



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Veículo Eléctrico de Duas Rodas de Elevado Desempenho

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Automóvel

Autor

Ana Paula Marques Gomes de Carvalho Vaz

Orientador[es]

Professor Doutor Aníbal Traça Carvalho de Almeida

Professor Doutor Joaquim Duarte Barroca Delgado

Júri

Presidente	Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira Professor Auxiliar DEM-FCTUC Professor Doutor Aníbal Traça de Carvalho Almeida Professor Catedrático DEEC-FCTUC
Vogais	Professor Doutor Joaquim Duarte Barroca Delgado Professor Adjunto DEE-ESTV-IPV Professor Doutor Álvaro Filipe Peixoto Cardoso de Oliveira Gomes Professor Auxiliar DEEC-FCTUC

Colaboração Institucional



INSTITUTO DE SISTEMAS E ROBÓTICA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

Coimbra, Setembro, 2011

“Quando temos sede parece-nos que poderíamos beber todo um oceano: é a fé;
e quando bebemos, bebemos um copo ou dois: é a ciência.”

Anton Pavlovich Tchekhov, escritor e dramaturgo russo, 1860 a 1904

Aos pilares da minha vida, Rui e Beatriz

Agradecimentos

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças ao apoio de algumas pessoas, às quais não posso deixar de prestar o meu reconhecimento.

O Professor Doutor Aníbal Traça Carvalho de Almeida pelo voto de confiança que depositou no meu trabalho, pelo incentivo incansável à procura partilhada de parceiros de projecto, e mais que tudo à sua disponibilidade por ter estado lá, indicando o caminho para a “baliza certa”.

O Professor Doutor Joaquim Duarte Barroca Delgado, co-orientador, por ter complementado a minha orientação em campo com o seu dinamismo e empenho em nome do veículo eléctrico.

Às pessoas que colaboraram no projecto, Ricardo Faria com a programação do interface e painel de instrumentos e Maria João Antunes com a imagem do protótipo.

Às empresas que participaram na adaptação de alguns componentes do protótipo, a DCV e a RMC engrenagens.

Resumo

Com esta dissertação pretende-se provar que o veículo eléctrico de duas rodas constitui a via energeticamente mais eficiente para o transporte de pessoas.

As mudanças climáticas, a escalada do preço do petróleo e as crises sucessivas da indústria automóvel e da economia, colocaram uma pressão significativa sobre o sector de transportes actuais. A urbanização crescente em muitas regiões, a autonomia e eficiência crescentes dos veículos eléctricos, levaram ao acelerar da penetração deste meio de transporte em contexto urbano. Problemas de poluição e congestionamento decorrentes do intenso tráfego urbano deram lugar a uma maior atenção ao veículo eléctrico, mais propriamente ao de duas rodas.

Palavras-chave: Veículo eléctrico, Energeticamente eficiente, Urbanização crescente, Poluição, Congestionamento, Veículo eléctrico de duas rodas.

Abstract

With this dissertation is intended to prove that the two-wheeled electric vehicle is the vehicle more energy efficient.

Climate change, escalating oil prices and successive crises in the automotive industry and the economy, put significant pressure on the existing transport system. The increasing urbanization in many regions and the increasing range and efficiency of electric vehicles, accelerated the penetration of these vehicles in an urban context. Problems of pollution and urban traffic jam underlying led to a wave of attention to the electric vehicle, more specifically the two-wheelers.

Keywords Electric vehicle, Energy efficient, Increasing urbanization, Pollution, Traffic jam, Electric vehicle two-wheelers.

Índice

Índice de Figuras	vi
Índice de Tabelas	viii
Siglas	ix
Siglas	ix
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Tema da dissertação	2
1.2. Objectivos a desenvolver	2
1.3. Estrutura da dissertação	2
2. ponto de situação na mobilidade eléctrica	4
2.1. História da moto.....	4
2.2. Mobilidade eléctrica de duas rodas.....	6
3. ESTUDOS DE EFICIÊNCIAS ENERGÉTICAS DE VEÍCULOS	11
3.1. Eficiência energética global para diferentes combustíveis	11
3.2. Veículos a gasolina	12
3.3. Veículos híbridos	13
3.4. Veículos eléctricos	14
3.5. Veículos com célula de combustível.....	15
3.6. Eficiência dos diferentes transportes urbanos.....	17
3.7. Custo energético, bicicleta <i>versus</i> convencional	18
3.7.1. Propulsão humana	19
3.7.2. Propulsão eléctrica.....	20
3.8. Ciclo de vida da bateria	21
3.9. Emissões – Produtos da Combustão	23
3.10. Ruído	25
4. ARMAZENAMENTO DE ENERGIA	27
4.1. Baterias de Chumbo ácido	28
4.2. Baterias alcalinas	28
4.2.1. Baterias de Níquel Cádmio.....	28
4.2.2. Baterias de Níquel Ferro.....	28
4.2.3. Baterias de Óxido de Prata	28
4.2.4. Baterias de Níquel Zinco	29
4.2.5. Baterias de eléctrodo de Hidrogénio	29
4.2.6. Baterias de Dióxido de Zinco/Magnésio	29
4.2.7. Baterias de iões de Lítio	29
4.3. Sistema de gestão das baterias	31
5. MODELAÇÃO DO VEÍCULO	34
5.1. Descrição do modelo	35
5.1.1. Relações entre parâmetros geométricos e de inércia	37
5.1.2. Ângulos de direcção, <i>camber</i> e escorregamento	40
5.1.3. Aerodinâmica e aceleração	43
5.1.4. Forças na roda e momentos de alinhamento – modelo linear.....	45
5.2. Modelação da potência requerida	48

5.2.1.	Força de rolamento	48
5.2.2.	Força aerodinâmica.....	49
5.2.3.	Força gravítica	51
5.2.4.	Força de aceleração	51
5.2.5.	Cálculo da potência requerida	51
6.	PROTÓTIPO	56
6.1.	Fundamentação Teórica	57
6.1.1.	Escolha do tipo de motor e controlador.....	57
6.1.2.	Escolha do sistema de baterias	60
6.1.3.	Escolha do painel de instrumentos	62
6.2.	Especificações do protótipo	63
6.3.	Metodologia de trabalho	65
6.4.	Apresentação do protótipo	65
7.	CONCLUSÕES	68
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
	ANEXO A	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Exposição “The Art of the Motorcycle” no Museu Guggenheim, Nova York, 1998. Fonte: [3].	4
Figura 2. Primeira mota construída por <i>Gottlieb Daimler</i> e <i>Wilhelm Maybach</i> em 1885. Fonte: [4].	5
Figura 3. Harley Davidson: (a) em 1903 [5]; (b) propriedade do exército americano na 2ª guerra mundial [6].	5
Figura 4. Fabricantes de motos e scooters MCI e eléctricas.	6
Figura 5. Fabricantes de motos eléctricas.	6
Figura 6. Fabricantes de scooters eléctricas.	7
Figura 7. Fabricantes de bicicletas eléctricas. Fonte: [53].	8
Figura 8. Forças a que o veículo em movimento com velocidade constante está sujeito. ..	12
Figura 9. Conversões de energia no motor a gasolina.	13
Figura 10. Conversões de energia no veículo híbrido.	13
Figura 11. Conversões de energia no veículo eléctrico.	14
Figura 12. Conversões de energia no veículo com célula de combustível.	15
Figura 13. Eficiências energéticas. Fonte: [31].	23
Figura 14. Emissões de GEE por sector em Portugal. Fonte: [49].	24
Figura 15. Balanço energético no sector dos transportes rodoviários. Fonte: [50]	24
Figura 16. Evolução da capacidade de instalação das energias renováveis para a geração de electricidade. Fonte: [51]	25
Figura 17. Pontos de ruptura e respectivo montante de energia libertada para cátodos de diferentes compostos. Fonte: [54]	31
Figura 18. Ângulos de rotação e força lateral a que o veículo de duas rodas está sujeito. Fonte: [55]	34
Figura 19. Configuração do modelo. Fonte: [56]	36
Figura 20. Vista de trás com rc e possível <i>offset</i> do centro de gravidade. Fonte: [57], p. 521.	39
Figura 21. Vista de frente de um pneu com o ângulo de <i>camber</i> e a conseqüente força gerada. Fonte: [58], p. 146.	40
Figura 22. Roda da frente com vários sistemas de coordenadas para determinação da projecção no plano da estrada dos ângulos: δ' , ângulo de direcção, γ_1 , ângulo de <i>camber</i> ; utilizando o vector unitário s sobre o eixo de rotação da roda, com $\beta = 0$. Fonte: [37], p. 523.	41
Figura 23. Vista de (a) baixo [59], p. 136; (b) da deflexão lateral negligenciada nos cálculos. [59], p. 137.	46
Figura 24. Coeficiente de rolamento para um veículo de duas rodas. Fonte: [61], p. 123.	49
Figura 25. Pressão e velocidade num ensaio aerodinâmico. Fonte: [63] adaptado, p. 4.	50
Figura 26. Veículo adquirido para adaptação a eléctrico.	53
Figura 27. Potência requerida para velocidade máxima de 50 km/h.	53
Figura 28. Potência requerida para velocidade máxima de 90 km/h.	54
Figura 29. Componentes principais do sistema de propulsão eléctrico.	56
Figura 30. Curva de Binário do motor escolhido.	59

Figura 31. Desperdício volumétrico.	61
Figura 32. Painel de instrumentos.	62
Figura 33. Apresentação do protótipo.	66

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Fabricantes de bicicletas eléctricas. Fonte: [53].....	9
Tabela 2. Comparativo entre scooters equivalentes. Fonte: [53].	10
Tabela 3. Eficiências dos diferentes veículos. Fonte: [32].....	16
Tabela 4. Eficiência <i>well-to-wheel</i> dos diferentes veículos por unidade de massa.	16
Tabela 5. Energia consumida por ocupante e viatura por milha. Fonte: [43].....	17
Tabela 6. Energia consumida por ocupante e viatura em percursos urbanos. Fonte: [44] ..	17
Tabela 7. Custo energético de fabrico das baterias. Fonte: [46].....	20
Tabela 8. Custo energético do transporte. Fonte: [47]	20
Tabela 9. Eficiências e energias. Fonte: [48].....	21
Tabela 10. Características das baterias secundárias. Fonte: [52]	30
Tabela 11. Parâmetros hipotéticos para o modelo dos pneus, pneu da frente índice x,1 e pneu detrás x,2. Fonte: [60], p. 531.	47
Tabela 12. Valores de C_d admitidos no modelo. Fonte: [65], p. 432.....	51
Tabela 13 Vantagens e desvantagens dos motores AC e CC. Fonte: [66].	57
Tabela 14. Especificações do protótipo.	63

SIGLAS

Siglas

VE – Veículo Eléctrico

MCI – Motor de Combustão Interna

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

PIB – Produto Interno Bruto

PEM – Proton Exchange Membrane

SOC – State of Charge

SOH – State of Health

CAN – Controller Area Network

BMS – Battery Management System

GPS – Global Positioning System

PC – Personal Computer

1. INTRODUÇÃO

O veículo automóvel nos nossos dias deixou de ser o artigo de luxo de outrora para passar a ser um bem de “quase” primeira necessidade. Independentemente do que transporta, mercadorias ou passageiros, este é parte integrante do quotidiano. A necessidade de deslocações cada vez mais frequentes e no menor tempo possível, tem levado o ser humano ao uso excessivo. O desequilíbrio maior do prato da balança surge quando nos deparamos com o facto deste meio de transporte ser emissor de poluentes prejudiciais ao meio ambiente, numa escala já não sustentada pela capacidade de reciclagem da natureza. Perante a inevitabilidade do uso e a crescente escassez de recursos naturais e fontes de energia do sistema de propulsão, o ser humano está a ser confrontado com a urgência da utilização de fontes de energia alternativas e mais limpas que os combustíveis de origem fóssil. Os sub-produtos da queima dos combustíveis fósseis intensificam o efeito de estufa cuja principal consequência é o aumento da temperatura média do planeta. Este aumento não natural, leva ao derretimento do gelo dos pólos e consequente aumento do nível da água do mar que perigosamente culminará na maior exposição de regiões populacionais a fenómenos devastadores. Estas emissões são ainda responsáveis pela acidificação dos solos e dos recursos aquíferos, que através da cadeia alimentar culminam em problemas na saúde dos seres vivos.

A tendência em evolução é a da modularidade. Trata-se de um conceito partilhado por várias áreas desde a arquitectura às linhas de montagem de veículos. A capacidade de responder ao menor custo a situações particulares de produção, adoptando uma plataforma de produção comum com vários *layouts* complementares, consoante as necessidades do cliente, diminui o sobredimensionamento dos veículos típicos das actuais produções em série. O sobredimensionamento leva a consumos excessivos reflectidos em custos operacionais e importantes implicações ambientais.

Existe uma consciência crescente da necessidade da mudança sob pena de se estrangular a passos largos o único planeta que conhecemos como nosso lar, a Terra! A presente dissertação visa demonstrar que o veículo eléctrico de duas rodas constitui uma

alternativa de mobilidade mais eficiente, e que é urgente a implementação de sistemas energéticos de propulsão que diminuam a pressão sobre a degradação do meio ambiente.

1.1. Tema da dissertação

A dissertação “Veículo eléctrico de duas rodas de elevado desempenho” surge da necessidade de criação de uma nova cultura de mobilidade urbana. Na União Europeia, mais de 60% da população vive em zonas urbanas [1]. O aumento de tráfego no centro das cidades conduz a um fenómeno de congestionamento que equivale ao consumo de cerca de 1% do PIB da União Europeia. Este congestionamento deve-se em grande parte à saturação das vias de comunicação com veículos automóveis. A escalada crescente do preço dos combustíveis derivados dos fósseis veio acelerar a penetração dos veículos eléctricos no quotidiano dos cidadãos de quase todo o mundo.

1.2. Objectivos a desenvolver

Actualmente com a matriz energética mundial em constante mutação, a propulsão eléctrica, ainda timidamente na sombra do preponderante motor de combustão interna (MCI), apresenta-se como a solução de compromisso ideal para um futuro melhor.

Foi desenvolvido neste contexto um modelo matemático de simulação e optimização das escolhas possíveis, para um sistema de propulsão eléctrica de um veículo de duas rodas. Foi construído um protótipo, uma scooter eléctrica, como prova de exequibilidade desse veículo de duas rodas e da aplicabilidade do modelo teórico construído e validado pelo protótipo.

1.3. Estrutura da dissertação

Esta dissertação está subdividida em 7 capítulos e 2 anexos. Neste primeiro capítulo é feita a introdução, apresentado o contexto que motivou a realização deste trabalho e os objectivos que a autora se propôs alcançar.

No capítulo 2, efectua-se uma revisão do veículo de duas rodas, desde o seu renascimento equipado com um motor a vapor até à investida nipónica do sector na segunda metade do século XX. É feita uma análise quantitativa relativamente à produção

de cada país no que diz respeito ao veículo eléctrico de duas rodas, bicicletas, motos e scooters.

No capítulo 3, são apresentados estudos energéticos de diferentes veículos de duas e quatro rodas mostrando que a propulsão eléctrica é a mais eficiente. São feitas algumas considerações relativamente a questões de emissões poluentes.

No capítulo 4, apresentam-se as diferentes tecnologias de baterias disponíveis para incorporar nos veículos eléctricos, justificando a escolha do tipo de bateria que integra o protótipo. Apresenta-se também um resumo de funções passíveis de serem implementadas pelo sistema de gestão de baterias.

No capítulo 5, são expostas as expressões matemáticas utilizadas na modelação do veículo de duas rodas e no cálculo da potência de tracção requerida. São apresentadas as conclusões relativamente ao resultado dos cálculos desta última.

No capítulo 6, são descritos os fundamentos teóricos que justificaram a escolha e selecção dos componentes para integração no protótipo desenvolvido.

No capítulo 7, estão as conclusões dos estudos efectuados e são feitas algumas considerações relativamente a trabalhos futuros.

2. PONTO DE SITUAÇÃO NA MOBILIDADE ELÉCTRICA

2.1. História da moto

A mota é uma invenção reclamada por dois continentes, América e Europa. Em 1868 *Sylvester Roper* [2] nos Estados Unidos e *Louis Perreaux* em França fabricaram uma bicicleta equipada com um motor a vapor, Figura que se segue:



Figura 1. Exposição “The Art of the Motorcycle” no Museu Guggenheim, Nova York, 1998. Fonte: [3].

À data, a propulsão a vapor estava instituída. Navios, comboios e autocarros eram exemplos de meios de transporte que utilizavam esta tecnologia. Até 1920 várias tentativas foram sendo implementadas para a adaptação do motor a vapor em veículos leves, até que o advento do motor a gasolina se sobrepôs. O inventor da motocicleta com motor de combustão interna foi o alemão *Gottlieb Daimler*, auxiliado pelo engenheiro automóvel e empresário *Wilhelm Maybach*, que em 1885 equipou uma bicicleta de madeira com um motor monocilíndrico com o objectivo de testar o mesmo.



Figura 2. Primeira moto construída por *Gottlieb Daimler* e *Wilhelm Maybach* em 1885. Fonte: [4].

Coube o feito ao seu filho Paul Daimler ser o primeiro piloto a conduzir a primeira moto com MCI. Um dos mais famosos pais do veículo automóvel não tinha a intenção de fabricar veículos motorizados de duas rodas, contudo, foi-lhe atribuída a paternidade não intencional mas merecida. É em 1894 que se produz em série a primeira motocicleta e em pouco tempo já a Europa contava com cerca de 40 fábricas em vários países. Eram unidades produtivas dotadas de técnicos especializados em desenvolvimento e implementação de inovações. Mas a grande revolução no mundo motorizado das duas rodas veio do oriente, depois da segunda guerra mundial os japoneses deram cartas, invadindo o mercado com máquinas de alta tecnologia, design moderno, confortáveis e de preços aluciantes face à concorrência. A investida nipónica foi tal que levou ao encerramento de fábricas por todo o mundo, tendo na altura encontrado, talvez devido ao afastamento geográfico, uma única concorrente, a reconhecida marca americana Harley Davidson.



(a)



(b)

Figura 3. Harley Davidson: (a) em 1903 [5]; (b) propriedade do exército americano na 2ª guerra mundial [6].

2.2. Mobilidade eléctrica de duas rodas

Hoje o mercado das motos com MCI está mais equilibrado, coexistem cerca de 84 grandes marcas oferecendo mais de 6800 modelos [7].

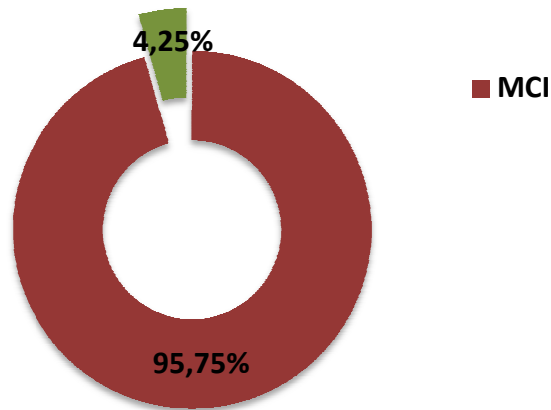


Figura 4. Fabricantes de motos e scooters MCI e eléctricas.

Existem cerca de 63 marcas de fabricantes de motos eléctricas [8] dos quais os países China e Estados Unidos detêm maior número de fabricantes, como ilustra a Figura 5:

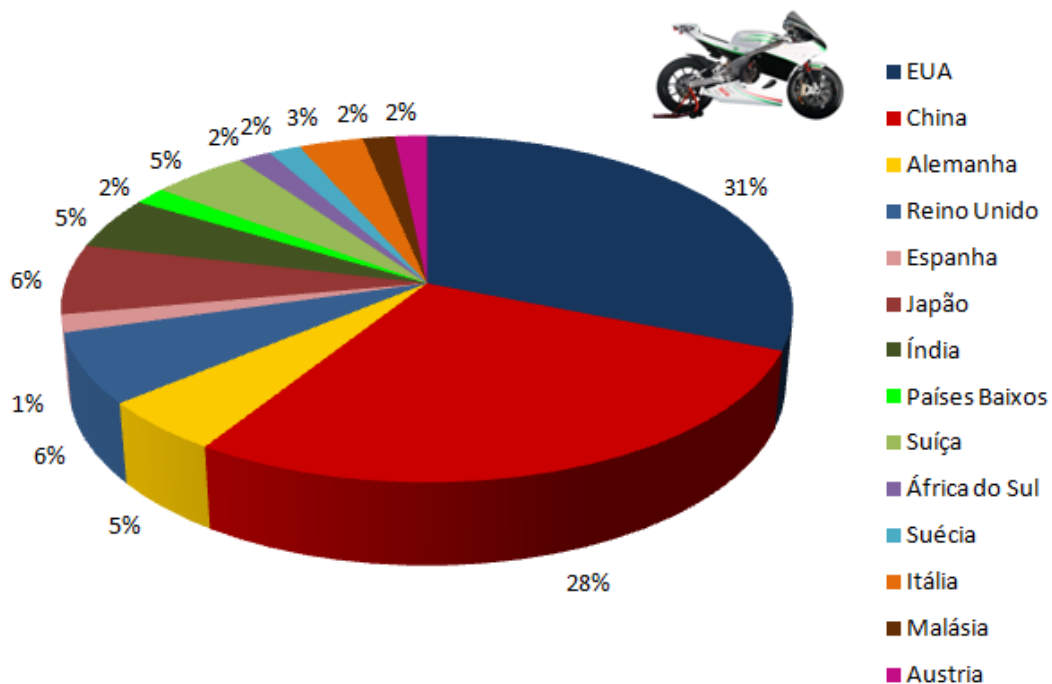


Figura 5. Fabricantes de motos eléctricas.

Países como Japão, Reino Unido e Alemanha são os que se seguem com cerca de um quinto do peso percentual. Os restantes países são quantitativamente semelhantes no que diz respeito à aposta de fabrico de motos eléctricas.

Relativamente à oferta de marcas de scooters eléctricas existem cerca de 241 marcas sendo a distribuição por país ilustrada pela Figura 6, onde se constata a supremacia da China neste segmento com cerca de 70% da oferta mundial. A Índia tem também algum peso com 10% seguida da Alemanha e dos EUA com cerca de metade e os restantes países com peso residual.

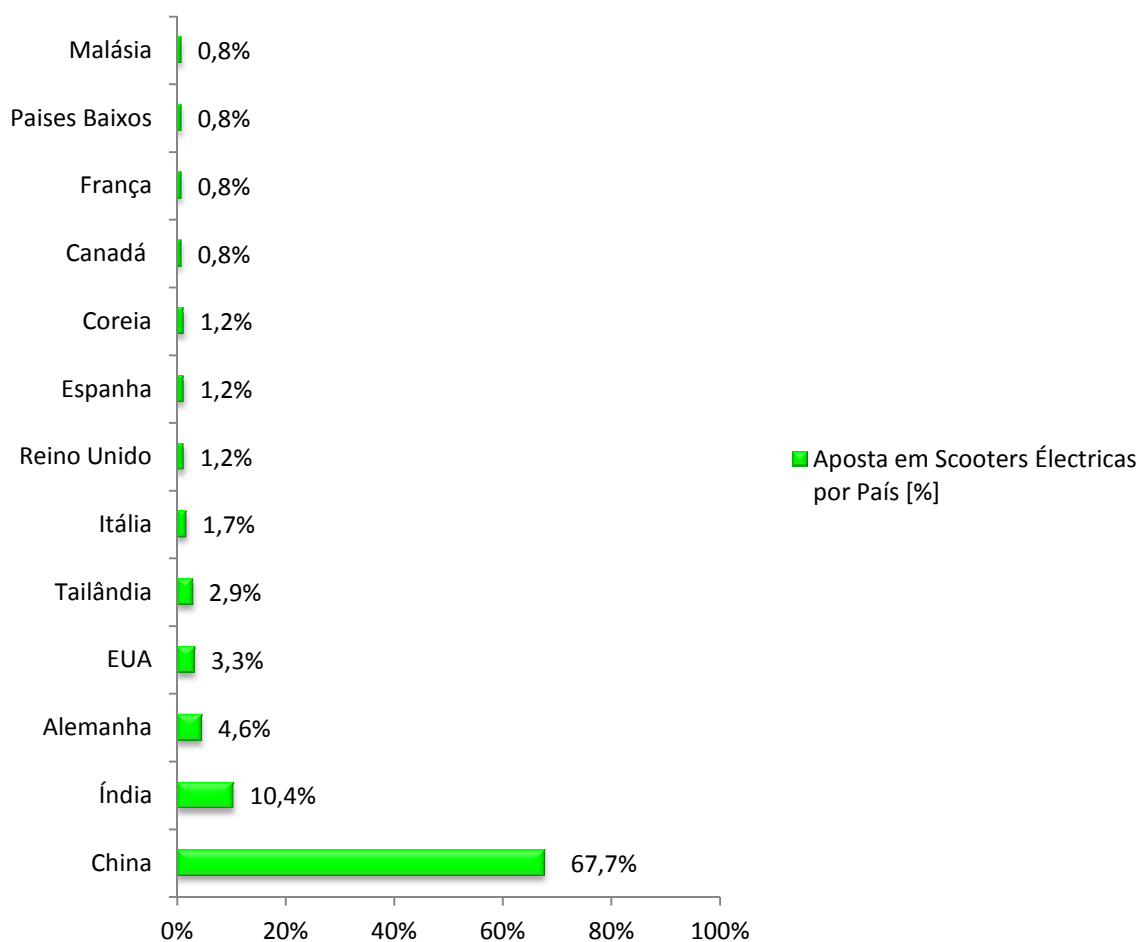


Figura 6. Fabricantes de scooters eléctricas.

O mercado das bicicletas eléctricas é mais difícil de quantificar devido à grande diversidade da oferta por parte dos fabricantes. Bicicletas e scooters eléctricas de pequena dimensão, são os veículos ideais para as deslocações urbanas de curta distância. São uma

forma de mobilidade limpa, e adicionalmente a bicicleta eléctrica proporciona um estilo de vida mais saudável. A Ásia é o continente com maior densidade populacional urbana [9], sendo a China o país onde mais se utiliza a bicicleta eléctrica como meio de transporte urbano.

O gráfico que se segue permite dar uma percepção da distribuição de fabricantes de bicicletas eléctricas a nível mundial.

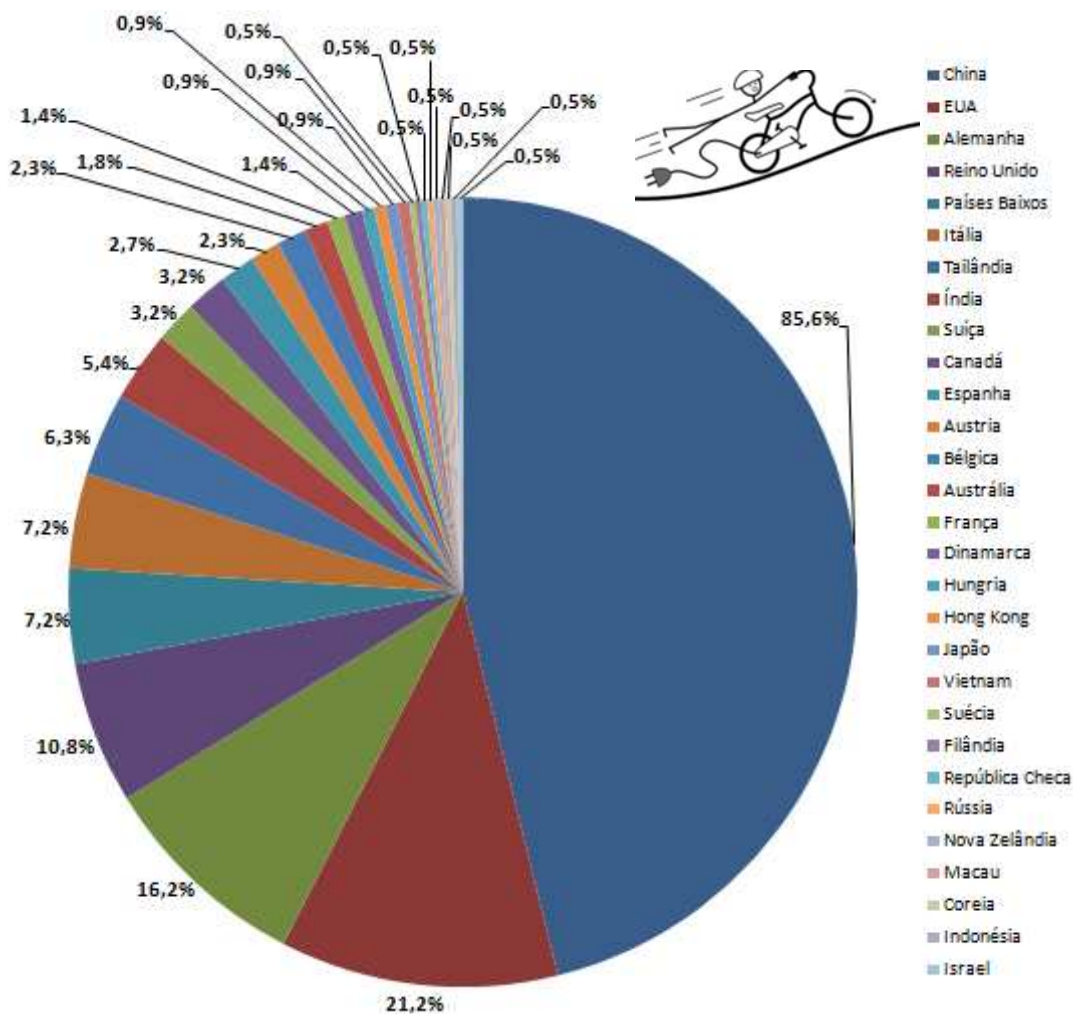


Figura 7. Fabricantes de bicicletas eléctricas. Fonte: [53].

Sob a forma numérica, esta informação encontra-se na Tabela 1, indicando o número de fabricantes por país:

Tabela 1. Fabricantes de bicicletas eléctricas. Fonte: [53].

China	190	Suíça	7	Hungria	2	Nova Zelândia	1
EUA	47	Canadá	7	Hong Kong	2	Macau	1
Alemanha	36	Espanha	6	Japão	2	Coreia	1
Reino Unido	24	Austria	5	Vietnam	2	Indonésia	1
Países Baixos	16	Bélgica	5	Suécia	1	Israel	1
Itália	16	Austrália	4	Filândia	1		
Tailândia	14	França	3	República Checa	1		
Índia	12	Dinamarca	3	Rússia	1		

Nas cidades onde a bicicleta não se encontra ainda muito difundida é a scooter o meio de transporte eléctrico mais utilizado nas deslocações urbanas. São já diversas as motorizações disponíveis que equipam as scooters com MCI, desde as motorizações de 50 cm^3 até às motorizações das chamadas maxi scooters com cilindrada acima de 400 cm^3 .

Actualmente os fabricantes indicam a potência dos MCI em kW, o que nos permite estabelecer um comparativo interessante sob o ponto de vista económico. Se compararmos, em termos de potência nominal, duas scooters, uma com MCI e outra com uma potência semelhante mas eléctrica, o que as diferencia é o consumo. Para uma scooter a gasolina temos um consumo em litros por 100 km, para uma scooter eléctrica temos os km percorridos por carga completa da bateria. Considerando a autonomia média por carga de bateria é possível estimar o consumo de uma scooter MCI equivalente para percorrer os mesmos km.

Tomando como exemplo o modelo eléctrico e-Vivacity da marca Peugeot, equipada com um motor de 3 kW e com uma bateria com capacidade de 4 kWh [10] que possui uma autonomia média de 50 km, uma scooter equipada com MCI equivalente é por exemplo a Yamaha Aerox SP55, equipada com um motor de 50 cm^3 com um motor de 2 kW e com um consumo médio de 4 L/100km [11]. Para ambas perfazerem 100 km a scooter eléctrica terá um gasto de cerca de 8 kWh. Fazendo adicionalmente um comparativo semelhante entre a scooter eléctrica Vectrix VX-1 e uma equivalente como a Keeway ARN 150, obtêm-se os valores médios de 5,14 kWh para perfazer 100 km na Vectrix [12] e 5 L na Keeway [13].

Sabendo que o litro de gasolina, em 6 de Abril de 2011, custa 1,444 €/L [14] e o preço do kWh em vazio (tarifa bi - horária) para o consumidor final tipo é de 0,0778€ [15] é possível compara os gastos de cada par de scooter equivalentes atrás mencionado:

Tabela 2. Comparativo entre scooters equivalentes. Fonte: [53].

Marca_Modelo	Consumo 100km [€]
Peugeot e-Vivacity	0,62
Yamaha Aerox SP55	5,78
Vectrix VX-1	0,40
Keeway ARN 150	7,22

Apesar de ser um comparativo para apenas dois segmentos de potência equivalentes, é já elucidativo do quanto mais económica se torna a propulsão eléctrica. Este comparativo não tem em linha de conta o valor de aquisição dos veículos considerados. A produção em série de veículos equipados com MCI não pode ser comparada de uma forma justa com a produção ainda em pequena escala de veículos eléctricos.

O congestionamento das vias de comunicação nos centros urbanos, a escalada do preço dos combustíveis fósseis, o aumento das emissões poluentes, a necessidade de uma melhor qualidade de vida e ambiental, são factores que têm vindo a abrir caminho para uma maior e mais rápida penetração dos veículos eléctricos no dia-a-dia das urbes. É necessário alterar a cultura de mobilidade urbanística para que seja possível crescer de forma sustentável e essencialmente limpa!

3. ESTUDOS DE EFICIÊNCIAS ENERGÉTICAS DE VEÍCULOS

O veículo eléctrico apelidado de veículo “emissões zero” vê muitas vezes a sua reputação ecologista manchada pelo facto de acarretar emissões indirectas, uma vez que a electricidade necessária para carregar as baterias é gerada por centros que produzem emissões. Não deixa de ser verdade, mas a questão primordial reside na resposta à seguinte pergunta: Quanta poluição produz um veículo eléctrico por km, considerando todas as emissões, desde a fonte onde o combustível é extraído até ao consumo pelo motor que propulsiona o veículo? Quando se analisam os números descobre-se afinal que o veículo eléctrico é mais eficiente e menos poluidor do que as alternativas convencionais.

3.1. Eficiência energética global para diferentes combustíveis

Nem toda a energia gerada para fazer andar um veículo chega às rodas, parte desta energia é perdida sob a forma de atrito de fricção e calor. Estas perdas de energia ou ineficiências energéticas podem ser classificadas em dois grandes grupos: perdas associadas ao movimento da carga e perdas de conversão de energia.

Perdas associadas à carga são comuns a todos os tipos de veículos, independentemente do sistema de propulsão que os move, são forças que se opõem ao deslocamento. A força necessária para vencer os atritos, iniciar o movimento e mantê-lo é chamada força de tracção (F_{tr}). Esta é composta por quatro componentes¹ [16]: força aerodinâmica (F_{ad}), força de rolamento (F_{rr}), força gravítica (F_{hc}), força de inércia à aceleração linear (F_{la}). Medidas que diminuam o valor destas forças têm grande repercussão na autonomia de um veículo. Com a velocidade constante, isto é, $F_{la} = 0$, as forças que actuam no veículo são: a força resultante F_{tr} e as suas componentes F_{ad} , F_{rr} , F_{hc} .

¹ Desprezando a aceleração angular das partes rotacionais. [20]

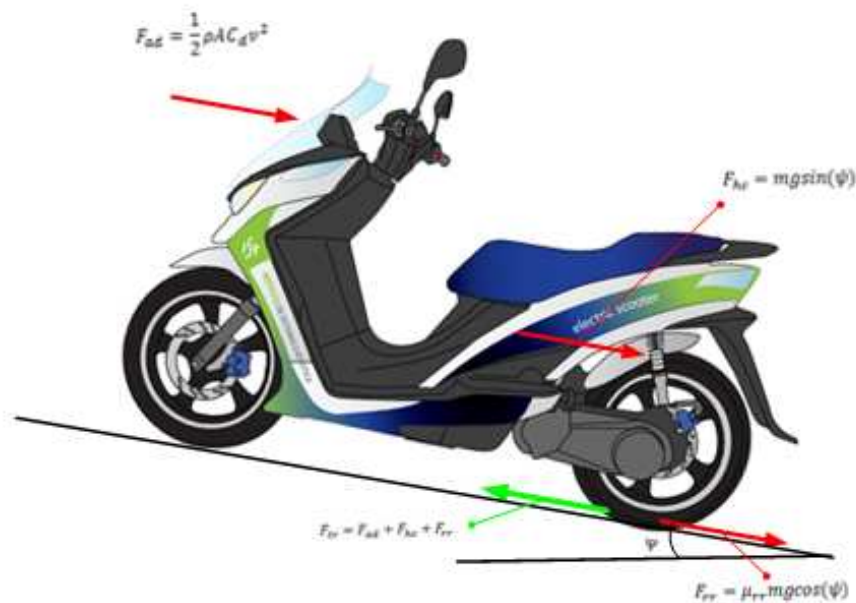


Figura 8. Forças a que o veículo em movimento com velocidade constante está sujeito.

As perdas associadas à conversão de energia são dependentes do combustível utilizado. Para calcular a eficiência energética parte-se do conteúdo energético do combustível (petróleo ou gás natural) tal qual é extraído do solo até este ser convertido no produto combustível final (gasolina ou electricidade), subtrai-se a energia necessária para o processamento e o transporte do combustível até ao veículo, e utiliza-se a eficiência da conversão da tecnologia propulsora do veículo. Todos os combustíveis podem ser descritos em termos de energia por unidade de massa ou volume. Na presente dissertação será utilizada a unidade MJ/kg para quantificar o conteúdo energético do combustível. Assim, a eficiência “*well-to-wheel*” virá expressa em km percorridos por Megajoule (km/MJ) de combustível da fonte consumido. Os sistemas de propulsão que estão hoje disponíveis para veículos de duas rodas são: gasolina, electricidade (baterias) e Hidrogénio (células de combustível). Nas secções seguintes efectua-se uma análise quantitativa para cada uma das alternativas de propulsão actuais.

3.2. Veículos a gasolina

A Energia química é armazenada na gasolina e o processo de combustão é utilizado para convertê-la em energia térmica. Os êmbolos dentro do motor convertem a energia

térmica em trabalho mecânico que permite o movimento das rodas, mas durante este processo cerca de 65% [17] da energia contida na mistura é perdida sob a forma de calor.

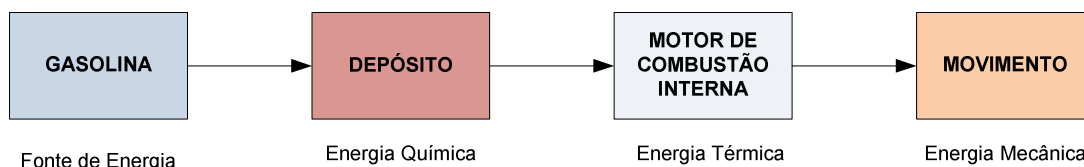


Figura 9. Conversões de energia no motor a gasolina.

O conteúdo energético da gasolina de 95 octanas é de aproximadamente 45,7 MJ/Kg [18] ou 34,3 MJ/L, em média, cerca de 18,3% [19] da energia original é perdida no processo de extração, processamento (refinação) e transporte, logo são necessários 41,98 MJ de petróleo para produzir 1 litro de gasolina disponível no local de abastecimento. Se considerarmos que uma scooter média consome 3L/100 km², isto é, 33,3 km/L, então a sua eficiência será de 33,3 km/L /41,98 MJ/L, ou seja, 0,79 km/MJ. Se considerarmos um veículo automóvel ligeiro de gama média teremos um consumo de 8L/100 km³, isto é, 12,5 km/L, então a sua eficiência será de 12,5 km/L/41,98 MJ/L, isto é, 0,30 km/MJ.

3.3. Veículos híbridos

Os veículos híbridos hoje predominantes recarregam as suas baterias com energia proveniente do motor de combustão interna, o que na perspectiva da eficiência energética e de poluição leva a ser considerados veículos a gasolina um pouco mais eficientes.

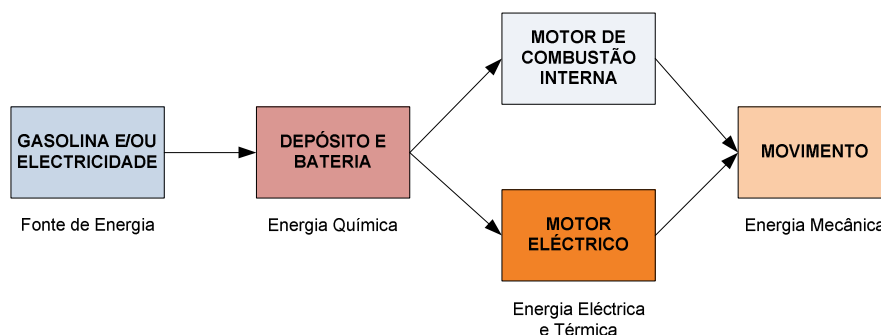


Figura 10. Conversões de energia no veículo híbrido.

² Valor aproximado por comparação com a scooter Honda PS125i, com sistema Stop&Go, 2,1 L/100km. [20]

³ Valor aproximado de acordo com o consumo em ciclo urbano do Volkswagen Golf 1.4 TSI (122cv) [21]

3.4. Veículos eléctricos

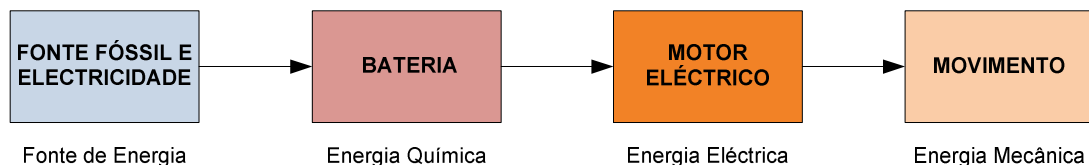


Figura 11. Conversões de energia no veículo eléctrico.

Se considerarmos um veículo automóvel eléctrico como o Tesla Roadster obtemos 2,53 km/MJ⁴ [22] ou de uma scooter eléctrica como a de 4kW da E-max temos 14,29 km/MJ [23]. Ao ciclo de carga e descarga, da bateria de iões de Lítio poderá ser considerada uma eficiência de cerca de 86% [24], ou seja, por cada 100 MJ de electricidade cedida à bateria apenas 86 MJ estão disponíveis para propulsionar o veículo, assim para o Tesla Roadster temos 2,53 km/MJ*86%, 2,18 km/MJ e para a Emax temos 14,29 km/MJ*86% = 12,29 km/MJ.

A forma mais eficiente de produzir electricidade é através de um ciclo combinado gás natural e gerador eléctrico, um gerador de ciclo combinado queima o gás numa turbina a gás de elevada eficiência e usa o calor produzido na turbina para produzir vapor que vai accionar uma segunda turbina e ambas as turbinas accionam o gerador eléctrico. Um gerador com 60% de eficiência [25], constitui o valor máximo hoje atingível, o que significa ainda que mesmo assim 40% da energia do gás natural é desperdiçada. A recuperação do gás é 97,5% eficiente [26] e o seu processamento também. A electricidade é transportada através da rede eléctrica que detém uma eficiência de 92% [27]. Obtém – se assim uma eficiência “Well-to-electric-outlet” de 60%*92%*97,5%*97,5% = 52,5%. Tendo em consideração a eficiência *well-to-electric-outlet* da produção de electricidade e a eficiência *electric-outlet-to-wheel* dos veículos considerados, a eficiência energética *well-to-wheel* do Tesla Roadster virá 2,18 km/MJ*52,5% = 1,14 km/MJ e da Emax virá 12,29 km/MJ*52,5% = 6,45 km/MJ.

⁴ Referência bibliográfica [16], p.2.

3.5. Veículos com célula de combustível

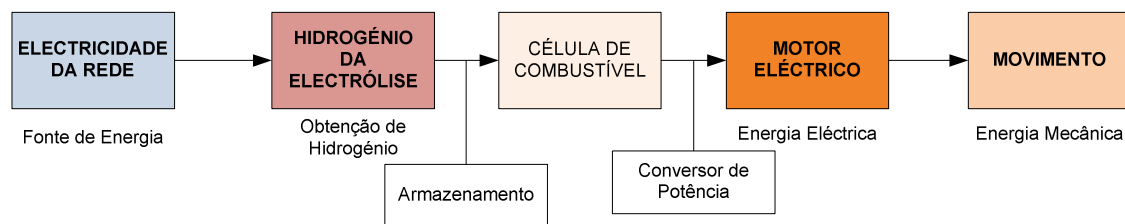


Figura 12. Conversões de energia no veículo com célula de combustível.

O Hidrogénio existe na natureza como forma integrante de compostos químicos como o gás natural (CH_4) ou água (H_2O). Actualmente a forma mais eficiente de produzir hidrogénio é através da reforma do gás natural. A eficiência de novas estações *well-to-tank* do Hidrogénio produzido a partir do gás natural, incluindo a geração, transporte e compressão é estimada entre os valores de 52% e 61% [28]. A eficiência máxima de uma célula de combustível com membrana de troca de protões (PEM) é de 50% [29]. O produto final da PEM é electricidade, logo assumirmos que um veículo movido a célula de combustível tem a mesma eficiência de um veículo eléctrico [30], 2,78 km/MJ (veículo automóvel) e 14,29 km/MJ (Scooter eléctrica 4kW), a eficiência energética *well-to-wheel* de um veículo movido a célula de combustível será: $2,78 \text{ km/MJ} * 50\% * 61\% = 0,85 \text{ km/MJ}$ para o veículo automóvel e será: $14,29 \text{ km/MJ} * 50\% * 61\% = 4,36 \text{ km/MJ}$ para a scooter eléctrica.

Apesar de alguns entusiastas das células de combustível defenderem a produção de hidrogénio a partir da electrólise da água, a eficiência *well-to-tank* do hidrogénio obtido através deste processo é apenas de 22% [31]. Actualmente é difícil competir com os 86% de eficiência das baterias de Lítio actuais. Mesmo com valores de eficiência elevados para a obtenção de electricidade através de uma PEM a Hidrogénio, o veículo necessita de três vezes mais electricidade da rede para percorrer a mesma distância.

A tabela de valores que se segue resume em termos quantitativos o exposto no texto acima.

Tabela 3. Eficiências dos diferentes veículos. Fonte: [32]

Tecnologia	Veículos Exemplo	Fonte de Combustível	Eficiência Well-to-station	Eficiência2 do Veículo	Eficiência3 Well-to-wheel
Gás Natural	Honda CNG	Gás natural	86,0%	0,37 km/MJ	0,32 km/MJ
PEM Hidrogénio	Honda FCX	Gás natural	61,0%	0,57 km/MJ	0,35 km/MJ
Diesel	VW Jetta Diesel	Petróleo	90,1%	0,53 km/MJ	0,48 km/MJ
Gasolina	Honda Civic VX	Petróleo	81,7%	0,63 km/MJ	0,51 km/MJ
Gasolina	Scooter	Petróleo	81,7%	0,79 km/MJ	0,65 km/MJ
Híbrido (Gás/Elect)	Honda Insight	Petróleo	81,7%	0,78 km/MJ	0,64 km/MJ
Eléctrico	Tesla Roadster	Gás natural	52,5%	2,18 km/MJ	1,14 km/MJ
Eléctrico	Emax 4kW	Gás natural	52,5%	12,29 km/MJ	6,45 km/MJ

Tendo em atenção a massa de cada veículo obteve-se os valores da tabela seguinte para as eficiências *well-to-wheel*,:

Tabela 4. Eficiência *well-to-wheel* dos diferentes veículos por unidade de massa.

Tecnologia	Veículos Exemplo	Peso dos Veículos ⁵	Eficiência Well-to-wheel	Well-to-wheel km/MJkg
Gás Natural	Honda CNG	1320 kg	0,32 km/MJ	0,000242
PEM Hidrogénio	Honda FCX	1680 kg	0,35 km/MJ	0,000208
Diesel	VW Jetta Diesel	1395 kg	0,48 km/MJ	0,000344
Gasolina	Honda Civic VX	1235 kg	0,51 km/MJ	0,000413
Gasolina	Scooter	135 kg	0,65 km/MJ	0,004815
Híbrido (Gás/Elect)	Honda Insight	1650 kg	0,64 km/MJ	0,000388
Eléctrico	Tesla Roadster	1235 kg	1,14 km/MJ	0,000923
Eléctrico	Emax 4kW	191 kg	6,45 km/MJ	0,03377

O Veículo eléctrico Tesla Roadster é o mais eficiente relativamente aos restantes automóveis. A scooter eléctrica é a mais eficiente em comparação com a scooter equivalente a gasolina. Em ambos os casos a propulsão eléctrica revela-se a mais eficiente.

⁵ Pesos retirados das referências bibliográficas [33], e [34] à [41].

3.6. Eficiência dos diferentes transportes urbanos

A comparação entre os diferentes tipos de meios de transporte está muito longe de ser precisa, diversos factores como a utilização preferencial dada aquele tipo de veículo, as condições de utilização (mais em tempo seco, molhado ou ambos), a faixa etária do condutor tipo, as vias de comunicação mais adequadas à sua mobilidade, etc, são variáveis impossíveis de quantificar de forma exacta.

Estudos energéticos no sector dos transportes americano para 2009⁶ permitiram elaborar a Tabela seguinte, a partir da qual é possível efectuar um comparativo do consumo energético entre os diferentes meios de transportes aí mencionados.

Tabela 5. Energia consumida por ocupante e viatura por milha. Fonte: [43]

	Number of vehicles (thousands)	Vehicle-miles (millions)	Passenger-miles (millions)	Load factor (persons/vehicle)	Energy intensities		Energy use (trillion Btu)
					(Btu per vehicle-mile)	(Btu per passenger-mile)	
Cars	134,880.0	1,606,815	2,490,564	1.55	5,484	3,538	8,811.0
Personal trucks	88,683.4	934,631	1,719,722	1.84	6,740	3,663	6,299.4
Motorcycles	7,929.7	20,800	24,128	1.16	2,854	2,460	59.4
Demand response ^a	68.9	1,529	1,477	1.0	15,111	15,645	23.1
Buses							200.0
Transit	65.4	2,345	21,645	9.2	39,160	4,242	91.8
Intercity ^c							31.4
School ^f	683.7						76.9
Air							1,751.4
Certificated route ^d		5,453	541,646	99.3	280,734	2,826	1,530.8
General aviation	223.9						220.6
Recreational boats	13,290.7						245.7
Rail	20.7	1,402	36,150	25.8	66,916	2,594	93.8
Intercity (Amtrak)	0.3	283	5,914	20.9	50,924	2,435	14.4
Transit	13.5	775	19,004	24.5	61,663	2,516	47.8
Commuter	6.9	344	11,232	32.7	91,936	2,812	31.6

Efectuando uma conversão de unidade de [Btu/ocup.milha] para [kJ/ocup.km], e considerando apenas os meios de transporte urbanos mais comuns, isto é, viatura ligeira (*Cars*), utilitário desportivo (*Personal trucks*), moto (*Motorcycles*), autocarro (*Buses Transit*) e comboio urbano (*Rail Commuter*), obtem-se a seguinte tabela:

Tabela 6. Energia consumida por ocupante e viatura em percursos urbanos. Fonte: [44]

	Intensidade Energética	
	[Btu/ocup.milha]	[kJ/ocup.km]
Carro	3538	2329
Utilitário desportivo	3663	2412

⁶ Tabela retirada da referência bibliográfica [43].

Moto	2460	1620
Autocarro	4242	2793
Comboio urbano	2812	1851

A moto é o meio de transporte que menos energia por ocupante utiliza nas deslocações urbanas seguida do comboio urbano.

3.7. Custo energético, bicicleta *versus* convencional

Neste contexto surgiu recentemente um meio de transporte agregador, a bicicleta eléctrica, que procura associar à sua utilização benefícios para a saúde e meio ambiente com a conveniência do veículo motorizado. Existem no entanto algumas reservas relativamente a esta devido ao custo ambiental acrescido por parte das baterias e electricidade que acarreta o seu uso, contudo, existem estudos que provam o contrário.

Numa bicicleta eléctrica o motor substitui o trabalho humano, e este é conseguido à custa do aumento do consumo de alimentos. Por outro lado, existem algumas reservas quanto aos métodos de cálculo da eficiência energética destas últimas. A única forma de quantificar correctamente a sustentabilidade da bicicleta eléctrica face à bicicleta tradicional é através de uma análise comparativa de ciclo de vida.

No estudo [45] foram efectuadas algumas simplificações:

1. Considerou-se que o consumo energético é similar entre as bicicletas, convencional e bicicleta eléctrica, uma vez que ambas apresentam o mesmo perfil aerodinâmico, e o peso adicional do motor e baterias é uma pequena percentagem do peso bruto do veículo. Uma vez que a assistência eléctrica se encontra limitada aos 32 km/h, cerca da velocidade média de um ciclista experiente, é possível assumir esta aproximação de primeira ordem com algum rigor.
2. Adicionalmente, o motor, controlador e carregador não necessitam de manutenção e têm um período de vida útil muito longo, tirando os custos iniciais contribuem pouco para o custo ambiental. O componente que realmente necessita de ser substituído é a bateria.

3. São ignorados os efeitos secundários; benefícios para a saúde e o custo do exercício não serão tidos em conta na análise da bicicleta convencional, os resíduos tóxicos provenientes da reciclagem das baterias.

3.7.1. Propulsão humana

Consideradas estas simplificações a análise de ciclo de vida resume-se à comparação energética entre os dois veículos. Esta processa-se da seguinte forma: No início determina-se a energia primária que é necessária para produzir os alimentos ingeridos e transformados em trabalho muscular. Posteriormente este valor é comparado com o valor de energia primária necessária para obter o mesmo trabalho através da bateria e do motor.

Energia e produção de alimentos: Na sociedade ocidental a produção de comida detém uma generosa fatia do bolo total de consumo energético. No Canadá atinge os 11% do total de energia consumida por todos os sectores de actividade. Este número inclui a energia consumida directamente pela indústria agrícola, a energia usada para produzir fertilizantes, pesticidas, transporte e confecção de produtos alimentares. Per - capita são 56 MJ, ou seja, 13400 kcal por dia. Por comparação, o cidadão representativo de toda a amplitude de facha etária, consome em média um total 2000 kcal por dia em alimentação. Assim, a eficiência global de produção alimentar é 2:13,4, ou seja, por cada caloria disponível sob a forma de alimento 7 calorias são gastas a produzi-la. Por exemplo, para a Suécia a eficiência é de 1:7, Estados Unidos é de 1:11, e na sociedade ocidental a média centra-se nos 1:10.

Eficiência metabólica: Estudos calorimétricos têm demonstrado que um atleta de ciclismo tem eficiências da ordem dos 22 a 26%, dependendo da cedência com que pedala. Isto significa que cada caloria de energia mecânica que o atleta despense a pedalar na bicicleta consome aproximadamente 4 calorias de energia proveniente da sua alimentação.

Combinando a eficiência da produção de alimentos com a eficiência do metabolismo humano é possível obter a eficiência final do potencial humano energético:

$$N_{humano} = 1:7 * 1:4 = 1:28. \quad (1)$$

em média por cada unidade de energia mecânica que é entregue por um ciclista ao pedal de uma bicicleta, este necessita de 28 unidades de energia primária (oriunda de combustíveis fósseis).

3.7.2. Propulsão eléctrica

Produção de Baterias: A fonte de armazenamento de energia de uma bicicleta eléctrica é a bateria recarregável. No mercado são essencialmente 4 os tipos de composições químicas mais utilizadas: a de Chumbo ácida (PbA), as de Níquel Cadmium (NiCd), as de Hidretos Metálicos de Níquel (NiMH) e Iões de Lítio (Li-ion) sendo esta última a mais promissora. A escolha do tipo de baterias resume-se à ponderação dos factores: elevada densidade energética das de Lítio e das de Hidretos Metálicos face ao custo muito mais atractivo das baterias de chumbo e ao ciclo de vida muito superior das de NiCd. Não é fácil encontrar informação sobre a energia total necessária para a produção de baterias. O investigador sueco Johan Carl Rydh, Director e responsável pelo Centro de Testes de baterias da “ETC Battery and FuelCells AB” na Suécia, autor de várias obras sobre baterias, compilou entre outros a informação⁷ que se expões na Tabela 7:

Tabela 7. Custo energético de fabrico das baterias. Fonte: [46]

Battery Type	Materials Recovery [MJ/kWh]	Manufacturing [MJ/kWh]	Total [MJ/kWh]
Li-ion	670	1200	1900
NiCd	2000	2100	4100
NiMH	1600	2100	3700
PbA	770	420	1200

Rydh obteve a informação dos custos energéticos de produção directamente dos fabricantes, estando incluídos os custos energéticos da obtenção e transporte da matéria - prima até à fábrica, que serão consideravelmente inferiores se as fontes de obtenção forem recicláveis. Está também incluído o custo de transporte da bateria até ao utilizador final.

Como a maioria das baterias são actualmente produzidas na Ásia, a tabela seguinte apresenta o custo total de transporte, baseado na sua densidade energética e utilizando uma distância de 10.000 km entre a cidade de Vancouver no Canadá e a Tailândia e uma eficiência do transporte via aérea de 20 MJ/km.tonelada.

Tabela 8. Custo energético do transporte. Fonte: [47]

Battery	Energy density	Transportation	Distance	Transportation
---------	----------------	----------------	----------	----------------

⁷ Relativamente a valores de 2004.

Type	[kWh/kg]	Eff. [MJ/tonelada- km]	(1000 km)	Cost [MJ/kWh]
Li-ion	0,12	20	10	1700
NiCd	0,04	20	10	5000
NiMH	0,06	20	10	3300
PbA	0,025	20	10	8000

No caso das baterias de Lítio e de Hidretos metálicos o custo de energia de transporte é praticamente o mesmo do custo de fabrico, enquanto no caso das baterias de Chumbo o custo de transporte é 7 vezes superior.

3.8. Ciclo de vida da bateria

A quantidade de energia que pode ser extraída de uma bateria é igual à sua capacidade em Wh vezes os ciclos de cargas completas e descargas (n) que são possíveis efectuar:

$$E = wh \times n \quad (2)$$

A energia mecânica entregue à bicicleta é o produto da energia total pela eficiência do motor:

$$E_{mec} = E \times \eta_{motor} \quad (3)$$

A energia total consumida pela bateria no processo de carregamento (*Tot. Energy In*) é superior à entregue ao motor devido às perdas em cada conversão de estado desde a rede até à bateria (*Tot. Energy Out*), como ilustram as duas últimas colunas da tabela seguinte:

Tabela 9. Eficiências e energias. Fonte: [48]

Battery Type	Cycles	Grid Efficiency	Charging Efficiency	Charger Efficiency	Bike Motor Efficiency	Tot. Energy In [MJ/kWh]	Tot. Energy Out [MJ/kWh]
Li-ion	500	0,5	0,95	0,85	0,75	4500	1400

NiCd	1000	0,5	0,8	0,85	0,75	10600	2700
NiMH	300	0,5	0,6	0,85	0,75	4200	800
PbA	250	0,5	0,8	0,85	0,75	2600	700

O número de ciclos de carga tanto para as baterias de Hidretos Metálicos como para as de Chumbo ácidas são baseados em testes reais tendo como fonte utilizadores deste tipo de veículos, os 500 ciclos são considerados uma visão optimista devido à elevada taxa de utilização.

A eficiência no carregamento é o rácio entre a energia entregue pela bateria e a energia eléctrica cedida:

$$\varepsilon_{\text{carregamento da bateria}} = \frac{\text{Energia entregue pela bateria}}{\text{Energia eléctrica cedida}} \quad (4)$$

As baterias de Lítio têm uma eficiência que depende da rapidez da carga e descarga, mas que é de aproximadamente 90%, nas restantes baterias reacções secundárias são responsáveis pelo consumo de uma quantidade considerável de energia durante o ciclo de carga, rondando os 85% de eficiência e um factor de 75% de eficiência por parte dos motores hub da maioria das bicicletas eléctricas. A eficiência da rede considerada é de 50%.

Para calcular a eficiência energética de uma bicicleta eléctrica é utilizado o seguinte rácio:

$$\varepsilon_{\text{energética da bicicleta eléctrica}} = \frac{\text{Energia fornecida}}{\text{Energia cedida}} \quad (5)$$

que se calcula da seguinte forma para cada uma das baterias apresentadas:

$$\varepsilon_{\text{energética da bicicleta eléctrica}} = \frac{\text{Energia fornecida}}{E_{\text{rede}}^8 + E_{\text{transporte}} + E_{\text{produção}}} \quad (6)$$

O gráfico que se segue, contrariamente ao que seria espectável, demonstra que a bicicleta eléctrica é mais eficiente energeticamente do que o ser humano, mesmo equipada com baterias de diferentes composições químicas e eficiências energéticas.

⁸ Energia cedida pela rede para carregar a bateria.

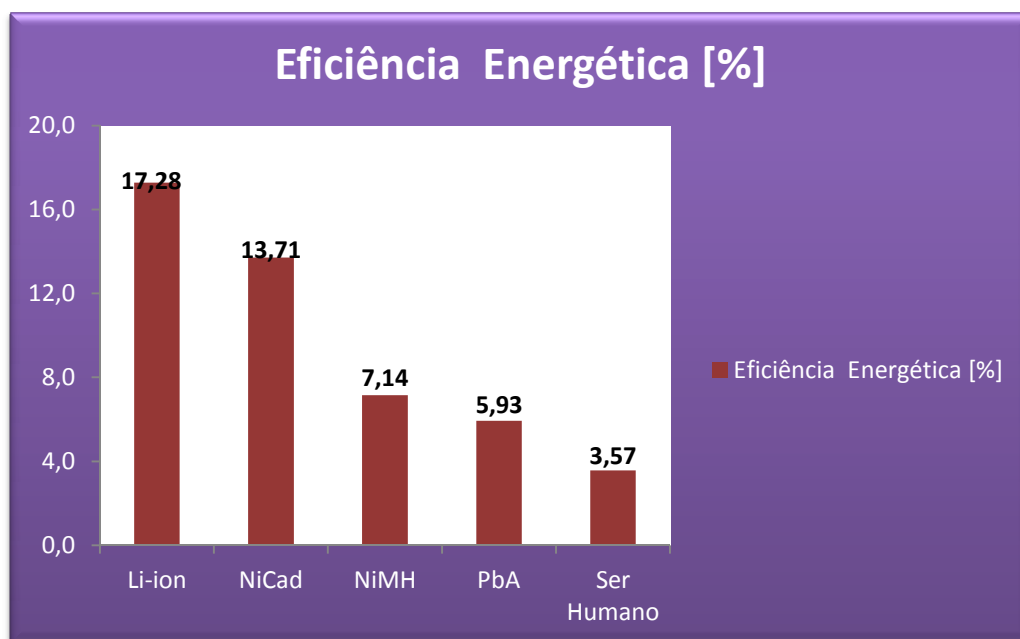


Figura 13. Eficiências energéticas. Fonte: [31].

O facto de este estudo datar de 2004 apenas significa:

1. No contexto actual o valor da eficiência de uma bicicleta eléctrica ser superior, devido ao investimento e desenvolvimento desta tecnologia de baterias.
2. O desenvolvimento da indústria de alimentos processados, mais calóricos e menos nutritivos, nos últimos anos, reforçam a discrepância entre o potencial energético humano para pedalar uma bicicleta convencional e a eficiência de uma bicicleta eléctrica.

3.9. Emissões – Produtos da Combustão

Ao longo dos anos tem existido a preocupação de reduzir as emissões poluentes tanto dos veículos como das centrais de produção de combustível. A queima de um combustível gera emissões. Os GHG são além do vapor de água e dióxido de carbono (CO_2), o metano (CH_4), o óxido nitroso ou protóxido de nitrogénio (N_2O) e o ozónio (O_3). Segundo dados do Eurostat (2009), o sector dos transportes não tem sido, desde 1991 a 2007, o maior contribuidor para a emissão dos gases de efeito de estufa, mas na União Europeia detém o segundo lugar. As emissões em Portugal são maioritariamente provocadas pelo sector de geração de energia eléctrica, sendo o subsector dos transportes responsável por 24,9% das emissões totais de GEE.

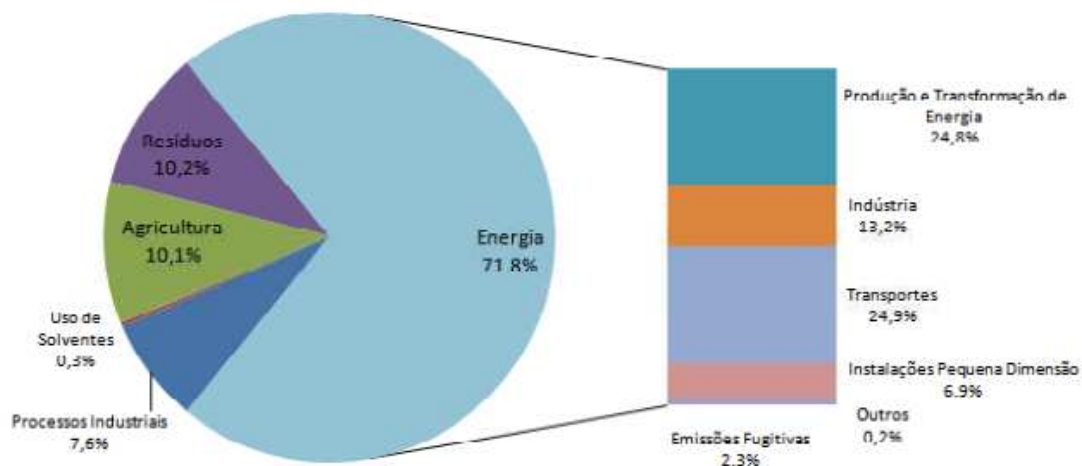


Figura 14. Emissões de GEE por sector em Portugal. Fonte: [49]

Desde o local onde é captada até ao consumidor, a energia passa por diversas etapas: extracção, refinação, transporte, armazenamento e uso. A Figura que se segue apresenta o balanço energético no sector dos transportes rodoviários.

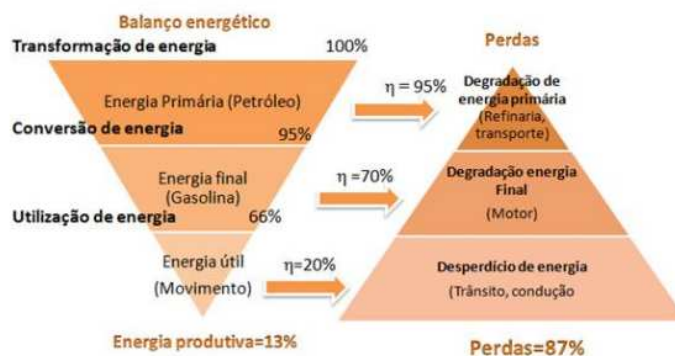


Figura 15. Balanço energético no sector dos transportes rodoviários. Fonte: [50]

De toda a energia consumida pelo sector dos transportes apenas 13% é usada. Este baixo rendimento é indicativo da necessidade de uma utilização da energia de forma eficiente e devem ser tidos em conta factores como o impacto ambiental e as ineficiências associadas ao uso desta nas actividades humanas.

A matriz energética da era pós – Quioto veio transformar o desafio de um futuro mais limpo numa corrida às fontes de energia sustentáveis. A Europa detém hoje elevado conhecimento no que diz respeito a tecnologias das renováveis, fruto do esforço de investigação e desenvolvimento em parceria com a indústria; evolução essa patente na Figura 16:

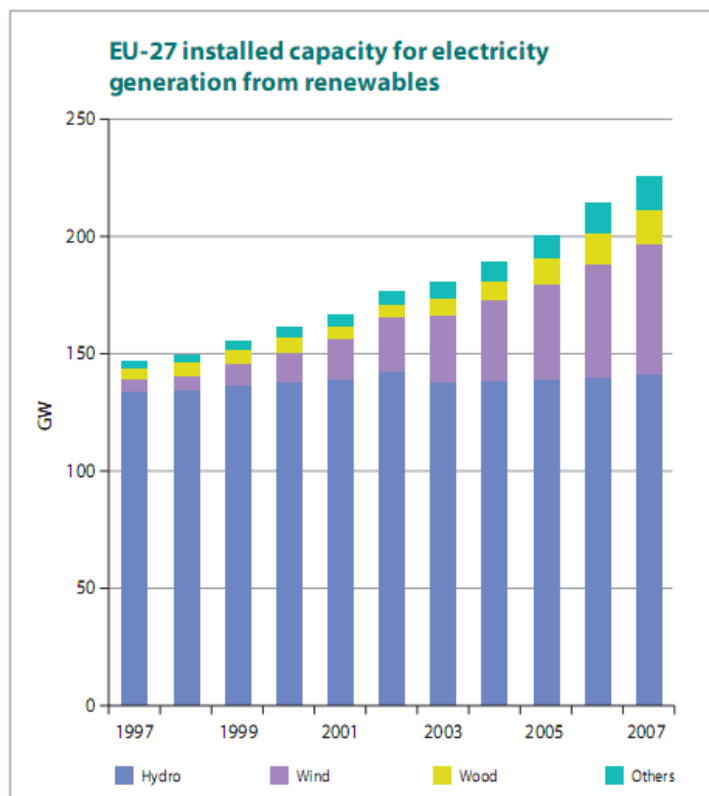


Figura 16. Evolução da capacidade de instalação das energias renováveis para a geração de electricidade.

Fonte: [51]

Os progressos alcançados situam-se na eficácia dos equipamentos de captura e de exploração em termos de potência instalada, custo kWh fornecido, aplicações destinadas a utilizações específicas, soluções de armazenamento, etc.

Está sem dúvida aberto o caminho para a implementação do veículo eléctrico como menos poluidor do que o equipado com o MCI, considerando desde a fonte de energia primária até ao consumidor!

3.10. Ruído

O ruído é uma das externalidades quando se fala em emissões no sector dos transportes. Ruído, acidentes e congestionamentos estão normalmente ligados por factores de carácter sócio ambientais. As fontes naturais de emissão de ruído não são consideradas poluição sonora, o seu carácter intermitente e ocasional apenas causa mau estar passageiro. As fontes artificiais de ruído pela sua intensidade e ininterruptão, como é o caso dos congestionamentos de tráfego característicos dos grandes aglomerados urbanos, são

consideradas poluição sonora. O veículo de combustão interna, pela sua natureza, engloba fontes geradoras de ruído provenientes dos mecanismos físicos que estão na base do seu funcionamento. O sistema de propulsão eléctrica baseia-se nas leis do electromagnetismo e não emite níveis significativos de ruído.

4. ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

A bateria é um dispositivo que converte a energia química, armazenada no seu interior, em energia eléctrica através de uma reacção electroquímica de oxi-redução. São constituídas por um conjunto de células electroquímicas ligadas em série e/ou paralelo, dependendo do nível de tensão e corrente desejados. Os principais parâmetros das baterias para uma determinada aplicação são: densidade de potência, densidade de energia e os ciclos de carga e descarga.

A densidade de potência de uma bateria é importante porque influencia a capacidade de aceleração do veículo, caracteriza-se pelo número de watts por kg de massa que a bateria consegue fornecer. Se a potência específica da bateria for baixa, significa que a libertação de energia é lenta. Idealmente, para situações de trânsito urbano, em que as solicitações de grandes descargas de energia à bateria são relativamente curtas no tempo, para - arranca, arranques em plano inclinado contrário ao movimento, ultrapassagem mais rápida, etc., quanto maior for este valor melhor. Numa bateria a densidade de potência é normalmente medida a 80% do estado de carga (SOC). A densidade de potência relaciona a potência com o volume, e é dada em watt por litro ou watt por quilograma.

Um valor elevado de densidade de energia de uma determinada composição química de uma bateria significa que esta consegue armazenar grandes quantidades de energia, é um factor importante na determinação da autonomia de um veículo. A densidade de energia representa a quantidade de energia em watt-hora que a bateria consegue fornecer por litro, ou por quilograma, e quanto maior o valor desta característica menor é a dimensão da bateria.

Os ciclos de carga e descarga são o número de vezes que é possível fazer carga e descarga até que a bateria não consiga exceder os 80% do seu SOC.

As secções que se seguem efectuem uma análise de características das baterias. São indicados factores determinantes para a sua exclusão no veículo eléctrico de duas rodas.

4.1. Baterias de Chumbo ácido

O processo de carga e descarga é essencialmente reversível sem grandes efeitos de deterioração. Tem um desempenho confiável numa ampla faixa de temperaturas, mas apresenta uma densidade energética baixa. A sua popularidade deve-se em grande parte ao bom desempenho e ciclo de vida a baixo custo relativamente às demais. Com o desenvolvimento de novas tecnologias como a de iões de Lítio, mais eficientes a vários níveis, remeteu este tipo de bateria para aplicações em que o peso e as solicitações de carga são moderadas, caso dos veículos eléctricos que não circulam nas ruas, carros de golfe, empilhadores eléctricos, transportadores de malas nos aeroportos, etc.

4.2. Baterias alcalinas

4.2.1. Baterias de Níquel Cádmio

Têm rendimentos e autonomia superiores às de Chumbo mas por um custo mais elevado. Suportam stress eléctrico e mecânico, têm vida longa e requerem pouca manutenção. Pouco ecológico devido à presença de metais tóxicos como o Cádmio. Descarregam-se rapidamente e sofrem algum efeito de memória.

4.2.2. Baterias de Níquel Ferro

Têm vida longa robustez e durabilidade mas possuem baixa energia específica, baixa retenção de carga e performance fraca a baixas temperaturas. Elevado custo. Peso, ineficiências ao nível da carga e performance, elevado custo, são factores de exclusão para a mobilidade eléctrica.

4.2.3. Baterias de Óxido de Prata

Se a bateria utilizar Prata-Zinco, possui uma alta densidade de energia e baixa resistência interna, ideal para descargas a correntes elevadas. A vida útil é pequena e a sua performance cai mais drasticamente que os outros tipos de baterias. A que utiliza Prata-Cádmio possui um ciclo de vida maior e melhor performance a baixas temperaturas, mas inferior à de Níquel-Cádmio. Custo muito elevado e utilizada para aplicações específicas como o espaço, incomportável para veículos eléctricos.

4.2.4. Baterias de Níquel Zinco

Têm média performance, a sua densidade de energia é cerca do dobro da de Níquel-Cádmio. Ciclo de vida reduzido, torna-as pouco atractivas para aplicações de mobilidade urbana.

4.2.5. Baterias de eléctrodo de Hidrogénio

Mais conhecidas por Hidretos Metálicos de Níquel, têm energia específica, densidade de energia e vida útil maior que as de Níquel-Cádmio. A ausência do Cádmio torna-a ecologicamente mais correcta. Tem uma taxa de descarga inferior à de Níquel-Cádmio, mas relativamente a esta última é menos tolerante a sobrecargas e requer controlo na taxa de carga, tornando-a menos eficiente em cargas rápidas. É uma aplicação interessante para veículos eléctricos e híbridos automóveis, equipando já alguns modelos como o Insight da Honda e o Prius da Toyota. De volumetria mais limitada, os veículos eléctricos de duas rodas não permitem incorporar um grande número de células, e a sua inércia inferior a um veículo automóvel, permite solicitações bruscas e frequentes de potência às baterias que mais rapidamente se esgotam. A menor eficiência em cargas rápidas torna-se uma desvantagem para a aplicação destas baterias num motociclo.

4.2.6. Baterias de Dióxido de Zinco/Magnésio

Têm ciclo de vida e capacidade limitada mas menor custo que as demais. A limitação dos ciclos de vida podem aumentar o seu custo, um veículo pretende substituir as suas baterias o menor número de vezes possível, e a capacidade limitada é factor determinante de exclusão.

4.2.7. Baterias de íões de Lítio

Estas baterias são constituídas por grupos de células fechadas que não necessitam de manutenção. Têm um ciclo de vida longo e operam em ampla faixa de temperaturas. Grande tempo de vida armazenadas. Têm capacidade de carga rápida, o que se torna vantajoso em termos de aplicações em veículos eléctricos. Alta taxa e grande potencial de descarga, o que as torna ideais para aplicações com solicitações de binário variável. Alta eficiência de corrente e energética, elevada energia específica e densidade de energia. Sem

efeito de memória, permitindo sucessivos ciclos de recarregamento necessários à utilização dos veículos eléctricos.

A Tabela 10 permite fazer um comparativo entre as diferentes baterias secundárias:

Tabela 10. Características das baterias secundárias. Fonte: [52]

	Primary batteries			Secondary batteries			
	Zn/alkaline/MnO ₂	Li/MnO ₂	Li/SO ₂	Nickel-cadmium	Lead-acid	Nickel-metal hydride	Lithium-ion
Nominal cell voltage, V	1.5	3.0	3.0	1.2	2.0	1.2	4.1
Specific energy (Wh/kg)	145	230	260	35	35	75	150
Energy density (Wh/L)	400	535	415	100	70	240	400
Charge retention at 20°C (shelf life)	3–5 years	5–10 years	5–10 years	3–6 months	6–9 months	3–6 months	9–12 months
Calendar life, years	—	—	—	4–6	3–8	4–6	5+ yrs
Cycle life, cycles	—	—	—	400–500	200–250	400–500	1000
Operating temperature, °C	–20 to 45	–20 to 70	–40 to 70	–20 to 45	–40 to 60	–20 to 45	–20 to 60
Relative cost per watthour (initial unit cost to consumer)	1	6	5	15	10	25	45

As baterias de iões de Lítio são as que apresentam características para aplicações em veículos eléctricos. Embora as de Hidretos Metálicos de Níquel também sejam atractivas o número de ciclos inferiores é penalizante, face às de Lítio, para aplicações em veículos eléctricos puros. Nos veículos híbridos o número de ciclos não é tão penalizante devido à presença do MCI, e o preço mais atractivo das de Níquel faz com que sejam as escolhidas para este tipo de veículos.

4.2.7.1. Composições químicas alternativas das baterias de iões de Lítio

Lítio Óxido de Cobalto (LO_2Co) foi o primeiro composto químico a ser utilizado como material para o cátodo das baterias de Lítio [53]. Este apresenta duas desvantagens, instabilidade química a temperaturas relativamente baixas e perigo de explosão com a deterioração do cátodo. Estas razões levaram à procura de materiais mais seguros e com desempenho semelhante. A Figura 17 ilustra os pontos de ruptura e respectivo montante de energia libertada para cátodos de diferentes compostos de Lítio.

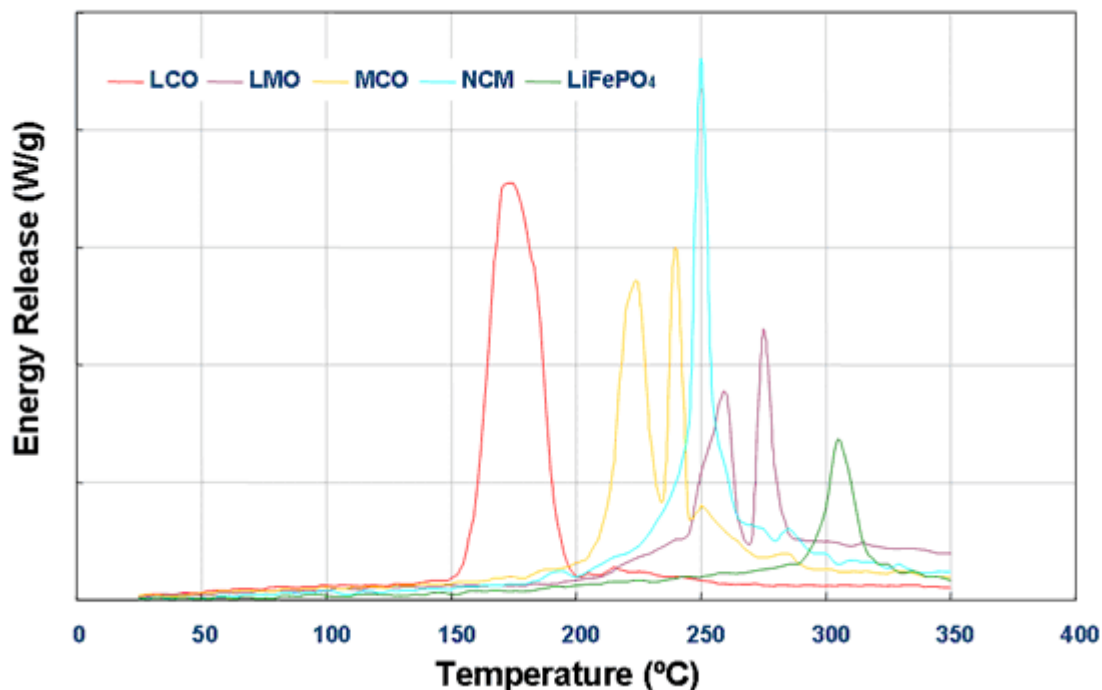


Figura 17. Pontos de ruptura e respectivo montante de energia libertada para cátodos de diferentes compostos. Fonte: [54]

Pode ver-se que o cátodo de iões de Lítio Fosfato entram em ruptura com libertação de oxigénio a temperaturas bem mais elevadas que os restantes, e quando o fazem o montante de energia libertada é muito inferior. As baterias de iões de Lítio, mais concretamente as de iões de Lítio Fosfato de Ferro ($LiFePO_4$) são, por agora, a melhor solução para o veículo eléctrico de duas rodas.

4.3. Sistema de gestão das baterias

Para o veículo eléctrico o sistema de gestão das baterias, ou BMS (Battery Management System) é um sistema complexo de gestão de energia, comunicação e de segurança crucial. Estes podem ter diferentes arquitecturas mas existem funções que são comuns a todos, nomeadamente proteger as células prolongando o período de vida útil e garantir que o seu estado lhe permite cumprir os requisitos necessários à aplicação para a qual se encontra a fornecer energia. Para cumprir estes objectivos podem ser configuradas várias funções:

- Protecção das células: garantindo que durante o seu tempo de vida útil os valores de tensão e corrente não ultrapassam os limites de tolerância indicados pelo fabricante.
- Controlo do carregamento: garantindo que é feito de acordo com as indicações do fabricante e especificações da bateria construída.
- Gestão da carga: minimizar a corrente drenada através de técnicas de gestão de potência prolongando o tempo entre carregamentos.
- Determinação do estado de carga, SOC (State of Charge): tanto para a bateria como para cada célula individualmente. Esta informação permite ao condutor saber a autonomia do seu veículo até ao próximo carregamento, ou como parâmetro para o circuito de controlo do processo de carregamento. Em modo regenerativo permite proteger a bateria de sobrecargas.
- Determinação do SOH (State of Health): é a medida da capacidade que a bateria dispõe para entregar a energia ao sistema que alimenta. É vital para a programação de medidas de manutenção quando estas existem.
- Balanceamento das células: num sistema de bateria com múltiplas células, existem pequenas variações dimensionais dentro dos limites de tolerância. Estas diferenças são responsáveis por alterações de operacionalidade que vão aumentando entre cada ciclo completo de carregamento. Células mais enfraquecidas sofrem maior pressão enfraquecendo ainda mais relativamente às vizinhas, e se o processo continuar a cada carregamento podem mesmo esgotar-se e causar a falha de toda a bateria. O balanceamento é um processo que garante um nível comum de carga em todas as células, prolongando assim a vida da bateria.
- Histórico (Log Book Function): monitorizar e armazenar o histórico da bateria permite saber o SOH da bateria, mas também saber se foi utilizada ou não de forma incorrecta. É um processo importante em termos de garantia, permite ter acesso a parâmetros como o número de ciclos a que já esteve sujeita, temperatura e tensão máxima, valores máximos de corrente de carregamento e descarga.
- Permite alojar informação sobre o fabricante das células e constituição química importante em caso de possíveis reclamações face a falhas em período de garantia.
- Comunicação: entre a bateria e outros sistemas do veículo ou componentes, como o carregador ou equipamento de teste.

Mais funções do que as atrás descritas podem ainda ser incorporadas pelo sistema BMS, funções que permitem detectar qual o modo de operação adequado à situação em que o veículo se encontra, em aceleração, travagem, velocidade cruzeiro, etc.

5. MODELAÇÃO DO VEÍCULO

O estudo dinâmico de um veículo motorizado de duas rodas é mais complexo do que o de um automóvel. A estabilidade do movimento do veículo em condução depende do binómio condutor – veículo impossível de dissociar, o que naturalmente aumenta a complexidade do estudo.

O comportamento do veículo em curva deve ser analisado juntamente com a estabilidade do movimento em equilíbrio. Para um veículo automóvel apenas são necessários contabilizar o momento de rotação segundo o eixo dos ZZ , o *yaw*, e a aceleração lateral; para um veículo de duas rodas é necessária a contabilização adicional do momento de rotação em torno do eixo dos XX , o *roll*, para a situação de equilíbrio em curva e também a variável livre do movimento ângulo de direcção.

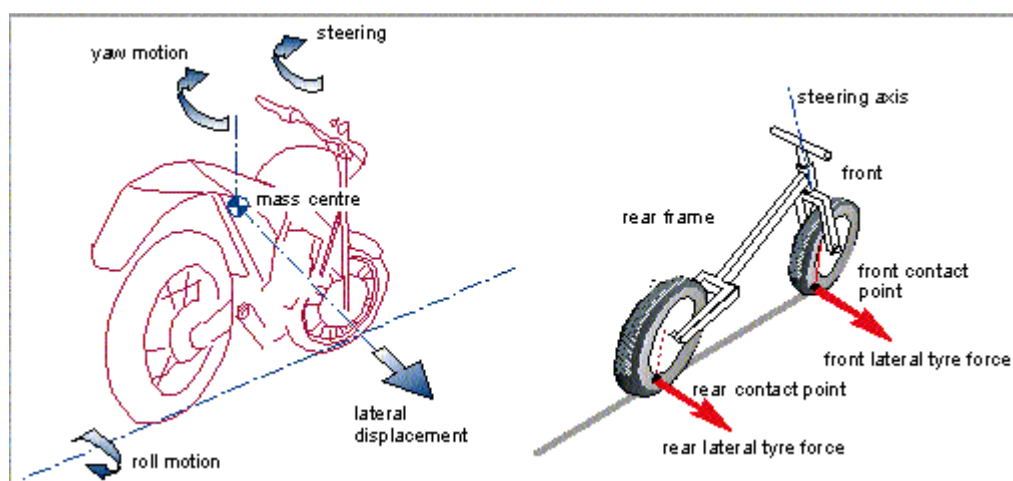


Figura 18. Ângulos de rotação e força lateral a que o veículo de duas rodas está sujeito. Fonte: [55]

Numa análise real, tem que ser tido em conta o momento torsor da parte frontal em torno do eixo perpendicular ao eixo da direcção. Quando nos debruçamos sobre o problema não linear de modelação do veículo de duas rodas em curva com elevada aceleração, conclui-se que contrariamente ao veículo com dois eixos onde o ângulo de *roll* é relativamente baixo, o *roll* do veículo com um só eixo é responsável por uma dependência indissociável entre o movimento lateral e vertical, devido à existência de uma forte dependência entre o movimento lateral e o movimento no plano. Enquanto num

veículo automóvel o condutor utiliza o volante para controlar a direcção do movimento do veículo, o condutor de uma mota tem à sua disposição três variáveis para estabilizar a direcção do movimento: o ângulo da direcção, o ângulo de inclinação, e a deslocação do corpo do condutor da cintura para cima. Desde os primeiros estudos teóricos de Whipple (1899) sobre estabilidade do movimento de uma bicicleta, assumindo os pneus como um corpo rígido, até aos modelos multi-body desenvolvidos por Sharp (2001), muitos trabalhos foram aparecendo com complexidades crescentes e mais perto do modelo real.

O modelo matemático desenvolvido serve de base para a escolha da potência requerida do motor eléctrico incorporado no protótipo. Os valores atribuídos às variáveis de entrada do modelo encontram-se descritos no anexo A.

5.1. Descrição do modelo

O modelo adoptado permite fazer estudos dinâmicos de qualquer veículo de um só eixo até à velocidade máxima de 120 km/h. A sua complexidade em termos de graus de liberdade permanece no domínio linear da análise, contudo, será de grande interesse para futuros estudos, a adaptabilidade do modelo a relações não lineares mais perto do comportamento real do veículo e condutor. Assim, para levar o veículo do repouso, em piso horizontal ou com determinada inclinação, até uma determinada velocidade constante, este modelo incorpora relações matemáticas que permitem o cálculo da potência requerida, tendo em conta a complexidade da modelização deste tipo de veículo. Permite também efectuar análises ciclistas de simulação computacional e real, ou seja, comportamentos do binómio veículo-condutor em termos de: *wobble*, *weave*, *capsize*, *countersteering*, efeito *tiller*, efeito *giroscópico*, *camber thrust* e força de *camber*, e *steady-state turning*⁹.

Neste modelo define-se teoricamente a posição neutra do veículo e condutor com este último alinhado da cintura para cima com os eixos de simetria do veículo, assim como a direcção da parte frontal com ângulo de direcção nulo.

Relativamente à configuração do modelo adoptado, Figura19, as entidades matemáticas consideradas são tomadas com o veículo a mover-se para um determinado ângulo de rolamento φ do quadro, ângulo de direcção δ .¹⁰ do guiador relativamente ao

⁹ Grandezas estas definidas à frente.

¹⁰ Definições descritas em Anexo A.

eixo de direcção, que na posição neutra de equilíbrio apresenta um ângulo de direcção ε relativamente à vertical e um comprimento de *caster*, ângulo formado entre o eixo de rotação da coluna de direcção e a vertical, t_c . O ângulo de *yaw* é representado por ψ .

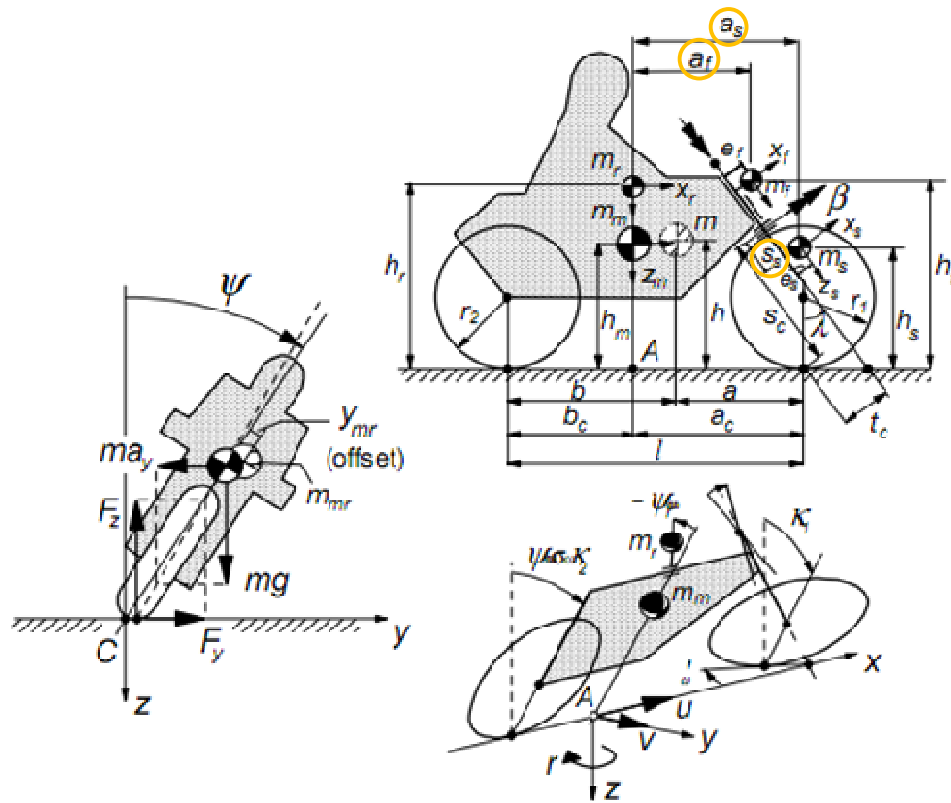


Figura 19. Configuração do modelo. Fonte: [56]

O ponto A de referência localiza-se na linha de intercepção do plano de simetria do veículo e o plano da estrada, directamente na vertical relativamente à posição de equilíbrio do centro de gravidade do quadro. Este ponto move-se com uma velocidade u na direcção positiva do eixo dos XX e velocidade v na direcção do eixo dos YY. A linha de intercepção desloca-se na superfície da estrada apresentando um ângulo de *yaw* ψ , sendo r a variação do seu valor ao longo do tempo.

O ângulo de rolamento φ do quadro é o ângulo entre o plano de simetria e a normal à superfície da estrada.

Um ângulo adicional de liberdade é necessário para contabilizar a flexibilidade torsional da parte frontal do veículo relativamente ao centro do quadro. Para modelar esta

flexibilidade de parte da estrutura frontal, um eixo de rotação adicional é introduzido na perpendicular relativamente ao eixo de direcção formando com este o ângulo de rotação β .

O condutor tem um grau de liberdade de inclinação do seu corpo (ângulo φ_r) da cintura para cima (com massa m_r) sobre o seu eixo longitudinal; sofrendo possíveis efeitos (internamente) causados pelo momentos dos eixos de direcção e inclinação. Um pequeno deslocamento y_m do centro de gravidade do quadro e y_r do condutor são passíveis de acontecer, levando a um offset y_{mr} da mesma ordem de magnitude do ângulo de rolamento, sendo por isso utilizado na análise feita posteriormente.

A força aerodinâmica F_d , que não se encontra representada na figura, actua a uma altura h_d no plano central do quadro.

5.1.1. Relações entre parâmetros geométricos e de inércia

Neste modelo o corpo é dividido em quatro partes distintas: quadro incluindo o condutor da cintura para baixo e roda traseira, condutor da cintura para cima, parte frontal superior (com flexibilidade torsional) e parte frontal com roda da frente. Na Figura 19 encontram-se as variáveis atribuídas às dimensões do veículo e à localização dos centros de gravidade dos quatro corpos ligados.

5.1.1.1. Parâmetros geométricos

As seguintes relações matemáticas existem entre os parâmetros geométricos da figura:

$$a_f = a_c - [h_f \sin \varepsilon - (e_f + t_c)] / \cos \varepsilon \quad (7)$$

$$a_s = a_c - [h_s \sin \varepsilon - (e_s + t_c)] / \cos \varepsilon \quad (8)$$

$$S_s = S_c - [h_s - (e_s + t_c) \sin \varepsilon] / \cos \varepsilon \quad (9)$$

$$h_\beta = S_c \cos \varepsilon + t_c \sin \varepsilon \quad (10)$$

$$S_k = S_c - t_c / \tan \varepsilon \quad (11)$$

$$h_k = t_c / \sin \varepsilon \quad (12)$$

As massas do quadro, da parte frontal superior, da parte frontal inferior e do corpo do condutor da cintura para cima são m_m , m_f , m_s e m_r respectivamente. Assim, a massa total m , o centro de gravidade possivelmente deslocado de $m_{mr} = m_m + m_r$, a distância l entre centros das rodas, as distâncias a e b do centro de massa total relativamente a cada um dos centros das rodas da frente e trás respectivamente, e a altura do centro de massa deslocado ao solo, são dadas pelas expressões seguintes:

$$m = m_m + m_f + m_s + m_r \quad (13)$$

$$m_{mr} = m_m + m_r \quad (14)$$

$$l = a_c + b_c \quad (15)$$

$$b = [m_{mr}b_c + m_f(a_f + b_c) + m_s(a_s + b_c)]/m \quad (16)$$

$$a = l - b \quad (17)$$

$$h = (h_m m_m + h_f m_f + h_s m_s + h_r m_r)/m \quad (18)$$

5.1.1.2. Parâmetros de inércia

O índice “0” referencia o carácter de inércia de um parâmetro. Desprezando todos os produtos de inércia excepto o I_{mxz} , relativo à massa do quadro, sendo I_{rx} o momento de inércia relativo ao condutor da cintura para cima e considerando incluído I_{rz} no momento de inércia do quadro; as inércias aplicadas considerando o condutor como um corpo rígido verificam as seguintes relações:

$$m_{m0} = m_{mr0} = m_m + m_r \quad (19)$$

$$h_{m0} = (h_m m_m + h_r m_r) / m_{m0} \quad (20)$$

$$I_{mx0} = I_{mx} + h_m^2 m_m + I_{rx} + h_r^2 m_r - h_{m0}^2 m_{m0} \quad (21)$$

$$I_{mxz0} = I_{mxz} + I_{rxz} \quad (22)$$

A secção transversal dos pneus tem um raio de coroa circular r_{c1} (pneu da frente) e r_{c2} (pneu atrás) quando o veículo em movimento apresenta um ângulo de *yaw* ψ . Estes diferenciais angulares relativamente aos raios r_c das rodas na posição de $\psi = 0$, são responsáveis pelo aparecimento de *overturning couples* $M_{x1,2}$, ou sobreviragem¹¹ do veículo. Também a altura do centro de gravidade é afectada quando o deslocamento do veículo está sujeito a amplitudes elevadas do ângulo de rolamento φ . A figura seguinte ilustra estes efeitos:

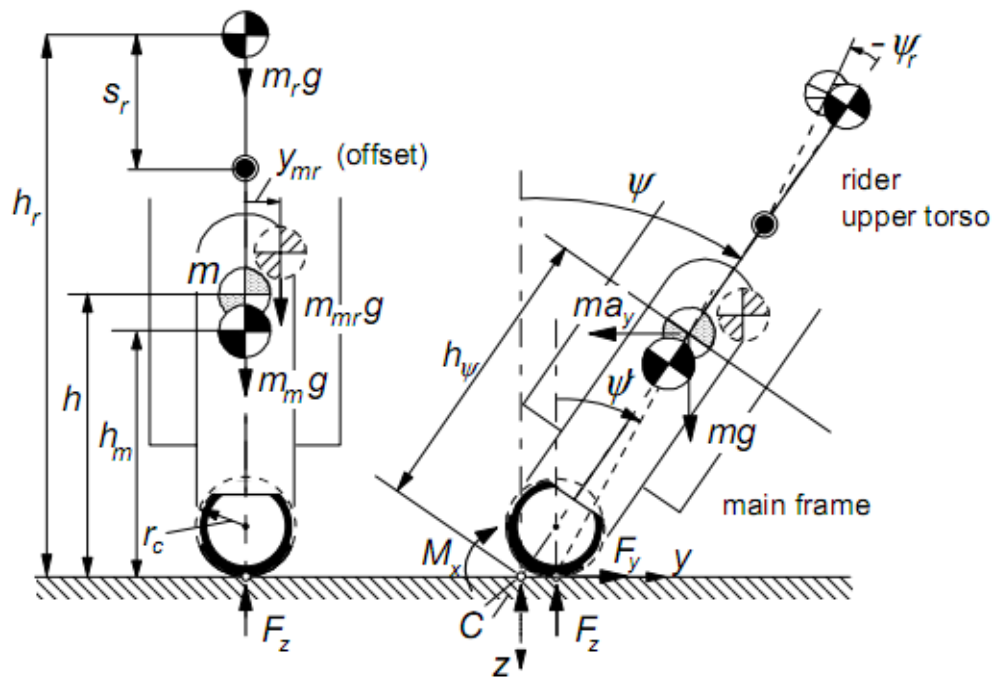


Figura 20. Vista de trás com r_c e possível *offset* do centro de gravidade. Fonte: [57], p. 521.

¹¹ Raio de trajetória do veículo, na direcção do eixo dos XX, superior ao raio da trajetória.

O ponto de contacto C encontra-se atrás do ponto de intercepção do eixo do plano da roda que passa no centro da roda e o plano da estrada. Para a roda traseira coincide com o plano de simetria do quadro (assumido como simétrico). A rotação do quadro em torno da linha de intercepção aumenta a carga normal sobre o pneu. Se a carga vertical for constante, existirá simultaneamente um *lift* do veículo. Consequentemente, a distância do centro de gravidade à linha de intercepção aumentará de h para h_φ . Com um peso correspondente a:

$$r_c = (b/l)r_{c1} + (a/l)r_{c2} \quad (23)$$

tem-se:

$$h_\varphi = h + r_c(1 - \cos \varphi) / \cos \varphi \quad (24)$$

Para amplitudes de φ elevadas é necessário uma adaptação do valor de $t_{c\varphi}$, e assumindo reduzida amplitude de δ temos:

$$t_{c\varphi} = t_c + r_{c1} \sin \varepsilon (1 - \cos \varphi) / \cos \varphi \quad (25)$$

Contudo, numa análise linear estas relações podem ser desprezadas.

5.1.2. Ângulos de direcção, *camber* e escorregamento

A Figura 21 mostra o ângulo decorrente da deformação do pneu, que no caso das motos com pressão dos pneus indicada o valor é muito reduzido:

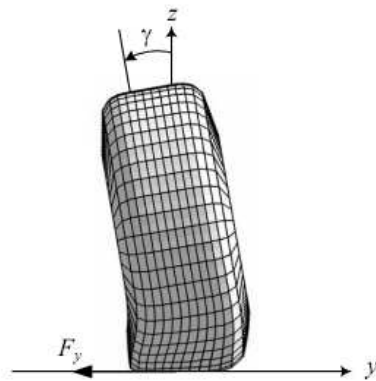


Figura 21. Vista de frente de um pneu com o ângulo de *camber* e a conseqüente força gerada. Fonte: [58], p. 146.

Para determinar a força lateral F_y e os momentos M_y e M_z actuando na rodas, os respectivos ângulos de escorregamento e camber são necessários como dados de entrada: para a roda traseira é possível obtê-los na posição neutra; para a roda frontal o seu plano é definido pelo menos por três rotações sucessivas. Para definir a orientação do quadro e roda frontal parte-se do esquema da figura que se segue:

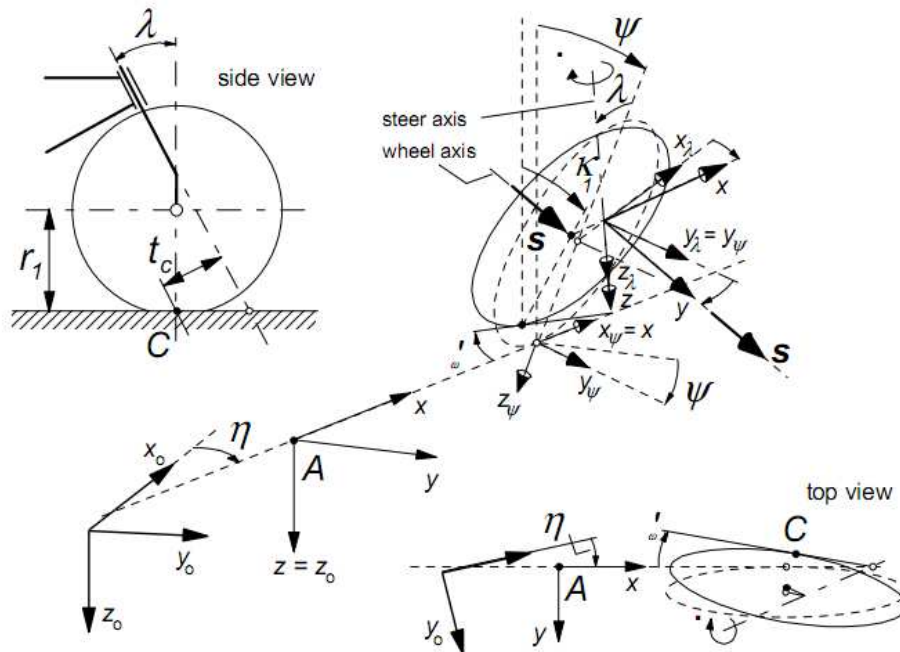


Figura 22. Roda da frente com vários sistemas de coordenadas para determinação da projecção no plano da estrada dos ângulos: δ' , ângulo de direcção, γ_1 , ângulo de camber; utilizando o vector unitário s sobre o eixo de rotação da roda, com $\beta = 0$. Fonte: [37], p. 523.

A linha de intercepção do plano central do quadro com o plano da estrada coincide com o eixo dos XX . O ponto “A” definido na primeira figura deste capítulo coincide com a origem do referencial horizontal em movimento (x, y, z) com as componentes de velocidade u e v . Adicionalmente, este referencial roda em torno do eixo vertical com uma taxa, varrimento angular num determinado intervalo de tempo, de yaw , $r = \dot{\psi}$. O quadro roda em torno do eixo dos XX dando origem a um ângulo de rolamento ψ , estando o referencial em rotação definido por $(x_\varphi, y_\varphi, z_\varphi)$ e localizado no quadro. No plano central do quadro o eixo da direcção está posicionado num ângulo de inclinação ε relativamente ao eixo z_φ . O sistema de eixos $(x_\varepsilon, y_\varepsilon, z_\varepsilon)$ encontra-se localizado também no quadro mas com o eixo z_ε na mesma direcção do eixo inclinado da direcção. O sistema de eixos $(x_\delta, y_\delta, z_\delta)$ encontra-se localizado na parte frontal superior que se encontra rodada com um

ângulo de direcção δ relativamente a $(x_\varepsilon, y_\varepsilon, z_\varepsilon)$. Um ângulo de torção adicional β é introduzido (que não se encontra em nenhuma das figuras), dando origem ao referencial $(x_\beta, y_\beta, z_\beta)$ com y_β na direcção do eixo de rotação da roda.

É introduzido neste momento um vector unitário s ao longo do eixo de rotação da roda. As componentes deste vector ao longo do referencial em movimento (x, y, z) serão agora determinadas por sucessivas transformações de rotação¹². Assumindo ângulos de direcção δ e de torção β pequenos, e os ângulos de rolamento φ e ângulo de inclinação ε como parâmetros do sistema com valores mais elevados, o vector unitário s reduz-se a:

$$s = \begin{bmatrix} -\delta \cos \varepsilon + \beta \sin \varepsilon \\ \cos \varphi - \sin \varphi (\delta \sin \varepsilon + \beta \cos \varepsilon) \\ \sin \varphi + \cos \varphi (\delta \sin \varepsilon + \beta \cos \varepsilon) \end{bmatrix} \quad (26)$$

No domínio linear com um reduzido ângulo de rolamento as coordenadas do vector s reduzem-se a:

$$s = \begin{bmatrix} -\delta \cos \varepsilon + \beta \sin \varepsilon \\ 1 - \varphi (\delta \sin \varepsilon + \beta \cos \varepsilon) \\ \varphi + \delta \sin \varepsilon + \beta \cos \varepsilon \end{bmatrix} \quad (27)$$

A projecção do ângulo de direcção sobre o plano da estrada δ' e dos ângulos de *camber* de ambas as rodas, γ_1 e γ_2 podem ser determinados em função das componentes do vector unitário s , no domínio linear¹³:

$$\delta' = \delta \cos \varepsilon - \beta \sin \varepsilon \quad (28)$$

$$\gamma_1 = \varphi + \delta \sin \varepsilon + \beta \cos \varepsilon \quad (29)$$

$$\gamma_2 = \varphi \quad (30)$$

Ângulos de escorregamento são assumidos com valores reduzidos e em equilíbrio, considerando a figura que se seguinte, são:

¹² Descritas no Anexo A.

¹³ As relações não lineares estão descritas em Anexo A.

$$\alpha_1 = \delta' - \frac{1}{u}(v - a_c r) \quad (31)$$

$$\alpha_2 = -\frac{1}{u}(v - b_c r) \quad (32)$$

Para uma análise dinâmica, estes ângulos de escorregamento virão:

$$\alpha_1 = \delta \cos \varepsilon - \beta \sin \varepsilon - \frac{1}{u}(v + a_c r - t_c \dot{\delta} - s_c \dot{\beta}) \quad (33)$$

$$\alpha_2 = -\frac{1}{u}(v - b_c r) \quad (34)$$

Com os ângulos de *camber* e com os de escorregamento definidos é agora possível formular as forças laterais e os momentos.

5.1.3. Aerodinâmica e aceleração

Considerando a força aerodinâmica a actuar na direcção longitudinal, no centro de pressão a uma distância h_d da superfície da estrada, em posição neutra, esta será definida por:

$$F_d = \frac{1}{2} C_{da} u^2 \quad (35)$$

Devido à acção da força aerodinâmica e das forças longitudinais F_{xi} que se fazem sentir no pneu, surge uma transferência de carga do pneu da frente para trás, que negligenciando o efeito global de *lift* aerodinâmico, é da mesma intensidade com que diminui a carga no pneu da frente.

Não considerando neste momento as forças e momentos que actuam entre a estrada e o pneu, e denotando por $F_{x,tot}$ a soma das restantes forças, a força que resta para a aceleração do veículo será dada por:

$$F_{ax} = F_{x,tot} - F_d \quad (36)$$

o que resulta numa aceleração linear:

$$a_x = \frac{1}{m} F_{ax} \quad (37)$$

O que leva a força de aceleração global a distribuir-se pelas quatro massas individuais na seguinte forma:

$$F_{axm} = a_x m_m, F_{axr} = a_x m_r, F_{axf} = a_x m_f \text{ e } F_{axs} = a_x m_s \quad (38)$$

Considerando os braços das forças h_φ e $h_{d\varphi}$ para o cálculo dos momentos, o montante de transferência de carga ΔF_z virá:

$$\Delta F_z = \frac{1}{l} (h_{d\varphi} F_d + h_\varphi F_{ax}) \cos \varphi \quad (39)$$

que para pequenas amplitudes de ângulo de rolamento vem:

$$\Delta F_z = \Delta F_{z0} = \frac{1}{l} (h_d F_d + h F_{ax}) \quad (40)$$

A carga resultante sobre as rodas virá:

$$F_{z1} = F_{z10} - \Delta F_z \quad (41)$$

$$F_{z2} = F_{z20} + \Delta F_z \quad (42)$$

que para amplitudes pequenas do ângulo de rolamento vem:

$$F_{z1} = F_{z10} = F_{z10} - \Delta F_{z0} \quad (43)$$

$$F_{z2} = F_{z20} = F_{z20} + \Delta F_{z0} \quad (44)$$

Em que F_{z10} e F_{z20} são as cargas iniciais sobre as rodas da frente e trás respectivamente e são dadas por:

$$F_{z10} = \frac{b}{l} mg \quad (45)$$

$$F_{z20} = \frac{a}{l} mg \quad (46)$$

Com o veículo em movimento, e assumindo a força de travagem proporcional à carga vertical em cada roda respectivamente, temos $F_{x,tot} < 0$ e obtemos para cada uma das rodas as seguintes forças de travagem:

$$F_{x1} = \frac{F_{z10}}{mg} F_{x,tot} \quad (47)$$

$$F_{x2} = \frac{F_{z20}}{mg} F_{x,tot} \quad (48)$$

Em andamento com velocidade constante:

$$F_{x1} = 0 \quad (49)$$

$$F_{x2} = F_{x,total} \quad (50)$$

Num veículo de duas rodas em movimento e com inclinação ψ , a força aerodinâmica e de aceleração produzem um momento vertical relativamente ao ponto A. Este momento gera um aumento nas forças laterais que se fazem sentir roda de trás e uma diminuição na roda da frente, praticamente na mesma proporção da variação da carga normal. Não se trata do mesmo montante devido aos efeitos do perfil das forças nos pneus que podem diferir de trás para a frente. Algo que não se verifica do mesmo modo nos veículos com mais do que um eixo.

5.1.4. Forças na roda e momentos de alinhamento – modelo linear

Nesta secção é descrita a modelação da resposta transiente da força lateral F_y e do momento de alinhamento M_z às variações de amplitude dos ângulos de escorregamento e de *camber*. Assume-se que o momento M_x responde instantaneamente às variações de amplitude do ângulo de *camber*. O comprimento do relaxamento do pneu σ é utilizado como parâmetro nas equações diferenciais de primeira ordem que se seguem, e que representam essa resposta temporal para cada ângulo e pneu respectivamente (pneu i , $i=1,2$):

$$\frac{1}{u} \sigma_{\alpha i} \dot{\alpha}'_i + \alpha'_i = \alpha_i \quad (51)$$

$$\frac{1}{u} \sigma_{\gamma i} \dot{\gamma}'_i + \gamma'_i = \gamma_i \quad (52)$$

o que leva ao surgimento da força lateral que para amplitudes reduzidas dos ângulos de escorregamento e de *camber* vem:

$$F_{yi} = C_{F\alpha i} \alpha'_i + C_{F\gamma i} \gamma'_i \quad (53)$$

Para a determinação do momento de alinhamento introduz-se o efeito da força F_{xi} , considerando que a secção transversal dos pneus tem um raio de coroa circular r_{ci} finito e também que a linha de acção da força F_{xi} instantaneamente varia com a variação do ângulo de *camber*, obtém-se:

$$M_{zi} = -C_{M\alpha i} \alpha'_i + C'_{M\gamma i} \gamma'_i - r_{ci} F_{xi} \gamma_i \quad (54)$$

Na versão linear considera-se que o momento de alinhamento global M_{xi} dado por:

$$M_{xi} = -C_{M\gamma i} \gamma_i \quad (55)$$

dependendo apenas do ângulo de *camber* e negligenciando o pequeno efeito de distorção lateral devido à força lateral (figura seguinte).

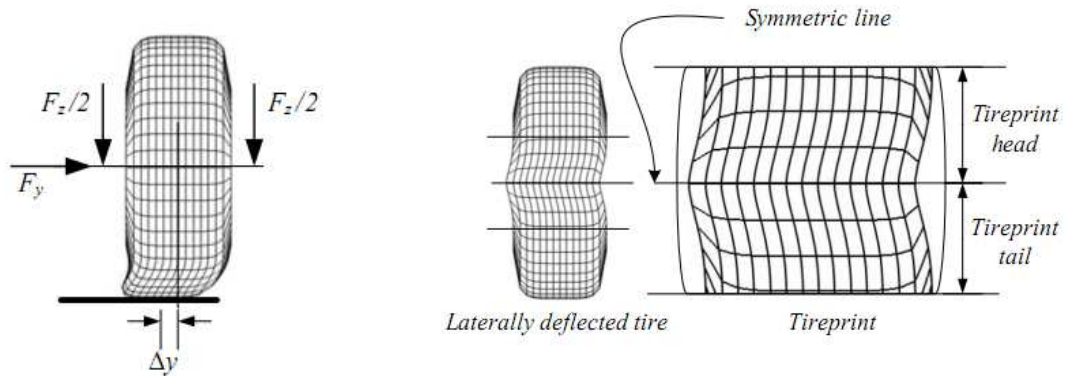


Figura 23. Vista de (a) baixo [59], p. 136; (b) da deflexão lateral negligenciada nos cálculos. [59], p. 137.

Em motas e bicicletas este efeito é reduzido, a pequena largura do rasto dos pneus face à altura da jante, bem como a pressão dos pneus, faz com estes valores possam ser desprezados.

Os coeficientes assumem-se, no modelo linear, como dependendo apenas da carga normal, e assim para cada pneu são utilizadas as expressões seguintes (omitindo o índice i):

$$C_{F\alpha} = C_{F\alpha 0} \quad (56)$$

$$C_{F\alpha 0} = d_1 F_{z0} + d_2 (F_z - F_{z0}) \quad (57)$$

$$C_{F\gamma} = d_3 F_z \quad (58)$$

$$C_{M\alpha} = e_1 F_z \quad (59)$$

$$C'_{M\gamma} = e_2 F_z \quad (60)$$

$$C_{Mx\gamma} = e_3 F_z \text{ com } e_3 = r_c \quad (61)$$

Os coeficientes relativos ao rasto pneumático dos pneus devido à força lateral, consequência da força de escorregamento $t_{\alpha o} > 0$ e da força de camber $t_{\gamma o} < 0$ são dados por:

$$t_{\alpha o} = \frac{C_{M\alpha}}{C_{F\alpha o}}, e t_{\gamma o} = -\frac{C'_{M\gamma}}{C_{F\gamma}} \quad (62)$$

Também o comprimento da relaxação do pneu depende da carga normal a que está sujeito:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_{\gamma} = f_1 F_{z0} + f_2 (F_z - F_{z0}) \quad (63)$$

Os valores para os parâmetros utilizados neste modelo são retirados da seguinte Tabela:

Tabela 11. Parâmetros hipotéticos para o modelo dos pneus, pneu da frente índice x,1 e pneu detrás x,2.

Fonte: [60], p. 531.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$d_{1,1}$	14	$d_{2,1}$	9	$d_{3,1}$	0,8	$f_{1,1}$	0,00015
$d_{1,2}$	13	$d_{2,2}$	4	$d_{3,2}$	0,8	$f_{1,2}$	0,00015
$e_{1,1}$	0,4	$e_{2,1}$	0,04	$e_{3,1}(= r_{c1})$	0,08	$f_{2,1}$	0,0001
$e_{1,2}$	0,4	$e_{2,2}$	0,07	$e_{3,2}(= r_{c1})$	0,1	$f_{2,2}$	0,0001
$d_{4,1}$	1,2	$d_{5,1}$	0,15	$d_{6,1}$	0,1	$d_{7,1}$	0,15
$d_{4,2}$	1,2	$d_{5,2}$	0,4	$d_{6,2}$	0,1	$d_{7,2}$	0,15
d_8	1,6	e_4	10	e_5	2	e_6	1,5
e_7	50	e_8	1,1	e_9	20	e_{10}	1

5.2. Modelação da potência requerida

Para modelar a performance de um veículo tem que se equacionar a força de tracção necessária para o manter a movimentar-se a uma dada velocidade constante ou variável, implicando uma modelação adicional da aceleração do mesmo [61].

Esta força de tracção é o somatório das forças; rolamento (F_{roll}), aerodinâmica (F_{ad}), gravítica (F_{hc}), força de inércia à aceleração linear (F_{la}). Com a velocidade constante, as forças que actuam no veículo são: F_{ad} , F_{rr} , F_{hc} . Nas próximas secções são descritas as equações representativas de cada componente da força de tracção.

5.2.1. Força de rolamento

A força de rolamento opõe-se ao movimento e surge devido ao atrito do pneu com a estrada, mas factores como as propriedades da estrada e mecânicas do pneu, a pressão, o escorregamento na direcção longitudinal e lateral, os escoamentos de ar através da roda em movimento, a deflexão lateral do pneu perto da área de contacto deste com a superfície da estrada, irregularidades do piso, contribuem para o valor da força de rolamento. Esta força actua na direcção contrária ao deslocamento do veículo sendo proporcional à força normal à roda:

$$F_{roll} = f_{roll}mg \quad (64)$$

sendo f_{roll} , o coeficiente de rolamento, essa constante de proporcionalidade.

Mas se o veículo se deslocar num piso com uma determinado ângulo de inclinação ϕ , a força de rolamento anterior deverá ser substituída por:

$$F_{roll} = f_{roll}mg \cos \phi \quad (65)$$

Jazar (2008), propõem as seguintes equações para a determinação da constante de proporcionalidade denominada coeficiente de rolamento:

$$f_{roll} = \begin{cases} 0,0085 + \frac{1800}{p} + \frac{2,0606}{p} v_x^2, \text{ com } v_x \leq 46 \text{ m/s} \\ \frac{1800}{p} + \frac{3,7714}{p} v_x^2, \text{ com } v_x > 46 \text{ m/s} \end{cases} \quad (66)$$

Estando a velocidade v_x expressa em m/s e a pressão dos pneus p em Pa.

O coeficiente de rolamento é modelado como função da velocidade e pressão dos pneus (quanto maior menor o coeficiente), como ilustra a figura seguinte:

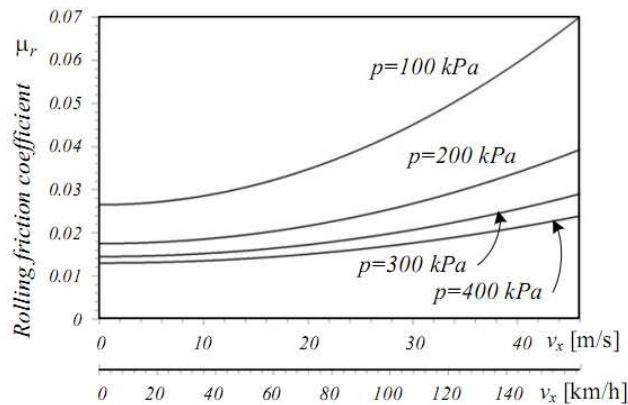


Figura 24. Coeficiente de rolamento para um veículo de duas rodas. Fonte: [61], p. 123.

Conclusão: quanto maior for a pressão dos pneus (menor a deformação) menor é a força de rolamento.

A força de rolamento total é o somatório das forças de rolamento que são sentidas em cada pneu:

$$F_{roll} = F_{roll1} + F_{roll2} \quad (67)$$

Foi considerado para o cálculo da força de rolamento que o pneu era novo e que se encontrava com uma pressão de enchimento de 5 bars, e também que o veículo se deslocava sobre um piso seco.

5.2.2. Força aerodinâmica

Quando o fluxo de ar flui de uma região de alta pressão para uma região de baixa pressão, a diferença de pressão gera uma força na direcção do fluxo, fazendo com que o ar acelere [62]. Reciprocamente, se o fluxo de ar se desloca de uma região de baixa pressão para alta pressão a velocidade do ar diminui. A figura que se segue ilustra este fenómeno:



Figura 25. Pressão e velocidade num ensaio aerodinâmico. Fonte: [63] adaptado, p. 4.

Para escoamentos não turbulentos a baixa velocidade, a equação de Bernoulli estabelece a relação entre a velocidade do ar e a pressão:

$$p + \frac{1}{2}\rho_{ar}V^2 = constante \quad (68)$$

onde p é a pressão estática, ρ_{ar} a densidade do ar e V a velocidade do fluxo de ar.

A segunda parcela $\frac{1}{2}\rho_{ar}V^2$ representa a pressão dinâmica, isto é, a energia cinética do ar por unidade de volume. Como a velocidade do fluxo local varia ao longo da superfície do veículo e condutor, em termos teóricos utiliza-se a análise dinâmica *free-stream* [64], ou seja, para um veículo em movimento a pressão dinâmica P_d é analisada longe da influência do veículo, e é dada por:

$$P_d = \frac{1}{2}\rho_{ar}V^2 \quad (69)$$

No projecto de um veículo o factor aerodinâmico mais importante é a força aerodinâmica F_{ad} , que negligenciando para velocidades não muito elevadas o efeito de *lift* aerodinâmico e a velocidade do vento, é dada por:

$$F_{ad} = P_d A_f C_d = \frac{1}{2}\rho_{ar}V^2 A_f C_d \quad (70)$$

onde: ρ_{ar} está em kg/m^3 , a *velocidade do veículo* está em km/h , A_f em m^2 , o valor de C_d , o coeficiente aerodinâmico, é tomado como constante, dependendo apenas da geometria do veículo¹⁴. A tabela seguinte ilustra os três valores estabelecidos para C_d ,

¹⁴ Desprezando a dependência com o número de Reynolds ($\frac{\rho v l}{\mu}$), ou seja com a velocidade, que varia muito também com a inclinação do condutor.

tendo ainda em conta uma classificação de intensidade do vento de baixa, média ou elevada, uma pressão atmosférica de 101,325 kPa e uma Temperatura do ar de 20°C.

Tabela 12. Valores de C_d admitidos no modelo. Fonte: [65], p. 432.

DRAG		
LOW	MEDIUM	HIGH
0,6	0,65	0,7

Para o cálculo da densidade do ar temos:

$$\rho_{ar} = 1,225 \left(\frac{P_r}{101,325} \right) \left(\frac{288,16}{273,16 + T_r} \right) \quad (71)$$

onde P_r é a pressão atmosférica em *kPa*, T_r é a temperatura do ar em °C.

5.2.3. Força gravítica

Sempre que o veículo se desloca num plano com inclinação ϕ , a força gravítica é substituída pela sua componente:

$$F_{hc} = mg \sin \phi \quad (72)$$

No plano horizontal a força gravítica não interfere no cálculo da força de tracção uma vez que é nula a sua componente nesta direcção.

5.2.4. Força de aceleração

No modelo implementado o veículo é considerado em movimento à velocidade colocada como dado de entrada.

A força de inércia à aceleração linear considerada no modelo, antes de conhecidas as características do motor escolhido representa a força necessária para alcançar incrementos unitários na velocidade e manter essa mesma velocidade.

$$V_i + \Delta V_i (= 1) = V_{i+1} \quad (73)$$

5.2.5. Cálculo da potência requerida

Na maioria dos casos, os catálogos técnicos disponíveis ao público apresentam características dos veículos após testes realizados em laboratório ou testes de estrada para

piso horizontal. Assim, neste estudo a escolha da potência requerida baseou-se no estudo de forças em plano horizontal:

$$Potência_{requerida} = (F_{ad} + F_{rr} + F_{hc} + F_{la}) \times V \quad (74)$$

onde $F_{la} = F_{requerida} - (F_{ad} + F_{rr} + F_{hc})$, V é a velocidade do veículo em m/s, as forças em N e a $Potência_{requerida}$ em W.

5.2.5.1. Escolha da velocidade máxima

Relativamente aos motociclos de cilindrada superior a 50cm^3 o Código da Estrada admite velocidades máximas de 50 km/h dentro das localidades, 120 km/h em auto-estradas, 100 km/h em vias reservadas a automóveis e motociclos (vias rápidas), e restantes vias 90 km/h.

Como o veículo eléctrico modelado surge num contexto de optimização da mobilidade urbana, estabeleceu-se os 90 km/h como velocidade máxima a ser atingida. Os níveis de potência requeridos nesta condição permitem englobar o veículo eléctrico na categoria dos motociclos equipados com MCI e com potência superior a 50 cm^3 .

5.2.5.2. Cálculo da potência e binário para a velocidade máxima

Foram construídas quatro folhas de cálculo num ficheiro de EXCEL, no qual as duas primeiras folhas intituladas “Modelo” e “Resultantes_CARGA” representam o modelo escolhido. Estas folhas permitem simular para cada valor de velocidade constante e dados de entrada (dados geométricos do protótipo, condições meteorológicas, etc), a potência motora necessária para que o veículo mantenha essa mesma velocidade. A terceira folha intitulada “PotReq” apresenta os valores das potências necessárias em função da velocidade que se pretenda escolher. A quarta folha surge após a escolha do motor que satisfaz os requisitos de potência e binário mínimos determinados na folha quatro, para a velocidade de 90 km/h.

Foi adquirida uma scooter tradicional (equipada com MCI 125 cm^3), Figura 26, para a adaptabilidade do sistema de propulsão eléctrico.



Figura 26. Veículo adquirido para adaptação a eléctrico.

Foi estimada uma relação de transmissão de 1:4 tendo em atenção alguma pesquisa de mercado no que diz respeito à rotatividade dos motor eléctricos para veículos, e ao sistema de transmissão por engrenagens a utilizar. Este valor da redutora será explicado em mais detalhe no capítulo seguinte.

Foram introduzidos os dados geométricos do protótipo no simulador e alguns estimados com base num condutor de 80 kg de massa corporal, pneu novo e com 5 bar de pressão, piso seco, sem velocidade do vento.

Até aos 50 km/h como v_{max} , é necessário uma $P_{motor} > 1,9kW$ para que o veículo com as características simuladas mantenha a sua velocidade; Figura 27:

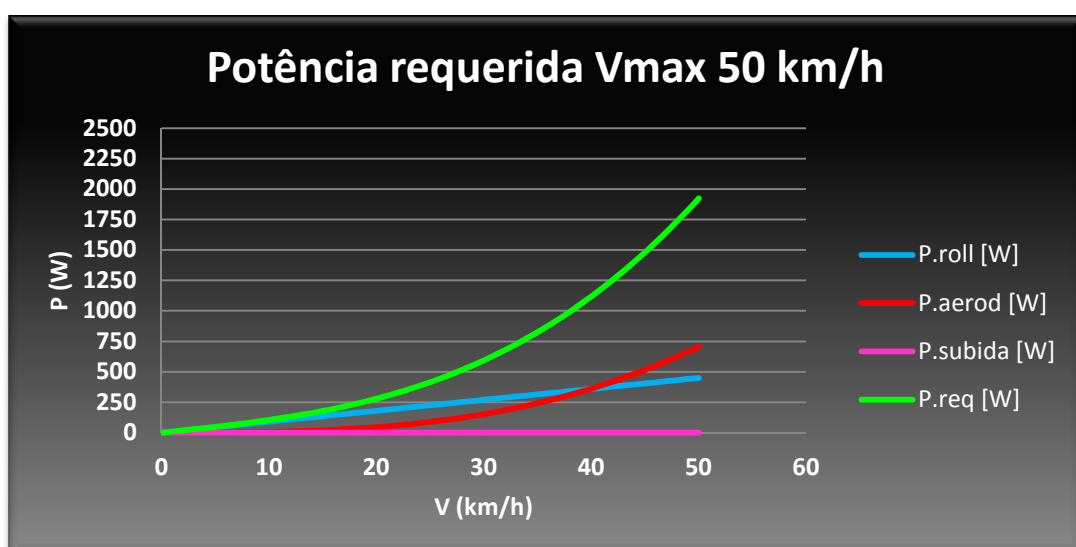


Figura 27. Potência requerida para velocidade máxima de 50 km/h.

Até aos 90 km/h como v_{max} , é necessário uma $P_{motor} > 9,5kW$ para que o veículo com as características simuladas mantenha a sua velocidade; Figura que se segue:

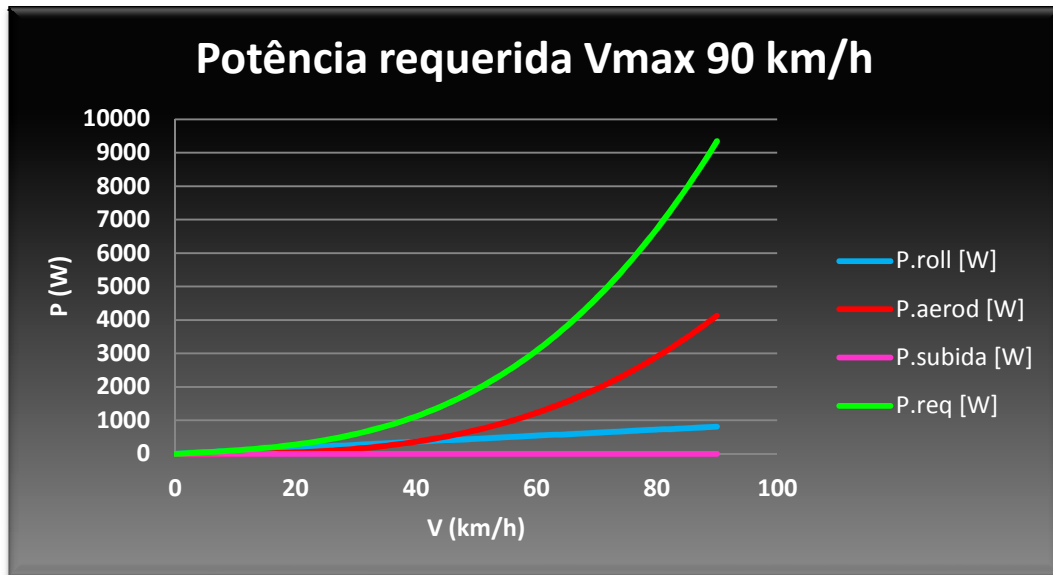


Figura 28. Potência requerida para velocidade máxima de 90 km/h.

Após este estudo estabeleceu-se que o motor a integrar o protótipo deveria ser no mínimo de 9,5 kW.

Com o perímetro da roda fixo, com as componentes da força total de tracção calculadas para cada velocidade, determinou-se o binário necessário para alcançar as velocidades respectivas num determinado tempo,

$$F_{req} = F_a + F_{roll} + F_{ad} + F_{hc} \quad (75)$$

$$Binário_{requerido} = (F_{ad} + F_{rr} + F_{hc} + F_{la}) \times r_c \quad (76)$$

onde se obteve o valor de 67 Nm à roda para que o veículo atinja os 90 km/h.

As escolhas dos componentes do sistema de propulsão serão justificadas em pormenor no capítulo seguinte.

Com os 48V de tensão estabelecidos pelo motor foi necessário saber qual a capacidade das baterias, tendo em mente a autonomia desejada. Pretendia-se uma autonomia de 60 km/carga, atribuindo este montante à distância percorrida por dia.

Com o sistema de baterias 48V 90Ah obteve-se uma potência de 4,32 kWh, que se o veículo se deslocasse com uma carga completa a 90 km/h constantes, teria uma autonomia de 42 km/carga. Tendo em atenção que a velocidade máxima entre, dentro e fora das localidades, excluindo vias rápidas e as auto-estradas, a velocidade varia entre 50 e 90 km/h. Considerando a velocidade média de 70 km/h constantes, o que na maioria dos casos é por excesso, teríamos uma autonomia de 84 km. Valor superior ao estipulado como mínimo desejado.

Valores estes que iremos confirmar com o protótipo e apresentar quando da defesa desta dissertação.

6. PROTÓTIPO

É objecto da presente tese a conversão de um veículo de duas rodas com sistema de propulsão equipado com MCI num veículo eléctrico, e provar que é possível adaptar este veículo com componentes já existentes no mercado.

Após pesquisa profunda do mercado, reuniões com industriais da região centro e ABIMOTA Associação Nacional das Indústrias de Duas Rodas, reunião com a DITS – Divisão de Inovação e Transferência do Saber da FCTUC, ficou estabelecido que a scooter de média gama seria o veículo ideal, em termos de mobilidade urbana, para ser estudado.

Para tal, foi adquirida a scooter já referida. Foram removidos os vários componentes como o motor, sistema de escape, depósito de combustível, bateria de 12V e display analógico. No lugar destas peças será colocado um motor *Brushless DC* de ímãs permanentes e controlador respectivo com capacidade para regeneração de energia, sistema de baterias de Lítio de 4,32 kWh com elevada densidade de potência (descarga em pico 3C), sistema BMS com comunicação CANBUS, carregador incorporado com o mesmo protocolo de comunicação, display tablet com software Android e A-GPS e respectivas placas electrónicas para exposição de informação no display.

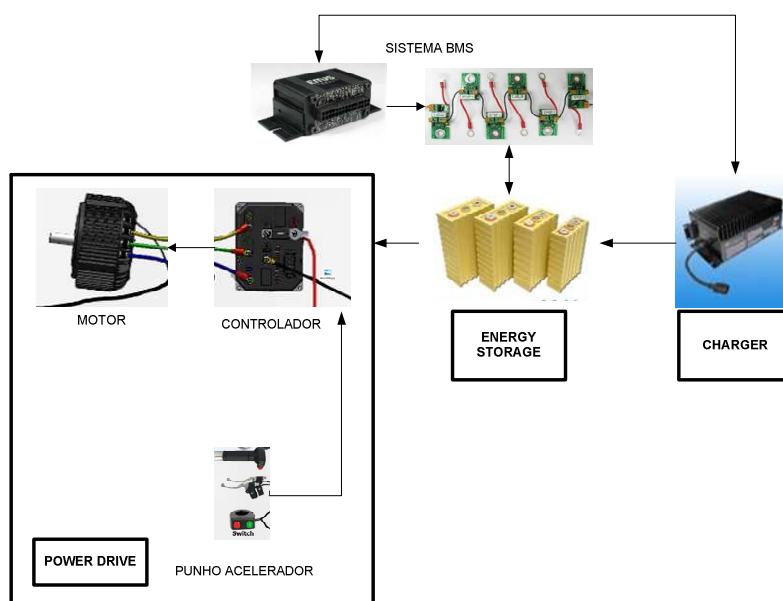


Figura 29. Componentes principais do sistema de propulsão eléctrica.

Estes componentes em conjunto permitem ao veículo atingir a velocidade máxima de 90 km/h. Permanecem os componentes originais do sistema de iluminação já com tecnologia LED, as carenagens e banco, cujas cores originais serão alteradas de acordo com o estudo de cores feito pela designer que participou no projecto. Serão também incorporados os autocolantes de vinil nas carenagens alusivos ao patrocinador do protótipo, o Instituto de Sistemas e Robótica – Universidade de Coimbra, entidade privada sem fins lucrativos que se dedica à investigação em áreas do saber tão variadas como a robótica e a mobilidade eléctrica. Serão feitas alterações ao sistema de transmissão por engrenagens original ao nível da relação de transmissão pretendida, passar-se-á de uma relação redutora de 10:1 para uma relação de 4:1, cuja justificação se encontra mais à frente.

A colocação do motor no braço oscilante existente, terá as adaptações necessárias de fixação que não comprometam a resistência mecânica do braço. O chassi do veículo permanecerá o mesmo, incluindo o quadro, bem como os sistemas de suspensão e travagem. O modelo de scooter adquirido é dotado de volumetria suficiente para alojamento das baterias, tendo um compartimento adicional por baixo do banco também disponível.

6.1. Fundamentação Teórica

6.1.1. Escolha do tipo de motor e controlador

Existem dois tipos de motores eléctricos, de corrente alternada AC e de corrente contínua CC, e numa primeira fase foram estudadas as vantagens e desvantagens dos dois tipos de motores tendo-se construído a Tabela 13 com vista à obtenção da melhor solução de compromisso:

Tabela 13 Vantagens e desvantagens dos motores AC e CC. Fonte: [66].

	MOTOR	
COMPARATIVO	AC	DC
VANTAGENS		
Se trifásico durante o <i>off cycle</i> de cada fase a fmm		

gerada pode ser utilizada para recarregar a bateria, contribuindo para o aumento da eficiência do VE	✓	
Eficiência da electrónica de comando elevada, cerca de 80 a 85%	✓	
Livre de manutenção por não ter escovas, AC e BLDC	✓	
Um BLDC gera menos calor, aumentando a eficiência global do VE		✓
Binário de arranque superior		✓
Grande disponibilidade e variedade de modelos		✓
Mais recursos para auxiliar na solução de problemas e alterações mecânicas no veículo		✓
SUB-TOTAL	3	4
DESVANTAGENS		
Mais dispendioso devido à reduzida oferta de mercado	✓	
Oferta de stock reduzido de motores para integração em VE, prazos de entrega comprometidos	✓	
Controlo electrónico mais complexo	✓	
Eficiências nominais dependentes da carga da ordem dos 70 a 85%		✓
SUB-TOTAL	3	1
TOTAL	X	✓

Ficou então estabelecido que o motor a integrar no veículo seria um motor de corrente contínua. Escolheu-se um *Brushless DC motor* de ímanes permanentes, pelo facto de ter o binário máximo às zero rpm, podendo-se operar numa faixa alargada de rotações a binário constante e com rendimento máximo, Figura 30:

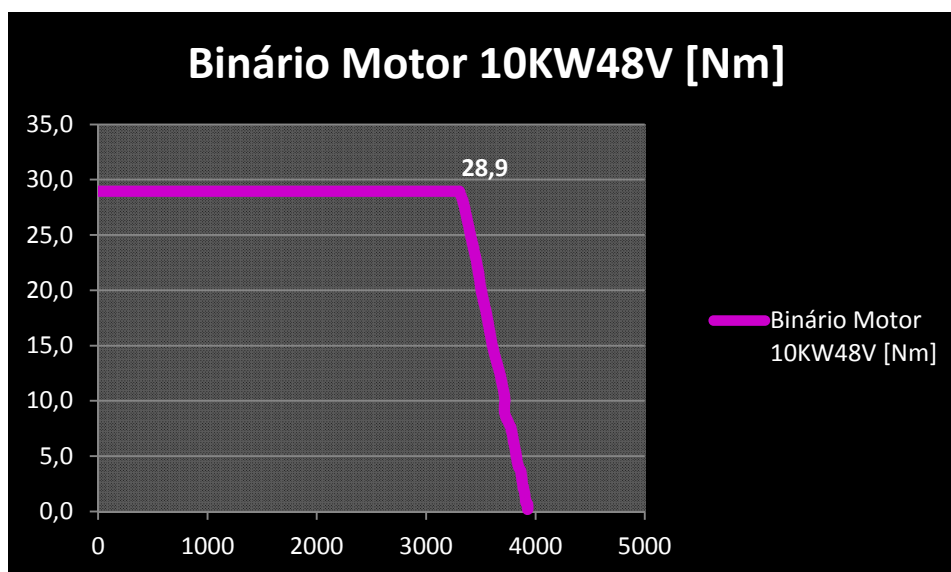


Figura 30. Curva de Binário do motor escolhido.

A estanquidade do motor foi também um factor a ter em conta na escolha do mesmo. O motor de 10 kW escolhido, às 3320 tem um binário de 28,9 e um rendimento máximo de 86,5%. Para o protótipo alcançar a velocidade pretendida necessita de 823 rpm, logo foi escolhida uma relação de transmissão redutora de 4:1 que permitiu obter as rotações pretendidas e aumentar o binário na mesma proporção, 116 Nm. Este valor de binário permite ao veículo subir uma estrada a 90km/h com inclinação de 4,72%.

A escolha do controlador pode ser feita de duas formas, ou o fabricante do motor aconselha determinado modelo ou fornece o controlador adequado ao motor em causa, ou o controlador é escolhido à parte do motor respeitando a corrente de pico e especificações adicionais, como portas e protocolos de comunicação sustentados por este para aquisição e gestão de sinais. Neste caso, foi escolhido o controlador que o fabricante recomenda, tendo em atenção que o tempo disponível para testes de funcionamento em conjunto ser tão reduzido. Como consequência, a aquisição de sinais será feita pelo sistema de gestão da bateria.

6.1.2. Escolha do sistema de baterias

6.1.2.1. Baterias

Pelas razões descritas no Capítulo 4, estabeleceu-se que as baterias a serem utilizadas seriam de Lítio, mais concretamente LiFePO₄. Para aplicações de tracção, como é o caso de um veículo eléctrico, a elevada capacidade de descarga destas baterias responde muito bem às solicitações bruscas e variáveis da carga a ser movimentada. Apresentam também a vantagem de possuírem uma elevada corrente de descarga, em pico 270 A, contínuos 90 A, e nº de ciclos, que compensa o facto de ainda apresentarem para a mesma potência um custo elevado.

A autonomia de um veículo é função da energia (kWh) das baterias, o que significa que um balanço entre autonomia desejada, peso do conjunto de células e características de carga e descarga das mesmas terá que ser feito. Não esquecendo o nível de stock da oferta existente face aos tempos de projecto.

A tensão das baterias está dependente do nível de tensão do motor, fazendo com que o número de células a ser montado, em série ou combinações de séries em paralelo fiquem à partida estabelecidas.

Disponíveis no mercado existem duas geometrias de baterias para aplicações em veículos eléctricos de duas rodas, as prismáticas e as cilíndricas. Com as prismáticas, devido ao seu sistema construtivo a área de dissipação de calor é superior à área das cilíndricas, em cada célula. Por outro lado, as cilíndricas de alta potência têm capacidades de descarga superiores, contudo a capacidade (Ah) é menor sendo necessário um número muito superior de células para perfazer a mesma tensão. Este número elevado de células também permite, por outro lado, uma disposição em termos de volumetria mais “maleável”, uma vez que podem ser dispostas no veículo em locais onde as prismáticas devido á sua largura superior não caberiam. O desperdício volumétrico para um mesmo volume no veículo é superior com as cilíndricas, como se pode verificar na figura seguinte:

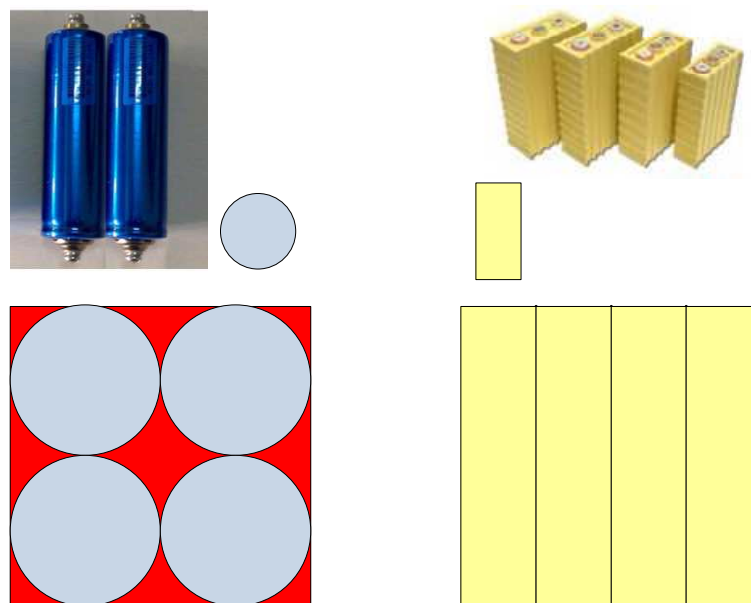


Figura 31. Desperdício volumétrico.

Tendo em atenção o factor custo e o tempo de entrega, bem como a dificuldade de encontrar no mercado sistemas de BMS e *cell boards* com CAN, optou-se pelas prismáticas da *Thunder Sky*.

6.1.2.2. BMS

Porque a bateria é a fonte de energia do VE, um sistema de gestão das baterias foi incorporado. Este sistema garante o balanceamento de carga e descarga das baterias, fazendo com que estes processos sejam uniformes ao longo da cadeia de células, evitando assim serem ultrapassados os limites de segurança em células pontuais, ou em todo o sistema, que levariam ao colapso da bateria. A selecção do BMS e respectivas *cell boards* teve em atenção o que existe desenvolvido no mercado, disponível para entrega, e que incorporasse o sistema de comunicação CAN ou RS232. O sistema escolhido foi desenvolvido para baterias prismáticas, sendo adequado para as baterias escolhidas.

6.1.2.3. Carregador

Na selecção de um carregador para as baterias teve-se em atenção alguns factores, ser adequado à tecnologia $LiFePO_4$, o nível de tensão adequado, estar o mais próximo possível da capacidade máxima de carga das baterias (procurando reduzir tempos de carga), volume e peso (uma vez que se pretende incorporar no veículo), ter portas com

protocolo de comunicação CAN para controlo de carga pelo sistema BMS, evitando-se assim componentes adicionais para controlo de carga.

6.1.3. Escolha do painel de instrumentos

6.1.3.1. Tablet PC

Para a apresentação dos dados necessários ao utilizador, como painel de instrumentos optou-se por incorporar um tablet para a amostragem do estado de carga das baterias, SOC, a velocidade do veículo, toda a sinalética de condução (indicativos de luzes, piscas stops, etc), as rotações do motor, GPS, etc.

Após pesquisa de mercado optou-se pela aquisição de um tablet PC com o tamanho de sete polegadas e software Android. Este dispositivo recebe informação adquirida por uma placa Arduino que faz de interface entre os componentes da mota e o tablet PC.



Figura 32. Painel de instrumentos.

6.2. Especificações do protótipo

Tabela 14. Especificações do protótipo.

PROTÓTIPO	
BASE	Scooter YBEN 125 roda alta Jante de 16" Sistema de travagem com discos ventilados atrás e à frente Suspensão hidráulica à frente Suspensão por mola atrás Dimensões: 2180*710*1240 mm
MOTOR	Tipo: <i>Brushless DC Motor</i> de ímanes permanentes Marca: <i>Golden Motor</i> Modelo: HPM-10KW Eficiência: 90% Pico: 20KW Tensão: 48V - 144V Diâmetro: 206 mm Peso: 17 kg Arrefecimento: ar
CONTROLADOR	Tipo: Controlador para <i>Brushless DC</i> Marca: <i>Golden Motor</i> Modelo: HPC-500A Com função regenerativa Tensões: 24V/36V/48V/72V Corrente (Máx): 500A Sensor de Temperatura
PUNHO ACELERADOR	Marca: <i>Golden Motor</i> Modelo: BAC-0111 <i>SPEED THROTTLE 48V</i>
BATERIAS	Tipo: Iões de Lítio Fosfato de Ferro Marca: <i>Thunder Sky</i> Modelo: LFP090AHA Tensão nominal: 3,2 V Capacidade: 90 Ah Tensão de Operação: max 4,0 V - min 2,8 V Tensão de descarga (min): 2,5 V Tensão de carga (max): 4,0 V Corrente óptima de descarga: < 45 A Corrente de descarga máxima (3C, 15 min. máx): < 270 A

	Corrente de descarga (pico, 5s em 1 min): < 1800 A
	Corrente óptima de carga: < 45 A
	Corrente máxima de carga: < 270 A
	Temperatura máxima de operação (contínua): 80 °C
	Dimensões (por célula): 143*61*218 mm
	Peso: 3,1 kg
UNIDADE BMS	Tipo: <i>Distributed with central control unit</i> Marca: <i>elektromotus</i> Tipo de célula: prismática de 2 a 5 V(min) (Lilon, LiPO, LiFePO4,...) Tensão: 4 V a 1300 V Tipo de balanceamento: dissipativo Tensão de alimentação da unidade: 7 a 20 V Consumo médio da unidade: 40 mA Máxima corrente dos outputs 500 mA Velocidade unidade RS232: 57600 bits/s 8N1 Velocidade unidade CAN até 1 Mbps Velocidade da unidade USB <i>standar full speed</i> Dimensões: 95*50*30 mm
CELL BOARDS	Gama de tensão: 2 a 5 V Consumo 0,5 mA a 8 mA em pico Resistência <i>shunt</i> 2,7 Ohm 5W Corrente máx. de balanceamento 1,5A Tolerância na tensão medida +/- 0,01V Tolerância na temperatura medida +/- 5°C Velocidade de comunicação 2,3 ms por célula, permite receber informação de 45 células em 0,1s Dimensões: 50*30*1,7
CARREGADOR	Marca: ELCON Modelo: 1.5KW HF/PFC On-board Charger (Lithium Battery Charger) CAN AC Input: AC85V - AC265V, 45-65 Hz Vout max: 65V Iout max: 25A Eficiência (carga máxima) > 93% Protecção e estanquicidade: IP46 Resistência à vibração e choque mecânico: SAEJ1378 Standard Temperatura de operação: -40°C a +- 55°C <i>Storage temperature</i> -40°C a +100°C Controlo de carga: Via CAN BUS
PLACAS	Marca: Arduino

INTERFACE	Arduino Mega ADK for Android
	RFID <i>Evaluation Shield</i> - 13,56 MHz
	<i>Touch Shield Slide</i>
	RFID Module - SM130 Mifare (13,56 MHz)
	Key Fob RFID Tag 125 KHz
	RFID Tag - Laundry MIFIRE 1K (13,56 MHz)
	CAN-BUS <i>Shield</i>
	<i>Bluetooth Modem - Bluetooth Mate</i>
DISPLAY	Tipo: <i>Tablet</i>
	Marca: <i>ViewSonic</i>
	Modelo: <i>ViewPad 7</i>
	Processador: Tipo ARM11, 600 MHz, Chipset Qualcomm MSM7227
	Sistema operativo: 3.5G Android 2.2
	Memoria: Flash 512MB e micro SD expansível a 32GB
	<i>Display 7"</i> capacitivo <i>multi-touch</i> LCD com resolução 800*480
	Contraste: 500:1, Brightness(nits) 350 cd/m2
	Conectividade: Wi-Fi 802,11b/g, Bluetooth 2.1+EDR
	Comunicação: CELLULAR NETWORK GSM 850/900/1800/1900 UMTS 850/1900/2100, Band I, II& V, 3G and assisted GPS
	Dimensões: 179,4*110*11,5 mm
	Bateria: Iões de Lítio, 3240 mAh

6.3. Metodologia de trabalho

Após o trabalho de pesquisa descrito nas secções anteriores, e na posse dos requisitos necessário para o veículo em questão, procedeu-se a consultas extensivas a empresas nacionais e internacionais. Foram contactados fabricantes e distribuidores tendo sido a falta de stock e o período de Verão, um dos factores mais difíceis de ultrapassar para a concretização deste projecto. Com todas as encomendas encaminhadas procedeu-se à pesquisa de mercado de empresas com capacidade e saber fazer, para auxiliarem na integração dos componentes no veículo.

6.4. Apresentação do protótipo



DADOS TÉCNICOS

MOTOR

Potência nominal: 10 kW

Potência máxima: 20 kW

Velocidade máxima (limitada a): 90 km/h

Aceleração: 0 a 80 km/h em 12,6s



BATERIAS

Lítio $LiFePO_4$

Tensão: 48V

Capacidade: 90 Ah

Energia: 4,3 kWh

Ciclos: 2000 ciclos@80%DOD

Tempo de Vida: 90000 a 120000 km

OUTROS

ON/OFF por cartão de proximidade

Bluetooth

Figura 33. Apresentação do protótipo.

O tempo de aceleração foi determinado utilizando a sequência de cálculos das equações 76 à 78:

$$T_{eixo\ do\ motor} = \frac{F_{Req} \times r_{roda}}{i_{transmissão}} \quad (77)$$

onde, com $T_{máximo} = 28,9\text{ Nm}$, o raio da roda propulsora é $r_{roda} = 0,29\text{ m}$ e

$$i_{transmissão} = 4, \text{ obteve-se } F_{Req} = 398,62\text{ N.}$$

Com este valor foi possível determinar a aceleração necessária:

$$F_{Req} = m \times a \quad (78)$$

onde, $m = 225\text{ kg}$ é a massa do protótipo incluindo um condutor de 80 kg, e

$$a = 1,77\text{ ms}^{-2} \text{ foi o valor obtido.}$$

Sabendo que:

$$\Delta t = \frac{Velocidade_{final} - Velocidade_{inicial}}{aceleração} \quad (79)$$

e sendo $Velocidade_{final} = 22,22 \text{ ms}^{-1}$, a $Velocidade_{inicial} = 0 \text{ m1}$, e $a = 1,77 \text{ ms}^{-2}$,

obteve-se $\Delta t = 12,6\text{s}$.

Assim, para atingir os 80 km/h, partindo do repouso, o protótipo necessita de 12,6s.

7. CONCLUSÕES

Decorrente dos estudos realizados prova-se que o veículo eléctrico de duas rodas constitui a forma energeticamente mais eficiente de deslocação. É possível adaptar parte do parque de veículo de duas rodas equipados com motor de combustão interna com o que actualmente o mercado tem para oferecer ao nível dos componentes do sistema eléctrico. A mobilidade em contexto urbano acresce de mais-valia com a crescente presença deste tipo de veículos.

Em estudos futuros, as bases do modelo matemático implementado permitem fazer estudos dinâmicos de veículos de duas rodas numa fase de ante-projecto, constituindo assim os pilares de uma ferramenta de simulação do comportamento de qualquer veículo de duas rodas em movimento.

Os componentes do sistema de propulsão eléctrico que incorporam o protótipo, possibilitam a aquisição de sinais do mais diverso tipo permitindo análises em tempo real, podendo por exemplo servir de veículo de testes para estudos de travagem regenerativa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Comissão das Comunidades Europeias (2007), “LIVRO VERDE Para uma nova cultura de mobilidade urbana”, p. 3. Acedido a 23 de Março de 2011, em:
http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/site/pt/com/2001/com2001_0366pt01.pdf.
2. Motorcycle history. Acedido a 24 de Março de 2011, em:
http://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle_history#Steam_power.
3. Michaux-Perreaux steam velocípede. Acedido a 24 de Março de 2011, em:
http://en.wikipedia.org/wiki/Michaux-Perreaux_steam_velocipede
4. Wilhelm Maybach. Acedido a 24 de Março de 2011, em:
http://it.wikipedia.org/wiki/Wilhelm_Maybach
5. TimeLine 1900’s. Acedido a 26 de Março de 2011, em:
http://www.harley-davidson.com/wcm/Content/Pages/H-D_History/history_1900s.jsp?locale=en_US
6. Harley Davidson. Acedido a 26 de Março de 2011, em:
<http://pt.wikipedia.org/wiki/Harley-Davidson>
7. Overview of the motorcycle manufactures. Acedido em Abril de 2011, em:
<http://www.motorbikes.be/de/marken.aspx>
8. Electric Vehicles Info. Acedido em Abril de 2011, em:
<http://www.ev-info.com/>
9. “Urban and rural population size and rate of change”, Global Report on Human Settlements 2009. Acedido a 4 de Abril de 2011, em:
<http://www.unhabitat.org/downloads/docs/GRHS2009/GRHS.2009.pdf>
10. Peugeot Motocycles Deutschland. Acedido a 6 de Abril de 2011, em:
http://www.peugeot-scooter.de/modelle/media/Technische_Daten_Peugeot_eVivacity.pdf
11. Yamaha Motor Portugal. Acedido a 6 de Abril de 2011, em:
<http://www.yamaha-motor.pt/pt/produtos/scooters/50cc/aerox-special-version.aspx?view=techspecs>
12. Goinggreen, Coches electricos, Motos eléctricas. Acedido a 6 de Abril de 2011, em:
<http://goinggreen.es/sites/goinggreen.es/files/Cat%C3%A1logo%20Vectrix%20VX1%20Mayo%202011.pdf>
13. Keeway Portugal . Acedido em 6 de Abril de 2011, em:

- <http://www.keewaymotor.pt/index.php?op=produtos&mn=6&id=19>
14. maisgasolina. Acedido a 6 de Abril de 2011, em:
<http://www.maisgasolina.com/>.
15. ERSE, Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos. Acedido a 17 de Agosto de 2011, em:
http://www.erse.pt/pt/electricidade/tarifaseprecos/tarifareguladas2011/Documents/PrecosTVCF%20PTCont_2011.pdf.
16. Larminie, J., Lowry, J. (2003), “Electric Vehicle Technology Explained”, John Wiley & Sons, Ltd, p. 187.
17. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
18. Heywood, John B. (1988), “Internal Combustion Engine Fundamentals”, p. 915, Tabela D.4., Mc Graw Hill.
19. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
20. Honda Motos – Scooter 125, PS 125i. Acedido a 11 de Abril de 2011, em:
http://www.honda.pt/images/Item/739_C.pdf
21. Volkswagen, Dados Técnicos e Equipamentos – Golf. Acedido a 11 de Abril de 2011, em:
http://www.volkswagen.pt/gama/golf/new_golf/Golf-DadosTecnicos.pdf
22. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
23. Acedido a 11 de Abril de 2001, em:
http://www.e-max-scooter.com/products/e-max_120l.php
24. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
25. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
26. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
27. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
28. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
29. Automotive HY-80 Fuel Cell System. Acedido a 14 de Abril de 2011, em:
www.NuCellSys.com
30. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc.,

Wednesday, 19 Julho de 2006.

31. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
32. Eberhard, M., Tarpenning, “The 21st Century Electric car”, Tesla Motors Inc., Wednesday, 19 Julho de 2006.
33. Volkswagen, Dados Técnicos e Equipamentos – Golf. Acedido a 11 de Abril de 2011, em:
http://www.volkswagen.pt/gama/golf/new_golf/Golf-DadosTecnicos.pdf
34. Honda, Dados Técnicos e Equipamentos. Acedido a 14 de Abril de 2011, em:
<http://automobiles.honda.com/civic-gx/specifications?group=dimensions>
35. Honda, Dados Técnicos e Equipamentos. Acedido a 14 de Abril de 2011, em:
http://it.wikipedia.org/wiki/Honda_FCX
36. Volkswagen, Dados Técnicos e Equipamentos – Jetta. Acedido a 14 de Abril de 2011, em:
<http://www.volkswagen.pt/gama/jetta-DadosTecnicos.pdf>
37. Honda, Dados Técnicos e Equipamentos. Acedido a 14 de Abril de 2011, em:
www.honda.com.br/automoveis/Paginas/new-civic.aspx
38. Honda, Dados Técnicos e Equipamentos. Acedido a 14 de Abril de 2011, em:
http://www.honda.pt/images/Item/734_C.pdf
39. Tesla Roadster, Dados Técnicos e Equipamentos. Acedido a 14 de Abril de 2011, em:
<http://www.teslamotors.com/roadster/specs>
40. Emax, Dados Técnicos e Equipamentos. Acedido a 14 de Abril de 2011, em:
<http://www.e-max.pt/main.html>
41. Davis, S.C., Diegel, S.W., Boundy, R.G., “Transportation Energy data Book”, 30^a Ed, Junho de 2011, p. 2-14, Tabela 2.12. Acedido a 4 de Julho de 2011, em:
<http://cta.ornl.gov/data/index.shtml>
42. Davis, S.C., Diegel, S.W., Boundy, R.G., “Transportation Energy data Book”, 30^a Ed, Junho de 2011, p. 2-14, Tabela 2.12. Acedido a 4 de Julho de 2011, em:
<http://cta.ornl.gov/data/index.shtml>
43. Davis, S.C., Diegel, S.W., Boundy, R.G., “Transportation Energy data Book”, 30^a Ed, Junho de 2011, p. 2-14, Tabela 2.12. Acedido a 4 de Julho de 2011, em:
<http://cta.ornl.gov/data/index.shtml>
44. Davis, S.C., Diegel, S.W., Boundy, R.G., “Transportation Energy data Book”, 30^a Ed, Junho de 2011, p. 2-14, Tabela 2.12. Acedido a 4 de Julho de 2011, em:
<http://cta.ornl.gov/data/index.shtml>
45. Elmore, J. L., “The Energy Cost of Electric and Human-Powered Bicycles”, Term

- Paper APSC 262, 13 de Abril de 2004.
46. Elmore, J. L., “The Energy Cost of Electric and Human-Powered Bicycles”, Term Paper APSC 262, 13 de Abril de 2004.
47. Elmore, J. L., “The Energy Cost of Electric and Human-Powered Bicycles”, Term Paper APSC 262, 13 de Abril de 2004.
48. Elmore, J. L., “The Energy Cost of Electric and Human-Powered Bicycles”, Term Paper APSC 262, 13 de Abril de 2004.
49. Agência Portuguesa do Ambiente, “Relatório do Estado do Ambiente – REA 2009 Portugal”, p. 39. Acedido a 20 de Julho de 2011, em:
http://www.apambiente.pt/divulgacao/Publicacoes/REA/Documents/REA_2009.pdf
50. Marques, J.C.G., (2010). “Estimativas de emissões associadas a modelos de afectação de tráfego rodoviário”. Tese de Mestrado em Engenharia Civil na Área de Especialização de Vias de Comunicação e Transportes, Departamento de Engenharia Civil, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.
51. Eurostat, “Energy, transport and environment indicators”, Ed 2010, p. 73. Acedido a 20 de Julho de 2011, em:
http://epp.eurostat.ec.europa.eu/cache/ITY_OFFPUB/KS-DK-10-001/EN/KS-DK-10-001-EN.PDF
52. “Handbook of Batteries”, 3ª Ed, McGraw-Hill.
53. “Lithium batteries”. Acedido a 2 de Agosto de 2011, em:
www.mpoweruk.com
54. “Lithium batteries”. Acedido a 2 de Agosto de 2011, em:
www.mpoweruk.com
55. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342.
56. Pacejka, H. B. (2006), “Tyre and Vehicles Dynamics”, 2ªEd, BH, pp. 517-528, 531.
57. Pacejka, H. B. (2006), “Tyre and Vehicles Dynamics”, 2ªEd, BH, pp. 517-528, 531.
58. Jazar, R.N. (2008), “Vehicle Dynamics – Theory and Application”, Springer.
59. Jazar, R.N. (2008), “Vehicle Dynamics – Theory and Application”, Springer.
60. Jazar, R.N. (2008), “Vehicle Dynamics – Theory and Application”, Springer.
61. Jazar, R.N. (2008), “Vehicle Dynamics – Theory and Application”, Springer.
62. Barnard, R.H., “Road Vehicle Design – An Introduction”, 3ªEd, MechAero, pp.3-5, 20-21.
63. Barnard, R.H., “Road Vehicle Design – An Introduction”, 3ªEd, MechAero, pp.3-5, 20-21.
64. Barnard, R.H., “Road Vehicle Design – An Introduction”, 3ªEd, MechAero, pp.3-5, 20-21.

65. SAE, “Automotive Handbook”, 7ªEd, Bosch.

66. Martino, G., “Electricidade Industrial”, Hermus.

ANEXO A

67. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342.

68. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342.

69. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342.

70. Foale, T. (2006), “Motorcycle Handling and Chassis Design”, 2ª Ed. Acedido a 28 de Abril de 2011, em:

<http://books.google.com/?id=84hF-qoR5I8C&printsec=frontcover&dq=Motorcycle+Handling+and+Chassis+Design>.

71. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342

72. Jazar, R.N. (2008), “Vehicle Dynamics – Theory and Application”, Springer.

73. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342.

74. Wilson, D. G., Papadopoulos, J. (2004), “Bicycling Science”, 3ª Ed, pp. 263-390.

75. Zinn, L. (2008). Acedido a 25 de Abril de 2011, em:

http://velonews.competitor.com/2008/12/bikes-and-tech/technical-faq/technical-q-shifting-and-shimmy_86214

76. Whitt, F. R., Wilson, D.G. (1982), “Bicycling Science”, 2ª Ed, pp. 198-233.

77. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342.

78. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342.

79. Cossalter, V. (2006), “Motorcycle Dynamics”, 2ªEd, pp.241-342.

80. Wilson, D. G., Papadopoulos, J. (2004), “Bicycling Science”, 3ª Ed, pp. 263-390.

81. Fajans, J. (2000), “Steering in bicycles and motorcycles”.

82. Meijaard e al. (2007), “Linearized dynamics equations for the balance and steer of a bicycle: a benchmark and review”. Acedido a 30 de Abril de 2011, em:

<http://audiophile.tam.cornell.edu/~als93/Publications/06PA0459BicyclePaperv45.pdf>.

83. Limbebeer e Sharp (2006), “Single-Track vehicle Modeling and Control: Bicycles, Motorcycles, and Models”, IEEE Control Systems Magazine (Outubro), 34-61.

84. Pacejka, H. B. (2006), “Tyre and Vehicles Dynamics”, 2ªEd, BH, pp. 517-528, 531.

85. Limbebeer e Sharp (2006), “Single-Track vehicle Modeling and Control: Bicycles, Motorcycles, and Models”, IEEE Control Systems Magazine (Outubro), 34-61.

86. Limbebeer e Sharp (2006), “Single-Track vehicle Modeling and Control: Bicycles, Motorcycles, and Models”, IEEE Control Systems Magazine (Outubro), 34-61.

87. Klein, R. E. e al., “Bicycle Science”. Acedido a 30 de Abril de 2011, em:

<http://web.archive.org/web/20080213072335/http://www.losethetrainingwheels.or>

[g/default.aspx?Lev=2&ID=34](http://www.offroaders.com/tech/AT-MT-Tires/tire-tech.htm#Bias_Ply_Definition)

88. Offroaders. Acedido a 2 de Maio de 2011, em:

[http://www.offroaders.com/tech/AT-MT-Tires/tire-tech.htm#Bias Ply Definition](http://www.offroaders.com/tech/AT-MT-Tires/tire-tech.htm#Bias_Ply_Definition)

89. Pacejka, H. B. (2006), “Tyre and Vehicles Dynamics”, 2ªEd, BH, pp. 517-528, 531.

90. Limbebeer e Sharp (2006), “Single-Track vehicle Modeling and Control: Bicycles, Motorcycles, and Models”, IEEE Control Systems Magazine (Outubro), 34-61.

91. Pacejka, H. B. (2006), “Tyre and Vehicles Dynamics”, 2ªEd, BH, pp. 517-528, 531.

ANEXO A

Steering angle, é o ângulo para o qual toda a parte móvel frontal do veículo é rodado em torno do seu eixo de direcção e necessário para manter o seu equilíbrio. Existem ângulos específicos atribuídos aos veículos de duas rodas:

Em primeiro lugar o real ângulo cinético de direcção, simbolicamente (Δ), é o ângulo projectado no pavimento da estrada é traduz o ângulo que é imposto ao sistema de direcção, é função do ângulo de direcção e do seu eixo; sendo $\Delta = \delta \cos \phi$. Onde, Δ é o ângulo cinético da direcção, δ é o ângulo de direcção e ϕ é o ângulo de caster do eixo da direcção [67].

Em segundo lugar, a inclinação do veículo diminui com o raio da curva na proporção do ângulo de inclinação. O raio resultante numa primeira aproximação estima-se a 2% de margem de erro do valor real através da relação seguinte: $r = \frac{w \cos \theta}{\delta \cos \phi}$ onde, r é o raio aproximado, w é a área da base do pneu, θ é o ângulo de inclinação, δ é o ângulo da direcção e ϕ é o ângulo de *caster* em torno do eixo de direcção [68].

Em terceiro lugar, as rodas podem ter diferentes ângulos de escorregamento devido à distribuição de peso, propriedades dos pneus, etc; o veículo pode sofrer sub - viragem ou sobre - viragem. Em sub - viragem, deve ser maior e em sobre - viragem o ângulo deve ser inferior do que seria se os ângulos de escorregamento fossem iguais para manter um determinado raio de curva. Alguns autores usam o termo *counter – steering* referindo-se à necessidade de algumas geometrias de veículos em algumas condições virarem a direcção na direcção oposta à curva, ângulo de direcção negativo, para manter o controlo da resposta perante uma significativa derrapagem da roda traseira [69].

Em quarto lugar, a força de *camber* contribui para a força centrípeta necessária para o veículo se desviar de uma determinada trajectória juntamente com a força da curvagem devido à existência do ângulo de escorregamento. Esta força de *camber* pode mesmo ser o maior dos factores influentes na capacidade do veículo efectuar uma curva com um ângulo

de direcção bastante inferior ao de um automóvel para um mesmo raio de curva [70]. Quando um veículo de duas rodas vira a direcção e se inclina simultaneamente numa mesma direcção o ângulo de *camber* da roda frontal é superior ao da roda traseira o que gera forças de *camber*, todas de igual montante [71].

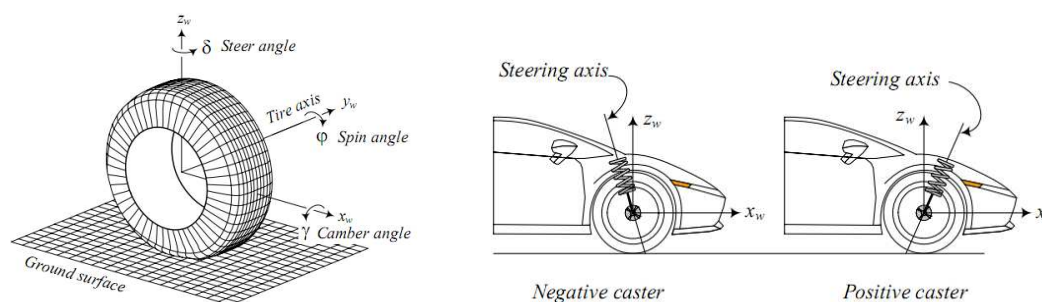


Figura A1. Ângulos de *caster* e *camber*.

FONTE: [72]

Wobble, shimmy, tank-slapper, speed wobble e death wobble são sinónimos de movimento oscilatório rápido (4-10 Hz) que afecta em primeiro lugar a roda frontal, o *fork* e os punhos, normalmente o resto do veículo permanece inalterável. Ocorre normalmente a elevadas velocidades. Efeito semelhante ocorre no rodado dos carrinhos de compras, no trem de aterragem dos aviões e nas rodas frontais dos automóveis [73] e [74]. Ajustes na velocidade controlam este movimento mas os efeitos no punho poderão ser fatais se não controlados. Este movimento começa quando pequenas irregularidades, exemplo de fabrico, assimetrias no *fork* [75], aceleram a roda de forma desequilibrada, mais para um lado. A força restauradora é aplicada em fase com o aumento da irregularidade e a roda tende a virar para o lado contrário onde o processo se repete. Se o amortecimento for insuficiente, a oscilação na direcção aumentará até que o colapso se dê; esta oscilação poderá controlada alterando a componente longitudinal da velocidade ou aumentando a rigidez da direcção sendo assim um factor da alçada do condutor [76].

Weave termo utilizado para descrever o movimento composto lento (0-4 Hz) de oscilação que ocorre entre a inclinação lateral para a esquerda do veículo e a subsequente mudança de direcção para a esquerda. Verificam-se alterações a nível do ângulo de direcção

(*steering*), do ângulo de inclinação lateral (*roll*) e do ângulo de rotação segundo o eixo dos ZZ (*yaw*). O ângulo de direcção está desfasado de 180 graus relativamente ao *yaw* e 90 graus com o de inclinação lateral [77]. Dependendo da geometria e da distribuição de massa, o *weave* é instável a baixas velocidades e vai diminuindo a sua instabilidade com a velocidade até atingir valores em que deixa de ser instável.

Capsize, ou velocidade de inversão, termo utilizado para descrever a queda de uma moto sem que nesse movimento ocorra qualquer oscilação. A instabilidade do movimento é lenta, da ordem de alguns segundos, é fácil para o condutor controlar o veículo, esta “queda” controlada é mesmo aproveitada pelo condutor para iniciar a inclinação do conjunto seguindo a trajectória necessária para efectuar a curva [78]. Dependendo da geometria do veículo e da distribuição da massa, este movimento é estável a baixas velocidades tornando-se mais instável com o aumento da velocidade, até que se torna mesmo instável originando a queda. Por vezes é a interacção do pneu com o piso que previne a chegada a valores de instabilidade a altas velocidades [79] e [80].

Countersteering, é o movimento efectuado pela roda que na aproximação à curva e com a necessária inclinação para a fazer, implica que o veículo momentaneamente vire na direcção oposta. Com a roda frontal num ângulo na direcção do movimento, uma força lateral faz-se sentir no rasto do pneu em contacto com o piso

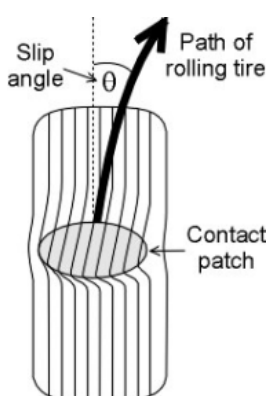


Figura A2- *Countersteering*.

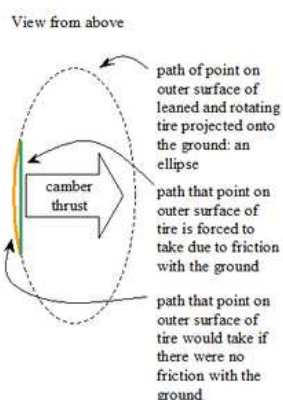
FONTE: wikipédia.

Esta força lateral cria um binário em torno do eixo longitudinal do veículo, o roll, fazendo com que o veículo entre em rotação na direcção oposta à da curva. Na ausência de

influências externas como um oportuno vento lateral na direcção da curva criando a força necessária para inclinar o veículo, existirá sempre este fenómeno nas curvas de qualquer trajecto [81]. Com a aproximação ao ângulo de inclinação necessário a roda da frente deve ser dirigida na direcção da curva, dependendo da velocidade axial, do raio da curva e da necessidade de manter este ângulo. Uma vez em curva, o raio só poderá ser alterado introduzindo um contersteering adicional fora da curva para aumentar o ângulo de inclinação e diminuir o raio seguido de um adicional para dentro da curva para diminuir a inclinação e aumentar o raio. Para sair da curva, o veículo terá que contersteering momentaneamente mais para dentro da curva de forma a diminuir o raio, aumentando assim as forças de inércia e conseqüentemente diminuindo o ângulo de inclinação.

Tiller effect, é uma expressão utilizada para descrever o afastamento do guiador relativamente ao eixo vertical da direcção no sentido do condutor. Neste caso, a direcção é virada num sentido sempre que o condutor queira virar o veículo no sentido oposto.

Efeitos giroscópicos, uma das conseqüências do sistema de direcção se encontrar na roda da frente é o aparecimento de um momento *roll*. A magnitude do momento é proporcional ao momento de inércia da roda da frente, ao binário aplicado pelo condutor na rotação da roda e ao co-seno do ângulo entre o eixo da direcção e a vertical. Por exemplo, num veículo com uma velocidade de 22m/s e com uma roda frontal de 0,6 kg.m², virar a roda da frente um grau em 0,5s gera um *roll* de 3,5 N.m. Em comparação, a força lateral no pneu frontal alcança 50N. O efeito a 0,6m de altura do centro de massa, gera um *roll* de 30 N.m! Enquanto o momento proveniente da força giroscópica é apenas 12% do total, é contudo significativo devido ao facto de começar a actuar logo que o condutor aplica o



binário. Em competição torna-se um factor favorável.

Camber thrust, e **camber force**, são termos utilizados para descrever a força gerada perpendicularmente à trajectória do veículo no pneu devido ao seu ângulo de *camber* e à área finita de contacto do pneu com o pavimento, *contact patch* [82] [83] e [84]. Esta força é gerada quando um determinado ponto na superfície externa de um pneu inclinado e em rotação, que

normalmente descreve um rasto elíptico quando projectado no pavimento, é forçado a

seguir um rasto rectangular devido ao atrito de fricção com o solo. Este desvio na direcção da inclinação causa a deformação no rasto e estrutura do pneu que é transmitida ao veículo como uma força na direcção da inclinação [85]. *Camber thrust* é aproximadamente e linearmente proporcional ao ângulo de *camber* para ângulos pequenos [86] e [87]. Os pneus *Bias-ply* geram mais *camber thrust* do que os radiais [88]. A rigidez do *camber* é um parâmetro utilizado para descrever o *camber thrust* gerado pelo pneu e é influenciado pela pressão de enchimento e a carga normal [89]. Esta força situa-se normalmente á frente do centro da roda frontal gerando assim um binário de *camber* ou um binário de rotação [90] e [91]. A orientação deste binário é tal que leva ao virar do pneu na direcção em que é inclinado.

Steady – state turning, trata-se do equilíbrio de forças que permite ao veículo efectuar a curva correctamente. Uma vez estabelecida a curva, o binário deverá ser aplicado ao sistema de direcção para que o raio da curva se mantenha constante, a uma mesma velocidade axial constante, dependendo da geometria e distribuição de massa do veículo [39]. Para velocidades inferiores à velocidade de *capsize*, a auto estabilidade do veículo leva o sistema de direcção a inclinar-se para dentro da curva. Esta tendência faz com que o veículo se auto endireite saindo da curva, a não ser que um binário seja aplicado na direcção oposta da curva. Para velocidades superiores à velocidade de *capsize* a instabilidade fará com que a direcção vire para fora da curva, aumentando o ângulo de inclinação, a não ser que o binário necessário seja aplicado na direcção da curva. À velocidade de *capsize* não há necessidade de aplicação de qualquer binário rectificador.

Valores das variáveis de entrada do modelo

Os valores das variáveis independentes de entrada do modelo encontram-se a azul, os valores das variáveis dependentes a vermelho.

Tabela A 1 – Valores dos ângulos

		[rad]	[graus]
ROLL ANGLE	φ	0,087	5,000
ROLL ANGLE RIDER	φ_r	-0,087	-5,000
STEER ANGLE	δ	0,017	1,000

GROUD STEER ANGLE	δ'	0,015	0,860
STERRING HEAD	ϵ	0,035	2,000
CASTER LENGTH [m]	t_c	0,002	0,100
YAW ANGLE/Lean angle	ψ	0,175	10,000
YAW RATE [RAD/S]	r	0,052	3,000
TORSIONAL FLEX ANGLE	β	0,070	4,000
REAR WHEEL CAMBER ANGLE	γ_2	0,087	5,000
FRONT WHEEL CAMBER ANGLE	γ_1	0,158	9,032
REAR WHEEL SLIP ANGLE	α_2	-0,001	-0,050
FRONT WHEEL SLIP ANGLE	α_1	-0,01599	-0,916
RESPOSTA TRANSIENTE DE α_2	α_2'	-0,001	-0,063
α_2' RATE [RAD/S]	α_2''	0,035	2,000
RESPOSTA TRANSIENTE DE α_1	α_1'	-0,016	-0,930
α_1' RATE [RAD/S]	α_1''	0,035	2,000
RESPOSTA TRANSIENTE DE γ_1	γ_1'	0,158	9,029
γ_1' RATE [RAD/S]	γ_1''	0,009	0,500
RESPOSTA TRANSIENTE DE γ_2	γ_2'	0,087	4,997
γ_2' RATE [RAD/S]	γ_2''	0,009	0,500
RELAXATION SLIP ANGLE $\sigma\alpha_2$ [m]	$\sigma\alpha_1$	0,174	
RELAXATION SLIP ANGLE $\sigma\alpha_1$ [m]	$\sigma\alpha_2$	0,157	
RELAXATION CAMBER $\sigma\gamma_2$ [m]	$\sigma\gamma_1$	0,174	
RELAXATION CAMBER $\sigma\gamma_1$ [m]	$\sigma\gamma_2$	0,157	
PITCH ANGLE	θ	-0,003	-0,169

Tabela A 2 – Valores para deslocamentos e velocidades angulares.

Deslocamentos [m]

LATERAL SHIFT	y_m	0,020
LATERAL SHIFT RIDER	y_r	0,010
LATERAL SHIFT TOTAL	y_{mr}	0,030

Derivadas em ordem ao tempo

VELOCIDADE ANGULAR DE θ	$\theta.$	-0,00030
VELOCIDADE ANGULAR DE φ	$\varphi.$	0,00873

VELOCIDADE ANGULAR DE φ_r	φ_r .	-0,00873
VELOCIDADE ANGULAR DE δ	δ .	0,00175
VELOCIDADE ANGULAR DE γ_r	γ_r .	0,00100
VELOCIDADE ANGULAR DE β	β .	0,00698
VELOCIDADE ANGULAR DE δ'	δ' .	0,00150062

Admitindo 10% do valor para a derivada

Tabela A 3 – Geometria do conjunto moto – condutor.

Massa com localização nos centros de gravidade da figura [kg]

MASSA DA RODA DA FRENTE		m1	8,90
MASSA DA RODA DE TRÁS		m2	8,90
QUADRO, RODA TRASEIRA, E ATÉ À CINTURA DO CONDUTOR	Homem a pesar 80 kg	mm	145,00
MASSA DO CONDUTOR DA CINTURA PARA CIMA		mr	40,00
MASSA SEM PARTE FRONTAL		mm r	185,00
MASSA DA PARTE FRONTAL SUPERIOR DO VEÍCULO		mf	20,00
MASSA DA PARTE FRONTAL INFERIOR DO VEÍCULO		ms	20,00
MASSA COMBINADA TOTAL		m	225,00

Tabela A 4 – Inércias com ângulo de inclinação nulo

Inércias com ângulo de inclinação nulo e I_{rz} incluído na Inércia do quadro

QUADRO, RODA TRASEIRA, E ATÉ À CINTURA DO CONDUTOR (INERCIAL)	mmo	185,000
MASSA DO CONDUTOR DA CINTURA PARA CIMA (INERCIAL)	mro	185,000
ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE DA MASSA m_f (INERCIAL)	hmo	0,693
MOMENTO DE INÉRCIA DA MASSA TOTAL NA COMPONENTE x	I_{mx}	-
MI DA MASSA DO CONDUTOR DA CINTURA PARA CIMA NA COMPONENTE x	I_{rx}	-
MOMENTO DE INÉRCIA DA MASSA TOTAL NA COMPONENTE x (INERCIAL)	I_{mxo}	1,254
ÚNICO MOMENTO DE INÉRCIA NÃO NEGLIGENCIADO	I_{mxz}	1,350
MI DO CONDUTOR NA DIRECÇÃO RESULTANTE x e z	I_{rxz}	-
MI COMBINADO DO QUADRO CONDUTOR NA DIRECÇÃO RESULTANTE x e z (INERCIAL)	I_{mxzo}	1,350

Tabela A 5 – Dados das rodas da mota.

Rodas [m]

PERÍMETRO DAS RODA(S) PROPULSORA(S)		p2	1,822
CENTRO DE ROTAÇÃO DA RODA DA FRENTE À PERIFERIA DO PNEU		rc1	0,08
CENTRO DE ROTAÇÃO DA RODA DE TRÁS À PERIFERIA DO PNEU		rc2	0,10
RAIO DA RODA FRONTAL	PNEU 110/80-16M	r1	0,29
RAIO DA RODA TRASEIRA	PNEU 110/80-16M	r2	0,29

Tabela A 6 – Distâncias e alturas.

Distâncias e alturas [m]

D. ENTRE OS CENTROS DE ROTAÇÃO DAS RODAS	a	0,608
D. DO CENTRO DE ROTAÇÃO DA RODA TRÁS A m	b	0,842
D. DO CENTRO DE ROTAÇÃO DA FRENTE A mm	ac	0,750
D. DO CENTRO DE ROTAÇÃO DA RODA TRÁS A mm	bc	0,700
DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DE ROTAÇÃO	l	1,450
ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE DA MASSA mf	hm	0,650
ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE DA MASSA mm	hf	0,850
ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE DA MASSA ms	hs	0,600
ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE DA MASSA mr	hr	0,850
ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE DA MASSA m	h	0,699
DISTÂNCIA ENTRE CG mr E mf	af	0,802
DISTÂNCIA ENTRE CG mr E ms	as	0,791
DISTÂNCIA ENTRE CG ms E A PERIFERIA DA RODA	Ss	-0,098
RELAÇÕES GEOMÉTRICAS	hβ	0,500
RELAÇÕES GEOMÉTRICAS	Sk	0,450
RELAÇÕES GEOMÉTRICAS	hK	0,050
DISTÂNCIA DO PONTO CONTACTO NO SOLO À PERIFERIA DA RODA NA DIRECÇÃO PARALELA À FORQUILHA	Sc	0,500
DISTÂNCIA DO CENTRO DE ROTAÇÃO DA RODA AO CENTRO DE GRAVIDADE DA MASSA ms	es	0,060
DISTÂNCIA DO GUIADOR AO CG mf	ef	0,080
BRAÇO DO MOMENTO dφ	hdφ	0,7
BRAÇO DO MOMENTO φ	hφ	0,75

DISTÂNCIA DE mr A ymr

Sr 0,3

Tabela A 7 – Parâmetros para forças laterais e momentos de alinhamento.

Parâmetros para forças laterais e momentos de alinhamento []

d2,1	9	CFY1	879,587	tao1	0,027	
d2,2	4	CFY2	885,673	tao2	0,035	
e1,1	0,4	CMα1	439,793	tYo1	-0,050	
e1,2	0,4	CMα2	442,837	tYo2	-0,088	
e2,1	0,04	CFao1	16298,944	f1,1	0,00015	
e2,2	0,07	CFao2	12761,072	f1,2	0,00015	
e3,1	0,08	CFa1	16298,944	f2,1	0,00010	
e3,2	0,10	CFa2	12761,072	f2,2	0,00010	
d3,1	0,8	CMY'1	43,979	Cβ	25000,000	[N.m/rad]
d3,2	0,8	CMY'2	77,496	Cφr	350,000	[N.m/rad]
d1,1	14	CMxY1	87,959	kδ	0,000	[N.m.s/rad]
d1,2	13	CMxY2	110,709	kφr	20,000	[N.m.s/rad]

kβ 50 [N.m.s/rad]

Tabela A 8 – Coeficiente de fricção estática. Fonte: Handbook da Bosch pág 435.

kβ	50	[N.m.s/rad]	* ALTURA DE RASTO MÍNIMA DE 1,6 MM				
			Molhado (H2O=0,2mm)	Chuva forte (H2O=1mm)	Poças (H2O=2mm)		
			Estado do piso				
			Seco	Molhado	Chuva forte	Poças	Gelo
			Coeficiente de fricção estática μHF				
	[0, 50[NOVO	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1
		USADO*	1	0,5	0,4	0,25	0
	[50, 90[NOVO	0,8	0,6	0,3	0,05	0
		USADO*	0,95	0,2	0,1	0,05	0
	[90, 130]	NOVO	0,75	0,55	0,2	0	0
		USADO*	0,9	0,2	0,1	0	0

Tabela A 9 –

Dados da moto e condutor para cálculo da força aerodinâmica

ALTURA TOTAL COM O CONDUTOR SENTADO
E COSTAS DIREITAS

1,5

[m]

LARGURA DO GUIADOR [m]

0,45

ÁREA RECTANGULAR FRONTAL [m2]

0,675

Matrizes de transformação nos referenciais:

$$S_\beta = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}; S_\delta = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \times S_\beta; S_\varepsilon = \begin{bmatrix} \cos \delta & -\sin \delta & 0 \\ \sin \delta & \cos \delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times S_\delta; \quad (80)$$

$$s_\varphi = \begin{bmatrix} \cos \varepsilon & 0 & \sin \varepsilon \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \varepsilon & 0 & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \times S_\varepsilon; s = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \times s_\varphi \quad (81)$$

A projecção do ângulo de direcção sobre o plano da estrada δ' e dos ângulos de camber de ambas as rodas, γ_1 e γ_2 em função das componentes do vector unitário s no domínio não linear:

$$\tan \delta' = -\frac{s_x}{s_y} = \frac{\delta \cos \varepsilon - \beta \sin \varepsilon}{\cos \varphi - \sin \varphi (\delta \sin \varepsilon + \beta \cos \varepsilon)} \quad (82)$$

$$\sin \gamma_1 = s_z = \sin \varphi + \cos \varphi (\delta \sin \varepsilon + \beta \cos \varepsilon) \quad (83)$$

Tabela A 10 – Localização dos diferentes eixos de rotação associados a cada ângulo.

	X	Y	Z
PONTO A	x	y	z
ÂNGULO φ	$x\varphi$	$y\varphi$	$z\varphi$
ÂNGULO ε	$x\varepsilon$	$y\varepsilon$	$z\varepsilon$
ÂNGULO δ	$x\delta$	$y\delta$	$z\delta$
ÂNGULO β	$x\beta$	$y\beta$	$z\beta$

Tabela A 11 – Componentes do vector S .

Cálculo da projecção das componentes do vector S no referencial longitudinal (x) em movimento (x,y,z)

$x\beta$ $y\beta$ $z\beta$

$$S\beta = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$S\delta = \begin{bmatrix} x\delta & y\delta & z\delta \\ 1,000 & 0,000 & 0,000 \\ 0,000 & 0,998 & -0,070 \\ 0,000 & 0,070 & 0,998 \end{bmatrix} * S\beta$$

$$S\delta = \begin{bmatrix} x\delta \\ 0,000 \\ 0,998 \\ 0,070 \end{bmatrix}$$

$$S\epsilon = \begin{bmatrix} x\epsilon & y\epsilon & z\epsilon \\ 1,000 & -0,017 & 0,000 \\ 0,017 & 1,000 & 0,000 \\ 0,000 & 0,000 & 1,000 \end{bmatrix} * S\delta$$

$$S\epsilon = \begin{bmatrix} x\epsilon \\ -0,01740989 \\ 0,99741212 \\ 0,06975647 \end{bmatrix}$$

$$S\varphi = \begin{bmatrix} x\varphi & y\varphi & z\varphi \\ 0,999 & 0,000 & 0,035 \\ 0,000 & 1,000 & 0,000 \\ -0,035 & 0,000 & 0,999 \end{bmatrix} * S\epsilon$$

$$S\varphi = \begin{bmatrix} x\varphi \\ -0,015 \\ 0,997 \\ 0,070 \end{bmatrix}$$

$$S = \begin{bmatrix} x & y & z \\ 1,000 & 0,000 & 0,000 \\ 0,000 & 0,996 & -0,087 \\ 0,000 & 0,087 & 0,996 \end{bmatrix} * S\varphi$$

$$S = \begin{bmatrix} x \\ -0,015 \\ 0,987 \\ 0,157 \end{bmatrix}$$