa altura do banco reclinado (com o intuito de manter a altura do centro de gravidade próxima do solo) juntamente com a frente longa do monocoque, dificulta por vezes o avistamento da estrada próxima do veículo;
- Fraca **manobrabilidade** - as rodas dianteiras completamente protegidas aumentam a aerodinâmica e, por conseguinte, o raio de viragem do veículo (proporcionando uma menor manobrabilidade).

Neste sentido, surge a necessidade de projetar um *velomobile* com a capacidade de colmatar estas desvantagens, tornando este veículo num meio de transporte prático, confortável, ágil para o uso quotidiano e com um custo mais acessível (comparativamente aos preços praticados atualmente) para que possa vir a ser considerado um veículo de transporte pessoal mais apelativo.

3.1. Especificações do projeto

O cerne de qualquer projeto em engenharia reside na formulação de um conjunto de especificações do produto, neste caso concreto as especificações do veículo de transporte pessoal a projetar. Neste sentido, foi efetuada previamente uma prospeção de mercado a veículos de propulsão humana existentes (*velomobiles*, bicicletas e triciclos reclinados), recolhendo as informações mais relevantes como a geometria, a ergonomia, os materiais utilizados na sua construção e os vários sistemas que incorporam o veículo (sistema de suspensão, sistema de travagem, sistema de direção e sistema de propulsão).

3.1.1. Prospecção de mercado

3.1.1.1. Ergonomia

A ergonomia é uma ciência multidisciplinar que envolve diversos aspetos ligados à anatomia, à fisiologia, à biomecânica, à antropometria, à psicologia e à psicofísica e tem por objetivo conceber ou modificar equipamentos de modo a proporcionar ao ser humano eficiência, segurança e conforto durante a sua utilização (Tavares, 2012).

3.1.1.1.1. Eficiência

Para desenvolver um veículo de propulsão humana eficiente é necessário selecionar uma **posição de ciclismo ótima** que permita ao condutor extrair a potência máxima do esforço humano realizado para propulsionar o veículo, sem comprometer a sua segurança e conforto.

A posição de condução mais adotada para os veículos de propulsão humana de alta performance é denominada posição de ciclismo reclinada (*recumbent cycling position* - RCP) que comparativamente à posição de ciclismo normal (*standard cycling position* - SCP) beneficia de diversas vantagens, das quais (Reiser & Peterson, Lower-extremity power output in recumbent cycling: a literature review, 1998):

- Diminuição da área frontal do veículo e, por conseguinte, um menor coeficiente de arrasto;
- O centro de massa do veículo encontra-se mais perto do solo, melhorando a estabilidade do veículo;
- Maior conforto, reduzindo esforços no pescoço, nos pulsos e na parte inferior das costas;
- Maior suporte no momento de empurrar a pedaleira;
- Em caso de acidente, a posição de ciclismo reclinada é mais segura devido a uma menor distância entre o condutor e o solo.

Devido à existência de várias posições de ciclismo é importante definir os vários parâmetros geométricos, ilustrados na Figura 18, que caracterizam cada posição de forma explícita.

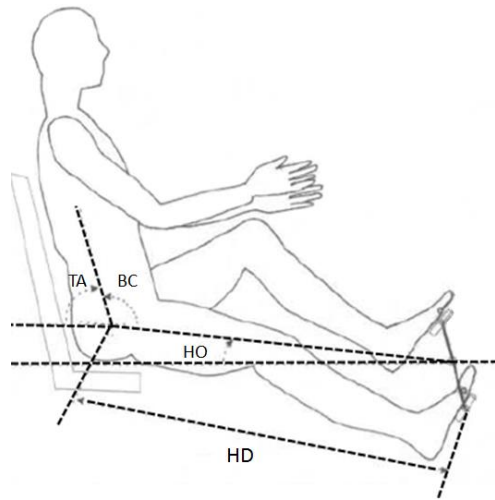


Figura 18. Parâmetros geométricos que definem a posição de ciclismo: HO (orientação da anca); HD (distância da anca); TA (ângulo do tronco); BC (configuração do corpo) (Reiser & Peterson, Lower-extremity power output in recumbent cycling: a literature review, 1998).

Nota:

A orientação da anca (HO) é definida pelo ângulo estabelecido entre a linha horizontal que coincide com o centro da pedaleira e a linha que coincide com a articulação da anca e o centro da pedaleira.

A distância da anca (HD) é definida segundo a articulação da anca e o pedal, quando a perna se encontra na posição mais alongada.

O ângulo do tronco (TA) é estabelecido entre os extremos do segmento de reta que coincide com a articulação do ombro e a articulação da anca.

Por último, a configuração do corpo (BC) é definida pelo ângulo estabelecido entre o segmento de reta delimitado entre a articulação do ombro e a articulação da anca com o segmento de reta estabelecido entre a articulação da anca e o centro da pedaleira.

Vários ensaios experimentais foram efetuados com o intuito de obter uma posição de ciclismo reclinada ótima. Um desses ensaios mostra uma alteração da orientação da anca de -10° a 65° em intervalos de 25° , enquanto o ângulo do tronco é preservado a 90° . Os resultados obtidos na investigação estão ilustrados na Figura 19 e revelam uma potência de pico superior para uma orientação da anca de 15° (11.73 W/Kg BM), potência esta não muito superior ao valor obtido para uma orientação da anca de 40° (11.43 W/Kg BM). Os valores obtidos para a potência média seguem o mesmo padrão da potência máxima. Por último, os resultados referentes ao índice de fadiga revelaram-se semelhantes para todas as orientações da anca (Reiser & Peterson, Lower-extremity power output in recumbent cycling: a literature review, 1998).

| | | | | | | | | |
|--|-------|-------|-------|-------|--|-------|-------|-------|
| Hip orientation (degrees) | -10 | 15 | 40 | 65 | Hip orientation (degrees) | -15 | 15 | 45 |
| Torso angle (degrees) | 90 | 90 | 90 | 90 | Torso angle (degrees) | 60 | 90 | 120 |
| Body configuration (degrees) | 80 | 105 | 130 | 155 | Body configuration (degrees) | 105 | 105 | 105 |
| Peak power (W/kg BM) | 10.91 | 11.73 | 11.43 | 10.55 | Peak power (W/kg BM) | 11.68 | 12.29 | 12.14 |
| Average power (W/kg BM) | 7.84 | 8.29 | 8.14 | 7.53 | Average power (W/kg BM) | 8.73 | 9.27 | 9.00 |
| Fatigue index (%) | 47.9 | 49.6 | 49.8 | 49.4 | Fatigue index (%) | 46.1 | 44.3 | 46.0 |

(a)

(b)

Figura 19. Estudo 1: Potência de pico, potência média e índice de fadiga (Reiser & Peterson, Lower-extremity power output in recumbent cycling: a literature review, 1998).

No entanto, não se conseguiu concluir no estudo (a) se as alterações de potência são devidas à alteração da orientação da anca, a efeitos gravitacionais ou a uma combinação de ambos. Neste sentido, foi realizado o estudo (b) para três diferentes posições de ciclismo reclinado, alterando o ângulo da anca e o ângulo do tronco de forma a manter a configuração do corpo em 105° (configuração onde ocorreu a potência máxima no estudo anterior). Os resultados obtidos neste ensaio estão ilustrados na Figura 19 (b) e revelam que a potência máxima foi significativamente maior para as orientações da anca de 15° (12.29 W/Kg BM) e 45° (12.14 W/Kg BM) contrariamente à orientação da anca a -15°, seguindo a potência média o mesmo padrão. Relativamente ao índice de fadiga, verifica-se uma similaridade para as posições testadas.

Tais resultados levaram a concluir que os efeitos gravitacionais provocam pequenas alterações relativamente à potência de saída, mostrando-se estes mesmos efeitos superiores para uma orientação da anca negativa (Reiser & Peterson, Correction, 1998-99).

Uma outra investigação, motivada pela falta de conhecimento acerca dos efeitos da configuração do corpo na saída da potência máxima para a posição de ciclismo reclinada, foi realizada. A orientação da anca foi selecionada e mantida a -15° (orientação selecionada devido à sua viabilidade em veículos reclinados) enquanto o ângulo do tronco foi alterado de 25° a 65° de modo a poder alterar por sua vez (em intervalos de 10°) a configuração do corpo entre 100° a 140°. A posição de ciclismo normal foi também testada com uma orientação da anca de 75°, ficando o ângulo do tronco ao critério do participante. Os resultados do estudo encontram-se ilustrados na Figura 20.

| Body Configuration Angle | 100° | 110° | 120° | 130° | 140° | ORP | SCP |
|--------------------------|---------------|---------------|---------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Peak | 12.4 (1.2) | 13.2 (1.2) | 14.0 (1.2) | 14.6* (1.0) | 14.6* (1.3) | 14.9 (1.1) | 14.6* (1.1) |
| Average | 9.0 (0.7) | 9.3 (0.7) | 9.7 (0.6) | 9.9* (0.5) | 9.8* (0.6) | 10.0* (0.5) | 9.7 (0.7) |
| Fatigue Index (%) | 48* (7) | 52 (6) | 52 (5) | 54 (5) | 53 (6) | 54 (5) | 53 (6) |

Figura 20. Estudo 2: Potência de pico, potência média e índice de fadiga (Reiser, Peterson, & Broker, Anaerobic Cycling Power Output With Variations in Recumbent Body Configuration, 2001).

Os resultados apresentados exibem valores maiores para uma potência máxima de 14.6 W/Kg BM e para uma potência média de 9.9 e 9.8 W/Kg BM quando a configuração do corpo apresenta respetivamente 130° e 140°, semelhantemente aos valores produzidos na posição de ciclismo normal. Os valores da potência máxima e da potência média produzidos na posição da potência reclinada ótima (ORP) foram significativamente superiores aos valores registados para a posição SCP. Relativamente ao índice de fadiga, verifica-se que este tende a diminuir com a diminuição do ângulo BC.

Desta forma, o estudo revelou que a familiaridade com a posição de ciclismo reclinada não provoca alterações significativas na potência de saída. Os efeitos gravitacionais e inerciais não provocam alterações visíveis nos dados obtidos para as posições testadas, sendo a configuração do corpo o critério mais relevante para a produção de potência. Quando o BC está dentro da zona ótima (130°-140°), a potência de saída não é reduzida - comparativamente à SCP. No entanto, essa mesma potência pode ainda ser ligeiramente melhorada como é mostrado na posição ORP (possivelmente devido ao facto do banco poder fornecer um maior suporte para o ciclista) (Reiser, Peterson, & Broker, Anaerobic Cycling Power Output With Variations in Recumbent Body Configuration, 2001).

Contudo, a eficiência de um veículo de propulsão humana não resulta exclusivamente da posição de ciclismo adotada, mas também está fortemente dependente da eficiência da transmissão de potência do ciclista para a roda motora e das forças de resistência que atuam no veículo (forças de resistência aerodinâmica - força de arrasto e sustentação; forças de resistência ao rolamento e forças resultantes da inclinação da estrada) (Reiser & Peterson, Lower-extremity power output in recumbent cycling: a literature review, 1998).

3.1.1.1.2. Segurança

Um dos principais critérios de projeto deste veículo é garantir a integridade física do condutor em caso de acidente. De modo a concretizar este objetivo, o veículo híbrido de transporte pessoal estará munido de dispositivos de segurança ativa - sistema de travagem,

sistema de suspensão, sistema de direção, espelhos retrovisores, iluminação (indicadores de mudança de direção, presença e travagem) e sinalização sonora, cuja finalidade evitar ou prevenir os efeitos de um acidente rodoviário.

Como dispositivos de segurança passiva o veículo possui cinto de segurança, encosto da cabeça, chassi e carroçaria, que têm por objetivo minimizar a gravidade das lesões suscetíveis de ocorrerem sobre o condutor, caso surjam situações em que o acidente é inevitável.

O conjunto chassi/carroçaria que irá constituir o veículo apresentará dois níveis de proteção passiva:

- Num primeiro nível, a carroçaria do veículo será constituída por materiais flexíveis e deformáveis (materiais compósitos), que serão incluídos com o objetivo de abrigar o condutor e o habitáculo das condições atmosféricas adversas.
- Num segundo nível de proteção, o chassi e a rollbar serão constituídos por materiais de alta-resistência que serão posicionados em zonas críticas da estrutura, de modo a garantir a segurança do condutor em caso de colisão ou capotamento.

3.1.1.1.3. Conforto

Períodos prolongados na execução de tarefas podem colocar exigências pesadas sobre a postura do ser humano, especialmente quando sentado num veículo, devido aos efeitos dos movimentos e vibrações amortecidas pelo corpo. Um veículo confortável é aquele que visa reduzir a fadiga e o desenvolvimento de distúrbios músculo-esqueléticos do condutor.

3.1.1.1.3.1. Banco reclinado

O conforto que os veículos de propulsão humana podem proporcionar, reside essencialmente no banco do condutor que pode ser classificado em três tipos: bancos de malha, bancos rígidos ou uma combinação de ambos (Figura. 21).



Figura 21. Tipos de "recumbent seat": a) Banco de malha; b) Banco rígido; c) Banco combinado (hostelshoppe, 2017).

Os bancos de malha fornecem um maior conforto e uma maior respiração devido à natureza do próprio tecido, reduzindo o efeito de transpiração no condutor. Por outro lado, os bancos rígidos fornecem um maior suporte na parte inferior das costas do condutor no momento de empurrar a pedaleira, permitindo assim extrair uma maior eficiência (Horwitz, 2010).

X-seam

Os fabricantes de velocípedes reclinados recorrem a uma medida de dimensionamento designada x-seam, que tem por objetivo informar o condutor sobre as dimensões do quadro do velocípede que melhor se adequa à sua estrutura corporal. Os valores desta mensura variam de 32 polegadas a 50 polegadas.

O método utilizado para determinar esta medida difere ligeiramente de acordo com os fabricantes. Por exemplo, para os velocípedes produzidos pelo fabricante TerraTrike, o x-seam do condutor pode ser determinado pela seguinte metodologia (Figura. 22) (WizWheelz, 2017):

1. Coloque a extremidade da tábua no chão a uma distância igual à metade do comprimento da tábua, encostando de seguida a outra extremidade da tábua a uma parede;
2. Sente-se firmemente contra a extremidade inferior da tábua inclinando-se para trás;
3. Alongue as pernas sem fletir os joelhos e coloque a sola dos sapatos perpendicularmente ao chão;
4. Por último, meça a distância entre a extremidade inferior da tábua e a sola dos sapatos para obter o x-seam.

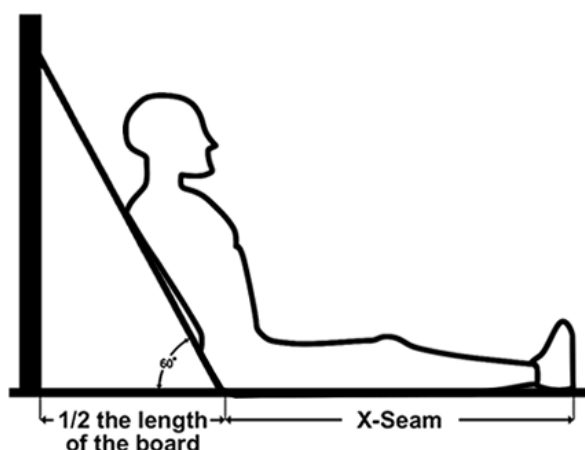


Figura 22. Determinação do X-seam (Terra Trike) (WizWheelz, 2017).

Ajuste do velocípede reclinado ao condutor

Vários triciclos produzidos pela TerraTrike como o Rover, usam um procedimento de ajuste do velocípede ao x-seam do condutor obtido através da aproximação ou afastamento da parte frontal do quadro que suporta a pedaleira (boom tube) relativamente ao quadro principal no qual está inserido (main tube). Por outro lado, existem triciclos cuja parte frontal do quadro não é uma peça ajustável e neste caso, o ajuste do velocípede ao x-seam do condutor é apenas obtido através do deslocamento do banco relativamente à pedaleira. Esta metodologia de ajuste é empregue no triciclo Tour II produzido pelo mesmo fabricante (Figura. 23).



Figura 23. Triciclo Rover e Tour II (WizWheelz, 2017).

Semelhantemente, o método de ajuste do *velomobile* à altura do condutor é idêntico ao do triciclo reclinado Rover, uma vez que o banco reclinado está fixo ao chassi permitindo apenas o ajuste angular do mesmo. Para efetuar o ajuste do *velomobile* à altura do ciclista é necessário deslocar a pedaleira em relação ao banco reclinado (procedimento de ajuste ilustrado na Figura. 24). Este procedimento de ajuste é pouco ergonómico, uma vez que é necessário desapertar/apertar os parafusos do suporte da pedaleira, deslocar o suporte por intermédio de ferramentas específicas e se necessário, alterar o comprimento da corrente (pela remoção de elos).



Figura 24. Ajuste da pedaleira do *velomobile* Quest/QuestXS/Strada (Velomobiel, 2017).

3.1.1.2. Performance

Como referido anteriormente na secção 2, os *velomobiles* possuem inúmeras vantagens relativamente à bicicleta regular. Uma dessas vantagens reside na diminuição da resistência aerodinâmica resultante da posição de condução reclinada e da carenagem envolvente, o que torna o *velomobile* um veículo mais eficiente e veloz.

Em termos de eficiência (como pode ser observado na Tabela 2), a potência requerida pelo *velomobile* Quest (Figura. 13b) para atingir uma velocidade de 30km/h é cerca de 79W comparativamente a 271W requeridos pela bicicleta regular para atingir a mesma velocidade, ou seja, o *velomobile* é cerca de 3.5 vezes mais eficiente do que uma bicicleta regular.

No entanto, relativamente a velocidade atingida por ambos os veículos, a capacidade atlética de cada ciclista desempenha um papel fundamental - um adulto do sexo masculino pode debitar confortavelmente em média uma potência de 75W a longo prazo, enquanto que um individuo em forma pode produzir facilmente 100W durante várias horas, 200 a 300W por uma hora e produzir 300 a 400W durante pelo menos 10 minutos (Dean, 2008).

Assim, os ciclistas aptos para debitar uma potência de 100W num *velomobile* Quest podem atingir uma velocidade constante de 34 km/h, enquanto com a bicicleta regular podem atingir uma velocidade de 20.5 km/h, apresentando assim o *velomobile* uma velocidade 1.7 vezes superior à de uma bicicleta regular.

Em suma, o *velomobile* permite ao ciclista (face à bicicleta regular) atingir maiores distâncias em um menor período de tempo, pela aplicação de um menor esforço e ainda beneficiar da sua utilização durante todas as estações do ano (contrariamente à bicicleta que é um veículo sazonal).

Na maioria dos países europeus, a duração média das viagens de ciclismo são cerca de 3 km - que seriam conseguidos em 9 minutos com a bicicleta regular (debitando uma potência de 100W). Nesse mesmo período de tempo, um ciclista com um *velomobile* poderia percorrer cerca de 5km, o que significa que este veículo de propulsão humana poderia substituir muitas viagens realizadas de automóvel, uma vez que este continua a ser o meio de transporte mais usual para efetuar pequenas viagens (inferiores a 5km) (OECD, 2018).

Além do que já foi referido, a desvantagem do *velomobile* relativamente à bicicleta regular reside na menor velocidade com que circula numa subida, devido a um maior peso (peso do *velomobile* varia entre 25 a 35 kg enquanto o de uma bicicleta regular varia entre cerca de 14 e 20 kg) e conseqüentemente uma menor aceleração - a aceleração é inversamente proporcional à massa do veículo. É neste sentido que surgem os *velomobiles* assistidos por um motor elétrico (normalmente do tipo “*Hub Motor*” ou “*Mid Drive Motor*”) como medida auxiliar para melhorar a aceleração do veículo e para superar as subidas que constituem a maior barreira para a prática do ciclismo nas regiões montanhosas, reduzindo desta forma a fadiga do ciclista e por conseguinte o aumento da capacidade de percorrer maiores distâncias - esta

capacidade pode ainda ser melhorada pela adição de uma bateria com maior capacidade (Walle, 2004).

Tabela 2. Propriedades das bicicletas versus propriedades dos *velomobiles*: Best practice *velomobile* (*velomobile Quest*); Standard *velomobile* (*velomobile Alleweder*) (icebike, 2018) (Walle, 2004).



No entanto, a configuração e o funcionamento dos *velomobiles* elétricos estão fortemente condicionados em termos legislativos, que por vezes tendem a ser inconsistentes em diferentes países.

3.1.1.3. Legislação Europeia

Nos países da união europeia, um velocípede é definido como um veículo com pelo menos duas rodas, acionado pelo esforço do próprio condutor por meio de pedais ou dispositivos análogos (European Commission, 2017).

Assim, em termos legais o *velomobile* é equiparado a um velocípede, tendo por obrigação o condutor de cumprir com as regras e os regulamentos de trânsito obrigatórios para os ciclistas. No momento em que é adicionado um motor elétrico auxiliar a um velocípede, este fica condicionado em termos legislativos.

De acordo com o regulamento 168/2013 que refere que “os velocípedes com pedalagem assistida, equipados com um motor elétrico auxiliar e com uma potência nominal máxima contínua inferior ou igual a 250 W, cuja alimentação seja interrompida caso o ciclista cesse de pedalar ou seja reduzida progressivamente e finalmente interrompida antes de a velocidade do veículo atingir 25km/h não necessitam de homologação” (equiparado a um *pedelec* - bicicleta com motor auxiliar que apenas funciona com a condição de o ciclista pedalar) ficando por conseguinte isentos de matrícula, seguro de responsabilidade civil e o ciclista isento de licença de condução. Caso contrário, os velocípedes elétricos ficam sujeitos a homologação, podendo de acordo com a sua configuração (limite de velocidade, limite de potência e número de rodas), ser classificados em quatro categorias diferentes (L1e-A - Velocípede com motor; L1e-B - Ciclomotor; L2e - Ciclomotor de 3 rodas; L6e - Quadriciclos ligeiros) tal como elucidado na Figura 25 (Europe, 2017).

| L-category | Technical specifications | Number of wheels |
|---------------------------|---|-------------------|
| L1e-A - "powered cycles" | Max. power: > 250 W - < 1 kW Max. speed: 25 km/h Pedal assistance + Motor only | 2, 3 and 4 wheels |
| L1e-B - "mopeds" | Max. power: < 4kW Max. speed: 45 km/h Pedal assistance + Motor only | 2 wheels |
| L2e - "three-wheel moped" | Max. power: < 4kW Max. speed: 45 km/h Pedal assistance + Motor only Max. mass: <270 kg Max. 2 seats | 3 wheels |
| L6e - "light quadricycle" | Max. speed: 45 km/h Pedal assistance + Motor only Max. mass: <450 kg Max. 2 seats | 4 wheels |

Figura 25. Classificação dos velocípedes elétricos (Europe, 2017).

3.1.1.4. Motores elétricos auxiliares

Os motores que equipam a maioria dos velocípedes elétricos dividem-se essencialmente em dois tipos: *Hub Motor* e *Mid Drive Motor*. No entanto, existem outros tipos de motores designados por: *Friction Drive Motor* - geralmente estes motores possuem um rolo que assenta sobre a roda do velocípede e utilizam a fricção existente nessa interface como meio para transferir a potência do motor para a roda (ex. Rubbee); *All-In-One Wheel Motors* - Tal como o nome indica, todos os componentes do sistema encontram-se inseridos no interior do cubo da roda - motor, bateria, controlador, entre outros (ex. Copenhagen Wheel)) (PETE, 2015).



Figura 26. Motores elétricos: (a) - Copenhagen Wheel; (b) - Rubbee (PETE, 2015);

Apesar de existirem vários motores elétricos com diferentes configuração e características, apenas serão abordados de forma minuciosa o *Hub Motor* e *Mid Drive Motor*, uma vez que integram a vasta maioria dos velocípedes elétricos.

3.1.1.4.1. *Hub Motor*

O *Hub Motor* (motor de cubo) constitui o tipo de motor mais frequentemente empregue em velocípedes elétricos, apresentando uma configuração inversa relativamente ao típico motor elétrico, em que o estator é fixo no eixo da roda e o rotor (carcaça do motor) encontra-se conectada por intermédio de raios ao aro da roda, funcionando assim como um cubo da roda (*hub*) (Sørensen, 2014). Geralmente estes motores são alimentados por corrente contínua, tipicamente sem escovas (*Brushless*), apresentando uma maior eficiência, fiabilidade e menor ruído, não necessitando de manutenção relativamente aos motores com escovas (*Brushed*) (ebikingnow, 2017). O *Hub Motor* (Figura.27) apresenta duas configurações distintas: *Direct Drive Hub Motor* (motor de cubo de acionamento direto), também denominado por *Gearless Hub Motor* (motor de cubo sem engrenagens) e *Geared Hub Motor* (motor de cubo com engrenagens) (Electric Bike Review, 2017).



Figura 27. Tipos de Hub Motor: Gearless Hub Motor (esquerda); Geared Hub Motor (direita) (PETE, 2013).

O motor de cubo de acionamento direto (sem engrenagens), apresenta uma configuração simplificada, onde o estator é constituído por enrolamentos de cobre fixos no eixo da roda, enquanto que na face interna da carcaça do motor encontram-se alojados os imanes. Assim, no momento em que o estator é percorrido por uma corrente elétrica é induzido um campo magnético responsável por movimentar os imanes agregados à carcaça do motor, bem como a roda do veículo sem recorrer ao uso de qualquer tipo de engrenagem (PETE, 2013) (Micah, 2017). Estes motores são característicos pela sua durabilidade, velocidade, suavidade e pela baixa emissão de ruído (PETE, 2013) (Electric Bike Review, 2017). No entanto, apresentam alguma resistência magnética (em funcionamento) a superar pelo ciclista, pois possuem maiores dimensões e um maior peso, devido à necessidade de material adicional na sua construção (para que obtenham um torque suficiente a baixas rotações) e como consequência, apresentam um maior custo e a sua utilização em velocípedes não é tão popular como a sua implementação em scooters elétricas, que normalmente empregam este tipo de motor pela sua robustez e simplicidade (Sørensen, 2014) (PETE, 2013).

Os motores de cubo com engrenagens, tal como o nome sugere, detêm a carcaça do motor conectada ao estator por intermédio de um sistema de redução com engrenagens planetárias (visível na Figura.27), permitindo ao motor funcionar a velocidades elevadas e com uma maior eficiência, enquanto que a velocidade da roda é reduzida e o torque amplificado, conferindo-lhe maior capacidade na superação de subidas (Micah, 2017). Com a implementação de engrenagens planetárias este tipo de motor apresenta menores dimensões, menor peso e uma menor resistência à pedalagem do ciclista (proporcionada por intermédio de um mecanismo de roda livre) comparativamente ao *Gearless Hub Motor*. Em contrapartida, as engrenagens de nylon emitem algum ruído e sofrem desgaste, devido à fricção existente entre as mesmas durante o funcionamento do motor (Electric Bike Review, 2017) (PETE, 2013).

Independentemente da configuração apresentada, estes tipos de motores (usualmente acoplados à roda traseira) compartilham das mesmas desvantagens quando aplicados em um velocípede, pela adição de peso extra a essa mesma roda e pela existência de fios extra responsáveis pela sua alimentação e controle, o que torna difícil a manutenção do veículo mesmo em tarefas mais básicas como a simples remoção da roda traseira para realizar a troca do pneu furado. Para além disso, os velocípedes equipados com este tipo de motor, apresentam grandes dificuldades na superação de subidas (chegando mesmo a desligar durante as mesmas) (Electric Bike Review, 2017).

Contudo, devido à elevada produção em massa, tais motores apresentam baixo custo e podem ser facilmente implementados em qualquer velocípede (não necessitando de qualquer alteração estrutural), comparativamente a motores denominados por *Mid Drive Motor* (Hicks, 2012) (ebikingnow, 2017).

3.1.1.4.2. *Mid Drive Motor*

Os motores do tipo *Mid Drive Motor* (Figura.28) encontram-se agregados à pedaleira e utilizam a corrente do velocípede para transferir a potência do motor à roda tracionada, beneficiando assim de qualquer relação de transmissão existente. Desta forma, este tipo de motor proporcionando ao velocípede maior velocidade, maior eficiência energética e um torque de excelência que lhe confere maior capacidade para a superação de subidas íngremes (caraterística pela qual estes motores são conhecidos), comparativamente a velocípedes equipados com um motor de cubo com potência semelhante. Além disso, o motor *Mid Drive* foi concebido para facilitar a manutenção ao utilizador, na medida em que o conjunto do motor pode ser simplesmente removido pelo desaperto de alguns parafusos (sem necessidade de remover qualquer outro componente do veículo) e no caso de existir algum pneu furado, a roda pode ser facilmente removida e o pneu substituído (contrariamente ao motor de cubo). Os principais inconvenientes da utilização deste tipo de motor assentam sobre o seu elevado custo, a necessidade de um chassi especial para a sua fixação e originam um maior desgaste do sistema de transmissão do veículo (corrente, pedaleira, cassete e desviadores) visto que o motor e o ciclista partilham do mesmo sistema de transmissão para efetuar a transferência de potência para a roda tracionada (PETE, 2015; EVELO, 2017; Electric Bike Review, 2017).



Figura 28. *Mid Drive Motor*: Bosch; Yamaha (PETE, 2015).

3.2. Lista de especificações de projeto

A elaboração de uma lista de especificações é um processo contínuo e iterativo que acompanha o projetista ao longo de todo um projeto. Para este caso em concreto, foram selecionados alguns critérios base para projeção do veículo pretendido, resultando esta seleção na lista de especificações ilustrada na Tabela 3.

Tabela 3. Lista de especificações do projeto

| | Lista de especificações para o veículo de transporte pessoal híbrido | Data: 22/09/2017 |
|------------|--|------------------|
| Alterações | Requerimentos | |
| | <p>1. Função:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Primária: Transporte pessoal • Secundária: Transporte de bagagem <p>2. Geometria:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Comprimento: 1500-2000 mm • Largura: 600-1000 mm • Altura: 850-1300 mm • Distância ao solo: 100-300 mm <p>3. Forças:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Peso do veículo: ≤ 40 kg • Peso do condutor: ≤100 Kg <p>4. Segurança:</p> <p>Dispositivos de segurança passiva:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Cinto de Segurança • Encosto de cabeça • Retrovisores <p>Dispositivos de segurança ativa:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Sistema de travagem eficiente • Sistema de suspensão funcional • Sistema de direção preciso • Sistema de transmissão eficiente <p>5. Ergonomia:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Posição de condução confortável • Fácil acesso ao veículo • Fácil acesso controlos do veículo • Boa visibilidade <p>6. Energia:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Propulsão humana • Elétrico • Bateria de lítio <p>7. Performance</p> <ul style="list-style-type: none"> • Velocidade: ≤60 km/h • Autonomia da bateria: 1-2 horas <p>8. Material:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Alumínio 6061 T6 ou Aço AISI 4130 • Carenagem: Fibra de carbono ou Fibra de vidro • Para-brisas: Policarbonato <p>9. Ambiente:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Materiais reutilizáveis <p>10. Custo:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 1.000€-4.000€ <p>11. Qualidade:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Elevada qualidade <p>12. Clientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Europeus de classe média <p>13. Manutenção</p> <ul style="list-style-type: none"> • Fácil acesso e substituição dos componentes <p>14. Design</p> <ul style="list-style-type: none"> • Aerodinâmico | |

3.3. Geração e seleção do conceito

Após o desenvolvimento das especificações de projeto que estabelecem as fronteiras dos problemas identificados, iniciou-se a exploração dessas mesmas fronteiras com o intuito de obter o maior número de conceitos que possibilitem a resolução desses mesmos problemas.

Através de investigações efetuadas, verificou-se que existem atualmente no mercado vários conceitos que possibilitam solucionar alguns dos problemas identificados no típico velomobile.

3.3.1. *Veloquad*

O conceito de um *velomobile* munido de 4 rodas, também conhecido pelo termo *Veloquad*, permite otimizar várias desvantagens presentes no típico *velomobile* (sendo este considerado um veículo comprometedor em questões de segurança), tornando-o num veículo mais prático e seguro para uma utilização diária, conferindo-lhe maior capacidade de carga, maior estabilidade em curva e uma maior capacidade de travagem e aceleração. As típicas características do *velomobile* e *Veloquad* encontram-se representadas na Figura.29.

O típico *velomobile* apresenta um maior peso no eixo dianteiro e por conseguinte, durante o processo de travagem à desaceleração máxima o peso no eixo traseiro será transferido (perto da totalidade) para o eixo dianteiro, ocorrendo assim o perigo de a roda traseira perder o contato com o solo, o que origina a perda de estabilidade direcional do veículo por parte do condutor e numa situação extrema, um acidente rodoviário. Por outro lado, durante a fase de aceleração, um menor peso no eixo traseiro proporciona ao veículo menor tração em pavimentos com baixa aderência. Contudo, com a introdução do conceito do *Veloquad* é possível exercer uma distribuição de peso mais uniforme pelos eixos do veículo (conseguido pela colocação do eixo dianteiro a uma maior distância do centro de gravidade) e, por conseguinte, aumentar as suas capacidades de travagem e tração. Para além disso, o *Veloquad* apresenta maior resistência ao capotamento relativamente ao típico *velomobile* (Kollibay, 2009).

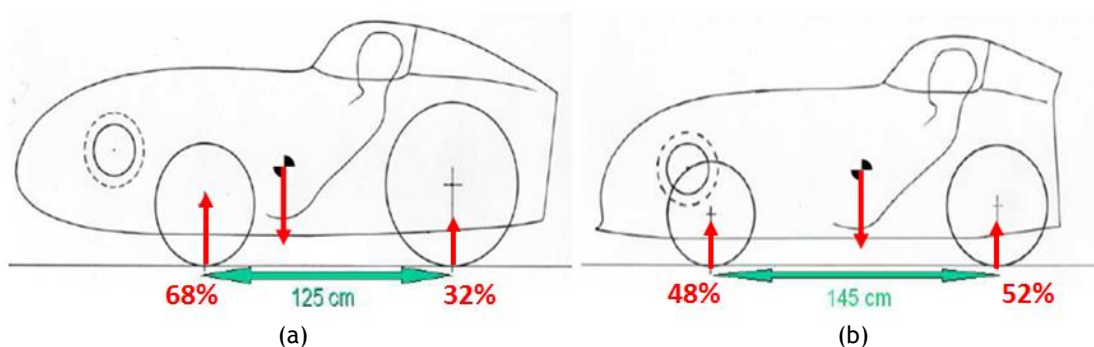


Figura 29. Distância e distribuição (típica) de peso entre os eixos: (a) - *Velomobile*; (b) - *Veloquad* (adaptado de (Kollibay, 2009)).

A Figura 30 ilustra um diagrama representativo de um veículo de 4 rodas a descrever uma curva para a direita, em que a força centrífuga e o peso atuam sobre o centro de gravidade (CG).

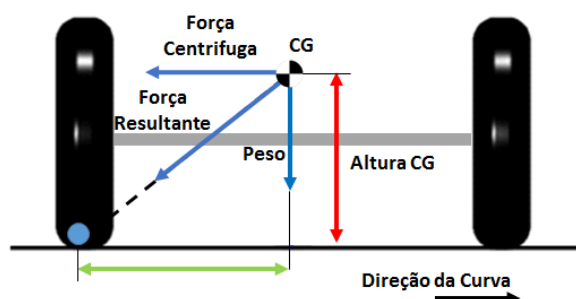


Figura 30. Diagrama representativo de um veículo em curva (adaptado de (Patodi, Saxena, & Rathore, 2014)).

A força centrífuga resultante do movimento curvilíneo descrito pelo veículo em curva, tende a provocar um momento de rotação no mesmo relativamente ao ponto de contacto entre o pneu esquerdo/asfalto (ponto azul), enquanto o peso tende a evitar o capotamento do veículo. A força resultante da combinação dessas mesmas forças, possuirá uma determinada direção e sentido que irá promover a inclinação do veículo segundo esse mesmo ponto (sendo este a representação imaginária das “linhas de inclinação” - linhas sobre a qual o veículo inclina, representadas a azul na Figura. 31). Assim, se a altura do centro de gravidade for superior à metade da largura do eixo (distância representada a verde na Figura. 30), a direção da força resultante ultrapassará o ponto azul e o veículo irá capotar relativamente à linha de inclinação. Desta forma, como medida preventiva ao capotamento de um determinado veículo em curva (munido de 3 ou 4 rodas), a distância entre o centro de gravidade e o solo deve ser minimizada o quanto possível. Posto isto, a relação existente entre a metade da largura do eixo e a altura do centro de gravidade, desempenha um papel essencial na determinação da estabilidade contra o capotamento de um determinado veículo em curva, independentemente do número de rodas que possua (Patodi, Saxena, & Rathore, 2014).

No entanto, como pode ser observado na Figura. 31, a distância entre o centro de gravidade e a linha de inclinação do *velomobile* (distância que corresponde à metade da “largura do eixo efetivo” (Figura. 31a), sendo esta inferior à metade da largura do seu eixo real) será inferior ao que se sucede no caso do *Veloquad* (Figura. 31b), uma vez que a distância entre o CG e a linha de inclinação do veículo corresponderá à metade da largura do seu eixo real, apresentando desta forma o *Veloquad* uma maior resistência ao capotamento em curva relativamente ao típico *velomobile* (Kollibay, 2009).

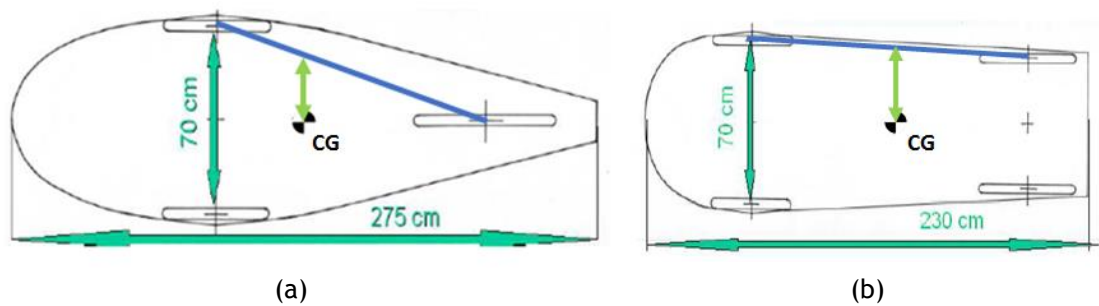


Figura 31. Distância entre o CG e a linha de inclinação do veículo: (a) - *Velomobile*; (b) - *Veloquad* (adaptado de (Kollibay, 2009)).

3.3.2. *Tilting three-wheeler*

Um dos conceitos existentes e mais promissor corresponde aos veículos denominados de *Tilting three-wheeler* (TTW). Estes veículos representados na Figura. 32, possuem mecanismos que lhes confere a capacidade de inclinação em curva e um método de controlo passivo em que a sua estabilidade fica dependente exclusivamente da perícia e equilíbrio do condutor (tal como nas bicicletas, scooters e motociclos) (Berote, 2010).

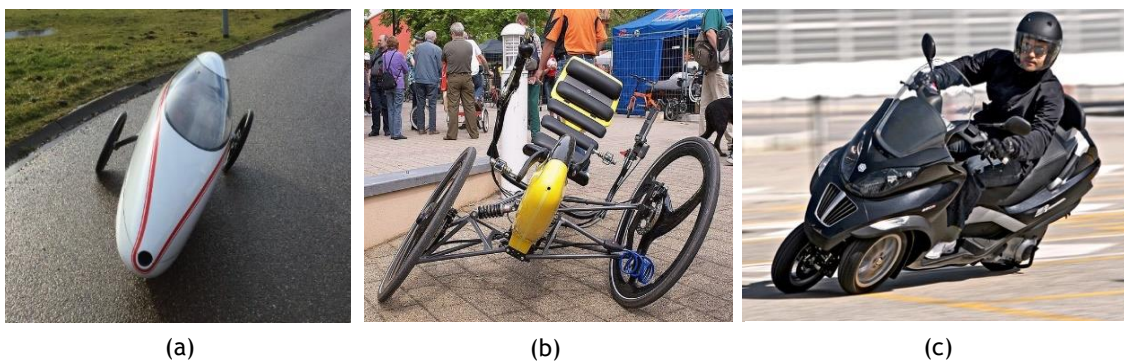


Figura 32. Tilting three-wheeler: (a) *Velomobile* - *Velotilt* (Gearjunkie, 2017); (b) Triciclo reclinado - *Tripendo* (Pinterest, 2017); (c) Scooter - *Piaggio MP3* (Autoevolution, 2017).

Os veículos dotados com a capacidade de inclinação em curva, apresentam uma maior resistência ao capotamento, maior manobrabilidade e liberdade no design (liberdade essa que assenta na seleção da altura do centro de gravidade e na largura do eixo), contrastando com o design limitado dos veículos sem capacidade de inclinação com a finalidade de obter uma maior resistência ao capotamento.

No caso do motociclo (Figura. 33a), o condutor promove a inclinação do veículo em curva, com o intuito de equilibrar as forças (força centrífuga e a força gravítica) que atuam sobre o centro de gravidade. Desta forma, enquanto o ângulo de inclinação do motociclo coincidir com o vetor da força resultante, não ocorrerá a queda lateral do veículo (Riley, 2017).

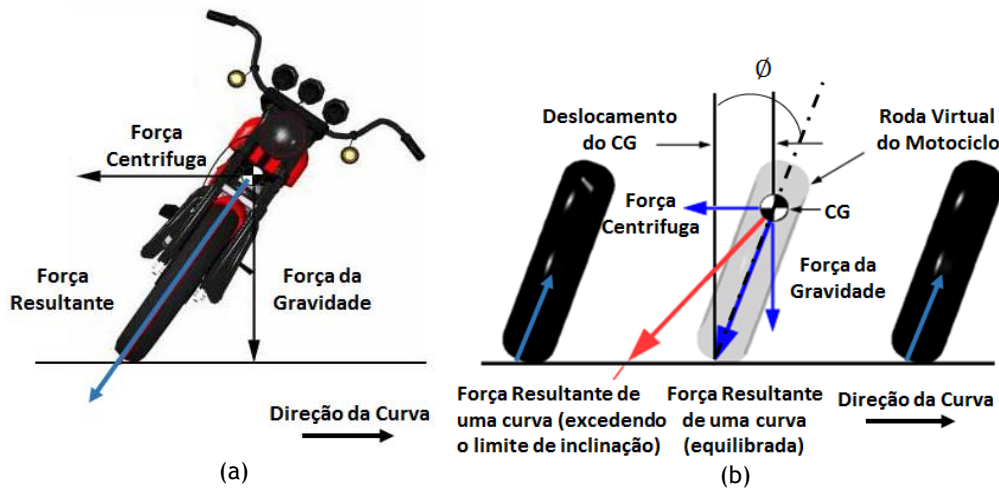


Figura 33. Veículos em curva: (a) - Motociclo; (b) - Tilting Three Wheeler (adaptado de (Riley, 2017)).

De forma análoga, para um veículo *tilting three wheeler* (Figura. 33b) desde que o ângulo de inclinação corresponda ao vetor da força resultante, não ocorrerá a projeção externa dessa mesma força e, como resultado, o veículo não apresentará um limite de capotamento significativo e descreverá a curva de forma equilibrada. Neste sentido, o condutor vai ajustando o ângulo de inclinação do veículo ϕ (de forma intuitiva) consoante a velocidade e o raio de viragem do mesmo. Desta forma, a largura do eixo torna-se irrelevante como medida preventiva ao capotamento do veículo, desde que o mesmo possa inclinar livremente, i.e., não possua limite de inclinação. Caso contrário, a resultante das forças (vetor representado a vermelho na Figura. 33b) irá deslocar-se em direção à roda externa (roda mais afastada do interior da curva), tal como de um veículo convencional se tratasse no momento em que atinge esse mesmo limite de inclinação (Riley, 2017).

Assim, como pode ser observado pela Figura. 33b, este conceito permite a deslocação do centro de gravidade do veículo para o interior da curva, apresentando desta forma os veículos TTW uma maior resistência ao capotamento relativamente aos veículos convencionais.

3.3.3. Seleção do conceito

A seleção do conceito do *Veloquad* implicaria a adição de uma roda traseira extra ao típico *velomobile* e ainda a implementação de um diferencial no eixo traseiro (as rodas tracionadas do veículo em curva adquirem diferentes velocidades), provocando assim o aumento da resistência ao rolamento, peso e custo do veículo. Apesar do *Veloquad* apresentar no geral diversas otimizações às características do típico *velomobile* (à exceção da otimização da aerodinâmica, velocidade máxima e eficiência), seria impossível melhorar o acesso ao veículo pelo aumento da altura do centro de gravidade (colocação do banco reclinado a uma maior altura do solo) mantendo uma largura de eixo semelhante à do típico *velomobile*, visto que a altura do centro de gravidade necessita de permanecer o mais próximo possível do solo

para minimizar o risco de capotamento (Sørensen, 2014). Por este motivo, o conceito mais promissor, inovador e o selecionado a implementar neste projeto será o “tilting three wheeler”.

Este conceito aplicado ao típico *velomobile*, permite-lhe adquirir uma maior manobrabilidade (adquirida pela capacidade de inclinação em curva), maior resistência ao capotamento, bem como a possibilidade de estabelecer a altura do centro de gravidade do veículo a uma maior distância do solo (visto que a estabilidade do veículo encontra-se dependente do ângulo de inclinação e não da relação existente entre a metade da “largura do eixo efetivo” e a altura do centro de gravidade, como o caso do típico *velomobile*), i.e., permite colocar o banco reclinado do condutor a uma maior altura e, por conseguinte, melhorar a visibilidade e o acesso ao veículo (Jetrike, 2017). Para além disso, beneficia da utilização do mesmo número de rodas, do típico design aerodinâmico (em forma de gota) e da estreita largura de eixo característica. Desta forma, um *velomobile* com um sistema que o permita inclinar em curva (independentemente da velocidade a que circule), torna-se uma excelente solução alternativa aos problemas apresentados no típico *velomobile*.

Neste sentido, surge a necessidade de verificar qual a melhor configuração a adotar, pois para um veículo com a configuração de três rodas existem as seguintes opções de orientação: *Delta* - 1 roda dianteira e 2 traseiras (Figura. 32a). *Tadpole* - 2 rodas dianteiras e uma traseira (Figura. 32b)

3.3.3.1. Configuração *Delta* vs *Tadpole*

Os veículos que possuam uma configuração *Delta* perante uma travagem em curva, tornam-se mais instáveis relativamente aos veículos com configuração *Tadpole*, que em contrapartida durante a aceleração em curva, tendem a perder tração na roda traseira. Desta forma, como as forças de travagem são superiores às forças de aceleração, o veículo com a configuração *Tadpole* fica em vantagem. Em termos de custos, a configuração *Tadpole* apresenta um maior valor, uma vez que exige um sistema de direção mais complexo relativamente aos *Deltas*. A tabela de decisão (Tabela 4) compara ambas as disposições de acordo com a sua prestação relativamente a diferentes parâmetros: estabilidade e custo (citados acima), performance e capacidade de carga. Esta prestação foi classificada de 1 a 5, sendo que 1 representa a pior prestação e 5 a melhor prestação respetivamente. No final, as classificações obtidas para cada um dos parâmetros em ambos os veículos foi somada e registada na Tabela 4.

Tabela 4. Registo de classificações obtidas para cada um dos parâmetros considerados para as configurações *Delta* e *Tadpole* respetivamente.

| Parâmetros | Configuração | |
|---------------------|--------------|----------------|
| | <i>Delta</i> | <i>Tadpole</i> |
| Estabilidade | 2 | 4 |
| Performance | 2 | 5 |
| Capacidade de carga | 5 | 2 |
| Custo | 4 | 3 |
| Prestação | 13 | 14 |

Com base no anteriormente referido e através da análise da tabela de decisão, pode verificar-se que a configuração do veículo com melhor classificação e por consequência a selecionada para este projeto será a *Tadpole*. Esta decisão prende-se (para além dos parâmetros citados) fortemente com uma maior estabilidade conferida em curva (como referido anteriormente), reduzindo a hipótese de uma possível perda de aderência nas rodas dianteiras (subviragem do veículo) o que constitui uma situação extremamente perigosa, na qual o condutor deixa de ter controlo do veículo.

3.4. Configuração e Incorporação do Sistema

A fase do projeto referente à incorporação do sistema forma uma ponte entre a fase do projeto conceptual e a de projeto de pormenor. O objetivo consiste em refinar e desenvolver os esboços do veículo referentes à fase conceptual para que o projeto de pormenor possa ser iniciado (Páscoa). Posto isto, projetou-se o veículo esboçado no programa SolidWorks, seguindo uma série de especificações que irão ser descritas posteriormente.

3.4.1. Chassi

A estrutura principal de um veículo denominada pelo termo chassi, tem como principal função fornecer uma base de sustentação aos diversos componentes (motor, sistema de suspensão, sistema de direção, sistema de transmissão, sistema de travagem, entre outros) que constituem o veículo, bem como lidar com as forças resultantes dos vários acontecimentos dinâmicos e estáticos sem que ocorra a flexão ou torção do mesmo (Rajput, 2007).

Durante a definição da geometria do chassis tiveram-se em consideração as seguintes especificações:

- O chassi deve ser capaz de suportar o seu próprio peso, o do ciclista e dos restantes componentes do veículo;
- Deve fornecer elevada rigidez à torção e à flexão vertical e lateral, por de forma a resistir, com pouca deformação aos esforços impostos pela suspensão, pela transmissão, pela travagem e pela aceleração;
- Proporcionar uma boa posição de condução ao ciclista;
- Proporcionar segurança ao ciclista em caso de acidente;
- Proporcionar uma adequada visibilidade periférica;
- Proporcionar uma boa ergonomia - dados antropométricos da população europeia, utilizando como medida de referência 95 percentil do sexo masculino (maior medida) e 5 percentil do sexo feminino (menor medida).
- Compromisso na seleção da altura e da posição longitudinal do centro de gravidade;

3.4.1.1. Material selecionado

Com base na lista de especificações, foram selecionados dois materiais possíveis para a construção do chassi: alumínio 6061 T6 ou aço AISI 4130. O motivo pela escolha destes materiais, prende-se com o facto de serem frequentemente utilizados na construção de chassis de veículos de propulsão humana. A construção do chassi com alumínio seria uma excelente opção por forma a reduzir o peso do veículo, porém este material implica um difícil processo de construção (difícil soldabilidade) e requer tratamento térmico para obter as características de resistência desejadas. Por estes motivos, o material selecionado para o projeto do chassi foi o aço cromo lítico 4130, permitindo assim um processo de construção facilitado e um menor custo, mas em contrapartida implica o aumento do peso do veículo.

Na Figura 34, encontra-se o chassi projetado no programa SolidWorks. Como dispositivos de segurança passiva o chassi apresenta uma rollbar cuja finalidade é a de proteger o ocupante em caso de capotamento. Por outro lado, as duas barras laterais para além de fornecerem uma base de sustentação á rollbar, protegem o tronco do ocupante caso ocorra a queda lateral do veículo.

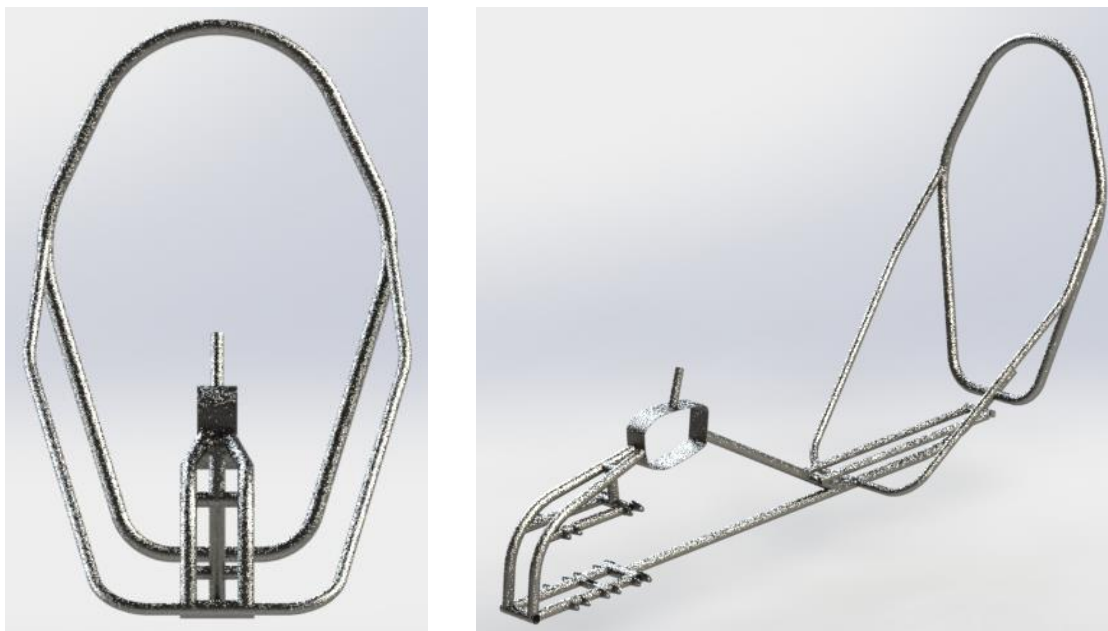


Figura 34. Projeção do chassi em SolidWorks.

3.4.1.2. Posição de ciclismo adotada

Considerando ambos os experimentos referentes às diferentes posições de ciclismo (referidos na secção 3.1.1.1), será adotada a posição de ciclismo reclinada, ilustrada na Figura 35. A posição de ciclismo selecionada para o ciclista apresentará valores negativos para a orientação da anca, com o objetivo de reduzir a área frontal do veículo e, por conseguinte,

diminuir a resistência aerodinâmica, sendo esta a principal barreira a ultrapassar para obter um veículo de propulsão humana eficiente.

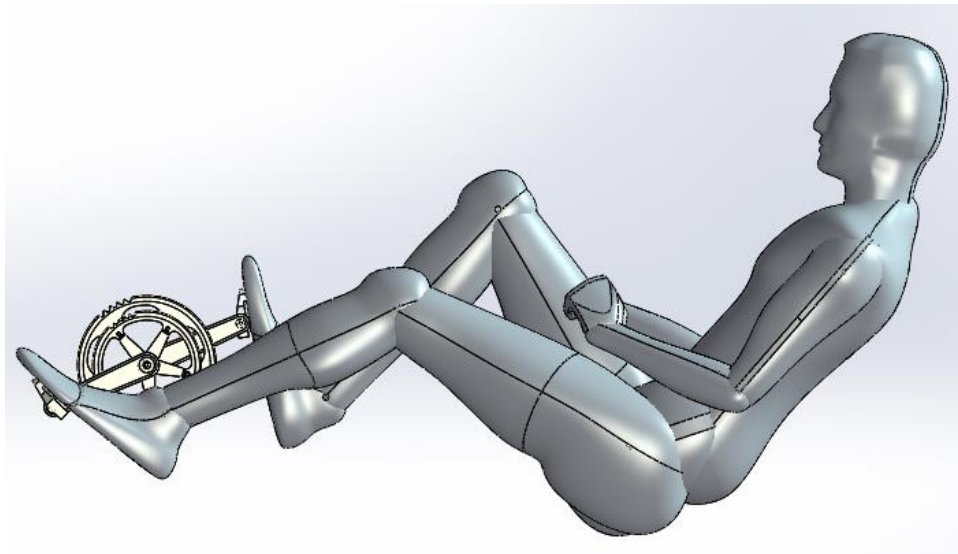


Figura 35. Posição de ciclismo reclinada - Modelo 3D (Ruigh, 2017).

3.4.1.3. Ergonomia

Um dos fatores mais importantes para a concepção de qualquer veículo é a ergonomia. Neste sentido, o veículo de propulsão humana deve ser projetado de modo a que o condutor permaneça numa posição de ciclismo confortável, que lhe possibilite uma visibilidade adequada e ainda um acesso facilitado, eficiente e seguro a todos os controlos do veículo.

Perante o dimensionamento de qualquer equipamento é essencial ter como referência as dimensões antropométricas da população regional alvo, isto é, da população habitante de uma determinada região onde o equipamento será inserido. Assim, as dimensões antropométricas são classificadas em tamanho, descritas em percentis e variam notavelmente entre as diferentes populações regionais. O dimensionamento de um equipamento é usualmente efetuado para o 5º percentil (5%) do sexo feminino e para o 95º percentil (95%) do sexo masculino, uma vez que esta gama de valores representa aproximadamente 90% da população. Geralmente o valor 5% do sexo feminino representa a menor medida para o dimensionamento de um produto, contrastando com o valor 95% do sexo masculino que pode representar a maior medida para o dimensionamento desse mesmo produto (Openshaw & Taylor, 2006).

Assim, como base de referência às dimensões antropométricas foi utilizado durante o design do veículo um modelo humano 3D, ilustrado na seguinte Figura. 36.



Figura 36. Modelo humano 3D - (Ruigh, 2017).

3.4.1.3.1. Banco reclinado

O banco reclinado selecionado a inserir no veículo de propulsão humana será do tipo malha (descrito na secção 3.1.1.1.3), ilustrado na Figura 37. Como medida de segurança, o banco reclinado incorpora um encosto de cabeça, devido ao facto de este ser considerado um dispositivo de retenção essencial para garantir a segurança do condutor em caso de colisão pela retaguarda, evitando lesões severas no pescoço e na região cervical. Por outro lado, será também introduzido um cinto de segurança (do tipo três pontos retrátil), uma vez que constitui o principal dispositivo de segurança passiva presente num veículo, propício de garantir a integridade física do condutor em caso de acidente, evitando que este seja projetado contra o para-brisas ou para o exterior do veículo (IMT, 2018).



Figura 37. Banco reclinado tipo malha - Modelo 3D (adaptado de (Stein, 2017)).

Ajuste do banco reclinado

O ajuste do banco reclinado foi projetado de modo a possibilitar ao condutor um ajuste facilitado, rápido e eficaz, sem a necessidade de utilizar qualquer tipo de ferramenta ou utensílio adicional. Foi então estabelecido, que o ajuste horizontal do banco será efetuado pelo alívio/aperto de 4 alavancas da argola de selim (situadas abaixo do banco reclinado), permitindo que o mecanismo de ajuste horizontal (Figura. 38a) possa deslizar sobre o suporte de deslizamento (Figura. 40), sendo este constituído por dois tubos que estarão conectados ao chassi por aparafusamento, funcionando também como elemento estrutural do chassi.

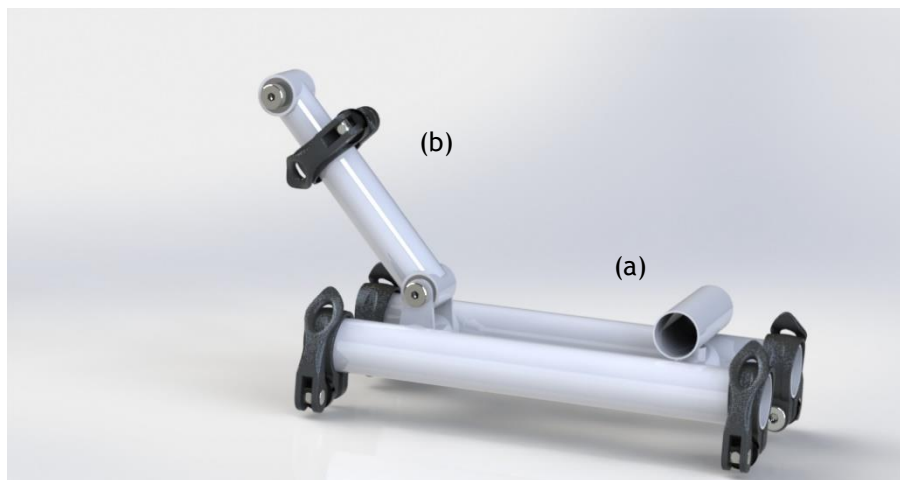


Figura 38. Mecanismo de ajuste do banco reclinado: (a) - Ajuste horizontal; (b) - Ajuste angular.

As argolas de selim (Figura. 39) serão responsáveis por comprimir as extremidades do mecanismo de ajuste horizontal contra o suporte de deslize por intermédio de um mecanismo da alavanca de aperto rápido, imobilizando assim o movimento horizontal do banco reclinado pela fricção existente entre as duas superfícies.



Figura 39. Argola de selim - Modelo 3D (SG, 2017).

Semelhantemente, o ajuste angular do banco reclinado será efetuado por deslizamento através do alívio/aperto da alavanca da argola de selim (localizada atrás do banco), encontrando-se o mecanismo de ajuste angular (Figura. 38b), rotulado ao mecanismo de ajuste horizontal e ao banco reclinado, e este por sua vez, rotulado ao mecanismo de deslize horizontal.



Figura 40. Banco reclinado, mecanismo de ajuste e suporte de deslizamento.

3.4.2. Sistema de suspensão

O veículo de propulsão humana projetado possuirá uma configuração *Tadpole*, ou seja, duas rodas direcionais no eixo dianteiro e uma roda motora no eixo traseiro. Tal configuração, implica frequentemente a fusão de dois conceitos distintos relativamente ao sistema de suspensão aplicado, isto é, no eixo dianteiro é costume utilizarem uma suspensão semelhante à dos automóveis (duplo triângulo) enquanto que no eixo traseiro aplicam uma suspensão semelhante á dos motociclos (braço oscilante com um único amortecedor). Além disso, foi estabelecido que o veículo projetado deterá a capacidade de inclinação em curva como se de uma bicicleta ou motociclo se tratasse. Dois exemplos de veículos que englobam tais características encontram-se ilustrados na Figura 41.

Desta forma, a suspensão do tipo duplo triângulo e braço oscilante demonstram ser funcionais e amplamente utilizados nestes tipos de veículos e, por conseguinte, serão aplicados no veículo de propulsão humana a projetar.



(a)



(b)

Figura 41. (a) - Mercedes Benz F300 Life Jet (Autoviva, 2017); (b) - Terracraft (Terracraftmotors, 2017).

3.4.2.1. Seleção das jantes e pneus

Um dos primeiros passos no design da suspensão de um veículo passa pela seleção dos pneus, uma vez que são os únicos pontos de contacto entre o veículo e o solo. Usualmente, os *velomobiles* empregam rodas com um diâmetro de 406 mm no eixo dianteiro, com o objetivo de reduzir espaço, peso, custo e aumentar a resistência aos esforços laterais resultantes da força centrífuga face à utilização de rodas com um maior diâmetro. Na roda tracionada do eixo traseiro aplicam frequentemente rodas com um maior diâmetro, permitindo assim obter uma menor resistência ao rolamento e aumentar a velocidade do veículo. Posto isto, foi decidido implementar rodas com um diâmetro de 507 mm para ambos os eixos, de forma a aumentar a distância entre o veículo e o solo (evitando que a base do veículo entre em contacto com o solo durante a sua inclinação), para além disso é benéfico e prático em termos de manutenção existir apenas uma medida para ambos os pneus. Foi estabelecido a integrar na roda pneus “Schwalbe Marathon Greenguard” e apresentam uma medida 47-507 (24”x1.75), estabelecendo assim o conjunto da roda um diâmetro de 0.6m.

3.4.2.2. Suspensão do eixo dianteiro

A suspensão de duplo triângulo (Figura. 42) é constituída por dois braços em forma de triângulo (inferior e superior cujas bases conectadas ao chassi) e pelo conjunto amortecedor/mola que estabelece a ligação entre o triângulo inferior e o chassi, permitindo desta forma absorver os impactos resultantes das irregularidades do pavimento. Ambos os braços estão conectados à manga de eixo através de rotulas esféricas, funcionando estas como um eixo de rotação para que a manga de eixo possa rodar, permitindo assim a viragem da roda (Farrington, 2011).

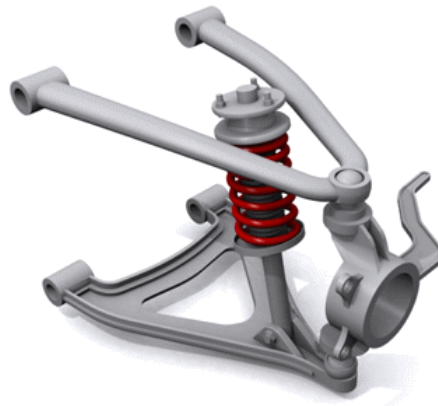


Figura 42. Sistema de suspensão de duplo triângulo (Farrington, 2011).

No entanto, para o veículo a projetar foi adaptado a este tipo de suspensão um mecanismo com a configuração de um paralelogramo (4 barras articuladas) onde os amortecedores estarão conectados entre os braços inferiores da suspensão e as barras laterais desse mesmo mecanismo ao invés do chassi, permitindo desta forma promover a inclinação do veículo em curva como se de uma bicicleta ou motociclo se tratasse.

De forma a analisar o movimento de inclinação do veículo e a viabilidade do mecanismo em paralelogramo, foi efetuado primeiramente um esboço em 2D no programa SolidWorks (Figura. 43). Neste sentido, foram estabelecidas as dimensões do conjunto da roda, da manga de eixo, a distância entre eixos, o ângulo de inclinação máximo do veículo desejado (30°) e os pontos de apoio entre os braços da suspensão e o chassi. De modo a que o ângulo camber das rodas dependa exclusivamente do ângulo de inclinação do veículo (tal como sucede em bicicletas e motociclos), foi selecionado o mesmo comprimento para ambos os braços da suspensão (inferior e superior).

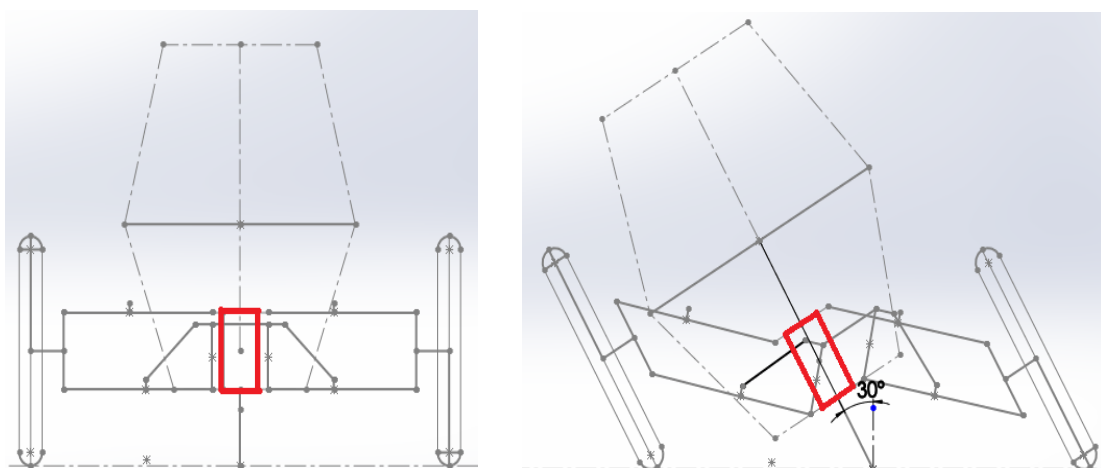


Figura 43. Sistema de suspensão em desenho 2D (as linhas a vermelho assinalam o chassi).

Como o mecanismo em paralelogramo demonstrou ser funcional, foi elaborado um desenho em 3D da suspensão em SolidWorks representado na Figura 44 imediatamente abaixo.

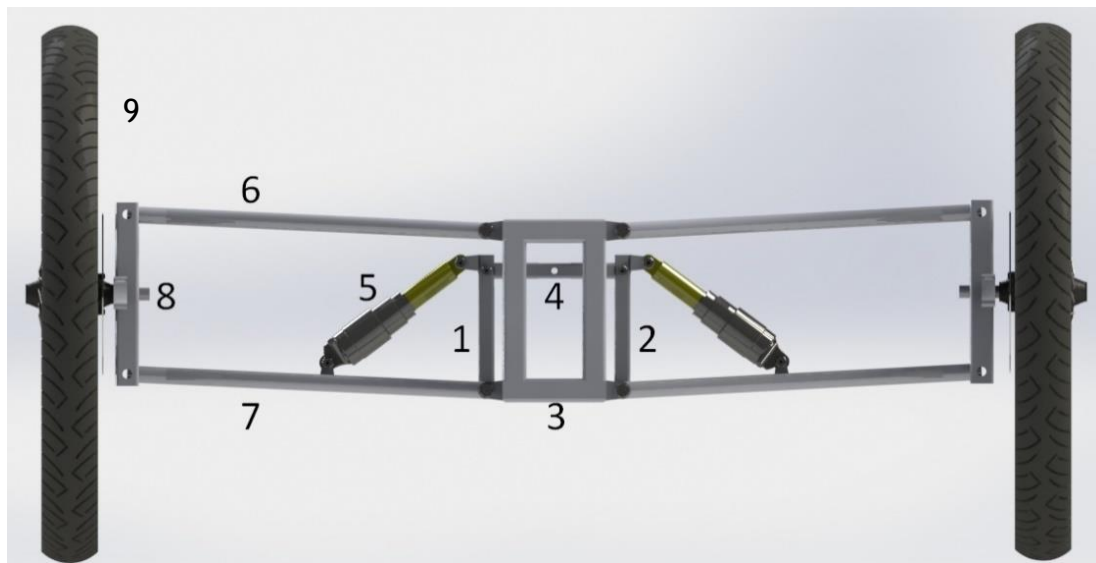


Figura 44. Sistema de suspensão com mecanismo em paralelogramo (vista de frente): (1,2,3 e 4) - Mecanismo em paralelogramo; (5) - Amortecedor (modelo 3D adaptado de (weibezahn, 2017)); (6 e 7) - Triângulo superior e inferior da suspensão; (8) - Manga de eixo; (9) - Conjunto da roda (modelo 3D adaptado de (SG, 2017));

Como pode ser observado através das Figuras 43 e 44, este mecanismo é composto por 4 barras, das quais:

Duas barras laterais (identificadas por 1 e 2 na Figura. 44) paralelas e rotuladas ao chassi, responsáveis por estabelecerem a conexão entre os triângulos inferiores da suspensão e o mecanismo em paralelogramo por intermédio dos amortecedores (identificado por 5), permitindo desta forma amortecer os impactos resultantes das anomalias do pavimento;

Duas barras paralelas (identificadas por 3 e 4 na Figura. 44) em que a barra 3 corresponde à base do chassi e a barra 4 (rotulada às barras 1 e 2) de localização superior é responsável por estabelecer o contato entre as duas barras laterais (1 e 2) mantendo-as constantemente em posição paralela, independentemente da inclinação do veículo.



Figura 45. Mecanismo em paralelogramo (detalhe).

Com este tipo de mecanismo é possível promover a inclinação do veículo em curva, como ilustrado na Figura 46, aumentando desta forma a resistência ao capotamento (relativamente ao típico *velomobile*) pelo deslocamento do centro de gravidade do veículo em direção ao interior da curva, como referido anteriormente.

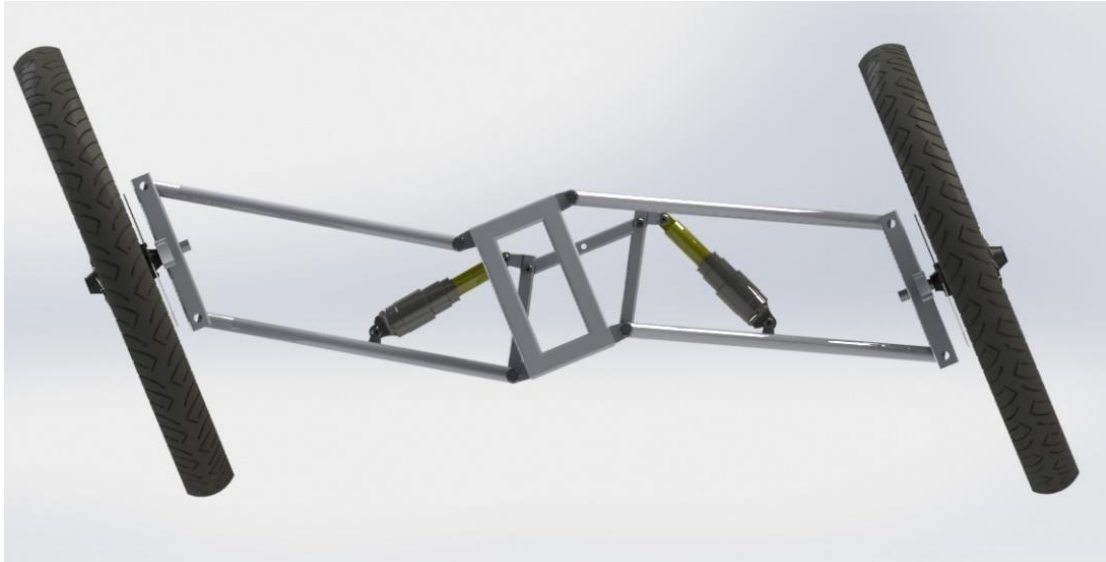


Figura 46. Mecanismo em paralelogramo aquando da inclinação do veículo durante uma curva (vista de frente).

No entanto, quando o condutor circula a baixas velocidades ou pretende imobilizar o veículo (tal como se sucede nas bicicletas e motociclos), este torna-se instável e existe a necessidade por parte do condutor de o estabilizar, o que no caso das bicicletas e motociclos é conseguido por intermédio da colocação dos pés no solo. No caso do veículo a projetar não existe essa possibilidade, uma vez que o veículo se encontra envolvido por uma carenagem completa. Assim, com o intuito de reverter a instabilidade e conseqüentemente a queda lateral do veículo, o mecanismo em paralelogramo deverá ser bloqueado, impossibilitando desta forma a inclinação do veículo.

Neste sentido, foi adicionada uma barra central (identificada por 10 na Figura. 47) ao mecanismo existente, instalada entre os centros da barra 3 e 4 (no centro do paralelogramo) para que permaneça constantemente paralela às barras laterais (1 e 2).

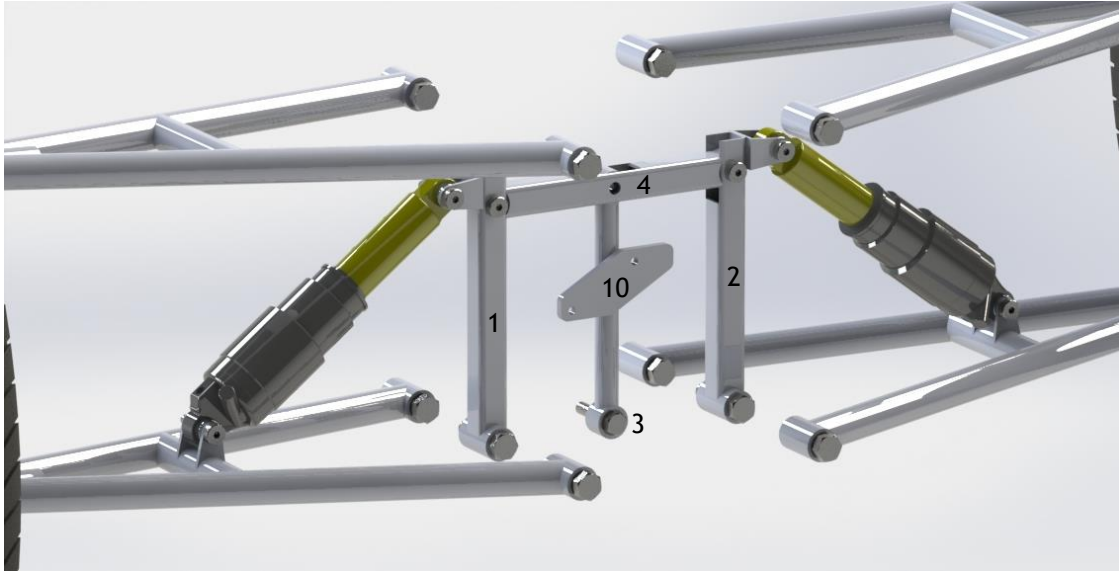


Figura 47. Adição de uma barra central ao mecanismo em paralelogramo.

Como a barra 4 permanece constantemente em paralelo com a base do chassi, no momento em que o condutor se inclina para promover a inclinação do veículo (para que este descreva uma curva equilibrada), a barra 4 irá descrever um movimento circular relativamente a qualquer ponto da barra central (Figura. 48). Posto isto, torna-se então possível introduzir um mecanismo de bloqueio à inclinação do veículo, implementando um disco de travão à barra 4 (Figura. 49a) e uma pinça de travão à barra central (Figura. 49b). Desta forma, o mecanismo em paralelogramo poderá ser bloqueado (por intermédio de um dispositivo de bloqueio remoto) em qualquer situação (encontrando-se o veículo em curva ou em movimento retilíneo) pela interação entre as pastilhas e o disco de travão, possibilitando ao condutor imobilizar o veículo em segurança sem que ocorra a queda lateral.

Como resultado, o veículo projetado possuirá um sistema de suspensão que lhe confere conforto e estabilidade (Figuras 50 e 51).

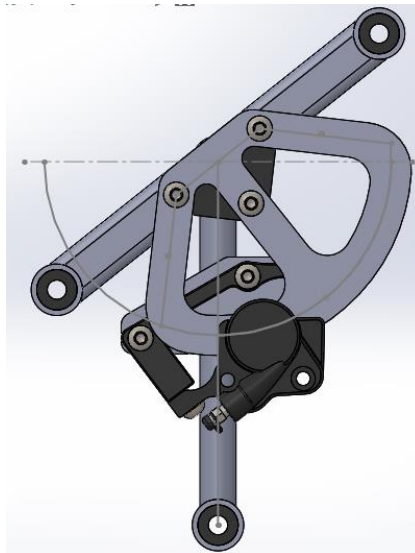


Figura 48. Movimento circular existente no mecanismo de bloqueio da inclinação do veículo.



(a)



(b)

Figura 49. Mecanismo de bloqueio da inclinação do veículo: (a) - Barra 4 na qual agregado o disco de travão; (b) - Barra central na qual inserida a pinça de travão (pinça de travão - modelo 3D de (SG, 2017));

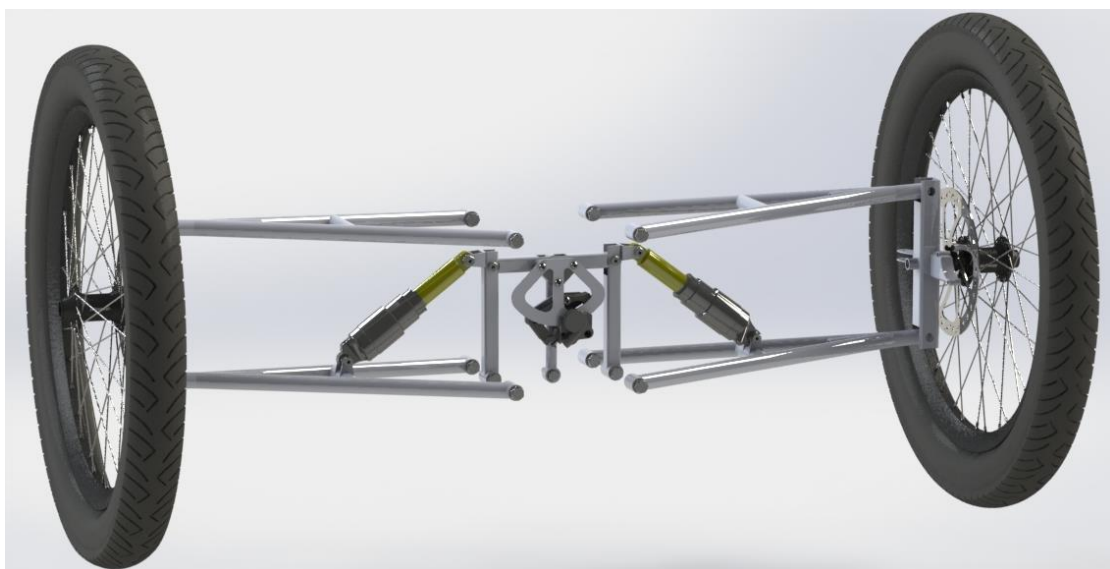


Figura 50. Sistema de suspensão dianteira projetado.

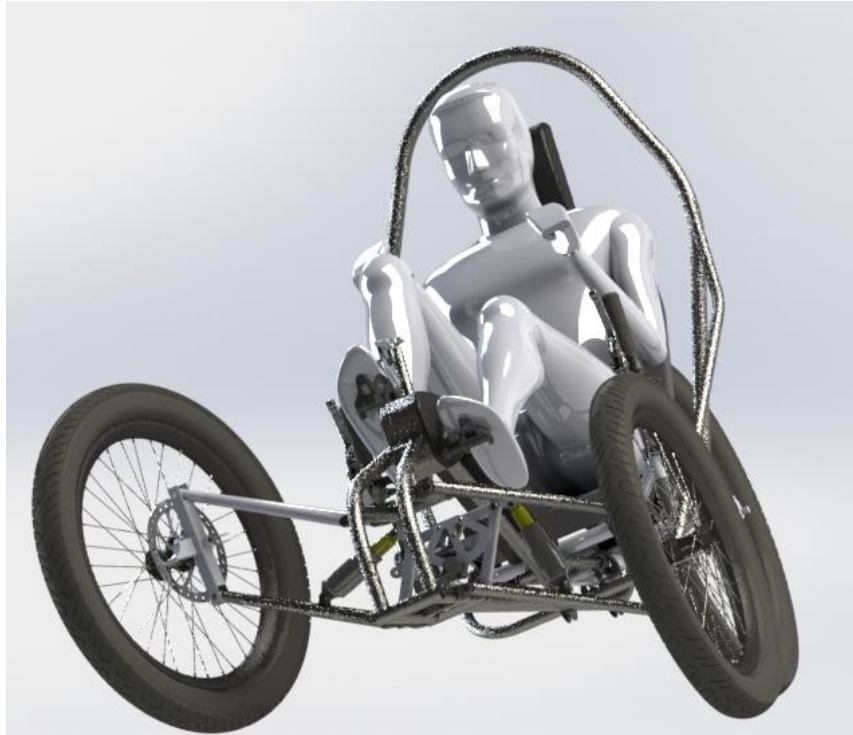


Figura 51. Sistema de suspensão dianteira aplicado no veículo.

3.4.3. Sistema de direção

O sistema de direção introduzido no veículo (ilustrado na Figura. 52), será do tipo “*Under seat steering*” (direção em baixo do banco) semelhante ao utilizado nas bicicletas reclinadas (Figura. 23), proporcionando desta forma uma posição de condução confortável e ergonómica.

O sistema de direção é constituído por um guiador conectado por intermédio de duas barras e terminais de rótula a um membro central triangular, que por sua vez está conectado às mangas de eixo de cada roda por intermédio de duas barras de direção e terminais de rotula.

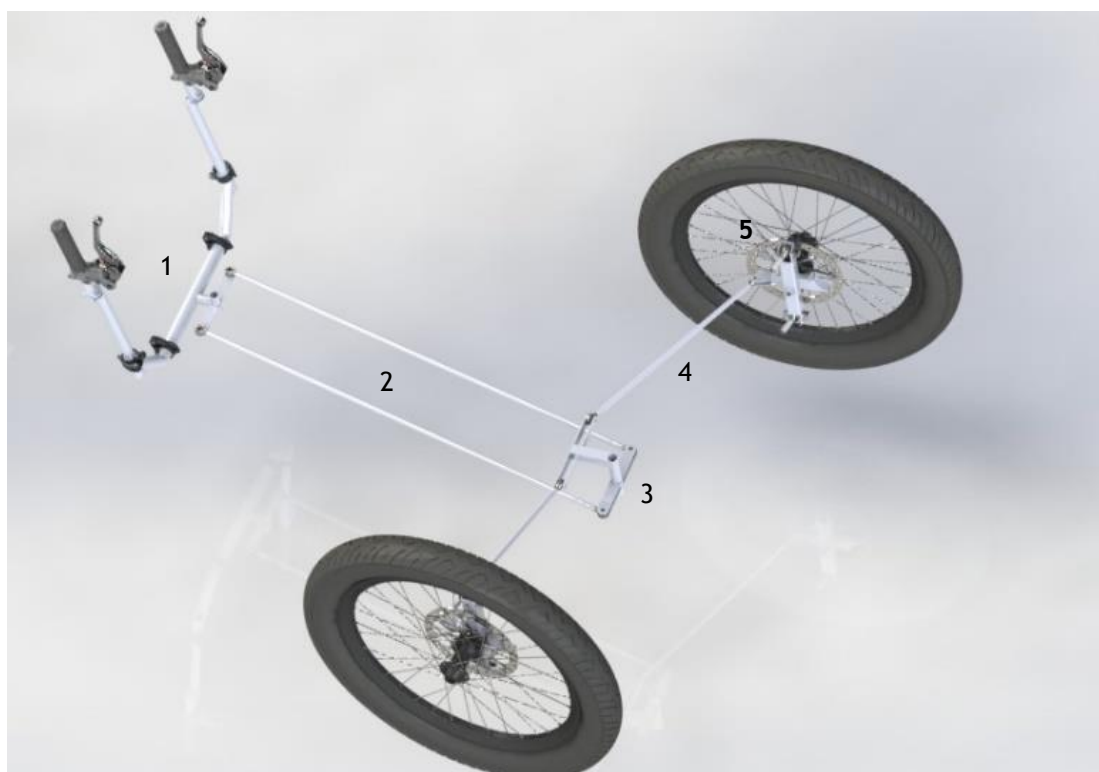


Figura 52. Constituição do sistema de direção do veículo: (1) - Guiador; (2) - Barras; (3) - Membro central triangular; (4) - Barra de direção; (5) - Manga de eixo.

O guiador (Figura. 53) encontra-se conectado ao chassi do veículo e o seu acionamento é efetuado pela aplicação de um movimento de rotação de braços por parte do usuário, como se fosse um guiador de uma bicicleta normal. Como elementos ergonómicos abrange três peças móveis que possibilitam o ajuste do guiador em termos de altura, largura e inclinação, mediante o alívio/aperto de alavancas de argola de selim. Além disso, como elementos anexos o guiador possui: dois manípulos de mudanças (afim de seleccionar as engrenagens da pedaleira e da cassete desejadas); duas alavancas de travão (alavanca esquerda tem a funcionalidade de acionar os travões do eixo dianteiro e a alavanca da direita acionar os travões do eixo traseiro); a unidade de acionamento do motor elétrico auxiliar e um mecanismo de acionamento do bloqueio/desbloqueio do sistema de inclinação do veículo (tal dispositivo será um bloqueio

remoto usualmente empregue no bloqueio da suspensão dianteira dos velocípedes, no entanto, posteriormente adaptado para o fim desejado).



Figura 53. Guiador - Modelo 3D: Alavancas de travão (Washbrook, 2017); Punhos (Aimar, 2017).

A funcionalidade do membro central triangular no sistema de direção, consiste em transmitir o movimento de rotação exercido no guiador às rodas direcionais, ou seja, funcionará como um dispositivo intermediário entre o guiador e as mangas de eixo, sendo este elemento responsável por conferir a geometria de *Ackermann* ao sistema de direção, de forma a minimizar o escorregamento dos pneus e por conseguinte, o desgaste dos mesmos durante as manobras a baixas velocidades

3.4.3.1. Ackermann Steering Concept

O conceito de *Ackermann*, também conhecido como *Ackermann Steering Concept*, baseia-se no seguinte pressuposto: para que um veículo com direção dianteira possa virar sem ocorrer o escorregamento dos pneus é necessário que o centro de rotação C_T esteja alinhado com o eixo traseiro e que as rodas dianteiras possuam diferentes ângulos de viragem (o ângulo de viragem da roda interna δ_L é superior ao ângulo de viragem da roda externa δ_R), como ilustrado na Figura 54 (Dixon, 2009).

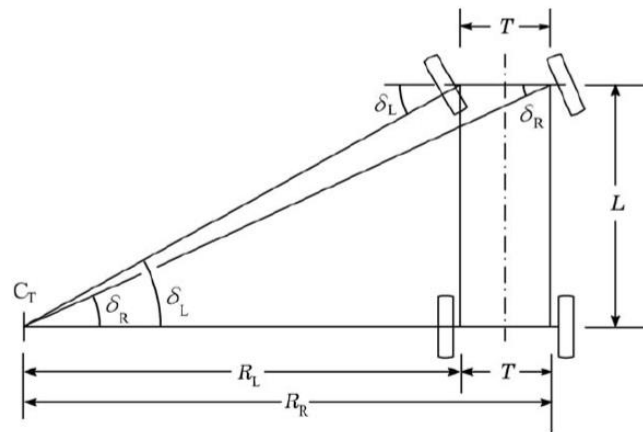


Figura 54. Geometria de Ackerman (Dixon, 2009).

Para obter um efeito preciso de *Ackermann* a seguinte equação deve ser verificada (Dixon, 2009):

$$\cot\delta_R - \cot\delta_L = \frac{T}{L} \quad (3.1)$$

No caso do veículo projetado, o ângulo máximo de rotação permitido pelos terminais de rótula que estabelecem a ligação entre as mangas de eixo e os braços da suspensão está condicionado a 30° , ou seja, corresponderá ao ângulo máximo de viragem da roda interna ($\delta_L = 30^\circ$). Desta forma, sabendo a distância entre os eixos de rotação das mangas de eixo T e a distância entre eixos (distância entre o eixo dianteiro e traseiro) L , foi determinado o ângulo de viragem da roda externa através da equação (3.1) cujo resultado ilustrado na Tabela 5.

Tabela 5. Registo do valor do ângulo δ_R , determinado com base nos restantes parâmetros equacionais (L , T e δ_L).

| Parâmetros equacionais | Valor |
|------------------------|---------------|
| L | 1.800 m |
| T | 0.900 m |
| δ_L | 30° |
| δ_R | 24.13° |

Assim, o veículo projetado com esta configuração do sistema de direção exibirá um raio de viragem de aproximadamente 4.4 m, como ilustrado na Figura 55, quando o mesmo efetua manobras a baixas velocidades com o sistema de inclinação bloqueado (apresentando assim um comportamento semelhante a um automóvel).

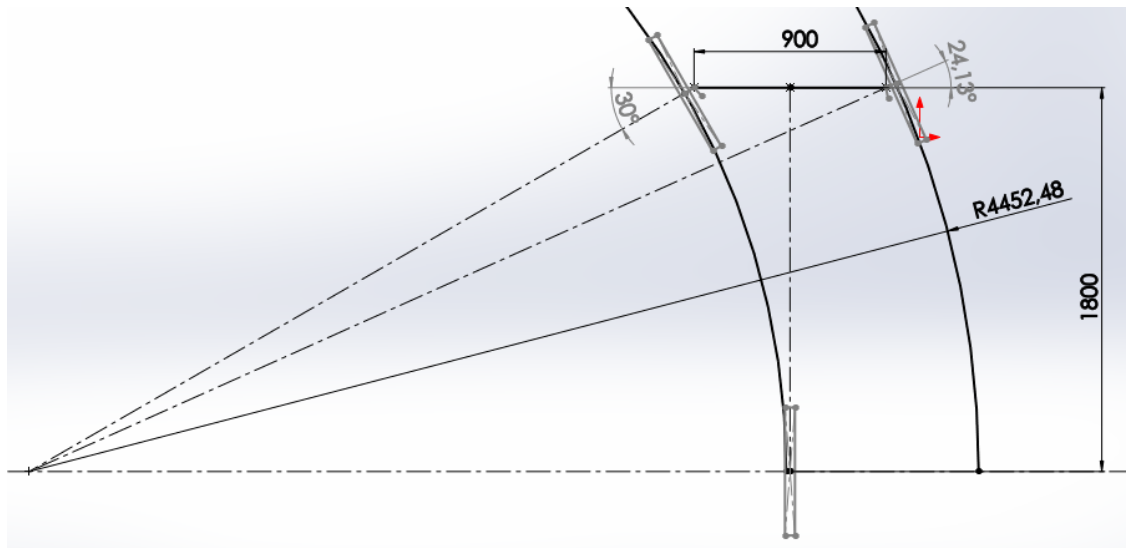


Figura 55. Raio de viragem do veículo com o sistema de inclinação bloqueado.

Determinados os ângulos de viragem para ambas as rodas, foi elaborado um desenho 2D em SolidWorks, com vista a obter a geometria de *Ackermann* e determinar as dimensões do elemento central triangular, das barras de direção e dos braços de direção das mangas de eixo responsáveis por transmitir o movimento do guiador para as rodas dianteiras (Figuras 56 e 57).

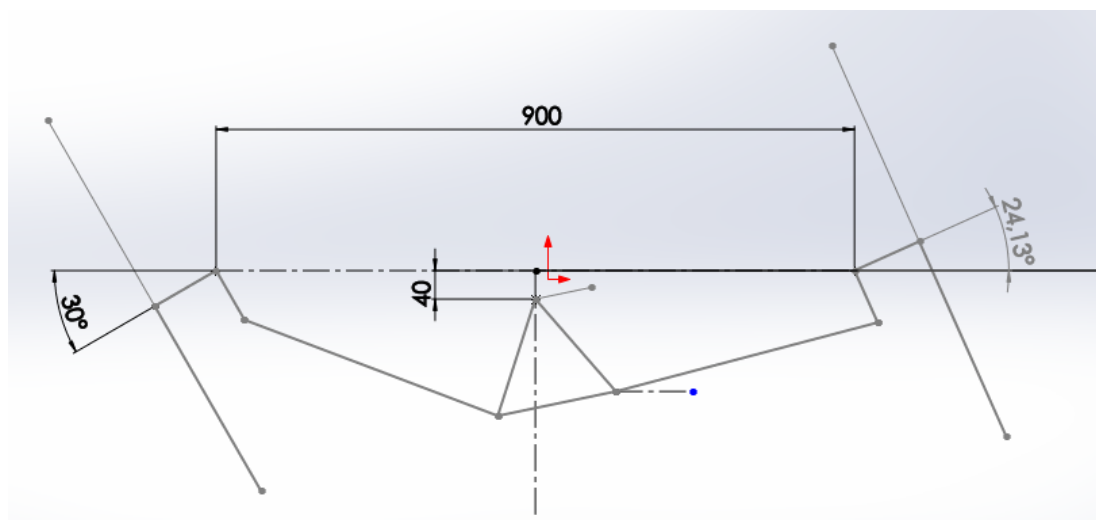


Figura 56. Geometria de *Ackermann* em curva.

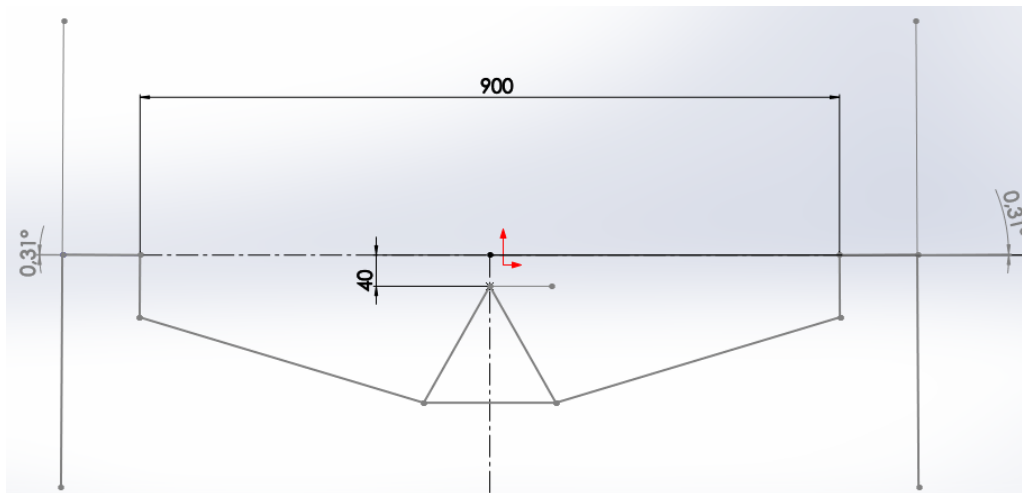


Figura 57. Geometria Ackermann em posição retilínea.

É de notar que este sistema de direção (apesar de possuir a geometria de Ackermann) não é similar à dos automóveis, pois deverá possuir uma maior capacidade de inclinação juntamente com o chassi do veículo, caso contrário não inclinará.

Neste sentido, foram selecionados os braços de direção perpendiculares às rodas, sendo também atribuído à base do elemento central triangular um comprimento igual à distância entre os eixos de rotação dos triângulos de suspensão. Este elemento central foi colocado a uma altura correspondente à metade do comprimento entre o triângulo superior e inferior da suspensão, para que as barras de direção possam permanecer em paralelo com os triângulos de suspensão, evitando desta forma qualquer interferência entre o sistema de direção e o sistema de suspensão durante a inclinação do veículo (Figura. 58).

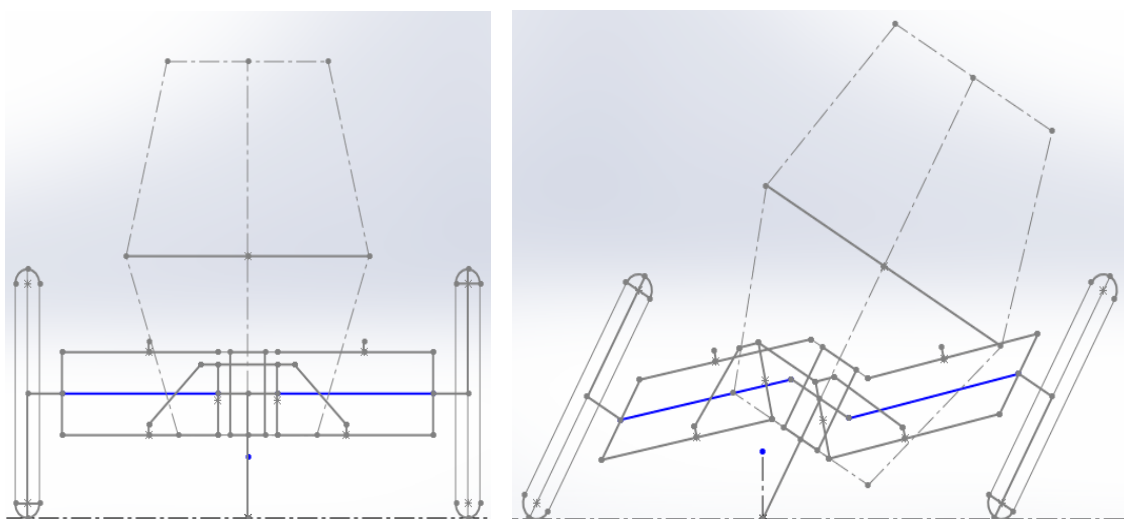


Figura 58. Barras de direção (em azul) em paralelo com os braços de suspensão.

3.4.3.2. Raio de curvatura

Quando o veículo circula em velocidades mais altas, o sistema de inclinação não está bloqueado e o comportamento do veículo é semelhante ao de um motociclo (como ilustrado na Figura. 59).

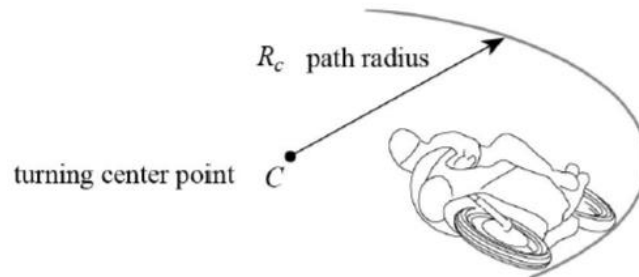


Figura 59. Motociclo em curva (Cossalter, 2006).

Assumindo que não existe deslizamento lateral entre as rodas e o plano rodoviário, a curvatura C descrita pela trajetória do motociclo (inversamente proporcional ao raio de viragem R_c), pode ser determinada pela seguinte equação (Cossalter, 2006):

$$C = \frac{1}{R_c} \cong \frac{\tan \Delta}{L} = \frac{\cos \varepsilon}{L \cos \phi} \delta \quad (3.2)$$

Como pode ser observado, a curvatura C pode ser expressa pelo ângulo de viragem cinemático Δ e pela distância entre os eixos L . No entanto, não foi aplicado qualquer ângulo de caster ε à manga de eixo e foi considerado o ângulo de inclinação do veículo máximo ϕ de 30° e um ângulo viragem da roda exterior à curva δ de $24,1^\circ$ (média do ângulo δ_L e δ_R), possibilitando desta forma determinar o raio de viragem quando o veículo inclina.

Tabela 6. Raio de viragem do veículo (sistema de inclinação desbloqueado).

| | |
|---------------|------------|
| ϕ | 30° |
| ε | 0° |
| δ | 24,1 |
| L | 1,8 m |
| R_c | 3,70 m |

Quanto maior for a inclinação do veículo e maior for o ângulo de viragem, menor o raio da trajetória e por conseguinte uma maior manobrabilidade. Por outro lado, o raio de curvatura é diretamente proporcional à distância entre os eixos.

3.4.4. Carenagem

A carenagem é uma estrutura aerodinâmica construída ao redor do chassi e tem por objetivo otimizar o escoamento do fluido que o veículo atravessa, bem como proteger o usuário da intempérie. A carenagem em forma de gota (usualmente empregue nos *velomobiles*), constitui a forma mais desejada para manter o escoamento laminar ao longo de toda a carenagem (Figura. 60), reduzindo assim a formação do escoamento turbulento e por conseguinte, a diminuição da resistência aerodinâmica.

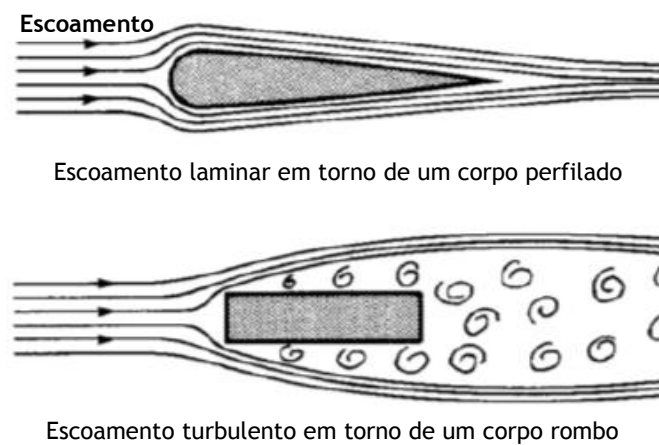


Figura 60. Escoamento laminar e escoamento turbulento (adaptado de (Foale, 2002)).

Existem diversas possibilidades no design da carenagem, no entanto, este encontra-se limitado pela geometria do chassi, pelo raio de viragem das rodas e neste caso concreto, a inclinação dos braços da suspensão dianteira. Tomando em consideração tais limitações a carenagem do veículo foi projetada no programa SolidWorks, encontrando-se ilustrada na Figura 61.



Figura 61. Carenagem do veículo projetado.

O veículo projetado apresentará uma carenagem completa constituída por materiais compósito e um para-brisas em policarbonato. O acesso ao interior do veículo, será efetuado por intermédio de duas portas laterais, que poderão ser removidas caso as condições climáticas favoreçam a prática de ciclismo (Figura. 62). Contudo, como o veículo não possuirá escova limpa para-brisas, é sugerido aplicar periodicamente produtos de revestimento hidrofóbico sobre o para-brisas e janelas laterais de policarbonato, para melhorar as condições de visibilidade do ciclista em caso de precipitação.

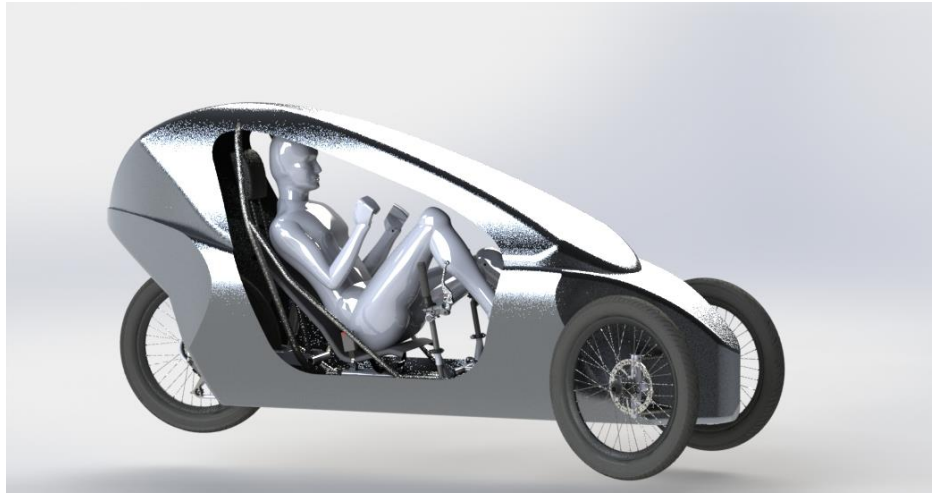


Figura 62. Carenagem do veículo projetado (sem as portas removíveis).

De forma a analisar as características aerodinâmicas da carenagem projetada, a mesma foi submetida a uma análise aerodinâmica computacional através do programa SolidWorks Flow Simulation. A projeção da área frontal da carenagem foi determinada e apresenta 0.67 m^2 , como ilustrado na Figura 63. O coeficiente de arrasto foi determinado e apresenta o valor de 0.2.

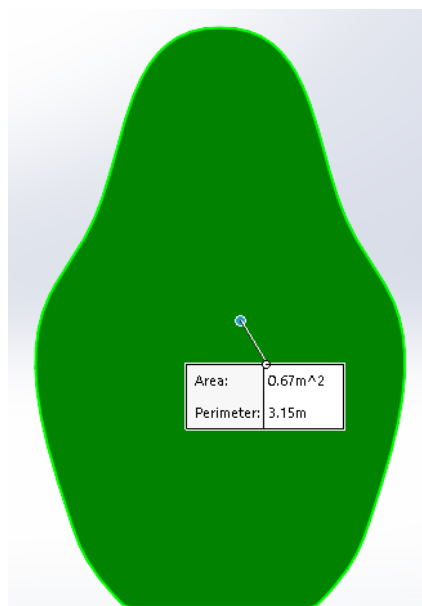


Figura 63. Projeção da área frontal do veículo.



Figura 64. Carenagem assente sobre o chassi.

Tais parâmetros aerodinâmicos serão posteriormente utilizados para determinar as forças de resistência ao movimento do veículo na secção do dimensionamento do sistema de transmissão.

3.4.5. Sistema de propulsão

Um dos maiores problemas de saúde a nível global é o aumento da obesidade e os problemas de saúde associados à falta de exercício físico, em grande parte causados pelo uso extensivo de transportes pessoais motorizados (Sørensen, 2014). Neste contexto, um veículo que alie a prática de exercício físico com a necessidade de deslocamento pessoal, contribuirá de forma significativa para a saúde e bem-estar do ser humano.

3.4.5.1. O motor humano

Recentes avanços tecnológicos permitiram uma melhor compreensão da interação existente entre a força aplicada no pedal e o torque resultante na pedaleira durante a prática de ciclismo, revelando a existência de dois tipos de força: força efetiva (força que atua perpendicularmente à pedaleira da bicicleta) e força inefetiva (força que atua paralelamente à pedaleira da bicicleta) (Laursen, Peiffer, & Abbiss, 2009). A força efetiva, responsável por gerar torque na pedaleira, encontra-se representada na Figura 65 para as diferentes cadências e potências de saída.

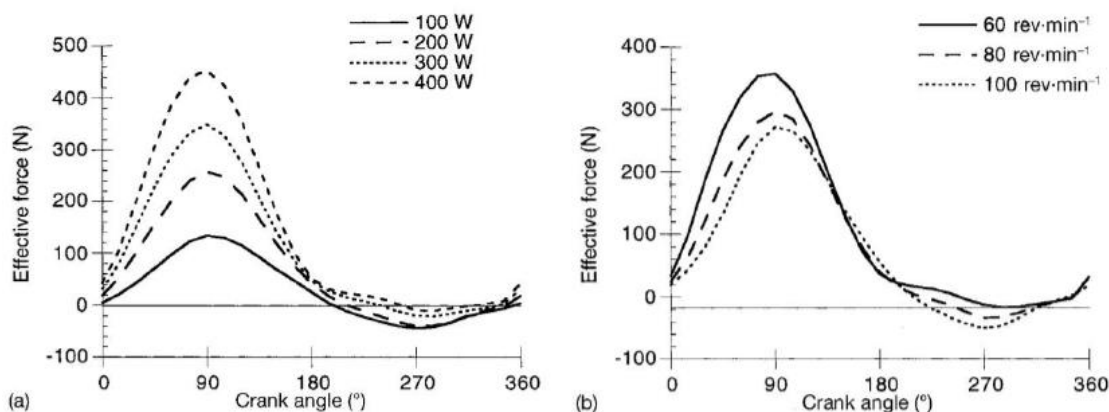


Figura 65. Forças efetiva durante uma revolução completa da pedaleira: (a) - Em função das várias potências de saída; (b) - Em função das várias cadências (Laursen, Peiffer, & Abbiss, 2009).

De acordo com as figuras acima, pode ser observado que a força efetiva aplicada no pedal e por conseguinte o torque gerado na pedaleira, varia de forma significativa ao longo do ciclo de rotação da pedaleira. Como a potência de saída resulta do produto entre o torque e a velocidade angular, a potência instantânea produzida pelo ciclista irá variar ao longo do ciclo de rotação da pedaleira.

No entanto, a potência média de saída do ciclista pode ser determinada pelo produto entre o torque net efetivo médio (combinação do torque existente nos dois pedais) e a

velocidade angular média da pedaleira (cadência do ciclista), traduzindo-se na seguinte expressão (Laursen, Peiffer, & Abbiss, 2009):

$$P_C = T_C \omega_C \quad (3.3)$$

Onde:

P_C - Potência de saída do ciclista, W;

T_C - Torque do ciclista, N.m;

ω_C - Velocidade angular da pedaleira (cadência) rad/s;

De acordo com a formulação anterior, o torque médio aplicado nos pedais ao longo de uma revolução da pedaleira diminuirá para cadências mais altas (considerando uma potência de saída constante), devido a uma diminuição da força efetiva máxima (Figura. 65b). A Figura 66, ilustra o torque máximo que pode ser debitado nos pedais durante um curto espaço de tempo (Laursen, Peiffer, & Abbiss, 2009).

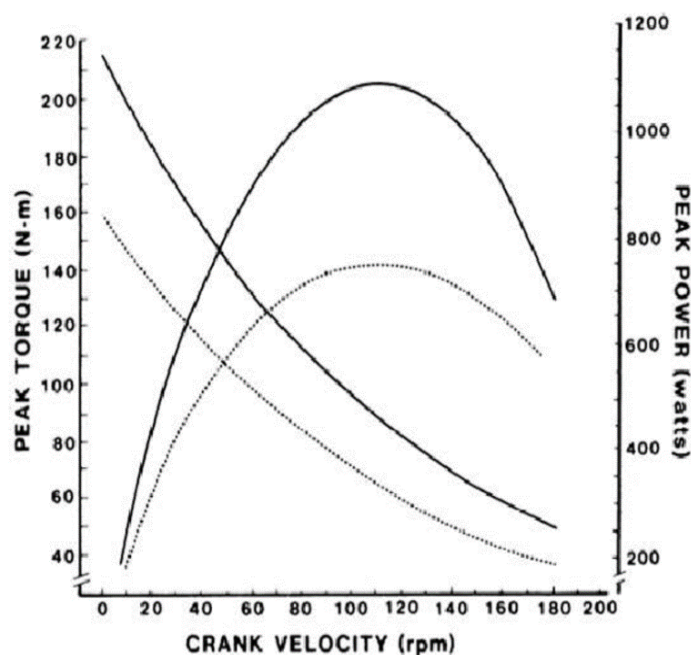


Figura 66. Relação entre o torque máximo, velocidade angular (cadência) e a potência máxima de saída durante um período inferior a 10 segundos (Laursen, Peiffer, & Abbiss, 2009).

Como pode ser observado, a potência de saída máxima de ciclismo é atingida aproximadamente a uma cadência de 120-130 rpm, sendo esta última, importante para maximizar a velocidade de ciclismo (performance de ciclismo).

Posto isto, devido à quantidade finita de potência debitada pelo ser humano, será necessário acoplar um motor elétrico auxiliar ao veículo de propulsão humana projetado, transformando-o assim num veículo híbrido de transporte pessoal (humano/elétrico).

3.4.5.2. Motor elétrico auxiliar e seus componentes

Como referido anteriormente, a desvantagem do *velomobile* relativamente à bicicleta regular reside no facto de possuir um maior peso, reduzindo desta forma a capacidade de aceleração e de superação de estradas com inclinação (subidas). Neste sentido, será introduzido no veículo um motor elétrico auxiliar de forma a minimizar tais desvantagens e adicionalmente reduzir a fadiga do ciclista, aumentando assim a capacidade de percorrer maiores distâncias. Independentemente do tipo de motor a integrar, ficou definido que a potência máxima do mesmo estará condicionada legalmente a 250W (como descrito na secção 3.1.1), para que não seja necessário a homologação do veículo (matrícula) e seguro de responsabilidade civil.

Desta forma, o motor elétrico tem por objetivo auxiliar o ciclista durante a pedalagem até uma velocidade máxima de 25km/h, sendo que a partir desta, a propulsão do veículo ficará inteiramente dependente da capacidade física do ciclista.

No sentido de seleccionar o tipo de motor elétrico auxiliar a incorporar no veículo foi elaborada uma tabela de decisão (Tabela 7), na qual foram considerados vários parâmetros fundamentais para a sua seleção.

Tabela 7. Tabela de decisão - tipo de motor selecionado.

| Parâmetros | Tipo de motor | |
|-------------|------------------|------------------------|
| | <i>Hub motor</i> | <i>Mid Drive Motor</i> |
| Custo | 5 | 3 |
| Peso | 3 | 5 |
| Performance | 3 | 4 |
| Eficiência | 4 | 5 |
| Manutenção | 3 | 5 |
| Prestação | 18 | 22 |

Tendo em consideração as prestações dos diferentes motores perante os parâmetros de seleção ilustrados na tabela de decisão, o motor auxiliar selecionado a inserir no veículo será o tipo *Mid Drive Motor*.

Atualmente, existem no mercado diversos fabricantes deste tipo de motores (Bosch, Brose, Shimano, Yamaha, entre outros), no entanto, uma das características que motivou a seleção do motor Yamaha PWseries SE (Figura. 67), prende-se com o facto de permitir o acoplamento de duas engrenagens na pedaleira (face à grande maioria dos motores que apenas permitem uma engrenagem na pedaleira), permitindo desta forma obter uma maior gama de velocidades.

SPECIFICATIONS



| | |
|-------------------|---|
| Drive unit | Center Motor |
| Weight | 3.5 kg |
| Rated power | 250 W |
| Max. torque | 70 Nm |
| Max. cadence | 110 rpm |
| Max support Speed | 25 km/h |
| Support Mode (%) | 4 modes -HIGH/280 -STD/190 -ECO/100 +ECO/50 |

*Depending on battery condition and circumstances

Figura 67. Motor elétrico auxiliar: Yamaha PWseries SE (YAMAHA, 2018).

O motor auxiliar apresenta um torque máximo de 70 N.m, uma cadência máxima de 110 Rpm e 4 modos de assistência responsáveis por multiplicarem o torque de entrada do ciclista de acordo com o modo de assistência selecionado (280%, 190%, 100%, 50%), ficando o torque provido limitado pela potência máxima do motor. Este, por sua vez, será alimentado por uma bateria de íons de lítio (500 Wh de 36V), monitorizado e controlado pela unidade de acionamento a partir da qual o ciclista seleciona os diferentes modos de assistência e visualiza diversas informações como a capacidade da bateria, o nível de assistência selecionado, a velocidade do veículo, etc (YAMAHA, 2018).



Figura 68. Bateria e unidade de acionamento (YAMAHA, 2018).

Selecionado o motor e seus componentes, torna-se necessário dimensionar e selecionar o sistema de transmissão a implementar no veículo, uma vez que este tipo de motor compartilha com o ciclista o mesmo sistema de transmissão por corrente.

3.4.6. Sistema de transmissão

Neste capítulo serão abordados os componentes constituintes do sistema de transmissão usualmente empregues nos veículos de propulsão humana e a metodologia aqui utilizada para o seu dimensionamento e seleção.

3.4.6.1. Sistema de transmissão por corrente

A transmissão por corrente é o sistema de transmissão mais utilizado em veículos de propulsão humana, sendo constituído pela pedaleira, corrente, cassete e desviadores. No entanto, existem dispositivos alternativos ao típico sistema cassete e desviador traseiro, denominados por cubos de mudanças internas (*Internal Geared Hub*) (Figura. 69 (a)).

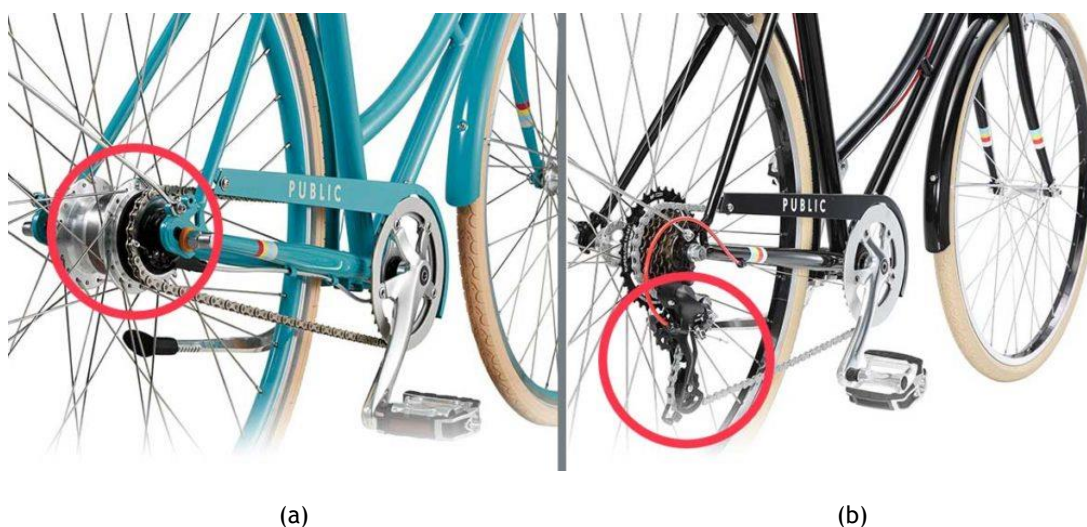


Figura 69. Transmissão por corrente: (a)- Com cubo de mudanças internas; (b) - Com cassete e desviador (Publicbikes, 2018).

Os cubos de mudanças internas são constituídos por engrenagens planetárias inseridas no interior do cubo da roda e conferem algumas vantagens face ao sistema tradicional (desviador), tais como: Requerem menor manutenção, uma vez que os componentes móveis estão selados no interior do cubo e, por conseguinte, protegidos da sujidade e da intempérie, permitindo uma passagem de mudanças suave; conferem uma maior fiabilidade; existe a possibilidade de efetuar a passagem de mudanças sem a necessidade de pedalar. No entanto, estes dispositivos possuem um maior peso, elevado custo e uma menor eficiência face aos dispositivos tradicionais (bicyclejunction, 2017).

3.4.6.2. Dimensionamento do sistema de transmissão

A metodologia de dimensionamento do sistema de transmissão inicia-se com o estabelecimento dos requisitos de desempenho do sistema, de forma a possibilitar ao condutor deslocar o veículo sobre difíceis condições de ciclismo (ciclismo em superfícies inclinadas), atingir a velocidade máxima requerida e operar dentro dos seus regimes de eficiência.

Seguidamente, serão determinadas as relações de transmissão máximas e mínima requeridas, ou seja, a relação de transmissão total, bem como selecionadas as relações de transmissão intermediárias. Com base nas relações de transmissão determinadas, serão por fim selecionados os constituintes do sistema de transmissão e analisado o seu desempenho, de modo a verificar se os mesmos satisfazem os requisitos de dimensionamento inicialmente estabelecidos.

Com o objetivo de facilitar o dimensionamento, a seleção e a análise dos constituintes do sistema de transmissão, foi desenvolvida uma folha de cálculo com base no programa Excel da Microsoft.

3.4.6.2.1. Critérios de design

O sistema de transmissão a introduzir no veículo será do tipo transmissão por corrente (Figura. 70) semelhante ao empregue nos velocípedes reclinados, sendo este constituído pela pedaleira, corrente, cassete, desviador (traseiro e dianteiro) e por idler's (polias que servem de guia e/ou tensor da corrente). Apesar de existirem diversos dispositivos que possibilitam diversas configurações ao sistema de transmissão por corrente, a configuração tradicional (cassete e desviador) continua a ser uma forma económica, leve e eficiente de transmitir a potência do ciclista á roda tracionada, motivo pela qual foi selecionada.



Figura 70. Sistema de transmissão do veículo de propulsão humana.

Para dar início ao processo de dimensionamento, foi estabelecido como requisito de desempenho a possibilidade de o ciclista ultrapassar estradas com inclinações de 10% sem qualquer auxílio do motor elétrico. Relativamente à velocidade máxima requerida foi estabelecido permitir ao ciclista atingir uma velocidade máxima de 60 km/h. Posto isto, é necessário determinar as relações de transmissão (máxima e mínima) entre as engrenagens da cassete e da pedaleira que possibilitem ao veículo atingir as especificações estabelecidas acima descritas e de acordo com essas mesmas relações, selecionar esses mesmos componentes.

O sistema de transmissão do veículo permitirá assim adaptar a potência disponível do ciclista/motor auxiliar à potência requerida na roda tracionada pela conversão do torque e da velocidade angular.

3.4.6.2.2. Potência requerida na roda tracionada

A potência debitada pelo motor de um veículo destina-se a colmatar as perdas de energia existentes ao longo de um determinado percurso. Essas perdas podem ocorrer devido às forças de resistência ao rolamento, forças de resistência aerodinâmica e forças de resistência resultantes do declive da estrada, representadas na Figura 71 (Oliveira & Lopes, 2013).

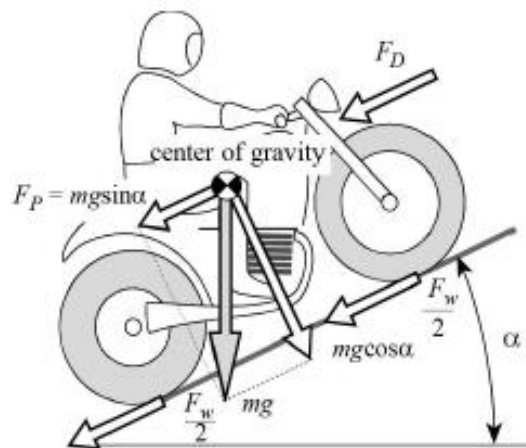


Figura 71. Forças de resistência ao movimento que atuam em um veículo (Cossalter, 2006)

O movimento do veículo está fortemente condicionado pelas forças de resistência ao movimento, e por este motivo a sua previsão torna-se essencial no projeto do sistema de transmissão, uma vez que a potência requerida na roda tracionada está dependente destas mesmas forças (Lechner & Naunheimer, 1999).

Força de resistência ao rolamento

A força de resistência ao rolamento de um veículo F_w é produzida pelos processos de deformação que ocorrem onde os pneus estão em contacto com a estrada e é definida como o produto entre o coeficiente de resistência ao rolamento e a componente do peso do veículo perpendicular ao solo, traduzindo-se na seguinte expressão:

$$F_w = f_w m g \cos \alpha \quad (3.4)$$

Onde:

α - Ângulo de inclinação da estrada;

f_w - Coeficiente de resistência ao movimento;

m - Massa do veículo, kg;

g - Aceleração gravítica, ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

O coeficiente de resistência ao rolamento é condicionado pelas características do próprio pneu (dimensão, tipo de borracha, etc.) e depende fortemente da pressão de insuflação e da velocidade a que circula (Cossalter, 2006).

Forças de resistência aerodinâmica

Um veículo em movimento está sujeito a forças e a momentos relativamente a todos os eixos coordenados devido ao escoamento do fluído em torno desse mesmo veículo, como ilustrado na Figura 72.

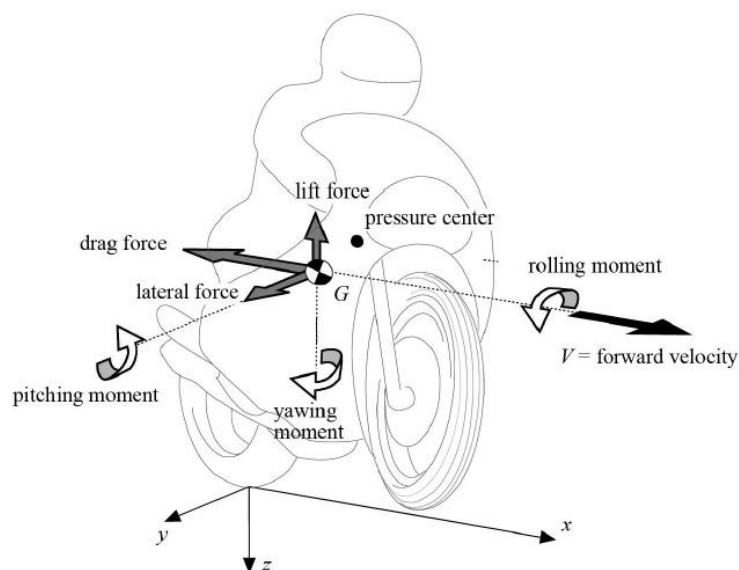


Figura 72. Forças aerodinâmicas e momentos aplicados no veículo (Cossalter, 2006).

Assumindo que a trajetória do veículo é efetuada diretamente contra o escoamento, ou seja, na ausência de vento lateral, atuam no veículo unicamente duas forças aerodinâmicas (força de arrasto (*drag force*) F_D e a força de sustentação (*lift force*) F_L) e um momento de inclinação (*pitching moment*) (Oliveira & Lopes, 2013).

A força que atua segundo a direção do movimento do veículo é denominada de força arrasto e resulta da resistência causada pelo fluido que o veículo atravessa durante o seu movimento. Esta força depende essencialmente da área frontal do veículo A , do coeficiente de arrasto C_D (fortemente condicionado pela forma do veículo), da densidade do ar ρ e da velocidade V à qual o veículo se desloca relativamente a esse mesmo fluido, podendo ser determinada pela seguinte equação (Cossalter, 2006):

$$F_D = \frac{1}{2} \rho C_D A V^2 \quad (3.5)$$

Onde:

ρ - Densidade do ar, kg/m³;

A - Área frontal do veículo, m²;

V - Velocidade do veículo, m/s;

Força de resistência ao declive

A força de resistência ao declive F_p originada pelo plano de inclinação da superfície da estrada (definida pelo ângulo α), é igual à componente do peso que se encontra na direção do movimento do veículo, traduzindo-se na seguinte equação (Cossalter, 2006):

$$F_p = m g \sin \alpha \quad (3.6)$$

Uma vez que o veículo se pode deslocar em estradas com inclinações positivas e negativas (subidas e descidas), esta força pode resistir ou contribuir para a força de tração do veículo, isto é, será positiva ou negativa respetivamente. Como a inclinação da estrada é usualmente expressa em percentagem, o ângulo de inclinação pode ser determinado pela seguinte equação:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\text{Distância Vertical}}{\text{Distância Horizontal}}\right) = \arctan\left(\frac{\% \text{ inclinação}}{100}\right) \quad (3.7)$$

Normalmente, o design de estradas com inclinações superiores a 7% é normalmente evitado, no entanto, encontram-se ilustrados na Tabela 8 alguns exemplos de inclinações máximas em determinados locais alpinos na europa.

Tabela 8. Inclinação máxima em vários locais alpinos na Europa (Lechner & Naunheimer, 1999).

| País | Local | Inclinação |
|----------|----------------|------------|
| Alemanha | Achen pass | 14% |
| França | Col de Braus | 15% |
| Itália | Stilfser-Joch | 15% |
| Áustria | Wurzen pass | 18% |
| Suíça | St. Bernardino | 12% |

Força de resistência total ao movimento do veículo

A força de tração requerida na roda tracionada $F_{T,r}$ é determinada pelo somatório das forças de resistência ao movimento do veículo descritas anteriormente. Assim, considerando o veículo a circular a uma velocidade constante ($a = 0$), a força requerida na roda tracionada é definida pela seguinte equação (Lechner & Naunheimer, 1999):

$$F_{T,r} = mg (f_w \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{1}{2} \rho C_D A V^2 \quad (3.8)$$

No entanto, quando o veículo se encontra em aceleração ou desaceleração as forças de inércia que atuam devem ser consideradas na equação anterior. Na Tabela 9, encontram-se representados alguns coeficientes e parâmetros referentes a veículos de propulsão humana.

A potência requerida na roda tracionada P_r , pode então ser determinada pela seguinte equação (Lechner & Naunheimer, 1999):

$$P_r = F_{T,r} \cdot V \quad (3.9)$$

Tendo em consideração a relação de transmissão i , e a eficiência do sistema de transmissão η_T , a força de tração disponível nas rodas $F_{T,d}$ pode ser determinada mediante as características do motor (neste caso concreto, as características do motor humano) (Lechner & Naunheimer, 1999):

$$F_{T,d} = \frac{P(n_M)}{V} \eta_T = \frac{T(n_M) i}{R} \eta_T \quad (3.10)$$

Onde:

R - Raio efetivo do pneu, m;

n_M - Velocidade angular (cadência do ciclista), rad/s;

$T(n_M)$ - Torque do ciclista a uma determinada cadência, N.m;

$P(n_M)$ - Potência do ciclista a uma determinada cadência, W;

Tabela 9. Valores de referência para os veículos de propulsão humana: coeficiente de arrasto, área frontal do veículo, coeficiente de resistência ao rolamento (Sørensen, 2014).

| Machine and rider | Drag coefficient on frontal area, C_D | Frontal area | | $C_D A$ | Power to overcome air drag at 10 m/s (22 mile/h) | Power to overcome rolling resistance at 10 m/s for specified total mass (kg) and C_R value | | |
|--|---|----------------|-----------------|----------------|--|--|--------|----|
| | C_D | m ² | ft ² | m ² | W | kg | C_R | W |
| Upright commuting bike | 1.15 | 0.55 | 5.92 | 0.632 | 345 | 90 | 0.0060 | 53 |
| Road bike, touring position | 1.0 | 0.40 | 4.3 | 0.40 | 220 | 95 | 0.0045 | 38 |
| Racing bike, rider crouched, tight clothing | 0.88 | 0.36 | 3.9 | 0.32 | 176 | 81 | 0.0030 | 24 |
| Road bike + Zipper fairing | 0.52 | 0.55 | 5.92 | 0.29 | 157 | 85 | 0.0045 | 38 |
| Road bike + pneumatic Aeroshell + bottom skirt | 0.21 | 0.68 | 7.32 | 0.14 | 78.5 | 90 | 0.0045 | 40 |
| Unfaired long-wheelbase recumbent (Easy Racer) | 0.77 | 0.35 | 3.8 | 0.27 | 148 | 90 | 0.0045 | 40 |
| Faired long-wheelbase recumbent (Avatar Blubell) | 0.12 | 0.48 | 5.0 | 0.056 | 30.8 | 95 | 0.0045 | 42 |
| Vector-faired recumbent tricycle, single | 0.11 | 0.42 | 4.56 | 0.047 | 25.8 | 105 | 0.0045 | 46 |
| Road bike in Kyle fairing | 0.10 | 0.71 | 7.64 | 0.071 | 39.0 | 90 | 0.0045 | 40 |
| M5 faired low racer | 0.13 | 0.35 | 3.77 | 0.044 | 24.2 | 90 | 0.003 | 26 |
| Flux short-wheelbase, rear fairing | 0.55 | 0.35 | 3.77 | 0.194 | 107 | 90 | 0.004 | 35 |
| Moser bicycle | 0.51 | 0.42 | 4.52 | 0.214 | 118 | 80 | 0.003 | 24 |
| Radius Peer Gynt unfaired | 0.74 | 0.56 | 6.03 | 0.415 | 228 | 90 | 0.0045 | 40 |
| Peer Gynt + front fairing | 0.75 | 0.58 | 6.24 | 0.436 | 240 | 93 | 0.0045 | 41 |
| All-terrain (mountain) bike | 0.69 | 0.57 | 6.14 | 0.391 | 215 | 85 | 0.0060 | 50 |

3.4.6.2.3. Relação de transmissão

Na Figura 73 encontram-se ilustrados os componentes constituintes do sistema de transmissão por corrente típico de uma bicicleta. Como a pedaleira está conectada à cassette por intermédio de uma corrente, os módulos da velocidade tangencial da pedaleira V_1 e da cassette V_2 serão iguais. Assim, sabendo que a velocidade tangencial é definida pelo produto entre a velocidade angular e o raio, a relação de transmissão i pode ser determinada por:

$$V_1 = V_2 \quad (=) \quad \omega_1 R_1 = \omega_2 R_2 \quad (=) \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (3.11)$$

Onde:

ω_1 - Velocidade angular da pedaleira;

ω_2 - Velocidade angular da cassette = velocidade angular da roda;

R_1 - Raio da engrenagem da pedaleira;

R_2 - Raio da engrenagem da cassette;

Z_1 - Número de dentes da engrenagem da pedaleira;

Z_2 - Número de dentes da engrenagem da cassette;

T_1 - Torque aplicado na pedaleira;

T_2 - Torque aplicado na cassette.

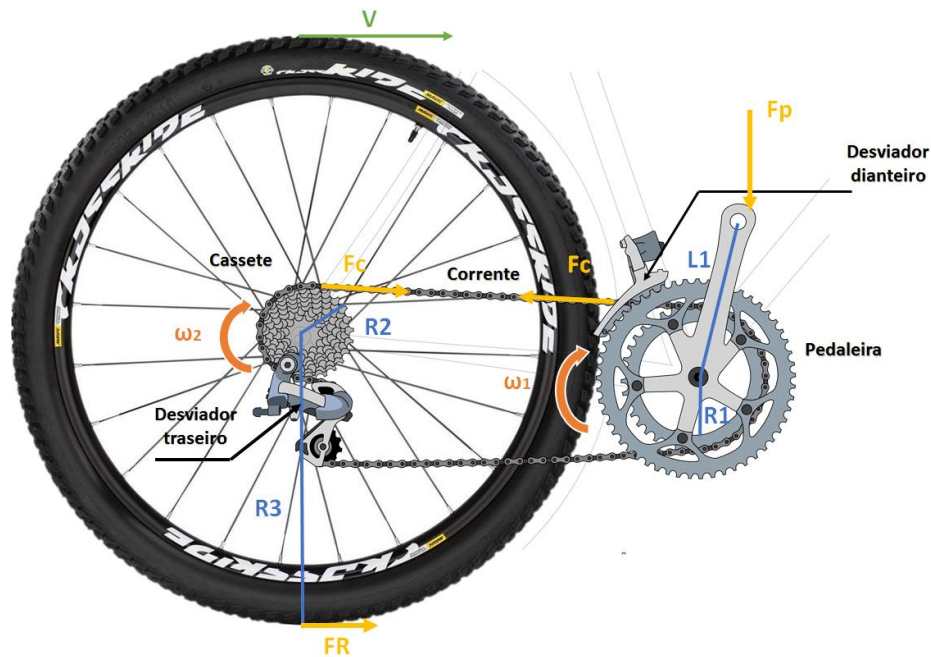


Figura 73. Sistema de transmissão por corrente (adaptado de (bike, 2018)).

Relação de transmissão máxima

A força de tração máxima $F_{T,Max}$ que pode ser transmitida entre o pneu e a estrada encontra-se restringida pelo limite de aderência. Este deve ser considerado no momento de estabelecer a força de tração máxima disponível $F_{T,d}$, uma vez que caso esta exceda a força de tração máxima, o pneu entra em escorregamento e por conseguinte a força de tração irá diminuir (Lechner & Naunheimer, 1999).

$$F_{T,d} \leq F_{T,Max} = \mu F_{zR} \quad (3.12)$$

Onde:

μ - Coeficiente de atrito entre pneu-estrada;

F_{zR} - Força normal estática no eixo traseiro.

A relação de transmissão que confere a capacidade máxima de subida e, por conseguinte, permite deslocar o veículo sobre difíceis condições de circulação, pode ser determinada pela seguinte equação (Lechner & Naunheimer, 1999):

$$i_{A,max} = \frac{R mg (f_w \cos \alpha + \sin \alpha)}{T_{M,max} \eta_T} \quad (3.13)$$

Onde:

$T_{M,max}$ - Torque máximo aplicado pelo ciclista.

A relação de transmissão máxima será então obtida pela combinação da menor engrenagem da pedaleira com a maior engrenagem da cassette.

Relação de transmissão mínima

Assumindo que não existe escorregamento na interface pneu/asfalto e que a velocidade máxima do veículo V_{max} é conseguida à cadência máxima do ciclista $\omega_{M,max}$, a relação de transmissão mínima para a qual a desmultiplicação de torque é máxima pode ser obtida pela equação (Lechner & Naunheimer, 1999):

$$i_{A,min} = \frac{\omega_{M,max} \cdot R}{V_{max}} \quad (3.14)$$

A relação de transmissão mínima será obtida pela combinação da maior engrenagem da pedaleira com a menor engrenagem da cassette.

Relação de transmissão total

A quantidade finita de potência do ciclista exige a necessidade de uma elevada relação de transmissão total. Um maior o número de engrenagens permite explorar de melhor forma os regimes de eficiência do ciclista, porém, a frequência de mudança de marcha e o peso do conjunto de transmissão aumentam (Lechner & Naunheimer, 1999). A relação de transmissão total, também denominada como a gama de relações (*range ratio*) é definida pela razão entre a relação de transmissão máxima e mínima, traduzindo-se na seguinte expressão:

$$i_G = \frac{i_{A,max}}{i_{A,min}} * 100 \quad (3.15)$$

Determinação das relações de transmissão

Para determinar as relações de transmissão é necessário primeiramente estabelecer as limitações fisiológicas do ciclista. Estima-se que um ciclista necessite de uma cadência mínima para manter o equilíbrio de cerca de 20 rpm, além disso, foi estabelecida a cadência máxima do ciclista de 120 rpm, visto que a potência de saída máxima de ciclismo é atingida nessa

mesma cadência (Figura. 66). Por outro lado, foi considerado uma potência média de 250W e uma força efetiva média de 300 N.

Considerando que o ciclista consegue debitar um torque médio de 52,5 N.m (20 rpm e 250 W) e que a eficiência do sistema de transmissão é 92%, a relação de transmissão máxima que permite ao ciclista deslocar o veículo sobe inclinações de 10%:

$$i_{A,max} \geq \frac{R \cdot m \cdot g (f_w \cos \alpha + \sin \alpha)}{T_{M,max} \eta_T} = \frac{0,3 * 140 * 9,81 (0,01 * \cos(0,1) + \sin(0,1))}{52,5 * 0,92} = 0,93$$

Tendo em consideração a definição do limite de aderência, foi determinada a relação de transmissão máxima para a qual não ocorre o escorregamento da roda tracionada (considerado o pior caso, veículo sem carga - 90 kg), para uma determinada condição de pavimento ($\mu = 0,2$):

$$i_{A,max} \leq \frac{\mu F_{ZR}}{T_{M,max} \eta_T} = \frac{0,2 * (0,56 * 90 * 9,81)}{52,5 * 0,92} = 2,04$$

Assim, a relação de transmissão máxima selecionada deverá seguir a seguinte condição:

$$0,93 \leq i_{A,max} \leq 2,04$$

A relação de transmissão mínima que permite atingir uma velocidade máxima de 60 km/h, debitando o ciclista uma cadência máxima de 120 rpm é:

$$i_{A,min} = \frac{\omega_{M,max} \cdot R}{V_{max}} = \frac{120 * \frac{2\pi}{60} * 0,3}{\frac{60 * 1000}{3600}} = 0,226$$

A relação de transmissão obtida 0,22 significa que quando a pedaleira acionada pelo ciclista efetua uma rotação completa, a cassete efetuará 5. Assim, para que o condutor consiga obter uma velocidade máxima de 60 km/h, a relação de transmissão entre o conjunto cassete e pedaleira deverá ser igual ou inferior a 0,22.

Determinadas as relações de transmissão que permitem satisfazer as especificações de projeto, foram selecionadas os componentes do sistema de transmissão por corrente.

3.4.6.2.4. Seleção dos componentes da transmissão

Previamente, foi elaborada uma pesquisa sobre os componentes existentes no mercado e que usualmente equipam os veículos de propulsão humana (Tabela 10).

Tabela 10. Combinações frequentes do sistema de transmissão por corrente em veículos de propulsão humana (road.cc, 2017) (Velomobiel.nl, 2017) (cyclesjv, 2017).

| Tipo de veículo | Pedaleira | Cassete | Relação de transmissão total |
|---------------------------|------------|---------|------------------------------|
| Bicicleta de montanha | 46-36-26 T | 11-34 T | 547% |
| Bicicleta de turismo | 50-34 T | 11-25 T | 334% |
| | 52-36 T | 11-32 T | 420% |
| Bicicleta de corrida | 53-39 T | 11-25 T | 309% |
| <i>Velomobile Quest</i> | 53-42-30 T | 11-32 T | 514% |
| <i>Velomobile Quattro</i> | 60 T | 11-36 T | 327% |
| <i>Velomobile Mulsane</i> | 50-39-30 T | 11-36 T | 545% |

Nota: A letra “T” refere-se á palavra “dentes” (teeth) (ex. 34 T - engrenagem com 34 dentes).

Como pode ser observado, os fabricantes dos componentes favorecem a menor engrenagem da cassete 11T, sendo este o motivo pelo qual será selecionada. Além disso, a seleção das engrenagens que constituem a pedaleira está restringida pela diferença entre o número de dentes, sendo geralmente esta diferença máxima de 16T (ex. uma engrenagem com 53T não pode ser emparelhada com uma engrenagem de 34T, uma vez que a diferença é superior a 16T). Por outro lado, o número de engrenagens da pedaleira está limitado, uma vez que o motor auxiliar selecionado permite apenas o acoplamento de duas engrenagens.

Por estes motivos, as pedaleiras (tradicional (53-39T), semi-compacta (52-36T), compacta (50-34T) e sub-compacta (48-32T)) foram analisadas (Tabela 10), com o objetivo de determinar a relação de transmissão mínima obtida entre a maior engrenagem da pedaleira com a menor engrenagem da cassete 11T selecionada, através da razão entre o número de dentes da engrenagem da cassete Z_2 e o número de dentes da engrenagem da pedaleira Z_1 . Para além disso, foi ainda determinada a velocidade máxima obtida com essas mesmas relações, mediante a utilização da equação 3.14, considerando a cadência máxima do ciclista de 120 rpm.

Tabela 10. Comparação entre as relações de transmissão mínima para os diferentes tipos de pedaleira.

| Z1 | Z2 | i | V (km/h) |
|----|----|-------|----------|
| 53 | 11 | 0,208 | 65,25 |
| 52 | 11 | 0,212 | 64,02 |
| 50 | 11 | 0,22 | 61,69 |
| 48 | 11 | 0,229 | 59,26 |

Observando a tabela, ambas as relações de transmissão permitem atingir uma velocidade máxima superior à requerida (60km/h), exceto a combinação 48-11T, sendo este o motivo pelo qual a pedaleira sub-compacta será descartada das opções de escolha.

A pedaleira selecionada a introduzir no veículo será a do tipo compacta (50-34T), uma vez que a engrenagem 50T permite obter a velocidade máxima requerida e a engrenagem 34T possibilita obter uma maior relação de transmissão máxima (face à menor engrenagem encontrada nos outros tipos de pedaleira considerados (39T e 36T)), uma maior multiplicação de torque e como consequência, uma maior capacidade em superar estradas com inclinação.

Selecionado o tipo de pedaleira a introduzir no veículo, é necessário selecionar a maior engrenagem da cassette, de acordo com a relação de transmissão máxima determinada anteriormente ($i_{A,max} = 0,93$).

Para tal, foram consideradas quatro cassetes de 11 velocidades (11-32T, 11-36T, 11-40T; 11-42T), para as quais a relação de transmissão foi determinada pela razão entre o número de dentes da cassette e da pedaleira. Além disso, foi determinado o torque disponível na roda tracionada com essas mesmas engrenagens (mediante a equação 3.10), considerando um torque médio do ciclista de 52.5 N.m.

Tabela 11. Comparação entre as relações de transmissão máxima para as diferentes cassetes.

| Z1 | Z2 | i | T (N.m) |
|----|----|-------|---------|
| 34 | 32 | 0,941 | 45,45 |
| 34 | 36 | 1,059 | 51,15 |
| 34 | 40 | 1,176 | 56,801 |
| 34 | 42 | 1,235 | 59,651 |

Através da análise da Tabela 11, pode ser observado que para as duas primeiras relações de transmissão determinadas, o torque disponível na roda tracionada é reduzido (face ao torque aplicado pelo ciclista), contrastando com o que se sucede com as duas últimas relações de transmissão. Contudo, será selecionada a cassette 11-36T, uma vez que a relação de transmissão máxima obtida é superior à requerida ($i_{A,max} = 0,93$), para deslocar o veículo sobre inclinações de 10%. Para além disso, uma maior relação de transmissão total foi sacrificada (que neste caso, seria conseguida pela seleção da cassette 11-40T ou 11-42T), uma vez que implica uma menor diferença entre o número de dentes das engrenagens intermédias da cassette, o que proporciona ao ciclista uma transição de engrenagens mais suave e agradável, permitindo-o pedalar de forma eficiente dentro de uma gama de cadências mais limitada, o que é favorável visto que o motor humano possui uma quantidade de potência finita.

Os constituintes do sistema de transmissão selecionados a introduzir no veículo de propulsão humana encontram-se descritos na Tabela 12.

Tabela 12. Componentes do sistema de transmissão.

| | |
|-------------------------------------|------------------------------|
| Pedaleira | 50-34 T |
| Comprimento dos braços da pedaleira | 0,175 m |
| Cassete | Sram (PG-1130) 11-36 T |
| Corrente | KMC X11e |
| Desviador dianteiro | Sram x5 |
| Desviador traseiro | Sram GX 11 speed |
| Manipulo de mudanças dianteiro | Sram trigger shift GX - 2x11 |
| Manipulo de mudanças traseiro | |

Caso os componentes selecionados não sejam adequados ao tipo de ciclismo praticado, os mesmos poderiam ser alterados mediante a indicação do usuário. Os componentes alternativos incluem diferentes tipos de cassetes e pedaleiras ou até mesmo a substituição da cassete por um cubo de engrenagens internas, permitindo ao usuário uma maior capacidade de superar subidas em regiões montanhosas.

3.4.6.2.5. Análise dos componentes da transmissão

Com o objetivo de analisar a capacidade máxima do veículo em superar subidas com a engrenagem máxima e mínima dos componentes selecionados, foi desenvolvido um diagrama de tração no qual a tração disponível em cada engrenagem e a tração requerida nos vários gradientes são expressas em função da velocidade do veículo.

Inicialmente, foram selecionados os parâmetros de entrada (Tabela 13) a inserir na folha de cálculo do programa Excel da Microsoft. Considerando vários pontos característicos da curva de potência do ciclista (na qual foi considerada uma potência constante de 250W), as linhas de tração disponível foram obtidas pela determinação da velocidade ($V = \frac{\omega R}{i}$) e da força de tração disponível (equação 3.10) para as relações de transmissão máxima e mínima.

A tração requerida na roda para as várias velocidades e inclinações (representada pelas linhas de resistência ao movimento do veículo) foi determinada, utilizando a equação 3.8 e os parâmetros de entrada do veículo considerados.

Por fim, a tração disponível e a tração requerida expressas em função da velocidade do veículo foram inseridas no gráfico da Figura 74.

A partir deste gráfico pode ser analisada a velocidade máxima, a capacidade máxima de subida e o excesso de tração em cada combinação de engrenagens (Lechner & Naunheimer, 1999).

Tabela 13. Parâmetros de entrada.

| Dados do veículo | |
|--|-------------------------|
| Massa do veículo | 140 kg |
| Aceleração gravítica | 9,81 m/s ² |
| Coefficiente de resistência ao rolamento | 0,01 |
| Coefficiente de arrasto | 0,2 |
| Área frontal do veículo | 0,67 m ² |
| Densidade do ar (20°C) | 1,167 kg/m ³ |
| Raio efetivo do pneu | 0,3 m |
| Comprimento do braço da pedaleira | 0,175 m |
| Dados do motor humano | |
| Cadência mínima do ciclista | 20 rpm |
| Cadência máxima do ciclista | 120 rpm |
| Força efetiva média do ciclista | 300 N |
| Torque médio do ciclista | 52,5 N.m |
| Potência média do ciclista | 250 W |
| Dados do sistema de transmissão | |
| Relação de transmissão máxima | 1,1 |
| Relação de transmissão mínima | 0,22 |

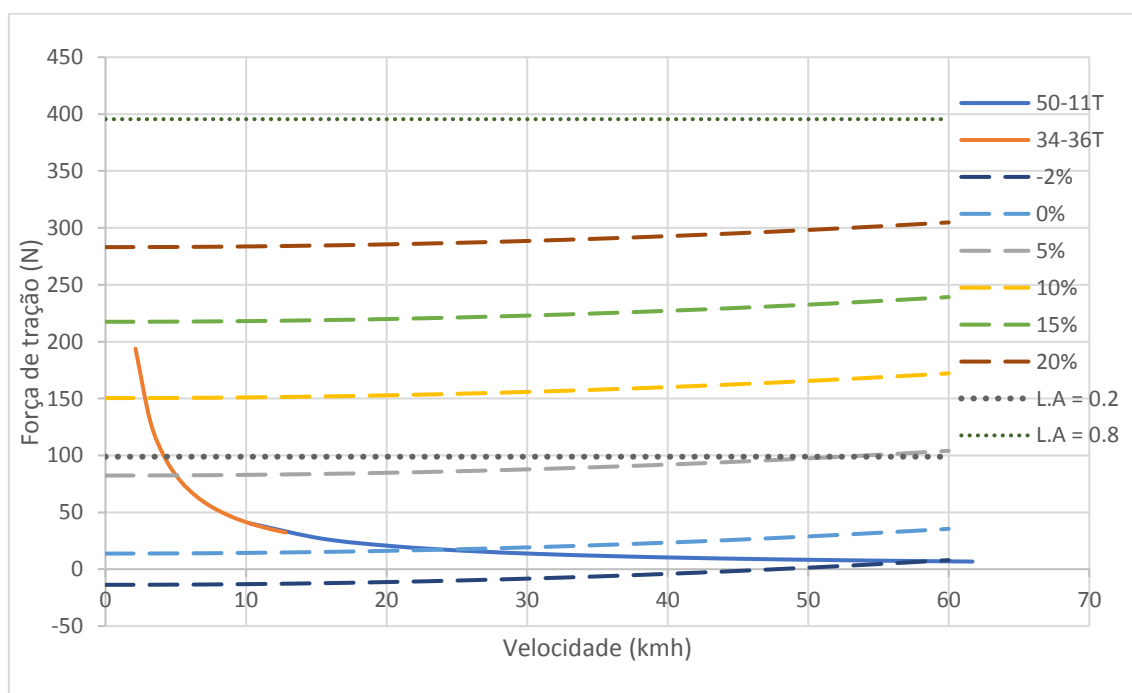


Figura 74. Representação gráfica do diagrama de tração (L.A - Limite de aderência).

Como pode ser observado, a velocidade máxima do veículo numa superfície nivelada é atingida com a relação de transmissão mínima 40 km/h. Este valor da velocidade é obtido a partir do ponto que resulta da intersecção da linha de tração disponível com a linha de

resistência ao movimento para uma inclinação de 0%. Com os componentes do sistema de transmissão selecionado é possível superar inclinações com cerca de 10% de inclinação.

No gráfico ilustrado na Figura 75, encontra-se representado o diagrama de escalonamento das relações de transmissão do conjunto selecionado. Mediante a análise do gráfico é possível verificar a relação existente entre a velocidade do veículo e a cadência do ciclista para cada relação de transmissão.

É notória a sobreposição de algumas relações de transmissão redundantes na faixa central da cassette, onde a velocidade produzida pela combinação da menor engrenagem da pedaleira com as menores engrenagens da cassette corresponde à velocidade produzida pela maior engrenagem da cassette e as maiores engrenagens da pedaleira. Estas relações redundantes, tornam o sistema de transmissão mais prático de utilizar, uma vez que não existe a necessidade ou a obrigação de o ciclista efetuar uma mudança de relações de transmissão definida ou pré-estabelecida (Cyclingtips, 2018).

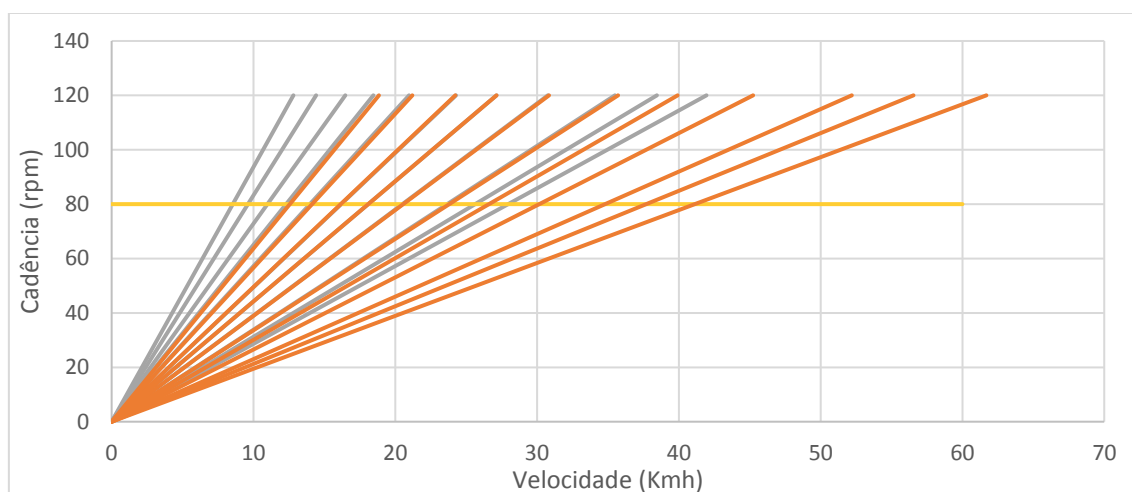


Figura 75. Representação gráfica do escalonamento das relações de transmissão: Linhas a cinza - representam as relações de transmissão obtidas com a engrenagem da pedaleira 34T; Linhas a laranja - representam as relações de transmissão obtidas com a engrenagem da pedaleira 50T. Linha amarela - representa a cadência ótima selecionada pelo ciclista.

3.4.7. Sistema de Travagem

O sistema de travagem a implementar no veículo de propulsão humana será do tipo hidráulico cujo funcionamento semelhante ao de uma bicicleta, no qual deve existir pelo menos dois sistemas de travagem independentes (BSI, 2006). Desta forma, a alavanca de travão situada à esquerda será responsável por acionar os travões das rodas do eixo dianteiro e a alavanca de travão situada à direita aciona o travão da roda tracionada do eixo traseiro (Figura. 76).

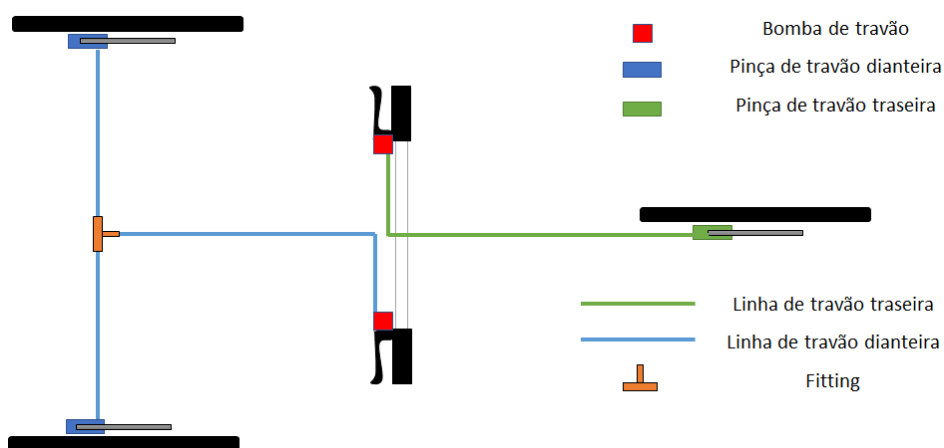


Figura 76. Sistema de travagem do veículo.

3.4.7.1. Critérios de design

O primeiro passo em qualquer processo de design é desenvolver uma lista de especificações com os requisitos de desempenho para os quais o sistema de travagem selecionado a introduzir no veículo deverá obedecer. Como o veículo projetado é legalmente classificado como um velocípede, o sistema de travagem deve obedecer aos requisitos estabelecidos na norma EN 14764:2005, representados na seguinte Tabela 14.

Tabela 14. Requisitos de dimensionamento do sistema de travagem (BSI, 2006).

| Condição | Velocidade (Km/h) | Travões utilizados | Distância de travagem |
|--------------|-------------------|--------------------------------|-----------------------|
| Piso seco | 25 | Travões dianteiros e traseiros | 7 m |
| | | Travão traseiro | 15 m |
| Piso molhado | 16 | Travões dianteiros e traseiros | 5 m |
| | | Travão traseiro | 10 m |

3.4.7.2. Produção da força de travagem

3.4.7.2.1. Sistema mecânico de transmissão de força

Geralmente, em termos de design, existem dois tipos de alavanca de travão que se distinguem pelas diferentes configurações relativamente ao posicionamento da bomba de travão, sendo este radial (bomba de travão localizada perpendicularmente ao guiador) ou inline (bomba de travão localizada grosseiramente perpendicular ao guiador), como ilustrado na Figura 77.

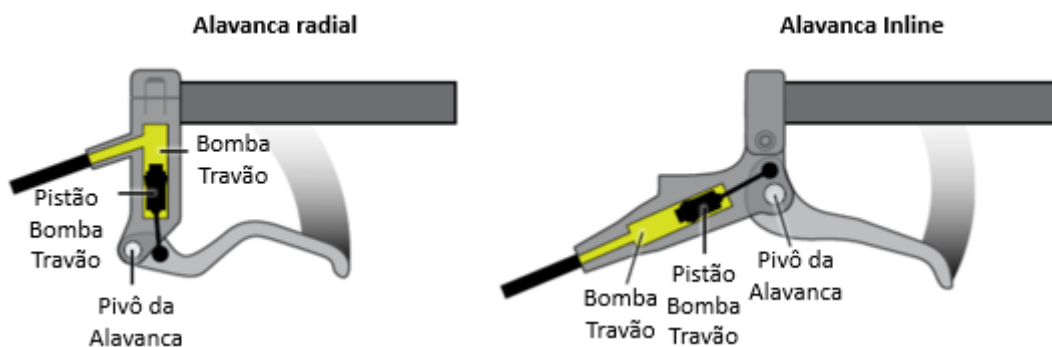


Figura 77. Alavanca de travão: (a) Configuração Radial; (b) Configuração Inline (SRAM, 2012)

A diferença entre estes dois sistemas reside essencialmente na localização do pivô da alavanca de travão (podendo este comprometer a ergonomia da alavanca de travão), uma vez que a sua distância relativamente à força aplicada pelo condutor e ao mecanismo responsável pelo movimento do pistão do cilindro mestre determinam o ganho mecânico do sistema de travagem (SRAM, 2012).

Independentemente da configuração da alavanca de travão, o sistema de travagem deve ser dimensionado para que a força exercida na alavanca de travão pelo condutor não exceda 180 N, considerando que o condutor aplica esta mesma força a uma distância de pelo menos 25 mm da extremidade da alavanca de travão (BSI, 2006).

Na Figura 78 encontra-se ilustrado o diagrama de corpo livre de uma alavanca de travão com configuração radial e as respetivas forças geradas aquando o sistema mecânico é acionado.

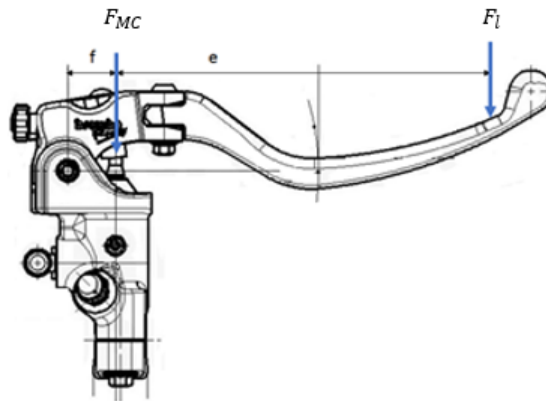


Figura 78. Alavanca de travão.

Aplicando o somatório dos momentos em relação ao ponto de fixação da alavanca de travão (pivô), obtemos:

$$\sum M_{pivô} = 0 \quad (\Rightarrow) \quad F_{MC} \cdot f = (e + f) \cdot F_l = 0 \quad (3.16)$$

Através do somatório dos momentos, o ganho do sistema mecânico de transmissão de força do eixo, G_m , é determinado pelo quociente entre a força aplicada no cilindro mestre (bomba de travão) e a força aplicada pelo ciclista na alavanca de travão F_l , traduzindo-se na seguinte expressão (Costa, 2014):

$$G_m = \frac{F_{MC}}{F_l \eta_l} = \frac{e + f}{f} \quad (3.17)$$

3.4.7.2.2. Sistema hidráulico de transmissão de força

A finalidade da utilização de um sistema hidráulico no sistema de travagem de um veículo é proporcionar um ganho hidráulico, conseguido por intermédio da seleção de pistões das pinças de travão com uma área de secção transversal superior á área de secção transversal do pistão da bomba de travão, como ilustrado na Figura 79 (SRAM, 2012).

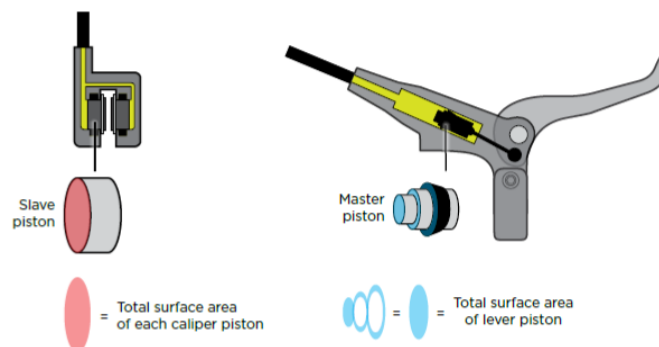


Figura 79. Ganho hidráulico do sistema de travagem (SRAM, 2012).

No momento em que o condutor aciona a alavanca de travão serão induzidos uma força e um deslocamento no pistão do cilindro mestre. Por conseguinte, devido á incompressibilidade do fluido de hidráulico, serão aplicados uma força e um deslocamento nos pistões das pinças de travão que permitem as pastilhas entrarem em contacto com o disco de travão gerando uma força de atrito no disco, resultando um torque de travagem.

Desta forma, quanto maior a área de secção transversal dos pistões da pinça de travão, maior será o deslocamento do pistão da bomba de travão (devido à necessidade de uma maior quantidade de fluido para o empurrar) e por conseguinte maior movimento da alavanca de travão.

A pressão no cilindro mestre que será igual a pressão na linha hidráulica é determinada pela seguinte expressão:

$$P_l = \frac{F_{MC}}{A_{MC}} \quad (3.18)$$

A pressão do cilindro da roda é determinada pela seguinte expressão:

$$P_{wc} = \frac{F_a}{A_{WC}} \quad (3.19)$$

A pressão no cilindro mestre (bomba de travão) será igual á pressão exercida no cilindro da roda. Desta forma, podemos obter o ganho hidráulico do eixo, Gh , pela razão entre a força aplicada no cilindro da roda e a força aplicada no cilindro mestre:

$$Gh = \frac{F_a}{F_{MC}} = \frac{A_{WC} n_s}{A_{MC}} \quad (3.20)$$

3.4.7.2.3. Fator de Travagem

O fator de travagem BF de um travão é definido pela razão entre a força de fricção total gerada no disco de travão F_d e a força aplicada sobre uma pastilha de travão F_a , traduzindo-se na seguinte equação (Limpert, 1999):

$$BF = \frac{F_d}{F_a} \quad (3.21)$$

Para sistemas de travagem hidráulicos equipados com travões de disco, $BF = 2 \mu_{pad}$.

Desta forma, a fricção total gerada no disco de travão pode ser determinada pela seguinte equação (Limpert, 1999):

$$F_d = F_a 2 \mu_{pad} \quad (3.22)$$

Onde:

μ_{pad} - Coeficiente de atrito da pastilha;

3.4.7.2.4. Momento de travagem

Na Figura 80, encontram-se representado o conjunto rotativo (pneu, jante e discos de travão) e as forças de atrito originadas quando o sistema de travagem é acionado.

A uma distância igual ao raio efetivo do disco de travão r , encontra-se aplicada a força de fricção resultante da interação existente na interface pastilhas/disco de travão. Por outro lado, a força de travagem no eixo está aplicada na interface pneu-asfalto a uma distância igual ao raio efetivo do pneu, R , sendo este definido pela distância entre o centro da roda e o asfalto quando o pneu está sobre carga (Costa, 2014).

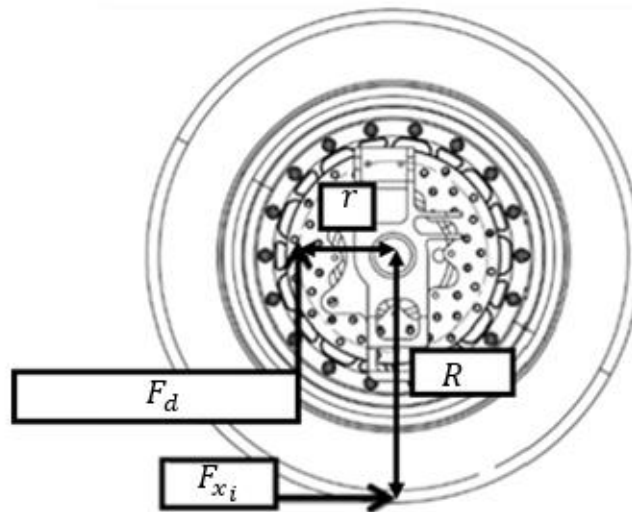


Figura 80. Forças de atrito originadas na travagem (Costa, 2014).

Negligenciando o peso do conjunto rotativo e aplicando o somatório dos momentos relativamente ao centro de rotação do pneu, vem:

$$F_{xi} \cdot R = F_d \cdot r \quad (3.23)$$

O primeiro e o segundo termo da igualdade correspondem respetivamente ao momento de travagem do pneu e ao momento de travagem do disco de travão.

A partir da equação 3.23, podemos obter a razão de raios, definida pela razão entre a força de travagem aplicada no eixo e força de fricção aplicada na interface pastilha/disco de travão nesse mesmo eixo, traduzindo-se na seguinte expressão:

$$\frac{r}{R} = \frac{F_{xi}}{F_d} \quad (3.24)$$

A Figura 81 ilustra o raio efetivo do disco de travão que é definido pela distância entre o centro da roda e o centro de pressões da pastilha de travão.

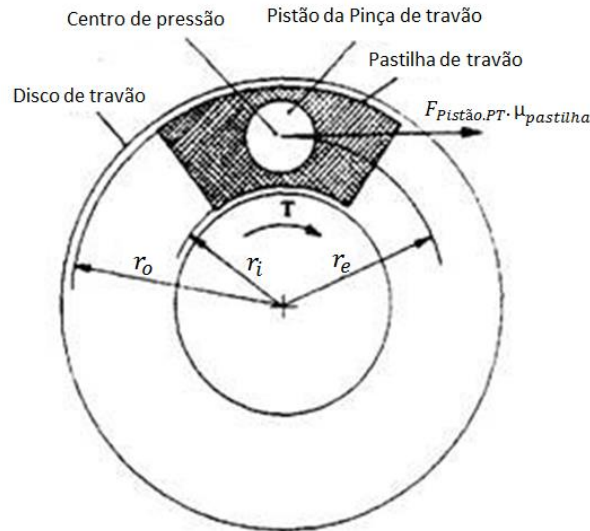


Figura 81. Raio efetivo disco de travão (Nisbett, 2008).

O radio efetivo por definição é o raio de uma pastilha de travão equivalente com espessura radial infinitesimal. Considerando a pressão entre a pastilha e o disco de travão uniforme, o raio efetivo da pastilha de travão pode ser determinado pela seguinte expressão (Nisbett, 2008):

$$r = \frac{(r_o + r_i)}{2} \quad (3.25)$$

Simplificando as equações, a força de travagem no eixo F_{xi} pode ser determinada pela seguinte equação (Rudy Limpert, 2008):

$$F_{xi} = n_B (p_l - p_0) A_{wc} \eta_C BF \left(\frac{r}{R} \right) \quad (3.26)$$

Onde:

n_B - N° de rodas a travar;

p_l - Pressão na linha hidráulica;

p_0 - Pressão na *pushroad*;

A_{wc} - Área do cilindro da roda;

η_C - Eficiência do cilindro da roda;

BF - Fator de travagem.

3.4.7.3. Dinâmica de travagem do veículo

3.4.7.3.1. Estimativa do centro de gravidade e distribuição do peso do veículo

O posicionamento do centro de gravidade detém uma influência considerável no comportamento dinâmico de um veículo. Considerando o veículo simétrico em relação ao plano perpendicular aos eixos, o centro de gravidade pode ser determinado com uma precisão razoável, através da determinação da massa e localização dos componentes individuais de maiores dimensões que constituem o veículo. O posicionamento longitudinal do centro de gravidade pode ser determinado pela seguinte equação (Puhn, 1985):

$$L_F = \frac{(W \cdot X)_{total}}{W_{total}} \quad (3.27)$$

Quando o centro de gravidade do veículo está localizado mais próximo do eixo dianteiro torna-se mais difícil de ocorrer o fenómeno “**wheeling**”, definido como o levantamento da roda da frente do veículo resultante da aceleração do mesmo. Neste caso, existe maior facilidade na transferência de potência entre o pneu e o asfalto devido a um maior peso sobre o eixo dianteiro o que possibilita a tendência de ocorrer o escorregamento lateral da roda traseira no momento em que o veículo descreve uma curva, sendo esta ocorrência denominada por sobreviragem do veículo. Por outro lado, quando a posição longitudinal do centro de gravidade do veículo está localizada mais próxima do eixo traseiro, a capacidade de travagem do veículo é melhorada e é reduzida a tendência do “**forward flip over**” (fenómeno descrito pelo levantamento da roda traseira) aquando de uma travagem realizada apenas pelo travão da roda da frente (Cossalter, 2006).

A altura do centro de gravidade desempenha também um papel importante durante as fases de aceleração e travagem do veículo, podendo ser determinada de acordo com a seguinte equação (Puhn, 1985):

$$h = \frac{(W \cdot Y)_{total}}{W_{total}} \quad (3.28)$$

Um elevado centro de gravidade, permite a ocorrência de uma maior transferência de peso do eixo dianteiro para o eixo traseiro durante a fase de aceleração do veículo, o que possibilita uma maior força de propulsão entre o pneu e o asfalto devido a um maior peso no eixo traseiro. No entanto, um menor peso no eixo dianteiro torna mais provável a ocorrência do fenómeno **wheeling**. Por outro lado, durante a fase da travagem, irá ocorrer uma maior transferência de peso do eixo traseiro para o eixo dianteiro e por conseguinte a capacidade de travagem é melhorada, mas em contrapartida torna mais provável a ocorrência do **forward flip-**

over. A altura do centro de gravidade está também dependente do coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto, ou seja, está dependente da utilidade a que se destina o veículo (veículos off-road ou veículos on-road). Em pavimentos molhados onde o coeficiente de atrito apresenta um baixo valor é favorável ao veículo possuir um elevado centro de gravidade com o intuito de melhorar as suas capacidades de aceleração e travagem. Por outro lado, pavimentos com um elevado coeficiente de atrito é favorável ao veículo possuir um baixo centro de gravidade por de forma a evitar a ocorrência dos fenómenos wheeling e forward flip-over.

Contudo é necessário um compromisso na seleção da altura e da posição longitudinal do centro de gravidade, tendo em consideração a utilidade e a potência do veículo a projetar.

Tabela 15. Parâmetros do veículo

| Especificações do veículo | Sem carga | Peso total bruto |
|--|-----------|------------------|
| Massa total do veículo expectável | 90 kg | 140 kg |
| LF - Distância entre o eixo dianteiro o centro de gravidade (CG) | 1 m | 1.1 m |
| LR - Distância entre o eixo traseiro e o CG | 0.8 m | 0.7 m |
| h - Altura do CG | 0.55 m | 0.55 m |
| Distância entre eixos | 1.8 m | |

Uma vez conhecida a localização do centro de gravidade do veículo, a distribuição de peso no eixo dianteiro e traseiro em condições estáticas pode ser determinada por intermédio do somatório dos momentos relativamente a esses mesmos eixos.

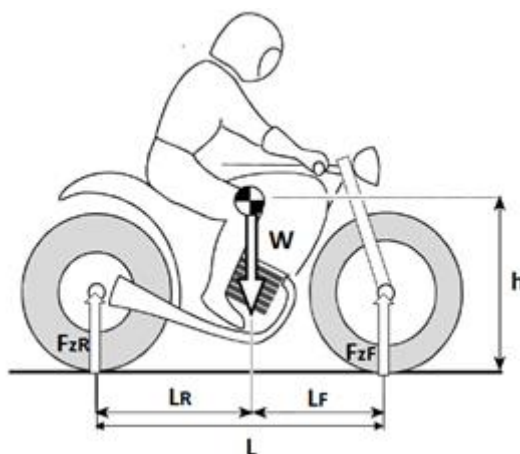


Figura 82. Forças normais estáticas nos eixos (Cossalter, 2006).

Aplicando o somatório dos momentos em relação ao ponto de contato entre o pneu do eixo dianteiro e o asfalto, obtemos a força normal estática no eixo traseiro F_{zR} (Limpert, 1999):

$$\sum M_F = 0 (=) - W \cdot L_F + F_{zR} \cdot L = 0 (=)$$

$$F_{zR} = \frac{L_F W}{L} = \psi W \quad (3.29)$$

Analogamente, aplicando o somatório dos momentos em relação ao ponto de contato entre o pneu do eixo traseiro e o asfalto, obtemos a força normal estática no eixo dianteiro F_{zF} (Limpert, 1999):

$$\begin{aligned} \sum M_R = 0 \quad (\Rightarrow) \quad W \cdot L_R - F_{zF} \cdot L &= 0 \quad (\Rightarrow) \\ F_{zF} = \frac{L_R W}{L} = (1 - \psi)W \quad (3.30) \end{aligned}$$

3.4.7.3.2. Forças dinâmicas no eixo

Quando o sistema de travagem é acionado com o objetivo de desacelerar ou imobilizar um determinado veículo, uma força de inércia inerente ao movimento é gerada e aplicada no centro de massa do veículo, desenvolvendo um momento responsável pela alteração das forças normais aplicadas nas superfícies dos pneus (Costa, 2014). Por de forma a analisar esta ocorrência dinâmica, considerou-se um veículo a circular numa estrada plana com uma velocidade V , no qual o sistema de travagem é acionado provocando uma desaceleração a , como ilustrado na Figura 83.

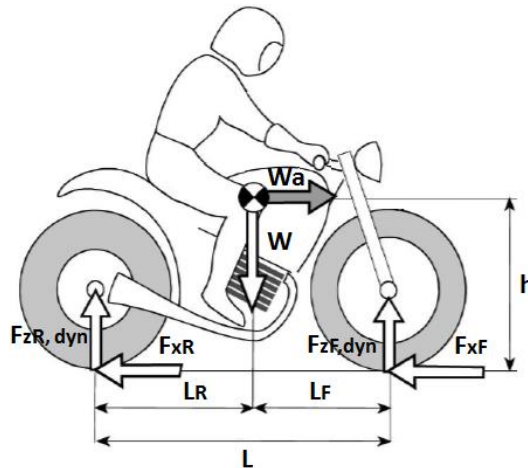


Figura 83. Forças que atuam no veículo em desaceleração (Cossalter, 2006).

Aplicando o somatório dos momentos em relação ao ponto de contato entre os pneus do eixo dianteiro e o asfalto, obtemos a força dinâmica no eixo traseiro $F_{zR,dyn}$ (Limpert, 1999):

$$\begin{aligned} \sum M_F = 0 \quad (\Rightarrow) \quad -Wah + WL_F - F_{zR,dyn} \cdot L &= 0 \quad (\Rightarrow) \\ F_{zR,dyn} = [\psi - \chi a]W \quad (3.31) \end{aligned}$$

De forma análoga, aplicando o somatório dos momentos em relação ao ponto de contato entre o pneu do eixo traseiro e o asfalto, obtemos a força dinâmica no eixo dianteiro $F_{zF,dyn}$ (Limpert, 1999):

$$\sum M_R = 0 (=) - Wah - WL_R + F_{zF,dyn} \cdot L = 0 (=)$$

$$F_{zF,dyn} = [1 - \psi + \chi a]W \quad (3.32)$$

Onde:

$$a = \frac{F_{x,total}}{W} = \text{desaceleração, g.}$$

$$F_{x,total} = \text{Força de travagem total, N;}$$

$$F_{zR} = \text{Força estática no eixo traseiro, N;}$$

$$W = \text{peso do veículo, N;}$$

$$\psi = \frac{F_{zR}}{W};$$

$$\chi = \frac{h}{L};$$

O segundo termo destas mesmas equações χaW denominado por transferência de peso, indica a ocorrência da transferência de peso do eixo traseiro para o eixo dianteiro durante a desaceleração do veículo, sendo este acontecimento notório por parte do condutor pela compressão extra da suspensão dianteira (Rudy Limpert, 2008).

A magnitude da transferência de peso encontra-se não só relacionada com a desaceleração, mas também dependente de dois parâmetros de design do veículo, da altura do centro de gravidade e da distância entre os eixos, ou seja, χ .

As equações 3.31 e 3.32 apresentam um comportamento linear relativamente á desaceleração do veículo (Limpert, 1999). Tal comportamento é ilustrado no gráfico da Figura 84, na qual estão representadas as forças normais dinâmicas do veículo projetado para as diferentes condições de carregamento.

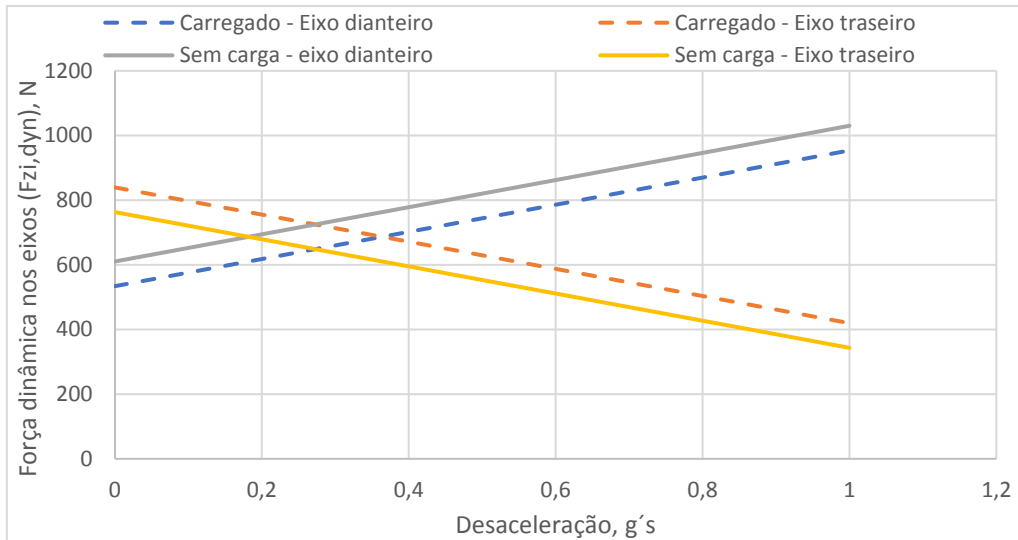


Figura 84. Diagrama representativo da força normal dinâmica no eixo dianteiro e traseiro

3.4.7.3.3. Coeficiente de tração

No momento em que o condutor aciona o sistema de travagem do veículo, o torque gerado nos travões do eixo dianteiro ou no eixo traseiro originam forças de travagem entre os pneus e a estrada. A razão entre a força de travagem no eixo e a força dinâmica aplicada nesse mesmo eixo é definida como coeficiente de tração μ_{Ti} (Rudy Limpert, 2008).

$$\mu_{Ti} = \frac{F_{xi}}{F_{zi,dyn}} \quad (3.33)$$

Onde:

F_{xi} = Força de travagem no eixo, N;

$F_{zi,dyn}$ = Força dinâmica no eixo, N;

i = Designação do eixo dianteiro (F) ou traseiro (R).

O coeficiente de tração representa o nível de atrito entre o pneu-estrada requerido para prevenir o bloqueio da roda e geralmente apresenta diferentes valores para o eixo dianteiro e traseiro. Sempre que o coeficiente de tração iguala o coeficiente de atrito entre pneu-estrada a roda irá bloquear (Limpert, 1999).

3.4.7.3.4. Forças de travagem dinâmica

Substituindo as equações 3.31 e 3.32 na equação 3.33, obtemos a força de travagem no eixo traseiro F_{xR} e no eixo dianteiro F_{xF} pelas equações 3.34 e 3.35, respetivamente (Limpert, 1999):

$$F_{xR} = [\psi - \chi a] W \mu_{TR} \quad (3.34)$$

$$F_{xF} = [1 - \psi + \chi a]W\mu_{TF} \quad (3.35)$$

Onde:

μ_{TR} - Coeficiente de tração traseiro.

μ_{TF} - Coeficiente de tração dianteiro;

A definição do coeficiente de tração e do coeficiente de atrito entre pneu-estrada não devem ser confundidas. O coeficiente de atrito entre pneu-estrada indica a capacidade que a superfície da estrada possui em permitir que seja produzida tração a um determinado pneu e, portanto, é um número fixo. Sempre que o valor do coeficiente de tração for inferior ao coeficiente de atrito entre pneu-estrada ($\mu_T < \mu$), um pneu com o travão acionado irá continuar a rodar. Caso contrário, a roda irá bloquear.

No momento inicial do bloqueio, o coeficiente de tração será igual ao coeficiente de atrito ($\mu_T = \mu$), uma vez que o pneu travado utiliza todo o atrito que a superfície da estrada disponibiliza, sendo esta denominada a condição limite de tração.

Nestas condições, a desaceleração máxima do veículo será conseguida, se as rodas dos eixos bloquearem simultaneamente, ou seja, se os coeficientes de tração dos eixos forem iguais ($\mu_{TF} = \mu_{TR}$) e se estes forem iguais á desaceleração do veículo. Será apenas nestas condições que ambos os eixos produzem a máxima força de travagem (Limpert, 1999).

3.4.7.3.5. Força de travagem ótima

A força de travagem ótima é geralmente definida em termos de maximizar a desaceleração do veículo com as rodas desbloqueadas. Desta forma, a máxima desaceleração do veículo será obtida, quando os coeficientes dos eixos forem iguais quando todo o atrito que a superfície da estrada disponibiliza é utilizado pelos pneus travados. Assim, a condição ótima de travagem é definida por (Limpert, 1999):

$$\mu_{TF} = \mu_{TR} = \mu_F = \mu_R = a \quad (3.36)$$

Substituindo os termos do coeficiente de tração das equações 3.34 e 3.35 pela desaceleração do veículo (utilizando a equação 3.36), obtemos as forças de travagem ótima para o eixo traseiro $F_{xR,opt}$ e dianteiro $F_{xF,opt}$, respetivamente (Limpert, 1999):

$$F_{xR,opt} = [\psi - \chi a]aW \quad (3.37)$$

$$F_{xF,opt} = [1 - \psi + \chi a]aW \quad (3.38)$$

Estas equações relevam a existência de uma relação quadrática relativamente à desaceleração do veículo, cuja representação gráfica corresponde a uma parábola como as ilustradas na Figura 85 para os diferentes carregamentos (mínimos e máximos) expectáveis sobre o veículo.

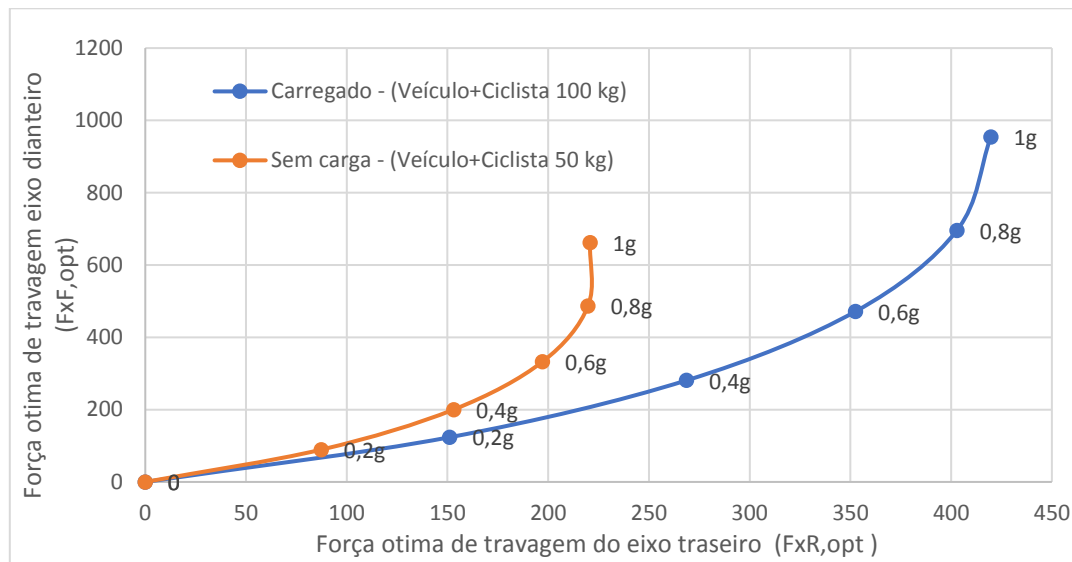


Figura 85. Força de travagem ótica do eixo dianteiro e traseiro.

As equações 3.37 e 3.38 podem ainda ser simplificadas pela divisão entre a força de travagem ótica e o peso do veículo, obtendo desta forma a força de travagem ótica normalizada para o eixo traseiro $\frac{F_{xR,opt}}{W}$ e para o eixo dianteiro $\frac{F_{xF,opt}}{W}$, respetivamente (Limpert, 1999). A representação gráfica da força de travagem normalizada para a condição do veículo carregado, encontra-se ilustradas no gráfico da Figura 86.

Analisando o gráfico, é possível obter o valor da travagem ótica para cada eixo do veículo, em função da aceleração que lhe é imposta. A curva de travagem ótica localizada no primeiro quadrante representa o processo de travagem e o terceiro quadrante representa o processo de aceleração do veículo.

O diagrama das forças ótimas de travagem/aceleração é utilizado para desenvolver métodos úteis de compreensão e de projeto, com o objetivo de fazer corresponder as forças de travagem ótica e as forças de travagem atuais ao propósito do dimensionamento do sistema de travagem.

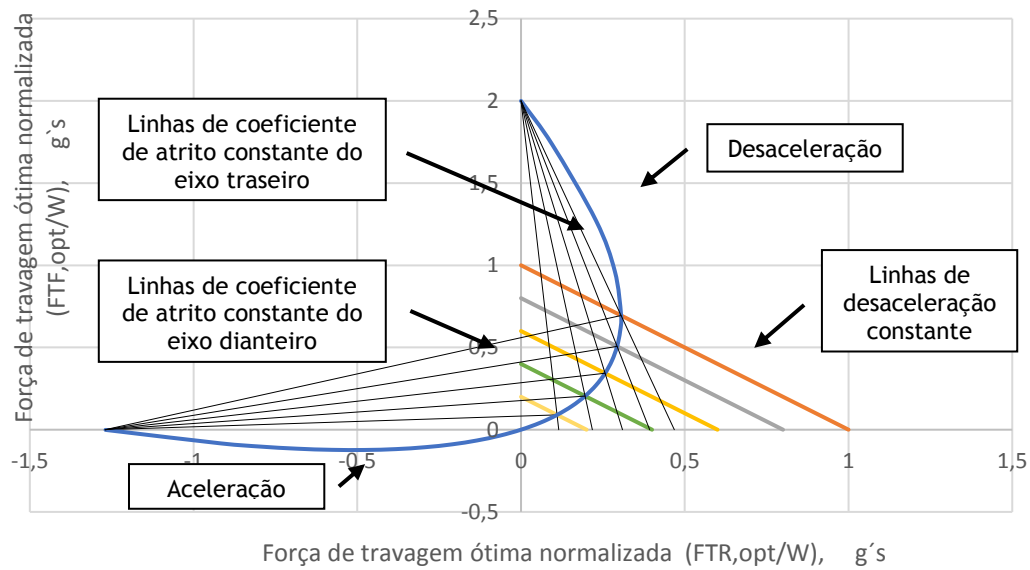


Figura 86. Representação gráfica da força ótimas de travagem/aceleração.

Qualquer ponto das curvas da travagem ótima representam uma condição ótima de travagem, isto é, a condição na qual o coeficiente de atrito pneu-estrada para o eixo traseiro e dianteiro iguala a desaceleração do veículo.

As curvas da travagem ótima intersectam as linhas de constante desaceleração, formadas por ângulos de 45 graus devido à segunda lei de newton $\frac{F_{xF,opt}}{W} + \frac{F_{xR,opt}}{W} = a$.

As equações revelam que as forças ótimas de travagem são apenas função do veículo e das características de carregamento, ou seja, ψ , χ e da desaceleração a . Não são uma função dos componentes do sistema de travagem instalados no veículo.

3.4.7.4. Performance do sistema de travagem

Para facilitar os cálculos necessários para prever o desempenho do sistema de travagem e simplificar o processo de seleção dos componentes foi desenvolvido um software de cálculo com base no programa Excel da Microsoft. Este software de cálculo permite a obtenção dos parâmetros de funcionamento dos componentes do sistema de travagem, sendo necessário previamente a introdução dos parâmetros do sistema de travagem e as características do veículo em questão.

O processo de cálculo segue os seguintes passos:

1. Entrada:
 - Dados e especificações do veículo;
 - Dados do sistema de travagem;
 - Condições de travagem;
2. Definição dos requisitos mínimos do sistema de travagem;
3. Cálculos:
 - Determinação das forças estáticas nos eixos;
 - Determinação das forças dinâmicas nos eixos;
 - Determinação da força de travagem ótima nos eixos;
4. Análise da performance:
 - Análise do volume de fluido;
 - Eficiência de travagem;
 - Análise da distância de paragem;

Tabela 16. Parâmetros do sistema de travagem

| Componentes do sistema de travagem | | EIXO | |
|------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | | DIANTEIRO | TRASEIRO |
| Disco de travão | | | |
| D_0 | Diâmetro externo disco de travão | 203 mm | 180 mm |
| D_i | Diâmetro interno do disco de travão | 187 mm | 164 mm |
| r | Raio efetivo do disco | 97,5mm | 86 mm |
| Pinça e pastilhas de travão | | | |
| D_{wc} | Diâmetro do pistão | 22 mm | 22 mm |
| A_{wc} | Área do cilindro da roda | 380,133 mm ² | 380,133 mm ² |
| n_s | Nº de pastilhas de travão no eixo | 4 | 2 |
| η_c | Eficiência do cilindro da roda | 0,96 | 0,96 |
| μ_{pad} | Coefficiente de atrito da pastilha | 0,4 | 0,4 |
| BF | Fator de travagem | 0,8 | 0,8 |
| Cilindro mestre | | | |
| D_{mc} | Diâmetro do pistão | 14 mm | 10 mm |
| A_{mc} | Área do pistão | 153,938 mm ² | 86,59 mm ² |
| G_m | Ganho mecânico | 6 | 6 |
| η_l | Eficiência da alavanca | 0,8 | 0,8 |

3.4.7.4.1. Análise da eficácia de travagem

Com o objetivo de determinar a desacelerações máximas do veículo com as rodas desbloqueadas, quando o mesmo circula em uma estrada com o coeficiente de atrito pneu-estrada de 0.8 (pavimento seco) e 0.4 (pavimento molhado) e é acionado apenas os travões do eixo dianteiro, traseiro e com ambos os travões acionados.

A desaceleração do veículo gerada apenas pelo acionamento dos travões dianteiros é determinada mediante a segunda lei de Newton e a equação 3.35, sendo que o coeficiente de tração é igual ao coeficiente de atrito entre o pneu-estrada, uma vez que os travões das rodas dianteiras estão prestes a bloquear $\mu_{TF} = \mu_F$ (Limpert, 1999):

$$F_{xF} = [(1 - \psi) + \chi a] W \mu_F = W a$$

Resolvendo a equação para a desaceleração:

$$a_F = \frac{(1 - \psi) \mu_F}{1 - \chi \mu_F} \quad (3.39)$$

Analogamente, uma equação semelhante pode ser derivada para a desaceleração do veículo apenas com o acionamento do travão traseiro:

$$a_R = \frac{\psi \mu_R}{1 + \chi \mu_R} \quad (3.40)$$

Na Figura 87 encontra-se ilustrado o gráfico das forças de travagem e as respetivas desacelerações máximas pelo acionamento individual dos travões dianteiros a_F e traseiros a_R . As desacelerações no eixo dianteiro e traseiro foram determinadas respetivamente pelas equações 3.39 e 3.40, para os valores do coeficiente de atrito entre pneus-estrada 0.4 e 0.8. Estas mesmas equações, foram utilizadas juntamente com os pontos da curva ótima, para desenhar as linhas do coeficiente de atrito constantes entre pneu-estrada.

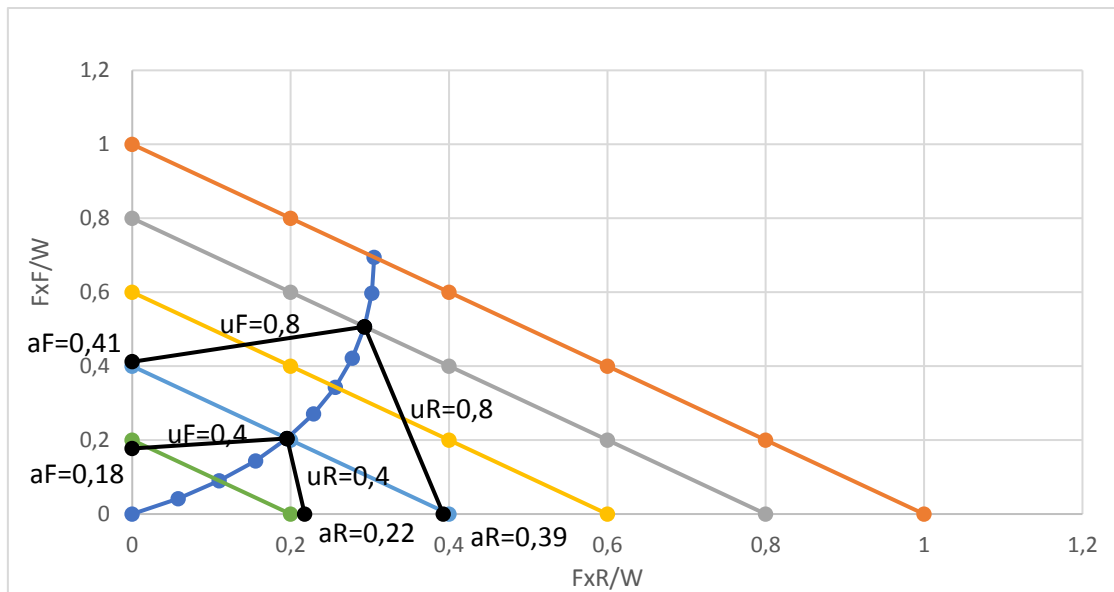


Figura 87. Representação gráfica da desaceleração máxima do veículo.

Analisando o gráfico, podemos observar que no momento em que o condutor aciona apenas os travões do eixo dianteiro numa estrada com o coeficiente de atrito de 0.4, o ponto operacional de travagem (BOP - Brake Operating Point) desloca-se a partir da origem do referencial e move-se ao longo do eixo F_{xF}/W até atingir a linha do coeficiente de atrito entre pneu dianteiro-estrada constante $\mu_F = 0.4$, permitindo ao veículo uma desaceleração máxima de 0.18g. Caso o coeficiente de atrito fosse 0.8, o BOP continuaria a deslocar-se ao longo do eixo F_{xF}/W até atingir a linha de coeficiente de atrito constante $\mu_F = 0.8$, permitindo assim uma desaceleração máxima de 0.41g.

Por outro lado, no momento em que o condutor aciona apenas o travão do eixo traseiro numa estrada que possua um coeficiente de atrito 0.4, o BOP desloca-se a partir da origem do referencial e move-se longo do eixo F_{xR}/W até atingir a linha do coeficiente de atrito entre pneu traseiro-estrada constante $\mu_R = 0.4$, permitindo ao veículo uma desaceleração máxima de 0.22g. Caso o coeficiente de atrito entre o pneu-estrada fosse de 0.8, o BOP continuaria a deslocar-se ao longo do eixo F_{xR}/W até atingir a linha de coeficiente de atrito constante $\mu_R = 0.8$, permitindo assim uma desaceleração máxima de 0.39g.

Contudo, quando o condutor aciona simultaneamente os travões dianteiros e traseiros, o BOP atual será uma função direta da força aplicada em cada alavanca de travão (Rudy Limpert, 2008).

No entanto, a desaceleração máxima do veículo com ambos os travões acionados será igual ao coeficiente de atrito entre pneu-estrada, ou seja, 0.4 g e 0.8 g.

3.4.7.4.2. Análise da distância de paragem

A distância de paragem é definida como a distância percorrida pelo veículo, desde o instante em que o condutor tem a perceção de um determinado estímulo até ao momento em que o veículo é imobilizado (Oliveira R. , 2018). A distância de paragem S_p é definida pelo somatório entre a distância de reação S_r e a distância de travagem S_t , traduzindo-se na seguinte expressão (Limpert, 1999):

$$S_p = V \cdot t + \frac{V^2}{2ga} , m \quad (3.41)$$

Onde:

- a - Desaceleração do veículo, g 's;
- g - Aceleração gravítica, m/s^2 ;
- t - Tempo de reação do condutor, s.

A distância de paragem depende fortemente do tempo de reação do condutor cujos típicos valores variam de 0.75 a 1.5 segundos (Limpert, 1999). O tempo de reação do condutor compreende o intervalo de tempo entre o instante da perceção do estímulo externo até ao momento em que aciona a alavanca de travão (Oliveira R. , 2018).

Com o objetivo de determinar a distância de paragem mínima, considerou-se dois casos de estudo:

1. O veículo circula a uma velocidade de 25 km/h numa estrada com um coeficiente de atrito $\mu = 0.8$;
2. O veículo circula a uma velocidade de 16 km/h numa estrada com um coeficiente de atrito $\mu = 0.4$.

Para ambos os casos, foi assumido um tempo de reação do condutor de 0 e 1.5 segundos, de forma a verificar a influência do tempo de reação do condutor na distância de paragem do veículo. Os valores da desaceleração máxima dos pontos ilustrados na Figura 87 foram utilizados na equação (3.41) para determinar a distância mínima de paragem do veículo, quando os travões do eixo dianteiro e traseiro são aplicados individualmente e em conjunto (Tabela 17).

Tabela 17. Distância mínima de travagem e paragem.

| Coefficiente de atrito pneu-estrada | Travões acionados | Velocidade | Distância de travagem | Distância de paragem (t=1.5s) |
|-------------------------------------|-------------------|------------|-----------------------|-------------------------------|
| $\mu = 0.8$ | Travão dianteiro | 25 km/h | 5,97 m | 16,39 m |
| | Travão traseiro | | 6,26 m | 16,67 m |
| | Ambos os travões | | 3,07 m | 13,49 m |
| $\mu = 0.4$ | Travão dianteiro | 16 km/h | 5,68 m | 12,35 m |
| | Travão traseiro | | 4,62 m | 11,29 m |
| | Ambos os travões | | 2,52 m | 9,18 m |

Analisando os dados da Tabela 17, pode ser verificado que os valores da distância de travagem determinados são inferiores aos valores estabelecidos como requisitos do sistema de travagem de um velocípede (Tabela 14). É de referir, que o tempo de reação do condutor influencia fortemente a distância de paragem, sendo este acontecimento notório para ambos os ensaios, uma vez que para o ensaio à velocidade de 25km/h a distância de paragem aumentou cerca de 64% e para o ensaio de velocidade de 16 km/h cerca de 54%.

3.4.7.4.3. Análise da pressão na linha hidráulica

No sentido de analisar a pressão originada nas linhas hidráulicas nos eixos, foi elaborado o gráfico ilustrado na Figura 88, substituindo os valores das forças de travagem ótimas ilustradas no gráfico da Figura 85 para a condição do veículo carregado, na seguinte equação:

$$p_l = \frac{F_{xi} R}{n_B A_{WC} \eta_C BF r} \quad (3.42)$$

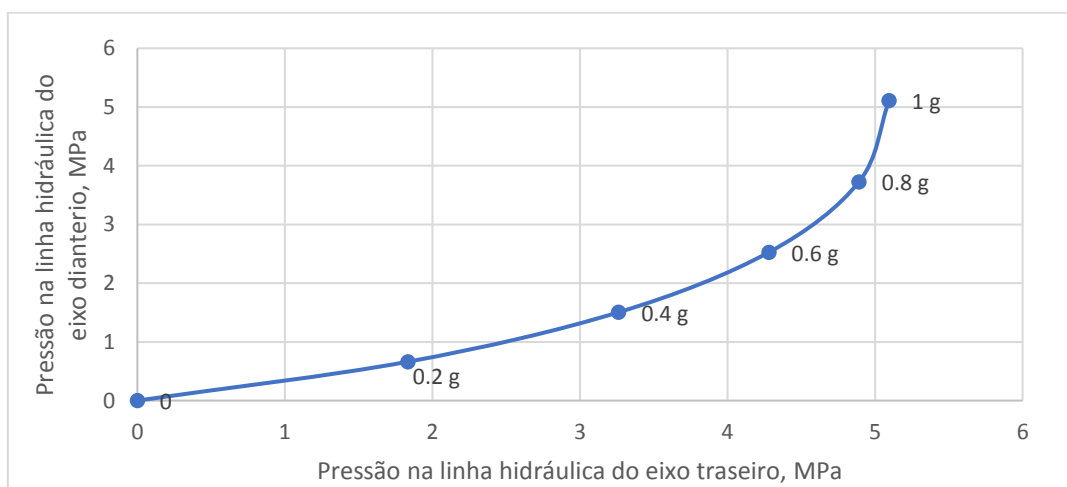


Figura 88. Representação gráfica da pressão na linha hidráulica do eixo dianteiro e traseiro.

Mediante a análise do gráfico, a pressão requerida nas linhas hidráulica para proporcionar ao veículo uma desaceleração teórica de 1g, será cerca de 5 MPa ou 725 PSI. Desta forma, os componentes do sistema hidráulico devem ser capazes de suportar pressões superiores às pressões operacionais determinadas.

3.4.7.4.4. Análise da força aplicada nas alavancas de travão

O sistema de travagem deve ser dimensionado para que a força máxima aplicada nas alavancas de travão seja inferior a 180 N, quando é atingida uma desaceleração teórica de 1 g no momento em que o veículo se encontra carregado com o peso bruto total. No sentido de analisar a força aplicada nas alavancas de travão foi elaborado o gráfico ilustrado na Figura 98.

Os valores obtidos da pressão na linha hidráulica do eixo dianteiro e traseiro para o veículo carregado, ilustrados no gráfico da Figura 88, foram utilizados na equação (3.43) para determinar as forças aplicadas na alavanca em função da desaceleração ótima do veículo.

$$F_p = \frac{p_l A_{MC}}{G_m n_l} \quad (3.43)$$

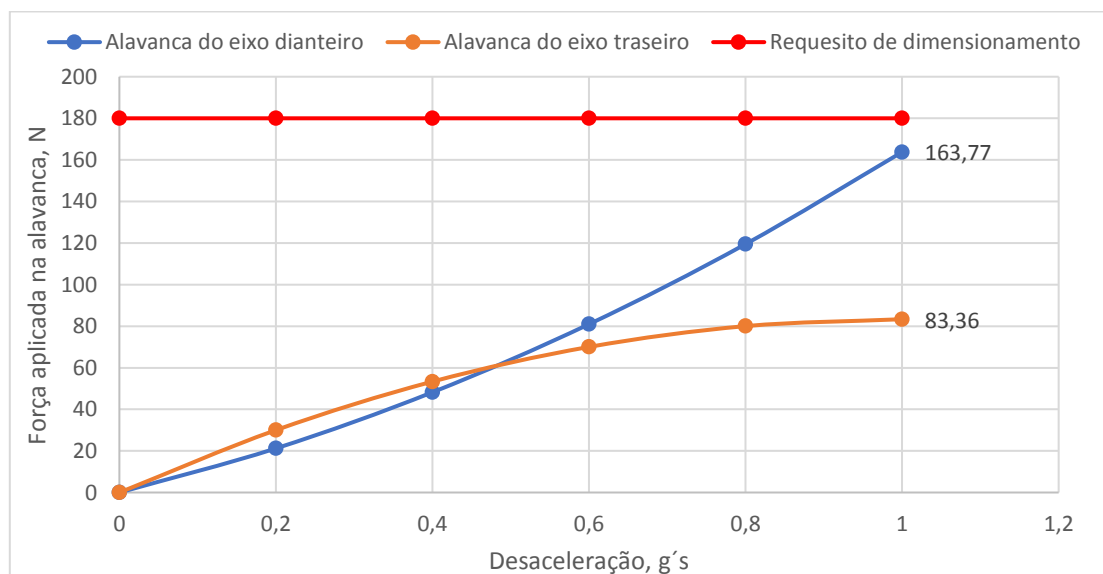


Figura 89. Representação gráfica da força aplicada nas alavancas de travão em função da desaceleração do veículo.

Como pode ser verificado, para proporcionar ao veículo uma desaceleração teórica de 1 g, será necessário aplicar na alavanca do eixo dianteiro e traseiro uma força de 163.77 N e 83.36 N, respetivamente. Tais valores, encontram-se abaixo do limiar da condição limite de dimensionamento para a força requerida na alavanca de travão (180N).

3.4.7.4.5. Análise do volume de fluido

O propósito desta análise prende-se em determinar o volume mínimo de fluido hidráulico gerado pelo cilindro mestre, para que todos os componentes do sistema de travagem que utilizam esse mesmo fluido possam funcionar de forma correta e para que o deslocamento da alavanca de travão não seja de tal forma excessivo que possa comprometer a segurança do sistema de travagem. Devido há incompressibilidade do fluido hidráulico, o volume de fluido deslocado pelo pistão do cilindro mestre será igual ao volume de fluido utilizado no deslocamento dos pistões da pinça de travão para pressionar as pastilhas contra os discos de travão. Assim, desprezando qualquer expansão das linhas hidráulica ou deformação na pinça de travão, o volume de fluido deslocado pelo cilindro mestre V_{MC} pode ser determinado pela seguinte equação (Limpert, 1999):

$$V_{MC} = A_{MC} X = n_s A_{wc} d \quad (3.44)$$

Onde:

A_{MC} - Área da secção do pistão do cilindro mestre, mm²;

X - Deslocamento do pistão do cilindro mestre, mm;

n_s - Número de pastilhas de travão;

A_{wc} - Área do cilindro da roda, mm²;

d - Deslocamento do cilindro da roda = Deslocamento da pastilha de travão, mm.

Nota: O termo cilindro da roda, refere-se ao (s) pistão (s) localizados em uma metade da pinça de travão;

No sentido de dar início à análise do volume de fluido, é importante conhecer ou determinar previamente o deslocamento mínimo requerido para que a pastilha entre em contacto com o disco de travão. O valor do deslocamento mínimo foi considerado 0,4 mm (BIKERUMOR, 2018). Seguidamente, o volume de fluido mínimo requerido gerado pelo cilindro mestre do eixo dianteiro e traseiro para que permita esse mesmo deslocamento das pastilhas foi determinado, utilizando a equação 3.44.

A geração do volume de fluido está dependente do deslocamento do cilindro mestre, e este por sua vez, encontra-se dependente do ganho mecânico e do deslocamento da alavanca de travão d_l .

$$G_m = \frac{d_l}{X}$$

O deslocamento mínimo da alavanca de travão requerido para provocar o deslocamento do pistão do cilindro mestre e, por conseguinte, gerar o volume de fluido mínimo requerido para provocar o deslocamento da pastilha de travão, foi determinado para as alavancas de

travão do eixo dianteiro e traseiro. Os valores determinados referentes à análise de volume de fluido encontram-se referidos na Tabela 18.

Tabela 18. Análise do volume de fluido.

| Parâmetros | Eixo Dianteiro | Eixo Traseiro |
|------------|------------------------|-----------------------|
| d | 0,4 mm | 0,4 mm |
| V_{MC} | 608,21 mm ³ | 304,1 mm ³ |
| X | 3,95 mm | 3,87 mm |
| d_l | 23,7 mm | 23,22 mm |

Assim, para que as pastilhas de travão do eixo dianteiro e traseiro entrem em contacto com o disco de travão, as respetivas alavancas de travão devem ser deslocadas cerca de 24 mm, representando este valor um deslocamento aceitável (Figura. 90a) face à distância entre a alavanca e o guiador.

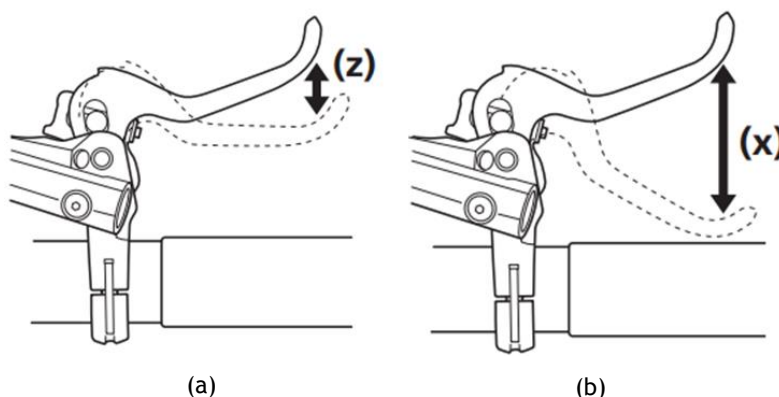


Figura 90. Deslocamento da alavanca de travão: (a) - Deslocamento adequado (Z); (b) - Deslocamento excessivo (X).

Caso o deslocamento total da alavanca seja excessivo (Figura. 90b), a alavanca irá atingir o punho do guiador sem que as pastilhas entrem em contacto com o disco de travão o que dificulta a geração de pressão na linha hidráulica e, por conseguinte, a perda total da eficácia do sistema de travagem (Limpert, 1999).

3.4.7.5. Seleção dos componentes do sistema de travagem

3.4.7.5.1. Discos de travão

Os discos de travão que possuem um maior diâmetro fornecem uma maior potência de travagem e otimizam a dissipação do calor pelo aumento da área superficial. Por outro lado, os discos com maior diâmetro possuem uma maior massa e geralmente a sua utilização em veículos de propulsão humana não é desejada pelos ciclistas, optando preferencialmente pela utilização de pequenos discos de travão. No entanto, estes podem não fornecer a capacidade de travagem adequada e por essa razão existe a necessidade de introduzir uma maior força na alavanca de travão o que pode causar o sobreaquecimento do sistema de travagem e, por conseguinte, a redução de eficácia do mesmo. Contudo, a seleção do diâmetro dos discos de travão é um aspeto importante e crítico na segurança do sistema de travagem.

Posto isto, foram selecionados três discos de travão da marca Magura - Storm HC (Figura. 91) com uma espessura de 2mm, dos quais: dois discos de travão com diâmetro externo de 203 mm equipam as rodas do eixo dianteiro e um disco de travão com um diâmetro externo de 180 mm equipa a roda tracionada do eixo traseiro.



Figura 91. Disco de travão Magura Storm HC - 203/180 mm (MAGURA, 2018).

Os discos, as pinças e as alavancas de travão foram selecionados como um conjunto (produzidos pelo mesmo fabricante), por de forma a evitar a existência de problemas dimensionais e de compatibilidade entre os diferentes componentes do sistema de travagem.

3.4.7.5.2. Pinças e pastilhas de travão

As pinças de travão selecionadas para o eixo traseiro e dianteiro são do modelo Magura MT2 constituídas por dois cilindros com o diâmetro de 22mm, ilustrada na Figura 92.



Figura 92. Pinças de travão Magura MT2 aplicadas no eixo traseiro e dianteiro (MAGURA, 2018).

As pastilhas de travão compatíveis com as pinças selecionadas, ilustradas na Figura 93, encontram-se divididas em três categorias diferentes: “Race”, “Performance” e “Comfort”. A categoria “Race” direcionasse a ciclistas que pretendam obter uma maior potência de travagem, períodos de desaceleração curtos em altas velocidades. Por outro lado, o foco da categoria “Performance” prende-se em oferecer um bom desempenho e um elevado nível de durabilidade. Por último, a categoria “Comfort” oferece uma melhor modelação e uma vida útil elevada das pastilhas de travão (MAGURA, 2018).

Desta forma, cada ciclista pode selecionar o tipo de pastilhas de travão mais adequada à sua condição de condução. É de notar que o valor do coeficiente de atrito considerado para a determinação do fator de travagem foi de 0.4 (Tabela. 16).



Figura 93. Pastilhas de travão: 7.R (Race); 7.P (Performance); 7.C (Comfort) (MAGURA, 2018)

3.4.7.5.3. Alavancas de travão

A alavanca de travão responsável por acionar o travão do eixo traseiro Magura MT2 (Figura. 94a), possui um pistão com 10 mm de diâmetro. Por outro lado, a alavanca de travão responsável por acionar os travões do eixo dianteiro Magura HS33 (Figura. 94b), possui um pistão com diâmetro de 14mm. O valor do ganho mecânico considerado para ambas as alavancas de travão, $G_m = 6$.



Figura 94. Alavanca de travão: (a)-Eixo dianteiro; (b)-Eixo traseiro (MAGURA, 2018).

3.4.7.5.4. Mangueiras e fluido hidráulico

As mangueiras hidráulicas são responsáveis por estabelecer a ligação entre as alavancas e as pinças de travão. Estas devem possuir como característica não permitir a existência de contacto do fluido hidráulico com o meio ambiente, devem ser capazes de suportar as pressões hidráulicas e as temperaturas exigidas pelo sistema de travagem (Costa, 2014).

A linha hidráulica do sistema de travagem do eixo dianteiro (Figura. 95) será constituída por uma mangueira hidráulica que conecta a alavanca de travão a um adaptador (uma entrada e duas saídas), que por sua vez, esta conectada por duas mangueiras hidráulicas a duas pinças de travão. Desta forma, os travões das rodas do eixo dianteiro podem ser acionados mediante a utilização de uma alavanca de travão. Por outro lado, a linha hidráulica do sistema de travagem do eixo traseiro, será apenas constituída por uma mangueira hidráulica que conecta a alavanca à pinça de travão traseira.



Figura 95. Sistema de travagem do eixo dianteiro (Tartybikes, 2018).

As mangueiras do sistema encontram-se preenchidas com fluído hidráulico MAGURA Royal Blood do tipo mineral, característico pelas suas propriedades hidrofóbicas (não absorve a humidade do ambiente e, por conseguinte, o ponto de ebulição do fluido hidráulico permanece inalterável), não corrosivas e de manutenção reduzida, contrariamente ao que se sucede com os fluidos do tipo DOT (Epicbleedsolutions, 2018).

4. Conclusão

Com o desenvolvimento deste trabalho conducente à obtenção do Mestrado, concretiza-se o objetivo geral traçado que consiste no desenvolvimento de um veículo híbrido de transporte pessoal, que alia a propulsão humana e elétrica, com a capacidade de colmatar as desvantagens oferecidas por um velomobile típico, como é o caso da instabilidade em curva para velocidades mais elevadas, o acesso ao veículo, a menor velocidade com que ultrapassa as subidas e ainda uma menor aceleração.

Para conceber o veículo projetado tridimensionalmente em SolidWorks, foi efetuada uma análise prévia de certos parâmetros, de modo a tornar o veículo mais ergonómico e eficiente, permitindo uma condução mais estável e segura. Começou-se por verificar que um veículo *tilting three wheeler* com uma configuração *Tadpole* (duas rodas dianteiras direcionais e uma roda traseira tracionada) é uma alternativa mais viável face à configuração Delta, já que a adição de mais uma roda dianteira reduz a hipótese da ocorrência de subviragem, uma situação extremamente perigosa que conduz à perda de controlo do veículo por parte do condutor. Estabelecida a configuração a adotar, deu-se então início ao projeto do chassi do veículo, estando este munido por elementos de segurança ativa e passiva com o intuito de evitar, prevenir ou minimizar a gravidade das lesões suscetíveis de ocorrerem sobre o condutor.

Ajustou-se ao veículo um banco reclinado de ajuste simples, rápido e eficaz, pelo aperto/desaperto de argolas de selim, sem a necessidade de utilizar quaisquer utensílios adicionais, proporcionando ao condutor uma posição de condução reclinada confortável e aerodinamicamente mais vantajosa, uma vez que possibilita a redução da área frontal do veículo. A utilização de uma carenagem completa envolvente, constituída por materiais compósitos (fibra de vidro e policarbonato), contribui para a redução da força de resistência aerodinâmica, oferecendo por sua vez a protecção do ciclista contra intempéries.

O mecanismo com a configuração de um paralelogramo, adicionado ao sistema de suspensão de duplo triângulo pensado para este veículo, constitui um método inovador dentro dos veículos de propulsão humana existentes, pois permite ao veículo inclinar em curva, aumentando assim a sua resistência ao capotamento, pelo deslocamento do centro de gravidade em direção ao interior da curva. O bloqueio deste mecanismo é efetuado com o auxílio de uma barra central (onde foi adicionada uma pinça de travão, que por sua vez interage com o disco de travão), oferecendo ao condutor a possibilidade de imobilizar a inclinação do veículo a baixas velocidades, sem que seja necessário colocar os pés no chão. Todo este sistema torna o veículo num meio de transporte mais estável. A configuração introduzida no sistema de direção assenta numa geometria de Ackermann, em que o raio de viragem do veículo (com o sistema de inclinação bloqueado em baixas velocidades) apresenta 4.4 m, o que mostra que o veículo concebido possui alguma manobrabilidade e que esta tende a aumentar em condições de

inclinação em curva (com a diminuição do raio de viragem e o sistema de inclinação desbloqueado).

Os requisitos de dimensionamento do sistema de transmissão visam permitir o condutor ultrapassar estradas com 10 % de inclinação e atingir velocidades de 60 km/h, o que aqui foi conseguido mediante a introdução de um sistema de transmissão por corrente semelhante ao de uma bicicleta reclinada, cujos componentes assentam numa pedaleira compacta de 50-34T combinada com uma cassette de 11 velocidades 11-36T. Com o objetivo de reduzir a fadiga do ciclista, aumentar a sua capacidade de aceleração e de superar subidas, foi introduzido um motor do tipo Mid Drive Motor que compartilhará com o ciclista o mesmo sistema de transmissão por corrente.

O sistema de travagem do veículo constituído por três discos de travão (dois travões nas rodas do eixo dianteiro e um travão na roda tracionada do eixo traseiro), demonstrou ser eficiente, uma vez que a distância de travagem determinada encontra-se dentro dos limites da norma estabelecida, sendo necessário para o seu acionamento aplicar uma força inferior a 180N.

Apesar deste veículo de propulsão humana ter sido apenas concebido virtualmente, o protótipo desenvolvido, por ser viável, é possível de ser construído mecanicamente na íntegra e ser utilizado como um meio de transporte pessoal prático, seguro e estável.

Bibliografia

- Laursen, P., Peiffer, J. J., & Abbiss, C. (2009). Optimal cadence selection during cycling. *INTERNATIONAL SPORTMED JOURNAL*, 2-5.
(21 de Julho de 2017). Obtido de Recumbent History:
<https://bentupcyclingjournal.blogspot.pt/p/history-of-recumbent-bicycle.html>
(02 de 01 de 2018). Obtido de Tartybikes: <https://www.tartybikes.co.uk>
AEROVELO. (20 de Junho de 2017). Obtido de <http://www.aerovelo.com/eta-speedbike>
Aimar, G. (03 de 05 de 2017). Obtido de <https://grabcad.com/library/grips-5>
Alleweder. (28 de 04 de 2017). Obtido de <http://alleweder.jp-web.de/images/alleweder-a2.jpg>
ARCHIBALD SHARP, B. (1896). *Bicycles & Tricycles*. LONDON, NEW YORK, AND BOMBAY: LONGMANS, GREEN, AND CO.
Autoevolution. (16 de 12 de 2017). Obtido de <https://www.autoevolution.com/news/piaggio-mp3-based-scooter-sharing-program-debuts-in-milan-in-june-94770.html>
Autoviva. (20 de 09 de 2017). Obtido de http://autoviva.sapo.pt/img/photos/703/mercedes_benz_f300_life_jet_large_5703.jpg
Berchicci, L. (2008). *Innovating for Sustainability: Green Entrepreneurship in Personal Mobility*. LONDON AND NEW YORK: Routledge.
Berote, J. J. (2010). *DYNAMICS AND CONTROL OF A TILTING THREE WHEELED VEHICLE*. University of Bath.
bicyclejunction. (20 de 08 de 2017). Obtido de <https://www.bicyclejunction.co.nz/pages/faq-internal-vs-external-gears>
bike. (02 de 05 de 2018). Obtido de <https://bike.bikegremlin.com/wp-content/uploads/2015/06/bicycle-drivetrain.png>
BIKERUMOR. (02 de 01 de 2018). Obtido de <https://bikerumor.com/2018/05/10/new-formula-cura-4-mountain-bike-brakes-get-overpowered-oversized/>
BSI. (2006). *City and trekking bicycles - Safety requirements and test methods*. Inglaterra: British Standards Institution .
Cossalter, V. (2006). *MOTORCYCLE DYNAMICS*. Padova.
Costa, B. (2014). *Conceção e dimensionamento do chassi e sistema de travagem de um veículo de competição do tipo Formula SAE*. LISBOA: FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA.
cyclesjv. (13 de 05 de 2017). Obtido de <https://cyclesjv.com/magasin-velomobiles-velocouches-trikes-velos/velomobiles/fabrication-cycles-jv-fenioux/mulsanne/>
Cyclingtips. (18 de 05 de 2018). Obtido de <https://cyclingtips.com/2017/11/understanding-bicycle-gear-ratios-why-they-matter/>
Dean, T. (2008). *The Human-Powered Home: Choosing Muscles Over Motors*. Canada: New Society Publishers.
Dixon, J. C. (2009). *Suspension Geometry and Computation*. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd.
Dunlop. (10 de Julho de 2017). Obtido de <http://dunloppneus.com.br/a-invencao-do-pneu-ebikingnow>
ebikingnow. (11 de 12 de 2017). Obtido de ebikingnow:
<https://www.ebikingnow.com/blog/mid-drive-vs-hub-drive>
Electric Bike Review. (11 de 12 de 2017). Obtido de Electric Bike Review:
<https://electricbikereview.com/guides/difference-between-ebike-motors/>
Epicbleedsolutions. (20 de 06 de 2018). Obtido de <http://www.epicbleedsolutions.com/blog/dot-brake-fluid-vs-mineral-oil/>
Europe, B. (2017). *Rules regulation on electric cycles in the european union*. Europe: BIKE Europe.
European Commission. (10 de 12 de 2017). Obtido de Traffic rules and regulations for cyclists and their vehicles:
https://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/pedestrians/special_regulations_for_pedestrians_and_cyclists/traffic_rules_and_regulations_for_cyclists_and_their_vehicles_en

- EVELO. (15 de 12 de 2017). Obtido de EVELO ELECTRIC BICYCLES:
<https://www.evelo.com/evelo-difference/advantages-mid-drive-motor-vs-hub-motor/>
- Farrington, J. A. (2011). *Redesign of an FSAE Race Car's Steering and Suspension System*. University of Southern Queensland Faculty of Engineering and surveying.
- Flevobike.nl. (17 de 06 de 2017). Obtido de <http://www.flevobike.nl/en/Orca/orca.html>
- Foale, T. (2002). *MOTORCYCLE HANDLING AND CHASSIS DESIGN*. Spain: Cycle World magazine.
- Gearjunkie. (16 de 12 de 2017). Obtido de <https://gearjunkie.com/velotilt>
- Hicks, E. (21 de 3 de 2012). *electricbike*. Obtido de electricbike:
<https://www.electricbike.com/hubmotors/>
- Horwitz, R. M. (2010). *The Recumbent Trike Design Primer* .
- hostelshoppe. (14 de 06 de 2017). Obtido de <https://hostelshoppe.com/Bike-Parts-Seat-Recumbent/>
- icebike. (22 de 04 de 2018). Obtido de <https://www.icebike.org/images/velomobiles.jpg>
- IMT. (03 de 02 de 2018). Obtido de INSTITUTO DA MOBILIDADE E DOS TRANSPORTES:
http://www.imt-ip.pt/sites/IMTT/Portugues/EnsinoConducao/ManuaisEnsinoConducao/Documents/Fichas/FT_SistemasSegurancaPassiva.pdf
- International Human Powered Vehicle Association, INC. (1 de Junho de 2017). Obtido de International Human Powered Vehicle Association : <http://www.ihpva.org/>
- Jetrike. (21 de 12 de 2017). Obtido de <http://www.jetrike.com/why-does-tilting-matter.html>
- Kindersley, D. (2016). *THE BICYCLE BOOK*. Dorling Kindersley Limited .
- Kollibay, I. (2009). Four-wheeled Velomobiles. The Concept. *6th European Seminar on Velomobile Design*, (pp. 4-9). Germany.
- Lechner, G., & Naunheimer, H. (1999). *Automotive Transmissions*. Verlag Berlin Heidelberg: Springer.
- Limpert, R. (1999). *Brake Design and Safety - 2nd ed*. Warrendale: Society of Automotive Engineers. Inc.
- MAGURA. (02 de 01 de 2018). *Magura*. Obtido de https://www.magura.com/media/1060028/2018-06-13_14h10_magura_katalog-de-en_rz-lowres.pdf
- Micah. (12 de 12 de 2017). *ebikeschool*. Obtido de ebikeschool:
<http://www.ebikeschool.com/geared-hub-motors-vs-gearless-hub-motors/>
- Nisbett, R. G. (2008). *Shigley's Mechanical Engineering Design 9th Edition*. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- OECD. (22 de 04 de 2018). Obtido de Organisation for Economic Co-operation and Development:
<http://www.oecd.org/sti/transport/roadtransportresearch/2103492.pdf>
- Oliveira, L. A., & Lopes, A. G. (2013). *MECÂNICA DOS FLUIDOS 4ª Edição*. Lisboa: Lidel.
- Oliveira, R. (02 de 01 de 2018). Obtido de Autoridade Nacional Segurança Rodoviária:
http://www.ansr.pt/SegurancaRodoviaria/ArtigosTecnicos/Documents/Artigo_absolut_e%20motors.pdf
- Openshaw, S., & Taylor, E. (2006). *Ergonomics and Design: A Reference Guide*. Muscatine: Allsteel Inc.
- Organictransit. (17 de 06 de 2017). Obtido de <https://organictransit.com/product/elf-solo/>
- Páscoa, J. C. (s.d.). *INTRODUÇÃO AO PROJECTO ELECTROMECHANICO*. Covilhã.
- Patodi, P., Saxena, V., & Rathore, Y. (2014). REVIEW ON TADPOLE DESIGN - ISSUES & CHALLENGES. *INTERNATIONAL JOURNAL OF RESEARCH IN AERONAUTICAL AND MECHANICAL ENGINEERING*, 122-128.
- PETE. (5 de 6 de 2013). Obtido de <https://electricbikereport.com/electric-bike-direct-drive-geared-hub-motors/>
- PETE. (17 de 2 de 2015). Obtido de <https://electricbikereport.com/electric-bike-motor-comparison/>
- Pinterest. (16 de 12 de 2017). Obtido de <https://i.pinimg.com/originals/21/5b/cc/215bcc873240ef71142406be715c688a.jpg>
- Publicbikes. (05 de 01 de 2018). Obtido de <http://blog.publicbikes.com/2018/02/internal-gear-hub/>
- Puhn, F. (1985). *BRAKE HANDBOOK*. Tucson: HPBooks.
- Rajput, R. K. (2007). A Text Book of Automobile Engineering. Em R. K. Rajput, *A Text Book of Automobile Engineering* (pp. 405-410). New Delhi: LAXMI PUBLICATIONS (P) LTD.

- Rasmussen, C. G. (25 de Junho de 2017). *Leitra*. Obtido de Velomobile Leitra: http://www.leitra.dk/viewpage.php?page_id=2
- Rasmussen, C. G. (23 de Julho de 2017). *Velomobile*. Obtido de 8th European Velomobile Design Seminar: http://www.ld-vlg.de/pdfs/velomobile_presentation_v5.pdf
- Reiser, R. F., & Peterson, M. L. (1998). Lower-extremity power output in recumbent cycling: a literature review. *Human Power - Technical journal of the IHPVA Volume 13 Number 3*, 6-11.
- Reiser, R. F., & Peterson, M. L. (1998-99). Correction. *Human Power - Technical journal of the IHPVA Number 46*, 14.
- Reiser, R. F., Peterson, M. L., & Broker, J. P. (2001). Anaerobic Cycling Power Output With Variations in Recumbent Body Configuration. *JOURNAL OF APPLIED BIOMECHANICS*, 204-216.
- Riley, R. (16 de 12 de 2017). *Robert Q. Riley Enterprises, LLC*. . Obtido de Robert Q. Riley Enterprises, LLC. : <https://www.rqriley.com/3-wheel.htm>
- road.cc. (13 de 05 de 2017). Obtido de <https://road.cc/content/feature/171317-beginners-guide-understanding-gears>
- Rudy Limpert, P. (2008). *MOTORCYCLE BRAKING DYNAMICS*.
- Ruigh, D. (6 de 02 de 2017). *GRABCAD*. Obtido de <https://grabcad.com/library/recumbent-bike-parts>
- SG. (03 de 05 de 2017). *GRABCAD*. Obtido de <https://grabcad.com/library/bicycle-seat-post-clamp-31-8-x-20mm>
- Silberstein, S. (1 de 07 de 2017). Obtido de <https://i.ytimg.com/vi/vIQkZPNC9E/hqdefault.jpg>
- Sørensen, H. (2014). *Constructing a unique human powered vehicle with electric assist, to save you & the world*. Stavanger, Norway.
- SRAM. (2012). *HYDRAULIC DISC BRAKES OVERVIEW*. SRAM, LLC.
- Stein, R. (03 de 05 de 2017). *GRABCAD*. Obtido de <https://grabcad.com/library/recumbent-trike-seat>
- Tavares, C. S. (2012). *Ergonomia no trabalho de Escritório*.
- Terracraftmotors. (20 de 09 de 2017). Obtido de <https://www.terracraftmotors.com/>
- Velomobiel. (15 de 07 de 2017). Obtido de http://www.velomobiel.nl/handleidingen/Manual_Q-S-Qxs_2013.pdf
- Velomobiel.nl. (17 de 06 de 2017). Obtido de <http://en.velomobiel.nl/>
- Walle, F. V. (2004). *The Velomobile as a Vehicle for more Sustainable Transportation* . STOCKHOLM, SWEDEN.
- Washbrook, E. (03 de 05 de 2017). *Grabcad*. Obtido de <https://grabcad.com/library/brembo-19-racs-with-asv-cnc-lever-1>
- weibezahn, b. (17 de 05 de 2017). *GRABCAD*. Obtido de <https://grabcad.com/library/fox-shox-rp23-high-volume-rear-bicycle-shock>
- WHPVA. (3 de 05 de 2017). *World Human Powered Vehicle*. Obtido de <http://www.whpva.org/hpv.html>
- Wilson, D. G., & Papadopoulos, J. (2004). *Bicycling Science*. England: Massachusetts Institute of Technology .
- WizWheelz. (15 de Junho de 2017). *WizWheelz*. Obtido de TerraTrike: <http://www.terratrike.com/sizing.php>
- YAMAHA. (20 de 01 de 2018). Obtido de <https://global.yamaha-motor.com/business/e-bike-systems/index.html>