



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Estudo e implementação do mecanismo de direção mais eficiente no protótipo *UBICAR*

André Rafael Coutinho de Oliveira

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Eletromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

Covilhã, Junho de 2015

Dedicatória

Aos meus pais, família e amigos,
pois a eles devo o que sou

“Eu tentei 99 vezes e falhei, mas na centésima tentativa eu consegui, nunca desista dos seus objetivos mesmo que eles pareçam impossíveis, a próxima tentativa pode ser a vitoriosa”

“Há uma força motriz mais poderosa que o vapor, a eletricidade e a energia atômica: a vontade”

Albert Einstein

“Escolhe a profissão que adoras e nunca terás de trabalhar um único dia na tua vida”

“Confucius”

Agradecimentos

A realização deste trabalho só foi possível graças à contribuição de muitas pessoas. Quero expressar a minha gratidão às pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para ele.

Em primeiro lugar, ao meu orientador Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael, pela disponibilidade, confiança, orientação, transmissão de conhecimentos e amizade.

Agradeço também ao Professor Doutor António Espírito Santo pela disponibilidade e ajuda.

Em segundo lugar a todos os elementos que passaram ao longo dos anos pela equipa do *UBICAR* desde professores a alunos.

Quero agradecer a todos os colegas e amigos intervenientes no meu percurso académico, no entanto de uma forma especial ao Rui Mendes pela disponibilidade, ao André Figueiredo, ao Fábio Viegas e ao João Gonçalves pelas noitadas de trabalho e camaradagem. Quero também mostrar a minha maior gratidão ao Miguel Duarte por todo o apoio, amizade e companheirismo.

Agradeço também a todos os elementos e à Desertuna - T.A.U.B.I. que contribuiu em muito para a minha formação pessoal durante o meu percurso académico.

O “vadio” quer agradecer à menina dos olhos dele por todo o apoio.

Por fim agradeço aos meus pais, irmã e “ti-madinha” por todos esforços, carinho e apoio.

Resumo

Neste trabalho são estudados quatro tipos de mecanismos de direção possíveis de implementar no *UBICAR* mediante os seguintes fatores: menor erro possível, menor peso, maior facilidade de fabricação, fiabilidade e pouca sensibilidade. Para encontrar o mecanismo com menor erro foi elaborado e utilizado um programa em MATLAB para fornecer os tamanhos ideais para as barras do mecanismo.

O melhor mecanismo e o que foi implementado foi o mecanismo do triângulo, que levou a uma melhoria de resultados em prova.

Palavras-chave

Mecanismo de direção, Geometria de Ackerman, Poupança de combustível e pneus, *UBICAR*, Simulação computacional, atrito e curvatura.

Abstract

This work studied four types of possible steering mechanisms to implement on the *UBICAR* by the following factors: lower error, lighter weight, easy fabrication, reliability and low sensitivity. To find the mechanism with lower error has been elaborated and utilized a program in MATLAB to provide the ideal size for the bars of the mechanism.

The best mechanism and what has been implemented was the triangle mechanism, which led to an improvement of results in the competition.

Keywords

Steering mechanism, Ackerman geometry, fuel and tires savings, *UBICAR*, computational simulation, friction and curvature.

Índice

Dedicatória	iii
Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	ix
Índice	xi
Lista de Figuras.....	xv
Lista de Tabelas	xvii
Lista de Acrónimos	xix
Capítulo 1.....	21
Introdução	21
1.1 Enquadramento	21
1.1.1 <i>Shell Eco-marathon</i>	21
1.1.2 <i>UBICAR</i>	23
1.1.3 Imergir do propósito	24
1.2 Objetivos do trabalho	25
1.3 Metodologia	25
1.4 Estrutura do trabalho.....	25
Capítulo 2.....	27
Considerações teóricas	27
2.1 História da direção	27
2.2 Mecanismo de direção	29
2.3 Parâmetros relevantes do veículo	29
2.3.1 Entre eixo.....	29
2.3.2 Via dianteira	30
2.3.3 <i>King Pin</i>	31
2.3.4 <i>Caster</i>	31
2.3.5 <i>Toe</i>	32
2.4 Geometria de Ackerman	32
2.5 Equações de álgebra complexa para vetores planares	33

Capítulo 3.....	35
Caso em estudo.....	35
3.1 Erro proveniente do mecanismo	35
3.2 Sensibilidade do volante.....	37
3.3 Tipos de mecanismos de direção.....	39
3.3.1 Pinhão e cremalheira	40
3.3.2 Triângulo	42
3.3.3 Alavanca simples.....	45
3.3.4 Trapezoidal	45
3.3.5 “Alavanca corrediça”	48
3.4 Programa computacional	50
3.5 Proposta de sistema de correção eletromecânico	51
3.5.1 Atuador	51
3.5.2 Sensores	52
3.5.3 Fluxograma	53
Capítulo 4.....	55
Especificação e resultados.....	55
4.1 Especificação	55
4.2 Mecanismo presente no <i>UBICAR 13</i>	56
4.3 Mecanismo presente no <i>UBICAR 14</i>	56
4.4 Programa em MATLAB.....	57
4.4.1 Sistema sem correção.....	57
4.4.2 Sistema com correção.....	61
Capítulo 5.....	67
Comparação dos resultados.....	67
5.1 Comparação dos resultados obtidos do programa.....	67
5.1.1 Sistema sem correção.....	67
5.1.2 Sistema com correção.....	71
5.2 Implementação da junta universal	74
5.3 Comparação de todos os mecanismos implementados no <i>UBICAR</i>	75
Capítulo 6.....	77
Conclusões.....	77
Referências.....	79

ANEXOS..... i
Anexo Aiii
Anexo B xiii

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Tabela de classificação dos veículos.	21
Figura 1.2 - Esquema da pista em Roterdão [1].	22
Figura 1.3 - Foto da equipa <i>Microjoule La Joliverie</i> de Nantes, França [1].	23
Figura 1.4 - Foto da equipa <i>UBICAR 14</i> da Covilhã, Portugal [1].	24
Figura 1.5 - Implementação do mecanismo de direção do triângulo sem correção no <i>UBICAR</i>	25
Figura 2.1 - Mecanismo de direção das carruagens primitivas [4].	27
Figura 2.2 - Geometria de Erasmus Darwin [4].	27
Figura 2.3 - Mecanismo idealizado por Darwin [4].	28
Figura 2.4 - Mecanismo de George Langensperger [4].	28
Figura 2.5 - Mecanismo de Bollée [4].	29
Figura 2.6 - Partes constituintes de um mecanismo de direção [4].	29
Figura 2.7 - Representação do entre eixo [10].	30
Figura 2.8 - Representação da via dianteira [10].	30
Figura 2.9 - Representação do <i>camber</i> [11].	31
Figura 2.10 - Representação do <i>king pin</i> [11].	31
Figura 2.11 - Representação do <i>caster</i> [10].	32
Figura 2.12 - Representação de convergência e divergência, respetivamente [10].	32
Figura 2.13 - Representação da geometria de Ackerman [7].	33
Figura 2.14 - Representação de um vetor bidimensional [12].	33
Figura 3.1 - Ilustração do erro [13].	35
Figura 3.2 - Ilustração do pino.	38
Figura 3.3 - Variação da diferença angular entre os eixos de entrada e saída de uma junta de Hooke's para três valores de inclinação [14].	38
Figura 3.4 - Ilustração do mecanismo acionado por cordas [15].	39
Figura 3.5 - Ilustração do ângulo do <i>king pin</i> , do <i>camber</i> e do <i>caster</i> do <i>UBICAR</i>	40
Figura 3.6 - Mecanismo pinhão e cremalheira [18].	40
Figura 3.7 - Sistema de pinhão e cremalheira implementado no <i>Skap 2</i> [20].	41
Figura 3.8 - Diagrama vetorial para o sistema de pinhão e cremalheira.	41
Figura 3.9 - Mecanismo do triângulo implementado num kart-cross [21].	42
Figura 3.10 - Mecanismo do triângulo com o beta negativo [7].	43
Figura 3.11 - Mecanismo do triângulo implementado no <i>DTU Roadrunners</i> [22].	43
Figura 3.12 - Diagrama vetorial para o sistema do triângulo.	44
Figura 3.13 - Exemplificação do mecanismo de alavanca simples [23].	45
Figura 3.14 - Geometria trapezoidal otimizada e verdadeira, respetivamente [7].	46
Figura 3.15 - Mecanismo de direção do <i>Microjoule</i> [26].	46
Figura 3.16 - Diagrama vetorial para o sistema trapezoidal.	47
Figura 3.17 - Ilustração do mecanismo presente no <i>UBICAR 13</i>	48
Figura 3.18 - Ilustração do mecanismo presente no <i>UBICAR 14</i>	48
Figura 3.19 - Diagrama vetorial do sistema “alavanca corrediça” para o plano vertical 49	49
Figura 3.20 - Diagrama vetorial do sistema “alavanca corrediça” para o plano horizontal 49	49
Figura 3.21 - Indicação do lugar do atuador e dos sensores da proposta de correção 51	51
Figura 3.22 - Exemplo de um atuador linear [27].	51
Figura 3.23 - Exemplo de um encoder rotativo [28].	52
Figura 3.24 - Exemplo de um encoder linear [29].	52
Figura 3.25 - Fluxograma do processo da proposta de correção.	53
Figura 3.26 - Fluxograma do processo de correção 53	53
Figura 4.1 - Representação da via dianteira e do entre eixo no <i>UBICAR</i> 55	55
Figura 4.2 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo presente no <i>UBICAR 13</i>	56
Figura 4.3 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo presente no <i>UBICAR 14</i>	57
Figura 4.4 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo pinhão e cremalheira sem correção.	58

Figura 4.5 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo do triângulo sem correção.	59
Figura 4.6 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo da alavanca simples sem correção.	60
Figura 4.7 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo da alavanca simples sem correção.	61
Figura 4.8 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo pinhão e cremalheira com correção.....	62
Figura 4.9 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo do triângulo com correção.	63
Figura 4.10 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo da alavanca simples com correção.	64
Figura 4.11 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo trapezoidal com correção.	65
Figura 5.1 - Variação do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos sem correção.	68
Figura 5.2 - Variação do módulo do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos sem correção.	68
Figura 5.3 - Variação do módulo do erro relativo em função da curvatura para os dois mecanismos sem correção mais próximos da geometria de Ackerman.	69
Figura 5.4 - Variação do ângulo do volante em função da curvatura para todos os mecanismos sem correção.	70
Figura 5.5 - Variação do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos com correção.	71
Figura 5.6 - Variação do módulo do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos com correção.	71
Figura 5.7 - Variação do módulo do erro relativo em função da curvatura para os dois mecanismos com correção mais próximos do critério de seleção.....	72
Figura 5.8 - Variação do ângulo do volante em função da curvatura para todos os mecanismos com correção.	73
Figura 5.9 - Variação do ângulo do volante com a curvatura.	74
Figura 5.10 - Mecanismo do triângulo sem correção implementado no <i>UBICAR 15</i>	75
Figura 5.11 - Módulo do erro relativo em função da curvatura para os mecanismos que já foram implementados no <i>UBICAR</i>	75
Figura 5.12 - Ângulo do volante em função da curvatura para os mecanismos que já foram implementados no <i>UBICAR</i>	76

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Tabela dos valores atribuídos à norma dos vetores do mecanismo do <i>UBICAR 13</i>	56
Tabela 4.2 - Tabela dos valores atribuídos à norma dos vetores do mecanismo do <i>UBICAR 14</i>	57
Tabela 4.3 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo pinhão e cremalheira sem correção.....	58
Tabela 4.4 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo do triângulo sem correção.	59
Tabela 4.5 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo da alavanca simples sem correção.	59
Tabela 4.6 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo trapezoidal sem correção.	60
Tabela 4.7 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo pinhão e cremalheira com correção.	61
Tabela 4.8 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo do triângulo com correção.	62
Tabela 4.9 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo da alavanca simples com correção.	63
Tabela 4.10 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo trapezoidal com correção.	64
Tabela 5.1 - Erro máximo e erro médio para os mecanismos sem correção.	69
Tabela 5.2 - Tabela de decisão do melhor mecanismo sem correção.	70
Tabela 5.3 - Erro máximo e erro médio para os mecanismos com correção.	72
Tabela 5.4 - Tabela de decisão do melhor mecanismo com correção.....	73
Tabela 5.5 - Resultados do <i>UBICAR</i> nos últimos três anos [30] , [31] e [32].	76

Lista de Acrónimos

<i>UBICAR</i>	Projeto
UBI	Universidade da Beira Interior
<i>SEM</i>	Shell Eco-marathon
<i>UBICAR 13</i>	Carro da Universidade da Beira Interior utilizado na Eco Maratona de 2013
<i>UBICAR 14</i>	Carro da Universidade da Beira Interior utilizado na Eco Maratona de 2014
<i>UBICAR 15</i>	Carro da Universidade da Beira Interior utilizado na Eco Maratona de 2015
Re	Parte real do vetor
Im	Parte imaginária do vetor

Capítulo 1

Introdução

1.1 Enquadramento

Este trabalho está inserido no projeto *UBICAR*, protótipo automóvel construído no âmbito da prova Europeia *Shell Eco-Marathon*.

1.1.1 *Shell Eco-marathon*

A *Shell Eco-Marathon* trata-se de uma competição automóvel que surgiu em 1939 nos Estados Unidos da América fruto de uma aposta. O objetivo seria percorrer a maior distância utilizando a mesma quantidade de combustível.

Hoje em dia esta prova desafia equipas de todo o mundo a projetar, construir e testar carros ultra eficientes através de três eventos anuais realizados no continente Americano, Europeu e Asiático, em todos com o mesmo objetivo: rentabilizar ao máximo o combustível utilizado.

A competição encontra-se dividida em diversas categorias, sendo os fatores de diferenciação o conceito do veículo e o tipo de energia utilizado (Figura 1.1).

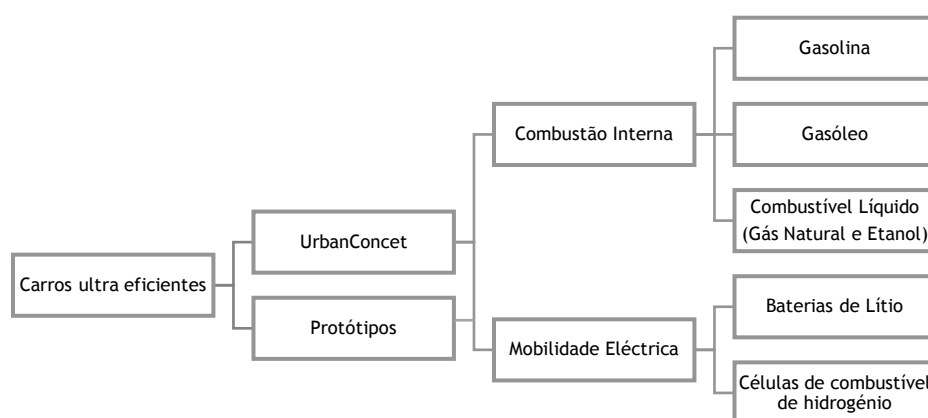


Figura 1.1 - Tabela de classificação dos veículos.

A categoria *UrbanConcept* e a prova Europeia são as valências mais importantes para o presente trabalho, uma vez que representam aquelas em que se insere o projeto *UBICAR*. À semelhança dos anos anteriores a prova Europeia foi realizada em Roterdão, na Holanda. Embora tenha esta também já sido realizada na Alemanha e França.

Cada carro ultra eficiente da categoria *UrbanConcept* deve concluir dez voltas ao circuito (Figura 1.2). Essas dez voltas devem ser executadas em 39 minutos, incluindo o tempo de paragem obrigatória em cada volta. Tendo em conta que a distância total a percorrer é de 16,117 Km, estima-se uma velocidade média de aproximadamente 25 Km/h.

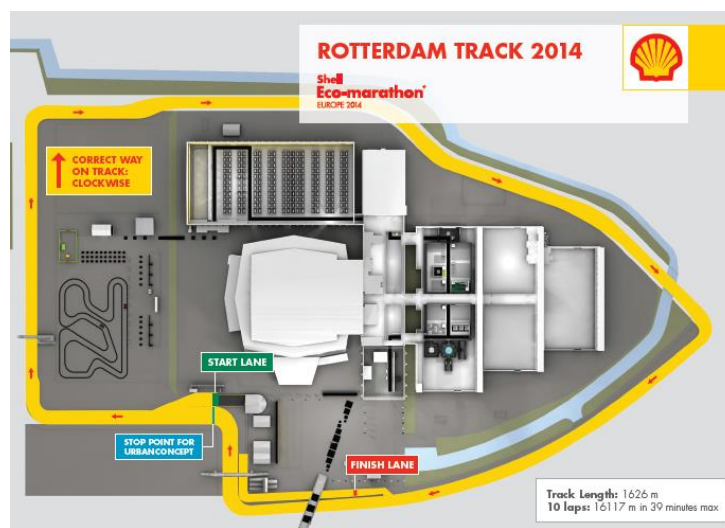


Figura 1.2 - Esquema da pista em Roterdão [1].

No final da prova é abastecido o depósito do carro ultra eficiente apurando-se os mililitros de combustível gastos durante o percurso. Posteriormente esse resultado é convertido para Km/L.

De salientar o record da competição relativa à classe de protótipos alcançado em 2009 pela equipa *Microjoule La Joliverie* de Nantes, França, com uns surpreendentes 3771 Km/l de gasolina. Na Figura 1.3, encontra-se uma foto desta equipa, a detentora do record na classe de gasolina.



Figura 1.3 - Foto da equipa *Microjoule La Joliverie* de Nantes, França [1].

1.1.2 UBICAR

A Universidade da Beira Interior tem um projeto científico/pedagógico, o *UBICAR*, que desde 1998 tem permitido participar na prova Europeia *Shell Eco-Marathon* e que consiste no desenvolvimento de um veículo de baixo consumo.

Nos primeiros oito anos a UBI participou na classe dos protótipos, onde logo no primeiro ano arrecadou o prémio *Fraternité Professionnelle* em Nogaro e do *Design* em Bruxelas. Desde então, a UBI tem participado na classe *UrbanConcept*, em que o único prémio conseguido aconteceu na prova paralela ao *Shell Eco-Marathon*, um primeiro lugar no *Madrid Eco-City*.

O projeto *UBICAR* (Figura 1.4) proporcionou ao longo destes dezassete anos que mais de uma centena de alunos da UBI aplicassem os conhecimentos adquiridos nos seus cursos, de uma forma prática e motivante.



Figura 1.4 - Foto da equipa *UBICAR 14* da Covilhã, Portugal [1].

Durante os últimos anos, vários alunos têm realizado as suas dissertações numa perspetiva de melhorar o veículo já construído, tanto do ponto de vista mecânico, térmico ou aerodinâmico.

1.1.3 Imergir do propósito

Posteriormente à prova de 2013, ao falarmos da experiência ao longo dos anos e ao pensarmos no que poderíamos melhorar no UBICAR para elevarmos a nossa marca, constatou-se que um dos fatores que sempre foi muito importante e que influenciava muito os consumos era alinhar bem rodas. Como se pode visualizar na (Figura 1.2), o circuito é urbano e tem cinco curvas com raio de curvatura pequeno, nas quais se denotava a perda de velocidade do carro. Após alguma pesquisa das razões que levavam a tal acontecimento deparamos com a geometria de Ackerman e que as rodas também poderiam ser alinhadas em curva para reduzir o atrito e conseqüentemente a perda de velocidade.

Para veículos de alta eficiência, mesmo pequenos desalinhamentos podem ser uma parte significativa das perdas de energia. Possuir uma geometria de Ackerman perfeita é crucial para diminuir a quantidade de energia perdida em cada pneu devido ao desalinhamento deste com o sentido da marcha [2].

Recentemente um artigo veio quantificar e reforçar esta ideia. “Bom alinhamento poupa borracha... e combustível”. “Um fator de 2,5 graus de convergência poderá aumentar em 16% o consumo de combustível e reduzir a vida de um pneu em 20%.” [3].

1.2 Objetivos do trabalho

O trabalho tem como principal objetivo o estudo de um mecanismo de direção que ao circular em linha reta tenha as rodas perfeitamente alinhadas e em curva se aproxime o mais possível da geometria de Ackerman. Esse mecanismo tem a finalidade de reduzir os consumos de combustível e o desgaste dos pneus e deve ser leve, de fácil fabricação, fiável e pouco sensível.

1.3 Metodologia

Neste trabalho estão presentes duas metodologias. Em primeira instância o método teórico onde é feito o estudo vetorial dos mecanismos de direção e numérica computacional utilizando o método de busca direta. Posteriormente o método pratico aquando da implementação do mecanismo no *UBICAR* (Figura 1.5) e onde são alcançados resultados



Figura 1.5 - Implementação do mecanismo de direção do triângulo sem correção no *UBICAR*

1.4 Estrutura do trabalho

Compõem o presente trabalho seis capítulos, que vêm organizados como se descreve de seguida.

O capítulo 1 que se apresenta como “Introdução” enquadra o trabalho, demonstra a sua razão de ser, os métodos utilizados e a maneira como está estruturado.

No capítulo 2 que apresenta como título “Considerações teóricas” contém uma breve história da direção, define parâmetros de um veículo revelante para o nosso caso, apresenta a geometria de Ackerman e por fim aborda equações vetoriais importantes para a dedução das equações finais dos mecanismos.

O capítulo 3 de seu nome “Caso em estudo” mostra os problemas, nomeadamente o erro proveniente do mecanismo e a sensibilidade do volante, de seguida apresenta e ilustra os quatro mecanismos estudados. Este capítulo explica ainda a razão de ser e os critérios utilizados no programa elaborado em MATLAB para calcular as dimensões ideais das barras dos mecanismos e por fim tem uma proposta de correção ao melhor mecanismo.

No capítulo 4 que se apresenta como “Especificação e resultados” primeiramente é particularizado o caso do *UBICAR* entrando com as suas medidas reais e mostrando o erro dos mecanismos de direção que já estiveram implementados, de seguida é mostrado os resultados do programa computacional e a variação do erro e do ângulo do volante em função da curvatura.

O capítulo 5 denomina-se de “Comparação dos resultados” e é exatamente isso compara todos os resultados obtidos.

No capítulo apresentado como “conclusão” são revistos os objetivos e é feita uma análise geral do trabalho. São fornecidas ainda algumas indicações para trabalhos a desenvolver no futuro.

Capítulo 2

Considerações teóricas

2.1 História da direção

Os primeiros veículos eram carruagens de tração animal e o seu mecanismo de direção consistia numa barra com uma junta de rotação a meio (Figura 2.1). Com este mecanismo a carruagem tinha pouca estabilidade [4] e [5].



Figura 2.1 - Mecanismo de direção das carruagens primitivas [4].

Na década de 1750 Erasmus Darwin para melhorar a estabilidade idealizou uma nova geometria que veio estabelecer a direção ideal para veículos de quatro rodas (Figura 2.2), onde os eixos perpendiculares às rodas A e B cortam o eixo traseiro (CD) no ponto E [4] e [6].

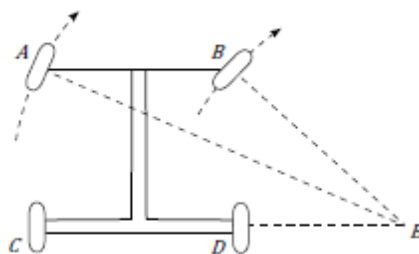


Figura 2.2 - Geometria de Erasmus Darwin [4].

Para pôr a ideia em prática Darwin necessitou de inventar um mecanismo (Figura 2.3) que fizesse com que o ângulo das rodas fosse igual, a circular em linha reta e diferentes em curva. Com este mecanismo foram construídas apenas cinco carruagens [4] e [6].

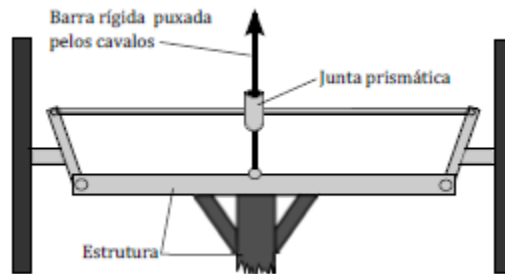


Figura 2.3 - Mecanismo idealizado por Darwin [4].

Passados mais de cinquenta anos George Langensperger fez reaparecer o critério de direção ideal criando o mecanismo (Figura 2.4). Tal mecanismo em 1818 foi patenteado em Londres por Rudolf Ackerman que ganhou os seus direitos de invenção. Devido a este facto nos dias de hoje o critério de direção ideal é conhecido como a geometria de Ackerman e os mecanismos que dela se aproximam como mecanismos de Ackerman [4], [5], [6] e [7].

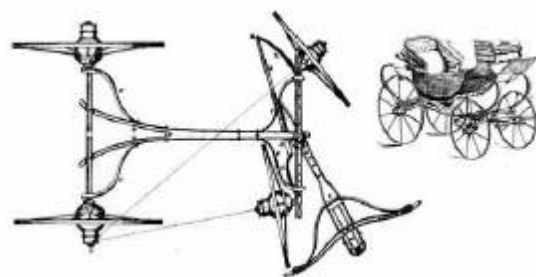


Figura 2.4 - Mecanismo de George Langensperger [4].

É provável que o mecanismo inventado por Mancelle de Bollée em 1878 tenha sido o mecanismo de direção implementado no primeiro veículo motorizado de quatro rodas (Figura 2.5). Este mecanismo foi mais tarde patenteado na Alemanha por Carl Benz em 1893 [4] e [8]-

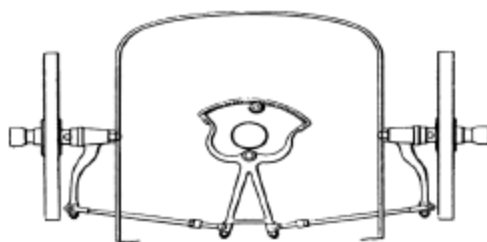


Figura 2.5 - Mecanismo de Bollée [4].

2.2 Mecanismo de direção

O sistema de direção de um veículo é o que o faz virar. Os principais componentes de um sistema de direção (Figura 2.6) são: o volante, o mecanismo de direção e as rodas direcionais. O mecanismo de direção propriamente dito é o que permite que as rodas direcionais estejam sincronizadas [4] e [9].

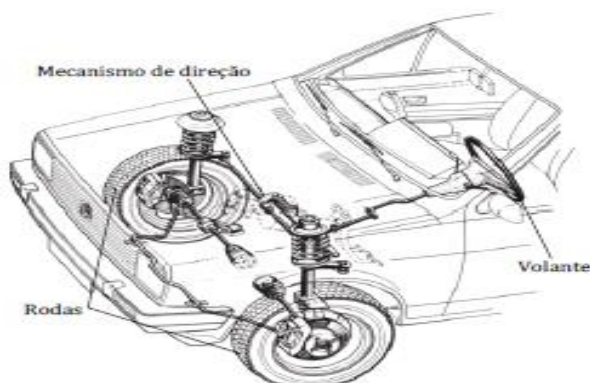


Figura 2.6 - Partes constituintes de um mecanismo de direção [4].

2.3 Parâmetros relevantes do veículo

2.3.1 Entre eixo

A distância entre eixos, também denominada de entre eixo (Figura 2.7) corresponde à distância medida entre os centros das rodas da frente e das de trás. Um entre eixo pequeno favorece a curvatura para o mesmo ângulo de viragem, uma vez que o ângulo varrido pelo veículo é menor [10] e [11].

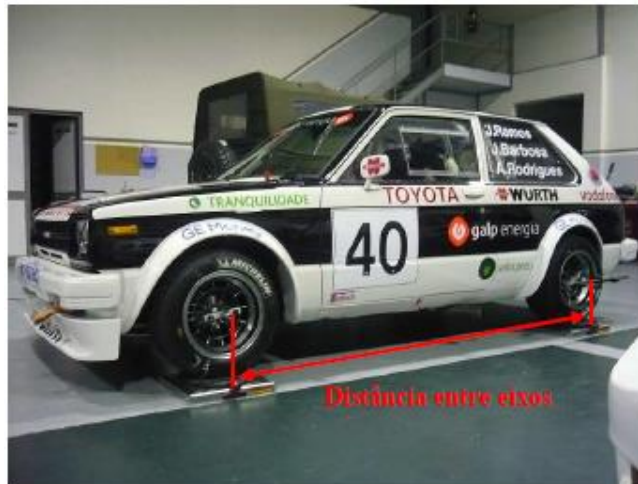


Figura 2.7 - Representação do entre eixo [10].

2.3.2 Via dianteira

É designada de via dianteira (Figura 2.8) a distância medida desde o centro dos pneus das rodas do eixo da frente [10] e [11].



Figura 2.8 - Representação da via dianteira [10].

2.1.3. *Camber*

É denominado de *camber* (Figura 2.9) a inclinação dada em graus das rodas para fora ou para dentro, aquando a direção orientada para circular em linha reta [10] e [11].

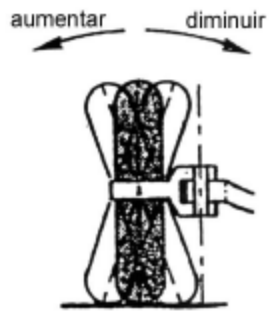


Figura 2.9 - Representação do *camber* [11].

2.3.3 *King Pin*

Chama-se *King Pin* ou inclinação lateral (Figura 2.10) ao ângulo formado entre o eixo de rotação da roda e um plano vertical longitudinal ao veículo [10] e [11].

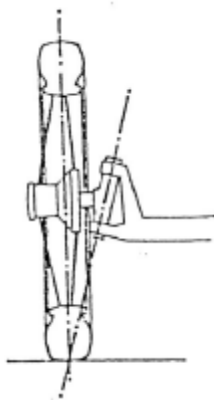


Figura 2.10 - Representação do *king pin* [11].

2.3.4 *Caster*

Dá-se o nome de *caster* ou ângulo de avanço (Figura 2.11) ao ângulo existente entre a vertical e as rótulas de apoio da manga de eixo, vendo o veículo de lado [10] e [11].

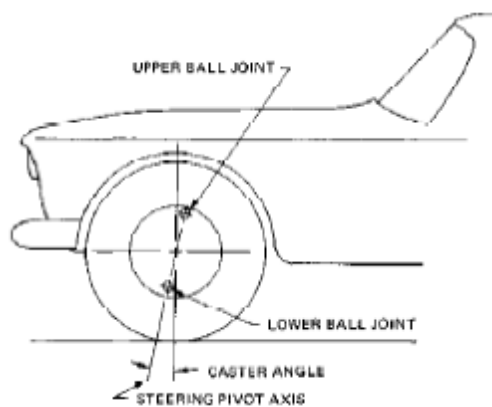


Figura 2.11 - Representação do *caster* [10].

2.3.5 *Toe*

O *Toe* (Figura 2.12) corresponde à convergência ou divergência das rodas quando vistas de cima. Se traçarmos duas linhas de intersecção dos planos dos pneus com o solo, na vista superior e elas se interceptarem num ponto à frente do veículo verifica-se convergência se for atrás existe divergência. Quando as rodas estão alinhadas não existe *toe* [10] e [11].

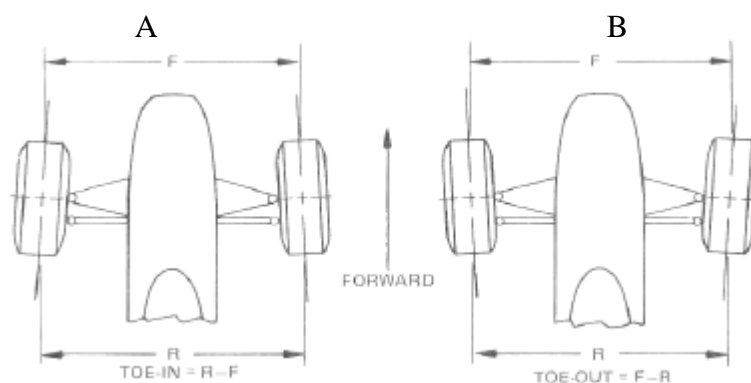


Figura 2.12 - Representação de convergência e divergência, respetivamente [10].

2.4 Geometria de Ackerman

A geometria de Ackerman ilustrada na figura x consiste em colocar o veículo a rodar em torno de um ponto a que se dá o nome de centro de rotação, de modo a nenhuma roda deslizar. Como se pode observar na (Figura 2.13) para tal acontecer a roda direcional interna tem de fazer uma ângulo de viragem maior que a externa [7].

Têm duas componentes perpendiculares, uma real (x) e outra imaginária (y)

$$R^x = R * \cos(\theta) \quad R^y = R * \text{sen}(\theta)$$

Com,

$$R = \sqrt{(R^x)^2 + (R^y)^2} \quad \theta = \arctan\left(\frac{R^y}{R^x}\right)$$

Isto é,

$$\vec{R} = R \angle \theta = R * \cos(\theta) + jR * \text{sen}(\theta)$$

Implementando a equação trigonométrica de Euler $e^{\pm j\theta} = \cos(\theta) \pm j\text{sen}(\theta)$, obtemos:

$$\vec{R} = R * e^{j\theta}$$

Capítulo 3

Caso em estudo

3.1 Erro proveniente do mecanismo

Partimos do exemplo dos braços paralelos, isto é, os braços provenientes dos cubos são paralelos à roda. Constata-se que ao virarmos o volante, as duas rodas direcionais irão virar o mesmo. Se traçarmos uma perpendicular em cada roda dianteira e prolongarmos a reta do eixo traseiro obtemos a (Figura 3.1).

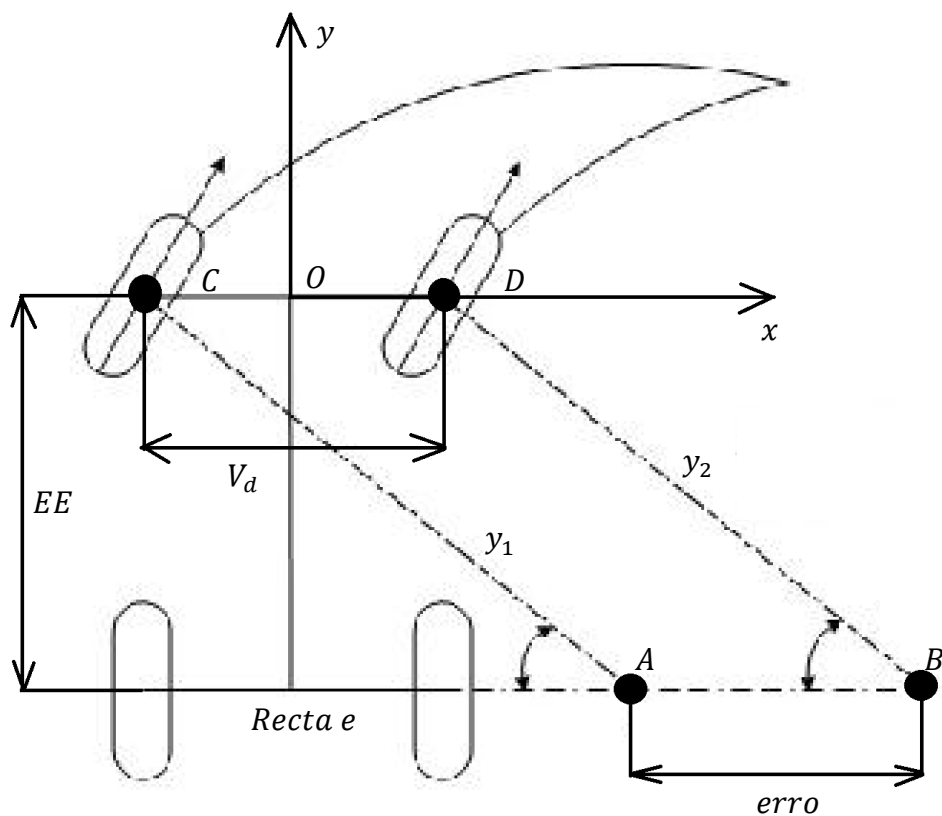


Figura 3.1 - Ilustração do erro [13].

Posto isto, podemos dizer que o nosso veículo irá efetuar uma rotação em torno de um ponto intermédio entre as duas retas perpendiculares às rodas. De salientar que apesar desta simplificação e para ela poder acontecer as rodas terão de “arrastar”, “travar”, o que para nós não é conveniente, uma vez que queremos que o nosso veículo tenha o mínimo de atrito possível.

Assim sendo a situação ideal seria satisfazer o princípio de Ackerman, onde a reta perpendicular à roda interior (y_2) intersesta a reta perpendicular à roda exterior (y_1) sobre a reta que prolonga o eixo traseiro (Reta e).

A distância entre A e B representa o desvio da condição de Ackerman. Devido a isso chamou-se a essa distância de erro. De seguida, irá deduzir-se a equação desse mesmo erro:

$V_d \rightarrow$ Via dianteira

$EE \rightarrow$ Entre eixo

Raio de curvatura:

$$R_c = \overline{CA}$$

$$R_c = \left(\left(x_A + \frac{V_d}{2} \right)^2 + EE^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Curvatura:

$$\text{Curvatura} = \frac{1}{R_c}$$

Definir as retas:

$$\text{Recta CA: } y_1 = \tan(\Delta\theta_A) * \left(x + \frac{V_d}{2} \right)$$

$$\text{Recta DB: } y_2 = \tan(\Delta\theta_B) * \left(x - \frac{V_d}{2} \right)$$

$$\text{Recta e: } \text{Recta e} = -EE$$

Definir os pontos de intersecção das retas:

$$\text{Ponto A: } -EE = \tan(\Delta\theta_A) * \left(x_A + \frac{V_d}{2} \right) \Rightarrow x_A = -\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_A)} - \frac{V_d}{2}$$

$$\text{Ponto B: } -EE = \tan(\Delta\theta_B) * \left(x_B - \frac{V_d}{2} \right) \Rightarrow x_B = -\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_B)} + \frac{V_d}{2}$$

Definir o erro:

$$|AB| = erro$$

$$erro = |x_A - x_B| = -\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_A)} - V_d - \frac{-EE}{\tan(\Delta\theta_B)} - V_d$$

$$erro = -EE * \left(\frac{1}{\tan(\Delta\theta_A)} - \frac{1}{\tan(\Delta\theta_B)} \right)$$

$$erro\ relativo = \frac{erro}{R_c}$$

3.2 Sensibilidade do volante

Dependendo da geometria do mecanismo e da maneira como o volante atua esta, podemos ter maior ou menor sensibilidade, isto é, no caso de o volante rodar pouco e as rodas virarem muito temos um sistema muito sensível, no caso contrário temos um sistema pouco sensível.

No ano passado o piloto queixou-se que o sistema era muito sensível e que era complicado ter o controlo desejado do veículo virando só o necessário, o que nos remete para o primeiro caso, uma vez que ao mínimo toque no volante o veículo virava logo muito.

Tal acontecimento levou a pensar sobre a sua importância. De certo modo um sistema sensível poderá conduzir a um aumento do erro, uma vez que, com relativa facilidade opera na zona de maior raio de curvatura, e como se irá constatar, nalguns mecanismos essa é a zona de maior erro.

De salientar que o mecanismo de direção que estava presente no UBICAR apenas tinha um pino soldado ao veio do volante que ao rodar provocava um deslocamento horizontal dos tirantes (Figura 3.2).



Figura 3.2 - Ilustração do pino.

Como solução para este problema podemos recorrer à utilização de uma junta universal ou *cardan* que permite uma transmissão variável da rotação do veio do volante para o veio de saída, dependendo do ângulo entre eles. Que é dada pela seguinte equação [14]:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\tan(\beta)}{\cos(\mu)}\right)$$

Onde α e β são os ângulos de rotação de entrada e saída respetivamente e μ o ângulo formado entre os eixos de entrada e de saída (Figura 3.3).

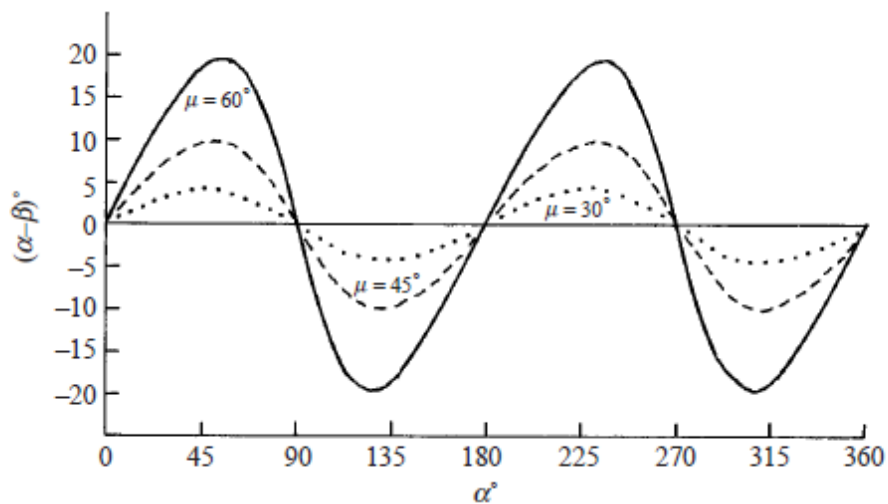


Figura 3.3 - Variação da diferença angular entre os eixos de entrada e saída de uma junta de Hooke's para três valores de inclinação [14].

À luz do gráfico o melhor caso para o nosso objetivo será $\mu = 60^\circ$ mas implementado ao contrário, isto é, trocar o eixo de entrada com o de saída. Substituindo na equação x obtemos:

$$\alpha = \arctan(2 * \tan(\beta))$$

Outra solução interessante seria um sistema de cordas *Kevlar* representado na (Figura 3.4 Figura 3.4 - Ilustração do mecanismo acionado por cordas .) presente no *Fuelfighter*. No entanto foi descartada devido à sua falta de rigidez e maior risco de rutura, até porque durante a última prova do SEM o sistema partiu e provocou a falha da direção levando o *Fuelfighter* a embater numa barreira de segurança [15].

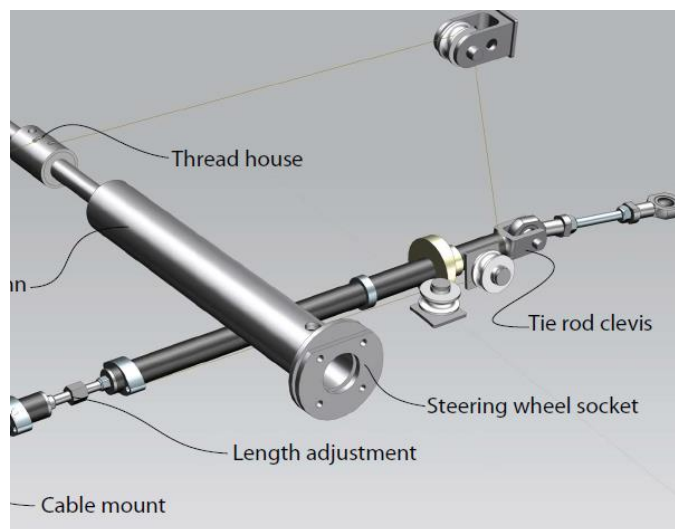


Figura 3.4 - Ilustração do mecanismo acionado por cordas [15].

3.3 Tipos de mecanismos de direção

Vão ser abordados quatro tipos mecanismos encontrados na literatura e no quotidiano, e que são possíveis de implementar no *UBICAR*, assim como apresentar as suas equações finais (deduções presentes no Anexo A).

Como se pode constatar a partir da (Figura 3.5) não existe *caster*, *camber*, nem ângulo do *king pin*. Parte-se do princípio que os mecanismos atuam num único plano. Tais premissas conduzem a simplificações [16].



Figura 3.5 - Ilustração do ângulo do *king pin*, do *camber* e do *caster* do UBICAR.

3.3.1 Pinhão e cremalheira

Como o próprio nome indica este mecanismo tem como principal característica um pinhão e uma cremalheira (Figura 3.6), que transformam o movimento rotativo do volante num movimento linear de uma barra dentada, que orienta as rodas através de uma conexão de barras. A conexão é constituída pelo tirante que está ligado à cremalheira e pelo braço que roda em torno de um ponto e assim controla o ângulo de direção. Este tipo de mecanismo pode ser encontrado nos automóveis convencionais. Também está presente nos karts-cross [7] e [17]

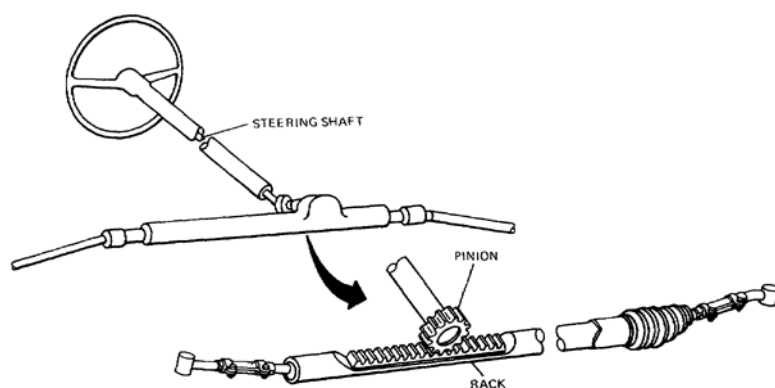


Figura 3.6 - Mecanismo pinhão e cremalheira [18].

O SKAP 2, carro que ficou em segundo na categoria do *UBICAR* com 317 Km/L utiliza como geometria de direção o sistema de pinhão e cremalheira (Figura 3.7) [19].



Figura 3.7 - Sistema de pinhão e cremalheira implementado no *Skap 2* [20].

Apresenta-se na (Figura 3.8) o diagrama vetorial para o sistema de pinhão e cremalheira e de seguida as respetivas equações para o seu dimensionamento.

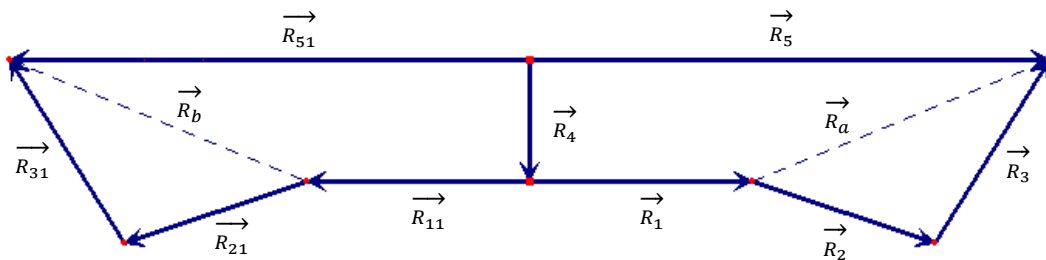


Figura 3.8 - Diagrama vetorial para o sistema de pinhão e cremalheira.

Equação vetorial: $\vec{R}_1 + \vec{R}_2 + \vec{R}_3 = \vec{R}_4 + \vec{R}_5$

$$R_a = ((R_5 + R_1)^2 + R_4^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta_a = \arctan\left(\frac{R_4}{R_5 - R_1}\right)$$

$$\theta_3 = \theta_a + \arccos\left(\frac{R_2^2 - R_a^2 - R_3^2}{-2 * R_a * R_3}\right)$$

$$\Delta\theta_3 = \theta_3 - \theta_{3inicial}$$

$$R_b = ((R_5 - R_{11})^2 + R_4^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta_b = \arctan\left(\frac{R_4}{R_5 - R_{11}}\right)$$

$$\theta_{31} = \theta_b - \arccos\left(\frac{R_2^2 - R_b^2 - R_3^2}{-2 * R_b * R_3}\right)$$

$$\Delta\theta_{31} = \theta_{31} - \theta_{31inic}$$

$$erro = EE * \left(\frac{1}{\tan(\Delta\theta_{31})} - \frac{1}{\tan(\Delta\theta_3)}\right) - V_d$$

$$R_c = \left(\left(\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_{31})}\right)^2 + EE^2\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{e}{R_c} = \frac{erro}{R_c}$$

3.3.2 Triângulo

Este mecanismo contém um triângulo isósceles com um ângulo beta, como indicado na () e pode ser ou não colocado no centro da via dianteira. Este sistema de direção é usado em caminhões com cubos grandes e suspensão independente no eixo dianteiro [7]. É também comumente encontrado nos karts e alguns karts-cross (Figura 3.9).

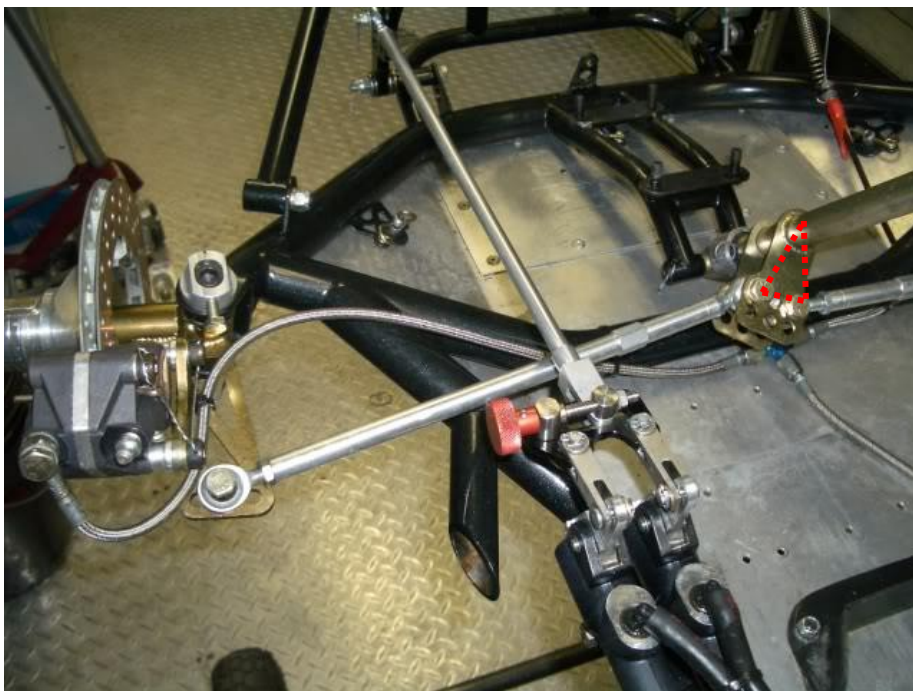


Figura 3.9 - Mecanismo do triângulo implementado num kart-cross [21].

O beta pode ser negativo e aí o mecanismo é denominado de triângulo invertido (Figura 3.10) [7].

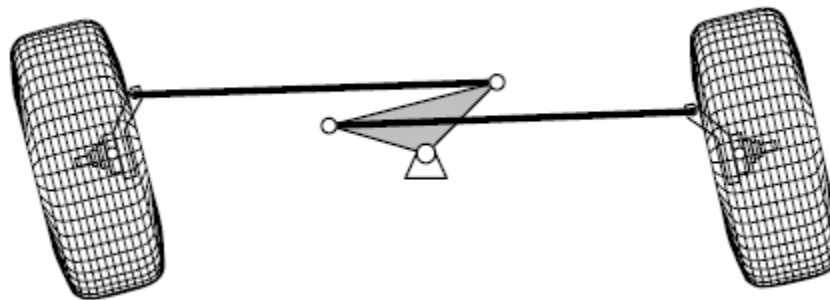


Figura 3.10 - Mecanismo do triângulo com o beta negativo [7].

A equipa *DTU Roadrunners* que ganhou a categoria urban concept etanol com 665 Km/L utiliza esta geometria com o beta negativo (β) [19].

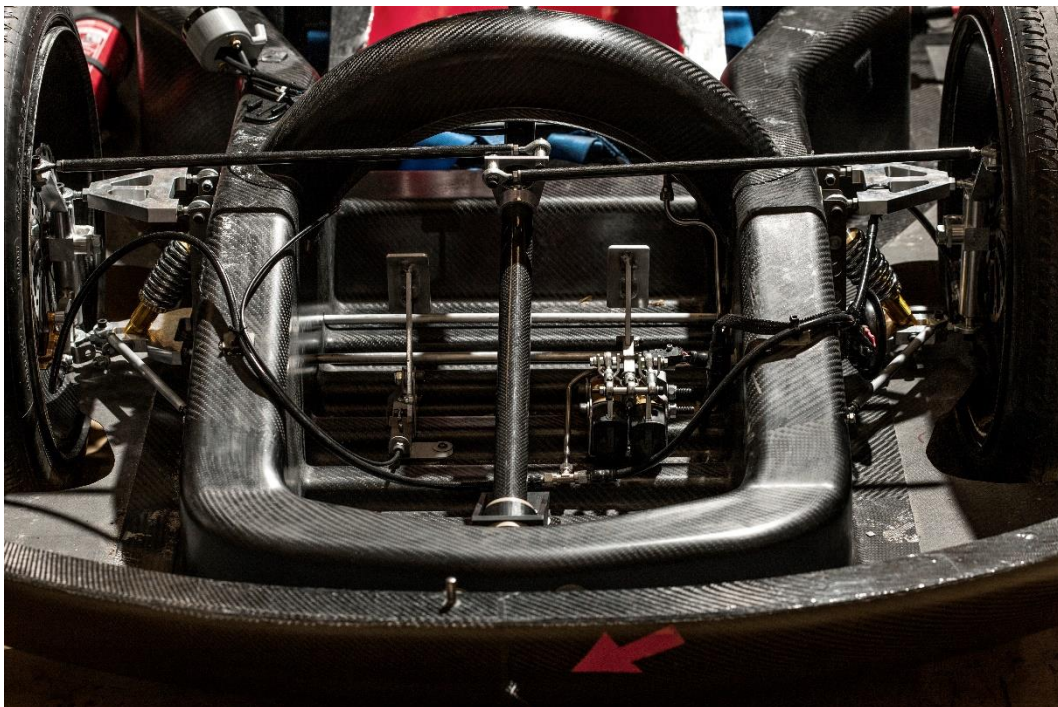


Figura 3.11 - Mecanismo do triângulo implementado no *DTU Roadrunners* [22].

Apresenta-se na (Figura 3.12) o diagrama vetorial para o sistema do triângulo e de seguida as respetivas equações para o seu dimensionamento.

3.3.3 Alavanca simples

Este mecanismo é uma variante do mecanismo de triângulo referido anteriormente. Todavia é estudado à parte, porque tem a particularidade do beta ser zero e daí ser de mais fácil fabricação (Figura 3.13). As equações de dimensionamento são as utilizadas para o mecanismo do triângulo.



Figura 3.13 - Exemplificação do mecanismo de alavanca simples [23].

3.3.4 Trapezoidal

Este mecanismo de quatro barras dito por muitos como o mecanismo que melhor se aproxima da geometria perfeita, por vezes até chamado de mecanismo de Ackerman reside num trapézio, em que o tirante que representa a base menor é mais curto que a via dianteira (base maior), o que irá causar inerentemente que as rodas de dentro virem de forma mais acentuada do que as rodas exteriores [2], [7], [16], [17] e [24].

Na verdadeira geometria trapezoidal os braços têm um determinado ângulo com a via dianteira que o prolongamento destes se encontra no meio do eixo traseiro, como ilustrado na (Figura 3.14-b). Esta geometria pode ser melhorada aumentando ou diminuindo esse ângulo, sendo espectável menor erro para ângulos menores (Figura 3.14-a) [7], [25].

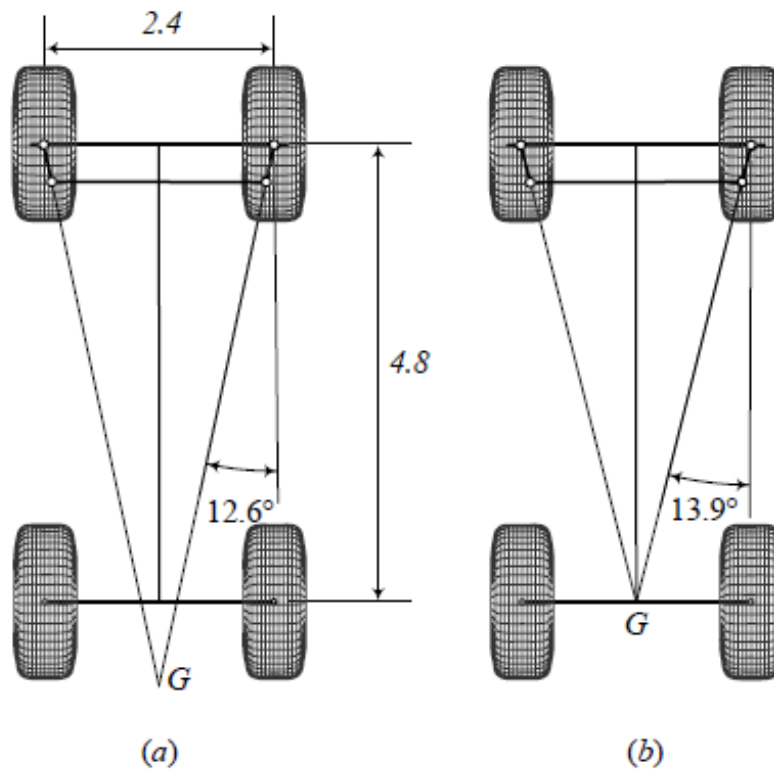


Figura 3.14 - Geometria trapezoidal otimizada e verdadeira, respectivamente [7].

De referir ainda que o *Microjoule* carro ultra eficiente recordista dos protótipos a gasolina utiliza este sistema de direção (Figura 3.15).



Figura 3.15 - Mecanismo de direção do *Microjoule* [26].

É apresentado na (Figura 3.16) o diagrama vetorial para o sistema trapezoidal e de seguida as respectivas equações para o seu dimensionamento.

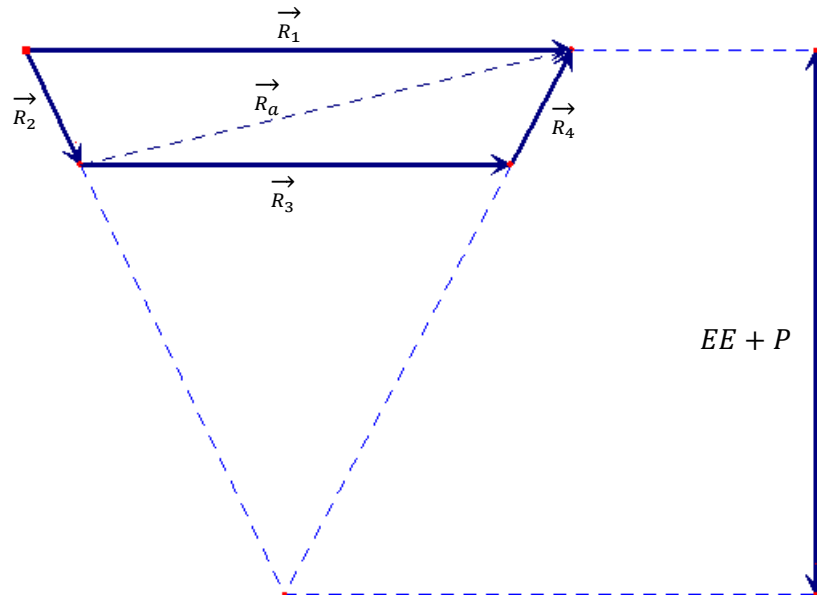


Figura 3.16 - Diagrama vetorial para o sistema trapezoidal.

$$\text{Equação vetorial: } -\vec{R}_2 + \vec{R}_1 = \vec{R}_3 + \vec{R}_4$$

$$R_2 = R_4$$

$$\theta_{4inic} = \arctan\left(\frac{2 * (EE + P)}{R_1}\right)$$

$$R_3 = R_1 - (2 * R_4 * \cos(\theta_{4i}))$$

$$\theta_2 = -\theta_4$$

$$R_a = (R_1^2 + R_2^2 - 2 * R_1 * R_2 * \cos(\theta_2))^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta_a = \arctan\left(\frac{-R_2 * \text{sen}(\theta_2)}{-R_2 * \text{cos}(\theta_2) + R_1}\right)$$

$$\theta_4 = \theta_a + \arccos\left(\frac{R_3^2 - R_a^2 - R_4^2}{-2 * R_a * R_4}\right)$$

$$\Delta\theta_2 = \theta_2 - \theta_{2inic}$$

$$\Delta\theta_4 = \theta_4 - \theta_{4inic}$$

$$\text{erro} = EE * \left(\frac{1}{\tan(\Delta\theta_2)} - \frac{1}{\tan(\Delta\theta_4)}\right) - V_d$$

$$R_c = \left(\left(\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_2)}\right)^2 + EE^2\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$e/R_c = \frac{\text{erro}}{R_c}$$

3.3.5 “Alavanca corrediça”

Este mecanismo era o que estava presente no *UBICAR 13* (Figura 3.17) e no *UBICAR 14* (Figura 3.18). De referir ainda que o mecanismo é dividido em dois planos.



Figura 3.17 - Ilustração do mecanismo presente no *UBICAR 13*.



Figura 3.18 - Ilustração do mecanismo presente no *UBICAR 14*.

Apresenta-se na (Figura 3.19) e na (Figura 3.20) os diagramas vetoriais para o sistema alavanca - corrediça e de seguida as respetivas equações para o seu dimensionamento.

Plano vertical

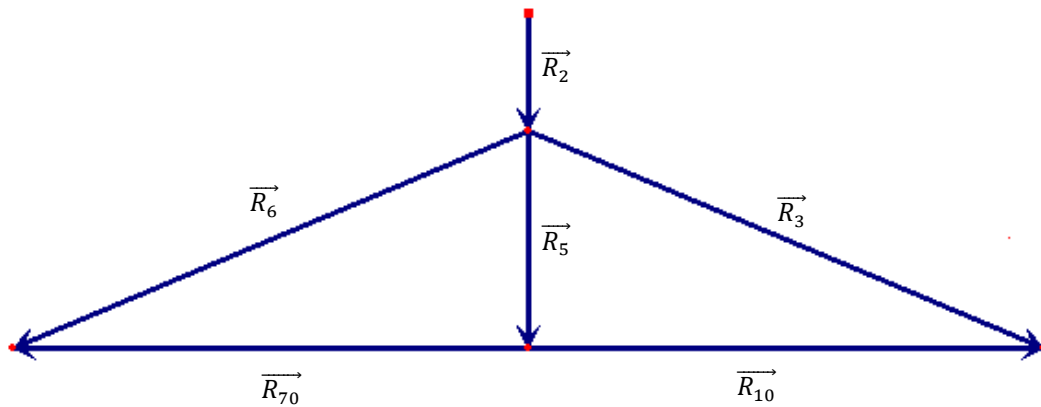


Figura 3.19 - Diagrama vetorial do sistema “alavanca corrediça” para o plano vertical

Equação vetorial: $\vec{R}_2 + \vec{R}_3 = -\vec{R}_5 + \vec{R}_{10}$

Plano horizontal

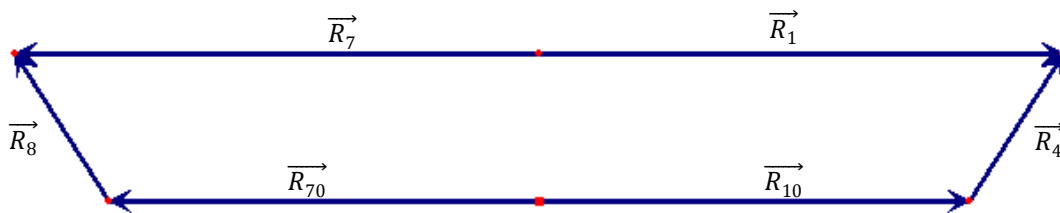


Figura 3.20 - Diagrama vetorial do sistema “alavanca corrediça” para o plano horizontal

Equação vetorial: $\vec{R}_{10} + \vec{R}_4 = \vec{R}_1 + \vec{R}_{40}$

$$\theta_3 = \arcsen\left(\frac{-R_5 * -R_2 * \text{sen}(\theta_2)}{R_3}\right)$$

$$R_{10} = R_2 * \cos(\theta_2) + R_3 * \cos(\theta_3)$$

$$\theta_6 = \pi - \arcsen\left(\frac{-R_5 * -R_2 * \text{sen}(\theta_2)}{R_3}\right)$$

$$R_{70} = R_{20} * \cos(\theta_2) - R_3 * \cos(\theta_6)$$

$$\theta_4 = -\arccos\left(\frac{R_{10} - R_1}{R_4}\right)$$

$$\Delta\theta_4 = \theta_4 - \theta_{4inic}$$

$$\theta_8 = -\arccos\left(\frac{-R_{70} + R_1}{R_4}\right)$$

$$\Delta\theta_8 = \theta_8 - \theta_{8inic}$$

$$Erro = -EE * \left(\frac{1}{\tan(\Delta\theta_8)} - \frac{1}{\tan(\Delta\theta_4)}\right) - Vd$$

$$R_c = \left(\left(\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_8)}\right)^2 + EE^2\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$e/R_c = \frac{Erro}{R_c}$$

3.4 Programa computacional

Depois de deduzidas as equações para cada mecanismo, elaborou-se uma folha de cálculo em Excel. Nesta atribuiu-se aos vetores as dimensões que estavam no UBICAR 13, constatando-se um erro grande. Minimizou-se esse erro alterando os valores pelo método de “tentativa e erro” e implementou-se no UBICAR 14. No entanto, julgamos que o resultado ainda não era suficientemente satisfatório e que poderíamos melhorar ainda mais, uma vez que o que se pretendia era um mecanismo perfeito ou muito próximo disso.

Posto isto surgiu a ideia de testar todas as possibilidades para o tamanho dos vetores/barras, de modo a encontrar a combinação que tivesse o menor erro. Visto que, para uma pessoa realizar isto iria depender imenso tempo, realizou-se um programa em MATLAB para encontrar essa combinação quase perfeita de forma rápida.

Para cada combinação o programa vai calcular o erro máximo e o erro médio, que é a média do módulo dos erros em cada grau de viragem.

A cada combinação o programa vai comparar o erro médio com a anterior, se for menor serão guardados os comprimentos de cada barra/vetor. Deste modo, no final obteremos o sistema com menor erro médio, que é o que se aproxima mais do modelo de Ackerman.

É ainda de referir que aquando da implementação da correção eletromecânica será importante ter em conta não só o erro médio mas também o erro máximo, ou seja, um e outro, para ser necessário corrigir o menos possível em termos de valor.

Os programas elaborados para cada mecanismo constam no Anexo B.

3.5 Proposta de sistema de correção eletromecânico

O sistema de correção tem como objetivo satisfazer a condição de Ackerman para todos os raios de curvatura. Para isso a barra indicada na (Figura 3.21) pela seta vermelha tem de “esticar” e “encolher”, de modo a acertar a roda da direita com a da esquerda e consequentemente eliminar o erro.

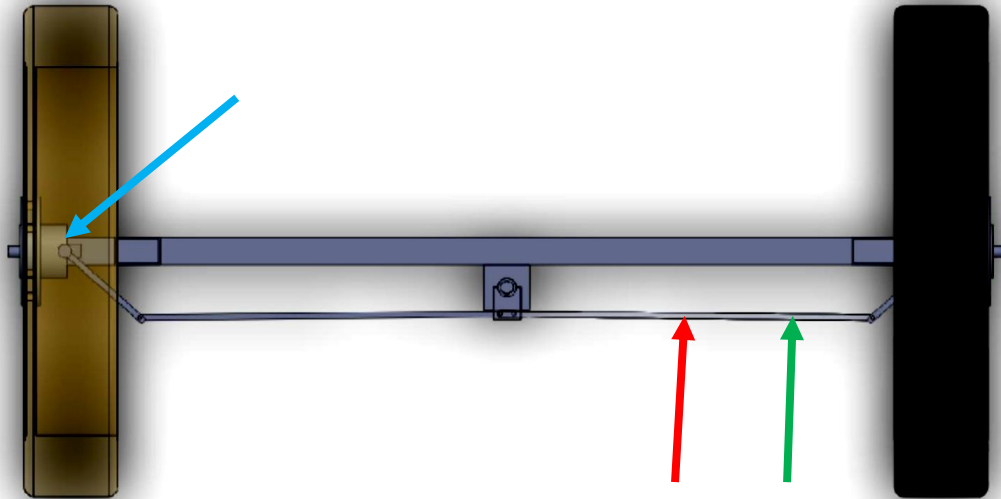


Figura 3.21 - Indicação do lugar do atuador e dos sensores da proposta de correção

3.5.1 Atuador

Para alterar a dimensão da barra, é aconselhável implementar atuador linear de 12V, devido a ser a tensão da bateria do *UBICAR* (Figura 3.22).



Figura 3.22 - Exemplo de um atuador linear [27].

3.5.2 Sensores

Os sensores propostos são os seguintes:

- ✓ Encoder rotativo (Figura 3.23) - propõe-se que se situe no local referenciado pela seta azul na (Figura 3.21) e tem como fim obter o ângulo de viragem da roda.



Figura 3.23 - Exemplo de um encoder rotativo [28].

- ✓ Encoder linear (Figura 3.24) - localizar-se-á do lado direito do atuador, representado pela seta verde na figura x, de modo a conseguir saber o que o atuador “encolheu” ou “esticou” a barra.



Figura 3.24 - Exemplo de um encoder linear [29].

As imagens acima são apenas exemplificativas.

3.5.3 Fluxograma

O fluxograma () esquematiza o processo da proposta de correção.

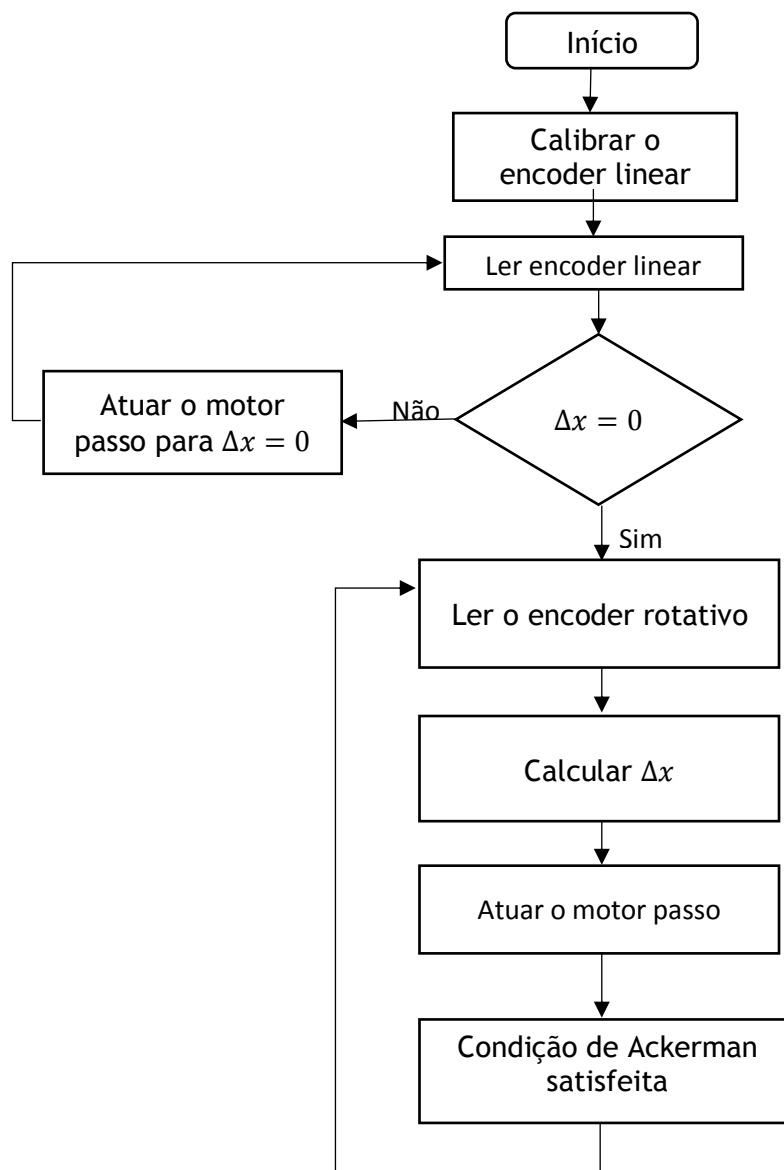


Figura 3.25 - Fluxograma do processo da proposta de correção.

Capítulo 4

Especificação e resultados

4.1 Especificação

Para o caso em estudo as medidas de partida para as equações de dimensionamento são as seguintes (Figura 4.1):

- ✓ Entre eixo: 1508 [mm]
- ✓ Via dianteira: 970 [mm]

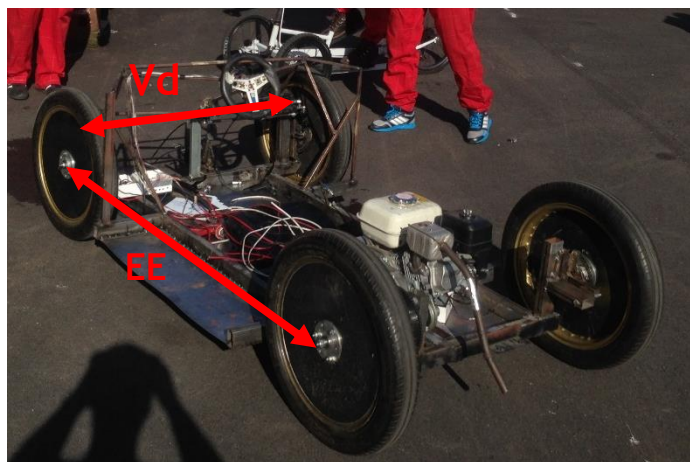


Figura 4.1 - Representação da via dianteira e do entre eixo no *UBICAR*

4.2 Mecanismo presente no *UBICAR 13*

A (

) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo de “alavanca corrediça” presente no *UBICAR 13*.

Tabela 4.1 - Tabela dos valores atribuídos à norma dos vetores do mecanismo do *UBICAR 13*

R1=R7	R2=R20	R3=R6	R4=R8	R5
485	120	504	135	256

Na (Figura 4.2) é possível observar o já referido no que diz respeito ao elevado erro presente e à grande sensibilidade do sistema, que bastava virar o volante cerca de 15 graus para que o carro descrevesse um raio de curvatura de aproximadamente 6 metros.

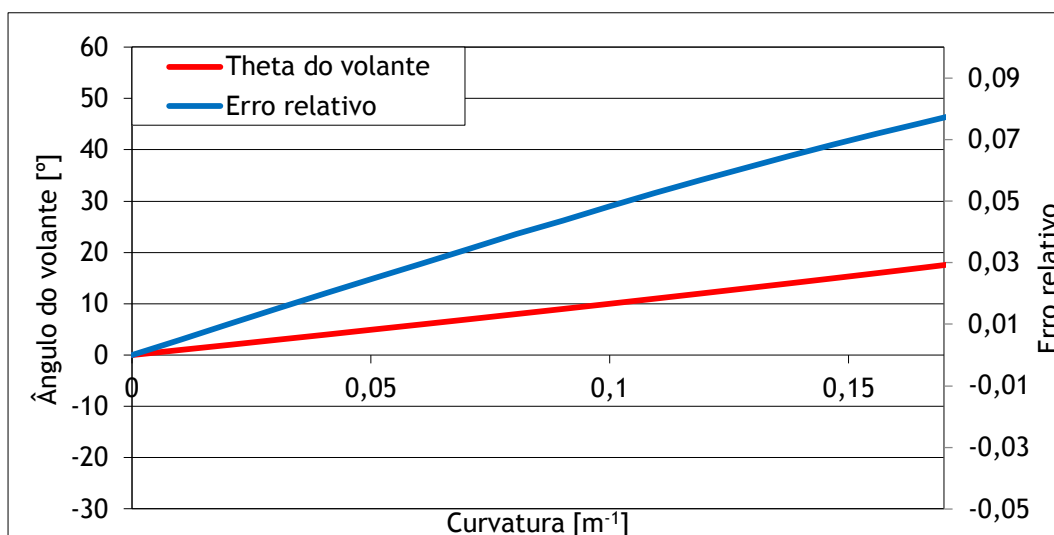


Figura 4.2 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo presente no *UBICAR 13*.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,0789 e o erro médio de 0,0444.

4.3 Mecanismo presente no *UBICAR 14*

No *UBICAR 14* foi implementado a combinação de valores resultante do método de “tentativa e erro” para aproximar o sistema à geometria de Ackerman. A (Tabela 4.2) contém os valores

atribuídos às normas dos vetores do mecanismo de “alavanca corrediça” presente no *UBICAR 14*.

Tabela 4.2 - Tabela dos valores atribuídos à norma dos vetores do mecanismo do *UBICAR 14*

R1=R7	R2=R20	R3=R6	R4=R8	R5
485	80	430	130	100

Na (Figura 4.3) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo presente no *UBICAR 14*.

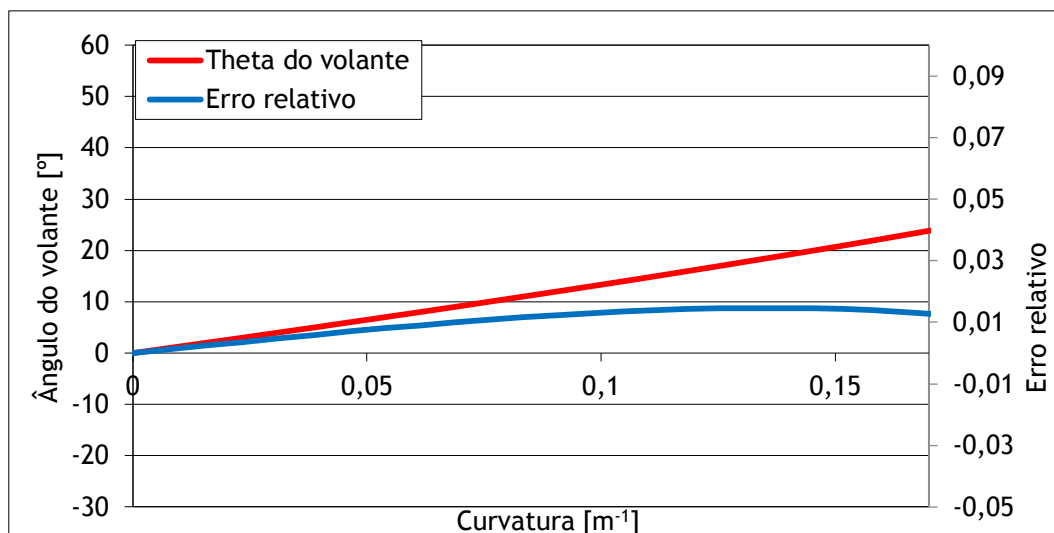


Figura 4.3 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo presente no *UBICAR 14*.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,0146 e o erro médio de 0,0106.

4.4 Programa em MATLAB

Nesta secção serão apresentados os resultados dos programas de MATLAB e a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura para os casos estudados.

4.4.1 Sistema sem correção

Para este caso o programa tinha como objetivo encontrar a combinação de normas dos vectores de modo a obter o mecanismo com menor erro médio.

4.4.1.1 Pinhão e cremalheira

A (Tabela 4.3) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo pinhão e cremalheira sem correção.

Tabela 4.3 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo pinhão e cremalheira sem correção.

\vec{R}	\vec{R}_2	\vec{R}_3	\vec{R}_4	\vec{R}_5
368	300	201	-93	485

Na (Figura 4.4) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo pinhão e cremalheira sem correção.

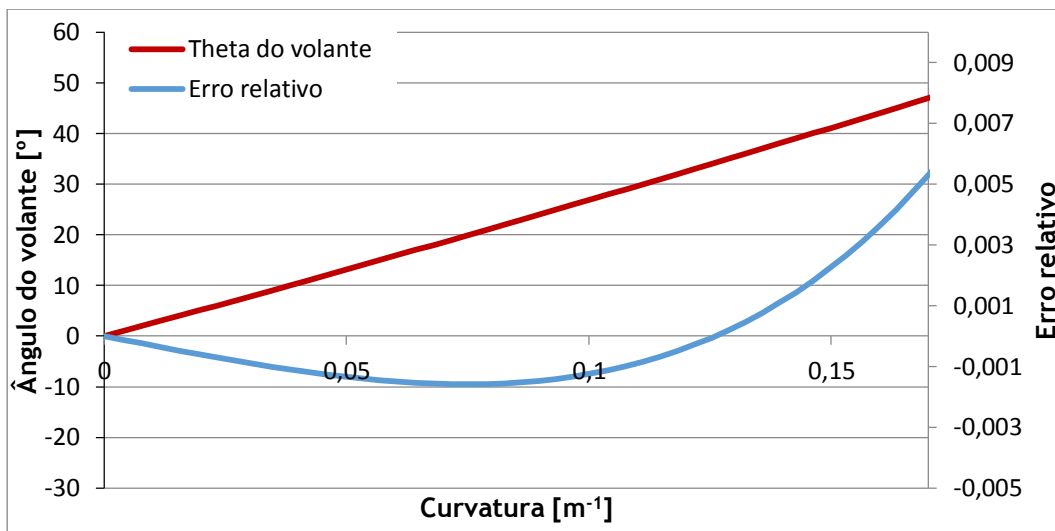


Figura 4.4 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo pinhão e cremalheira sem correção.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,00531 e o erro médio de 0,00142.

4.4.1.2 Triângulo

A (Tabela 4.4) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo triângulo sem correção.

Tabela 4.4 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo do triângulo sem correção.

\vec{R}_1	\vec{R}_2	\vec{R}_3	\vec{R}_4	\vec{R}_7	β
485	-41	104	415	28	-24

Na (Figura 4.5) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo do triângulo sem correção.

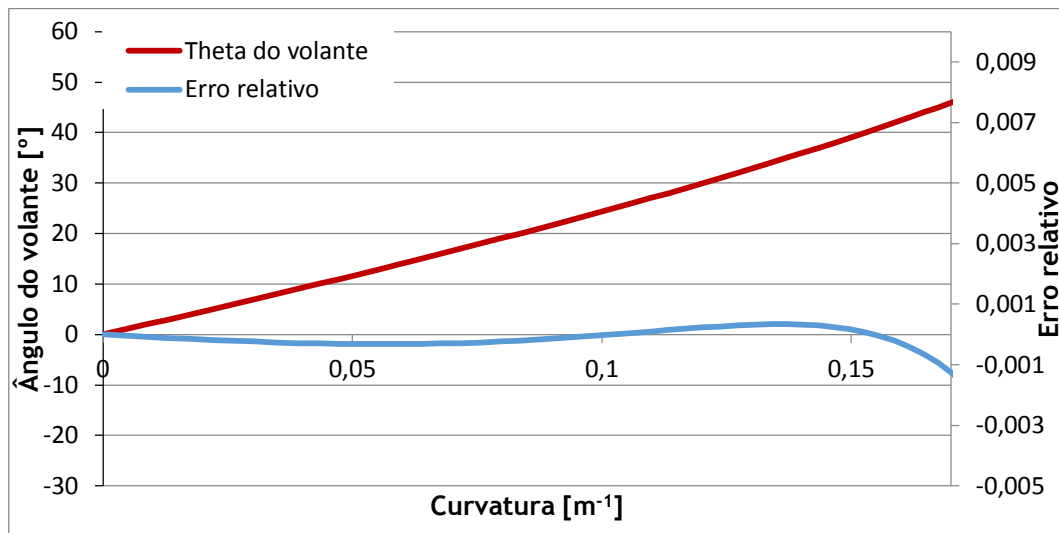


Figura 4.5 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo do triângulo sem correção.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,00125 e o erro médio de 0,000261.

4.4.1.3 Alavanca Simples

A (Tabela 4.5) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo alavanca simples sem correção.

Tabela 4.5 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo da alavanca simples sem correção.

\vec{R}_1	\vec{R}_2	\vec{R}_3	\vec{R}_4	\vec{R}_7
485	-133	111	428	30

Na (Figura 4.6) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo da alavanca simples sem correção.

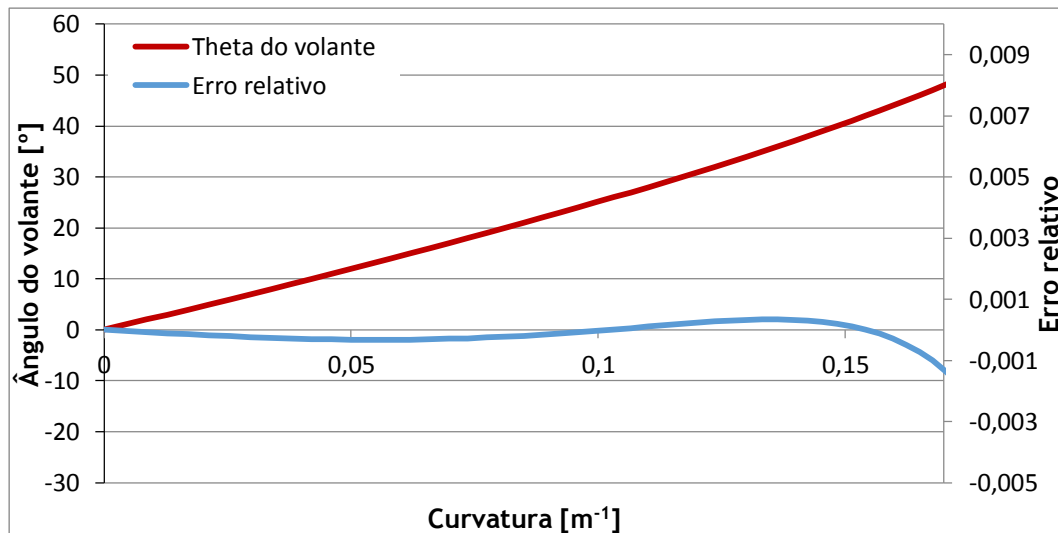


Figura 4.6 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo da alavanca simples sem correção.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,00133 e o erro médio de 0,000268.

4.4.1.4 Trapezoidal

A (Tabela 4.6) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo trapezoidal sem correção.

Tabela 4.6 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo trapezoidal sem correção.

\vec{R}_1	$\vec{R}_2 = \vec{R}_4$	\vec{R}_3	P
970	-75	895,8	-656

Na (Figura 4.7) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo trapezoidal sem correção.

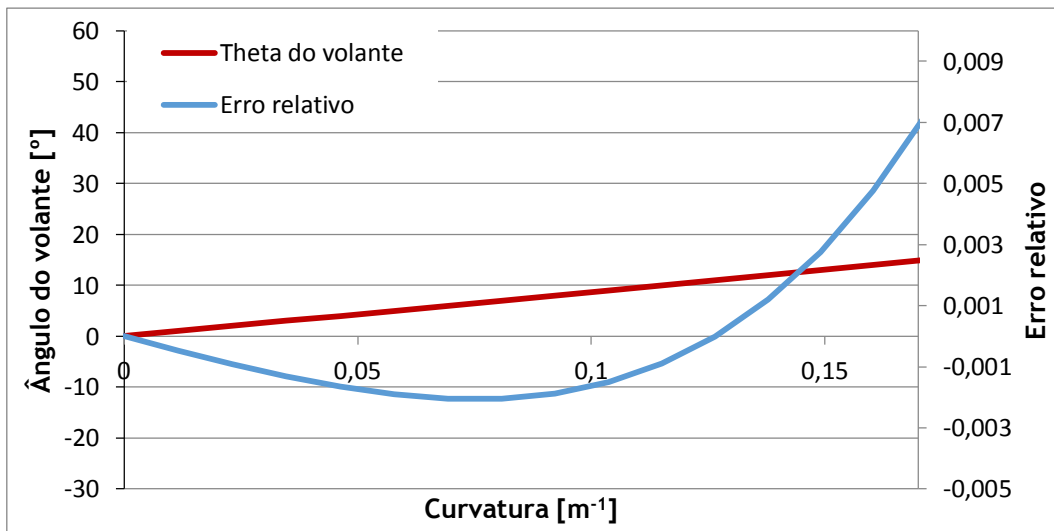


Figura 4.7 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo da alavanca simples sem correção.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,00725 e o erro médio de 0,00204.

4.4.2 Sistema com correção

Para este caso o programa tinha como objetivo encontrar a combinação de normas dos vetores de modo a obter o mecanismo com menor erro médio e também menor erro máximo.

4.4.2.1 Pinhão e cremalheira

A (Tabela 4.7) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo pinhão e cremalheira com correção.

Tabela 4.7 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo pinhão e cremalheira com correção.

\vec{R}	\vec{R}_2	\vec{R}_3	\vec{R}_4	\vec{R}_5
378	299	203	-91	485

Na (Figura 4.8Figura 4.4) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo pinhão e cremalheira com correção.

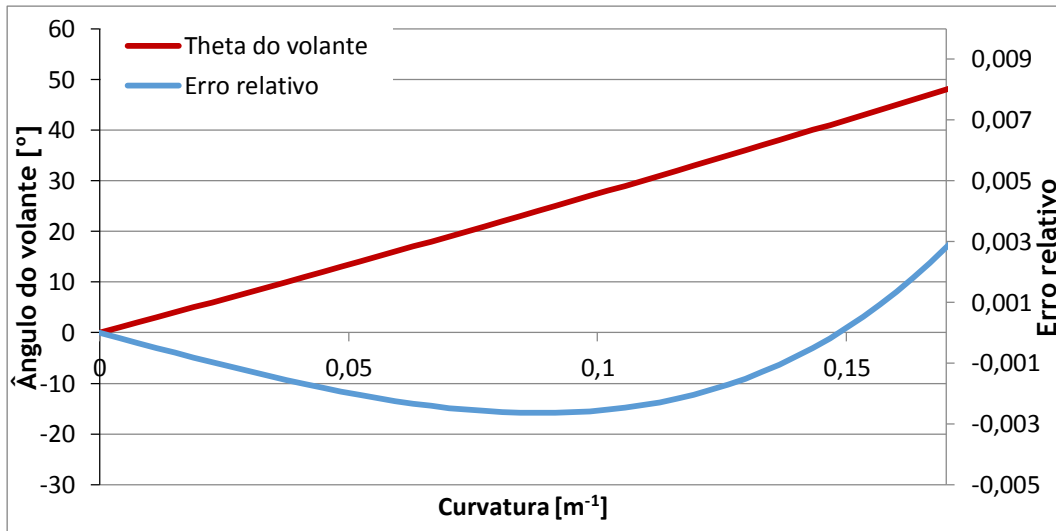


Figura 4.8 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo pinhão e cremalheira com correção.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,00281 e o erro médio de 0,0017.

4.4.2.2 Triângulo

A (Tabela 4.8) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo do triângulo com correção.

Tabela 4.8 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo do triângulo com correção.

\vec{R}_1	\vec{R}_2	\vec{R}_3	\vec{R}_4	\vec{R}_7	β
485	-34	109	412	30	-25

Na (Figura 4.9) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo do triângulo com correção.

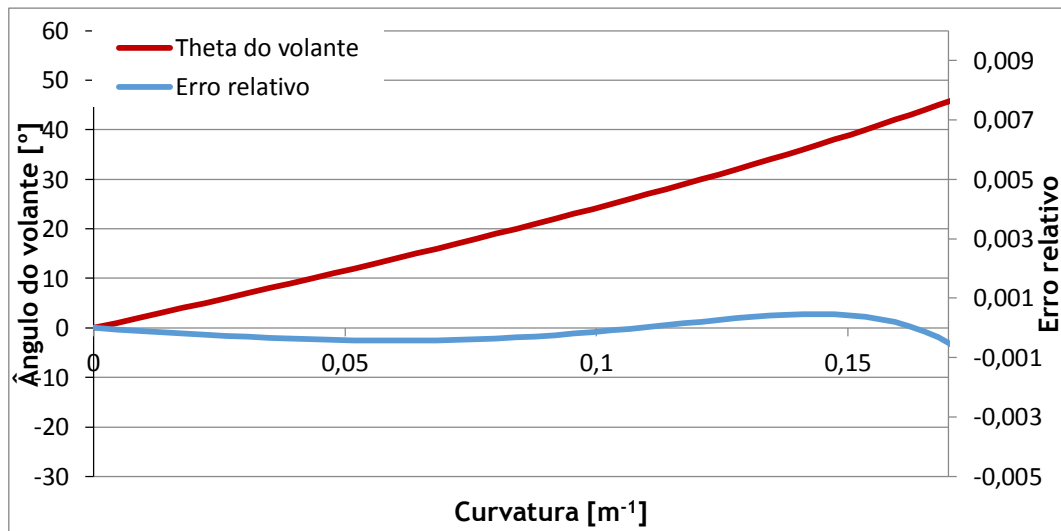


Figura 4.9 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo do triângulo com correção.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,000581 e o erro médio de 0,00029.

4.4.2.3 Alavanca Simples

A (Tabela 4.9) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo da alavanca simples com correção.

Tabela 4.9 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo da alavanca simples com correção.

\vec{R}_1	\vec{R}_2	\vec{R}_3	\vec{R}_4	\vec{R}_7
485	-146	130	419	36

Na (Figura 4.10) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo da alavanca simples com correção.

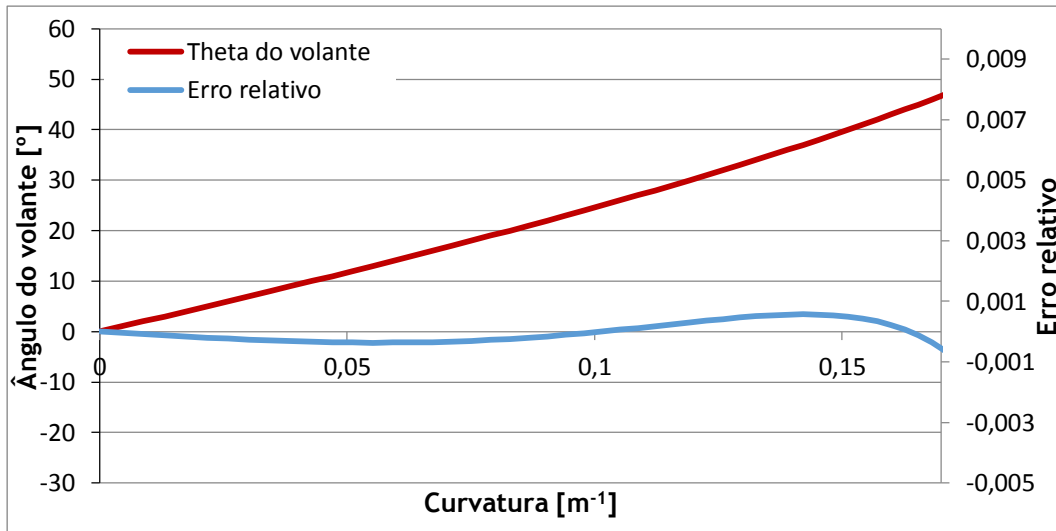


Figura 4.10 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo da alavanca simples com correção.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,000633 e o erro médio de 0,000297.

4.4.2.4 Trapezoidal

A (Tabela 4.10) contém os valores atribuídos às normas dos vetores do mecanismo trapezoidal com correção.

\vec{R}_1	$\vec{R}_2 = \vec{R}_4$	\vec{R}_3	P
970	-75	895,8	-656

Tabela 4.10 - Tabela dos resultados para a norma dos vetores do mecanismo trapezoidal com correção.

Na (Figura 4.11) é possível observar a variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo trapezoidal com correção.

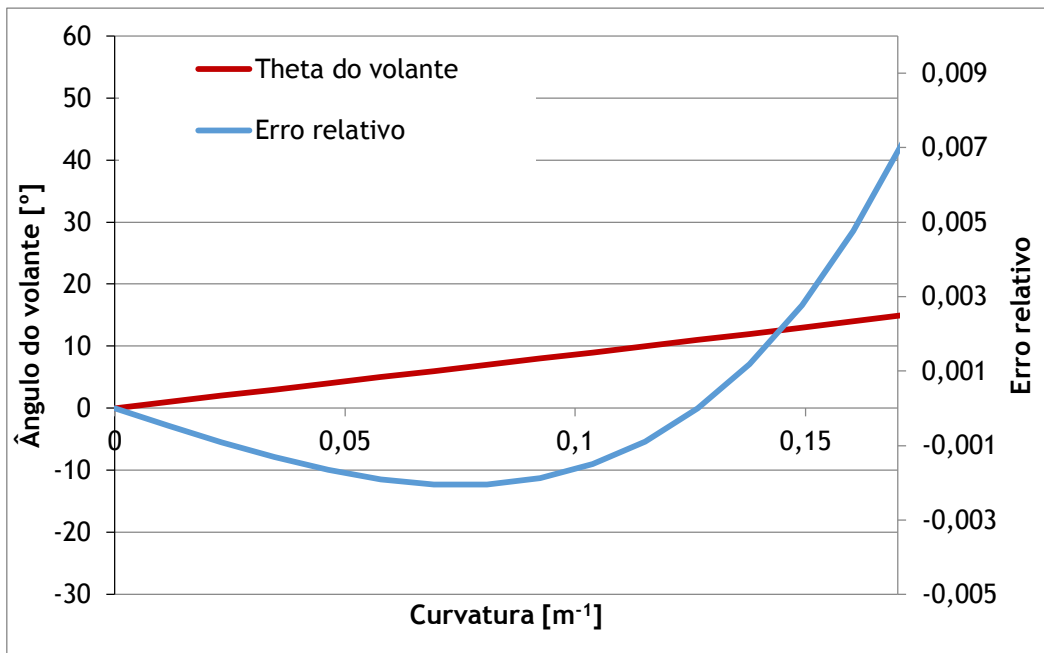


Figura 4.11 - Variação do ângulo do volante e do erro relativo em função da curvatura referente ao mecanismo trapezoidal com correção.

De referir ainda que o erro máximo é de 0,00725 e o erro médio de 0,00204.

Capítulo 5

Comparação dos resultados

O objetivo passa por construir um mecanismo com as seguintes características:

- ✓ Maior proximidade à geometria de Ackerman, isto é o menor erro possível (50%);
- ✓ Sensibilidade do sistema (10%);
- ✓ Menor peso (20%);
- ✓ Facilidade de fabricação (10%);
- ✓ Fiabilidade (10%).

Foram atribuídas percentagens/pesos a cada item mediante a sua importância e contribuição para a performance do mecanismo.

5.1 Comparação dos resultados obtidos do programa

Nesta secção primeiramente irão ser apresentados os gráficos de comparação e no final serão comparados todos os parâmetros.

5.1.1 Sistema sem correção

Os mecanismos serão comparados pelo seu erro relativo médio, pois o objetivo é ser de um modo geral o mais próximo possível da geometria de Ackerman.

5.1.1.1 Comparação dos erros relativos

A (Figura 5.1) mostra o erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos.

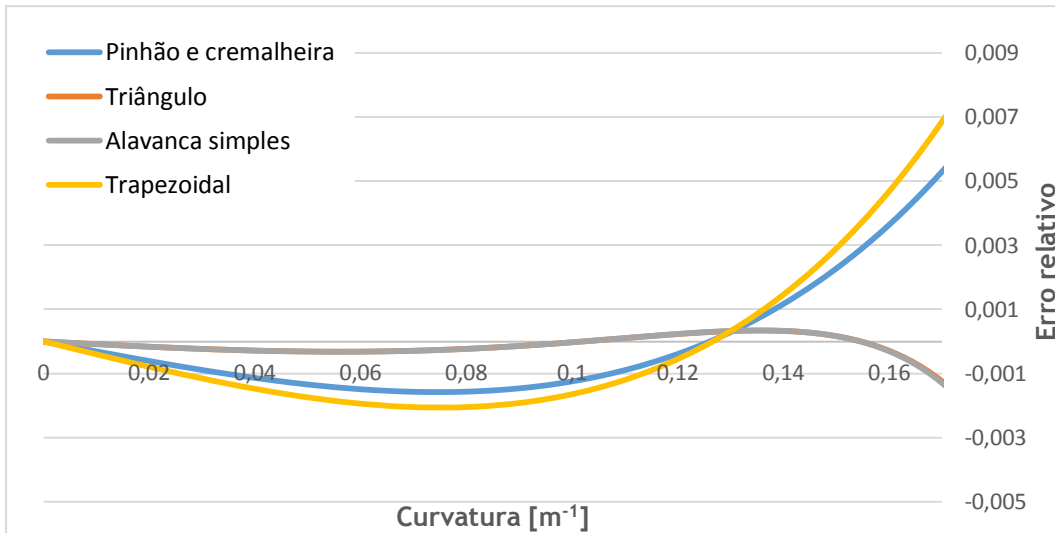


Figura 5.1 - Variação do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos sem correção.

A (Figura 5.2) mostra o módulo do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos.

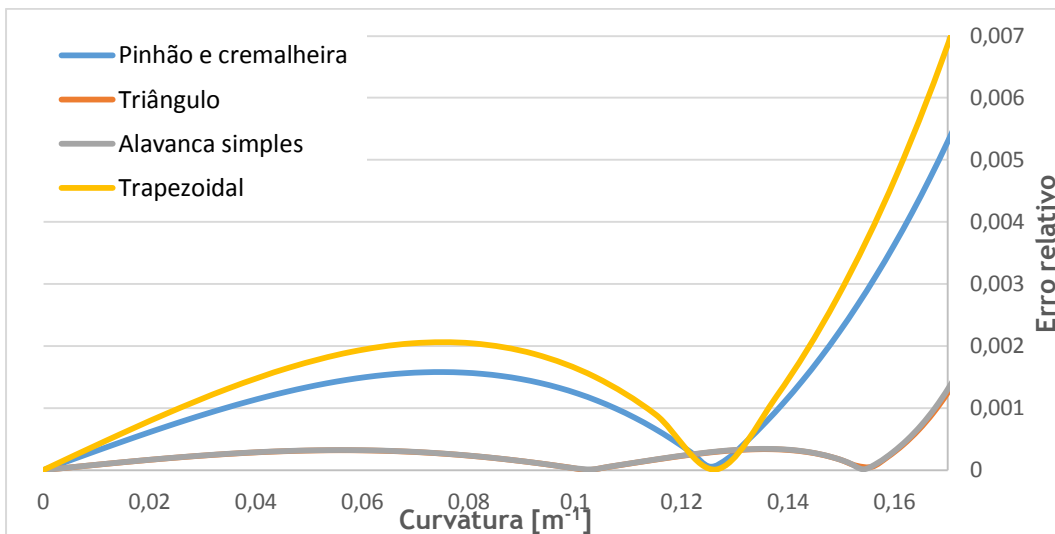


Figura 5.2 - Variação do módulo do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos sem correção.

A (Figura 5.3) mostra o módulo do erro relativo em função da curvatura para os dois mecanismos mais próximos do critério de seleção.

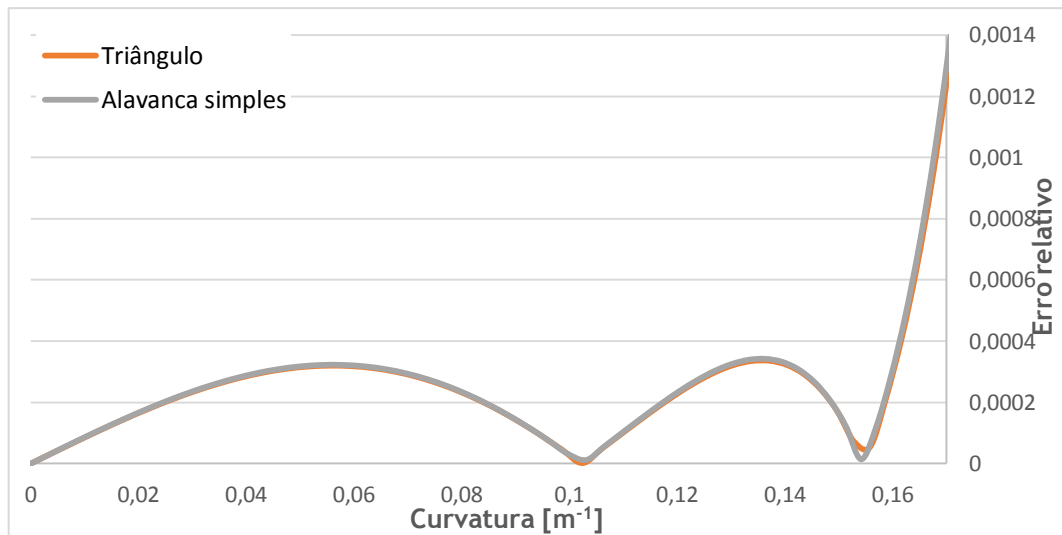


Figura 5.3 - Variação do módulo do erro relativo em função da curvatura para os dois mecanismos sem correção mais próximos da geometria de Ackerman.

A (Tabela 5.1) contém o erro relativo máximo e o erro relativo médio de cada mecanismo.

Tabela 5.1 - Erro máximo e erro médio para os mecanismos sem correção.

	Erro máximo	Erro medio
Pinhão	0,005312	0,001421
Triângulo	0,001254	0,000261
Alavanca Simples	0,001328	0,000268
Trapezoidal	0,007245	0,002038

5.1.1.2 Comparação da sensibilidade do volante

A (Figura 5.4) mostra o ângulo do volante em função da curvatura.

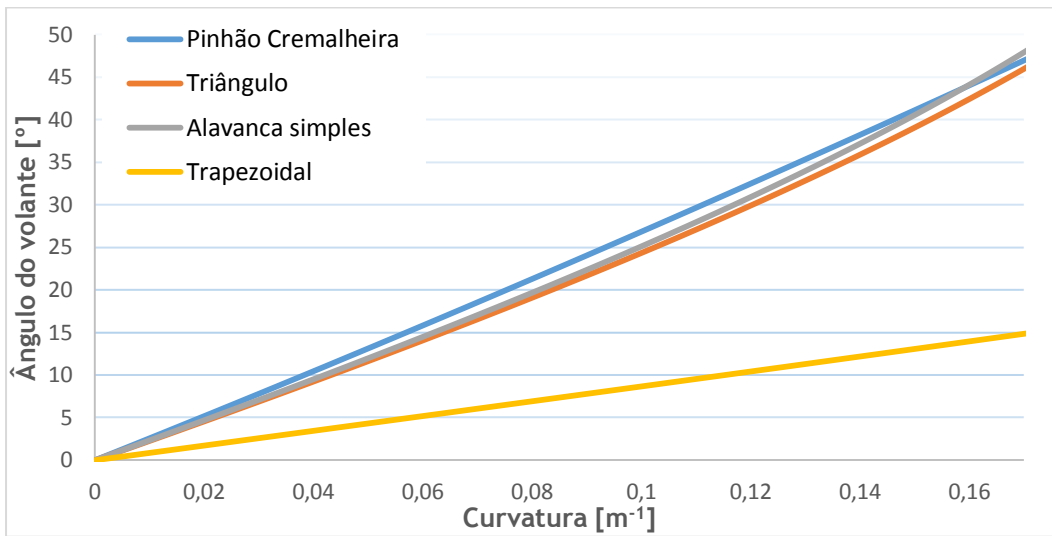


Figura 5.4 - Variação do ângulo do volante em função da curvatura para todos os mecanismos sem correção.

5.1.1.3 Comparação de todos os fatores

A (Tabela 5.2) contém os fatores de comparação com os devidos pesos associados. Para cada parâmetro mediante as características e o já mencionado foi atribuído um valor de 0 a 5 a cada mecanismo. Dela vai sair o melhor mecanismo para implementar sem correção.

Tabela 5.2 - Tabela de decisão do melhor mecanismo sem correção.

	Pinhão e Cremalheira		Triângulo		Alavanca Simples		Trapezoidal	
Erro	3	0,3	5	0,5	4	0,4	2	0,2
Sensibilidade	5	0,1	5	0,1	5	0,1	1	0,02
Peso	2	0,08	5	0,2	5	0,2	5	0,2
Fabricação/preço	1	0,02	4	0,08	5	0,1	5	0,1
Fiabilidade	5	0,1	5	0,1	5	0,1	5	0,1
Total	60%		98%		90%		62%	

O melhor mecanismo a implementar sem correção é o mecanismo do triângulo.

5.1.2 Sistema com correção

Os mecanismos serão comparados pelo seu erro relativo máximo, uma vez que o objetivo é haver a necessidade de corrigir o menos possível.

5.1.2.1 Comparação dos erros relativos

A (Figura 5.5) mostra o erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos.

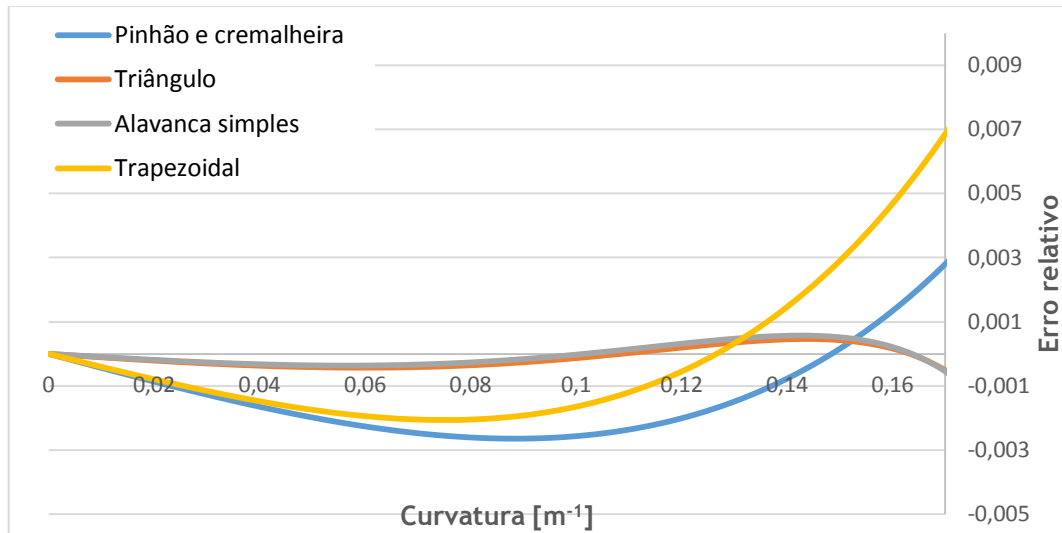


Figura 5.5 - Variação do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos com correção.

A (Figura 5.6) mostra o módulo do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos.

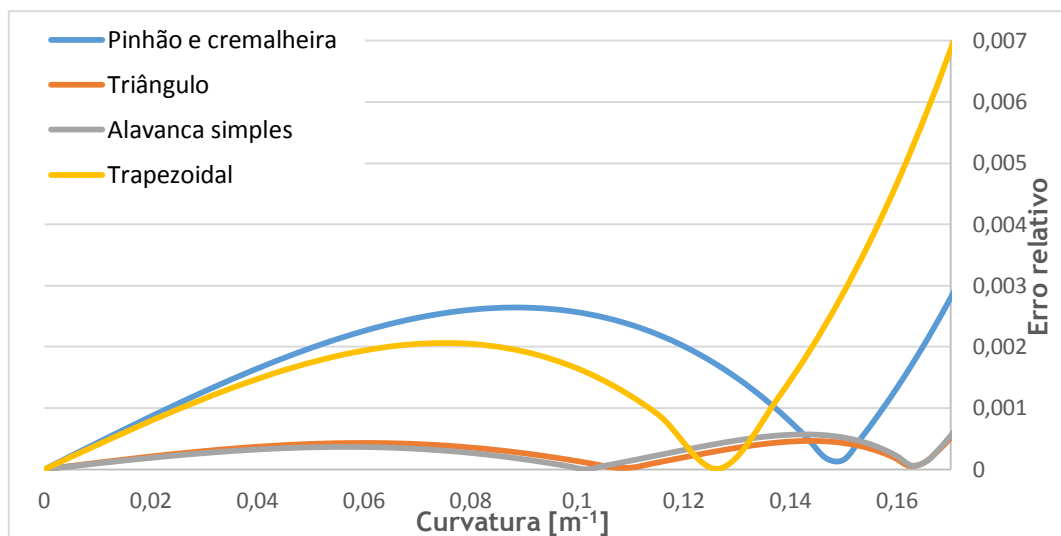


Figura 5.6 - Variação do módulo do erro relativo em função da curvatura para todos os mecanismos com correção.

A (Figura 5.7) mostra o módulo do erro relativo em função da curvatura para os dois mecanismos mais próximos do critério de seleção.

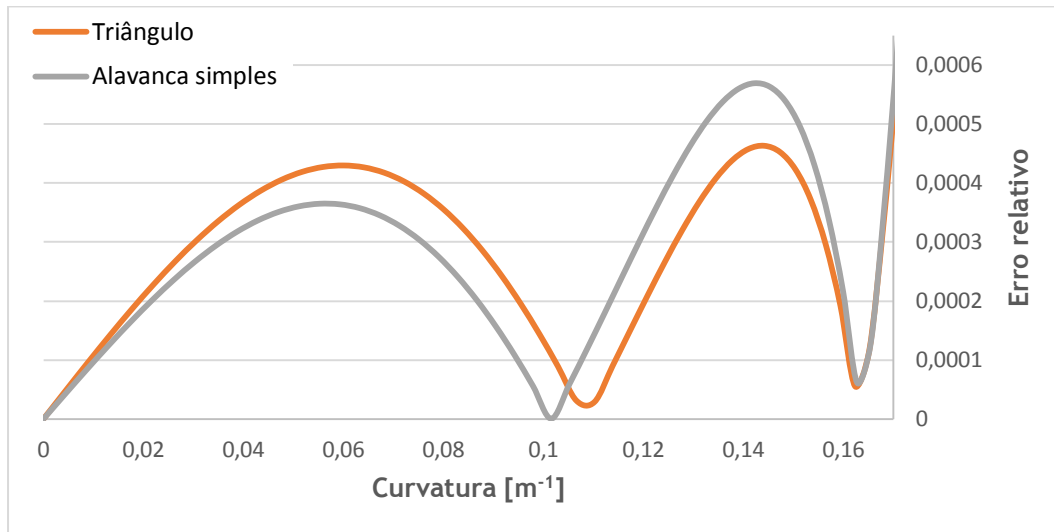


Figura 5.7 - Variação do módulo do erro relativo em função da curvatura para os dois mecanismos com correção mais próximos do critério de seleção.

A (Tabela 5.3) contém o erro relativo máximo e o erro relativo médio de cada mecanismo.

Tabela 5.3 - Erro máximo e erro médio para os mecanismos com correção.

	Erro máximo	Erro médio
Pinhão	0,002813	0,001696
Triângulo	0,000581	0,000290
Alavanca Simples	0,000634	0,000297
Trapezoidal	0,007245	0,002038

5.1.2.2 Comparação da sensibilidade do volante

A (Figura 5.8) mostra o ângulo do volante em função da curvatura.

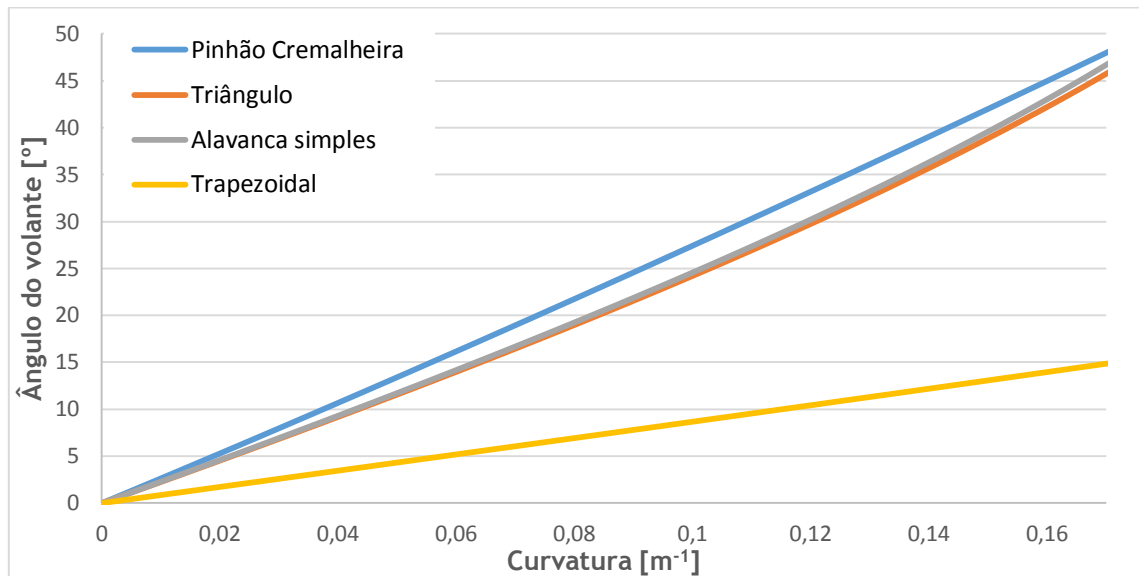


Figura 5.8 - Variação do ângulo do volante em função da curvatura para todos os mecanismos com correção.

5.1.2.3 Comparação de todos os fatores

A (Tabela 5.4) contém os fatores de comparação com os devidos pesos associados. Para cada parâmetro mediante as características e o já mencionado foi atribuído um valor de 0 a 5 em cada mecanismo. Dela vai sair o melhor mecanismo para implementar com correção.

Tabela 5.4 - Tabela de decisão do melhor mecanismo com correção.

	Pinhão e Cremalheira		Triângulo		Alavanca Simples		Trapezoidal	
Erro	3	0,3	5	0,5	4	0,4	2	0,2
Sensibilidade	5	0,1	5	0,1	5	0,1	1	0,02
Peso	2	0,08	5	0,2	5	0,2	5	0,2
Fabricação/preço	1	0,02	4	0,08	5	0,1	5	0,1
Fiabilidade	5	0,1	5	0,1	5	0,1	5	0,1
Total	60%		98%		90%		62%	

O melhor mecanismo a implementar com correção é o mecanismo do triângulo.

5.2 Implementação da junta universal

A (Figura 5.9) expõe o que o volante roda com a junta universal e sem ela para o veículo descrever a mesma curvatura. A junta universal foi implementada no mecanismo do triângulo sem correção.

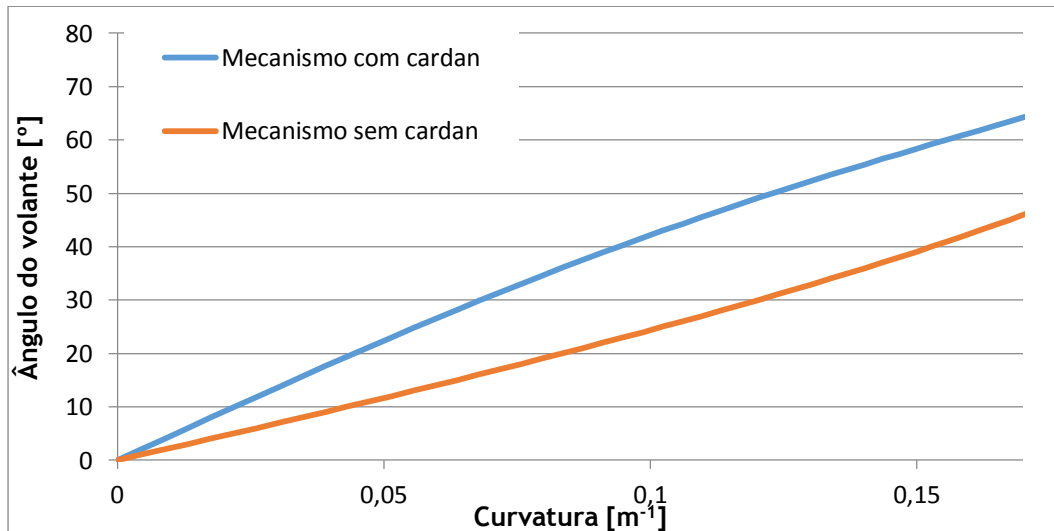


Figura 5.9 - Variação do ângulo do volante com a curvatura.

Como é possível observar na (Figura 5.9) a implementação da junta universal vai de encontro aos nossos interesses, uma vez que aumenta a rotação do volante em 20°, tornando o sistema menos sensível.

5.3 Comparação de todos os mecanismos implementados no *UBICAR*

Na prova *SEM* do corrente ano foi implementado no *UBICAR 15* o mecanismo de direção do triângulo sem correção (Figura 5.10).



Figura 5.10 - Mecanismo do triângulo sem correção implementado no *UBICAR 15*.

A (Figura 5.11) expõe o módulo do erro relativo em função da curvatura para os três mecanismos que já foram implementados no *UBICAR*

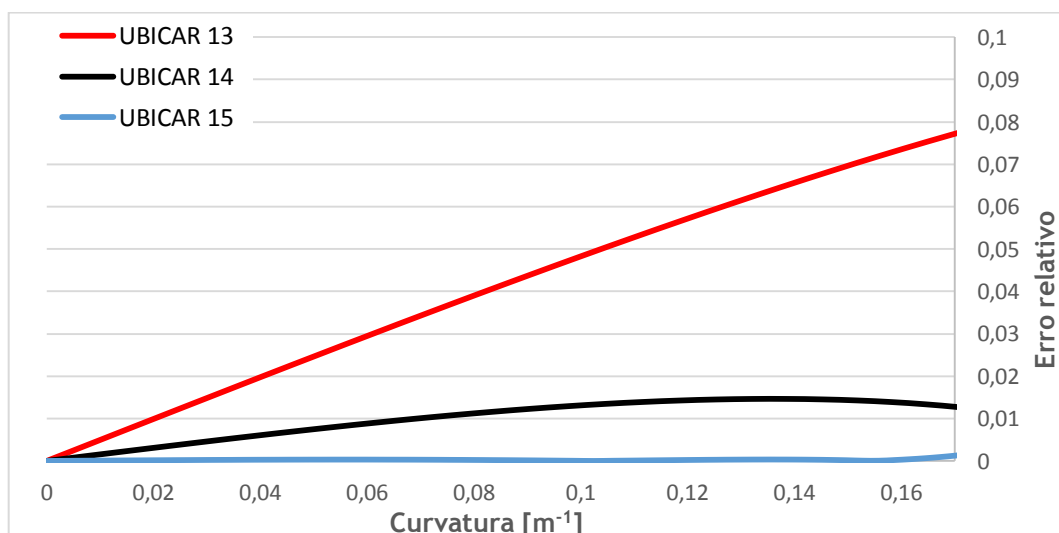


Figura 5.11 - Módulo do erro relativo em função da curvatura para os mecanismos que já foram implementados no *UBICAR*.

A (Figura 5.12) mostra o ângulo do volante em função da curvatura para os três mecanismos que já foram implementados no *UBICAR*.

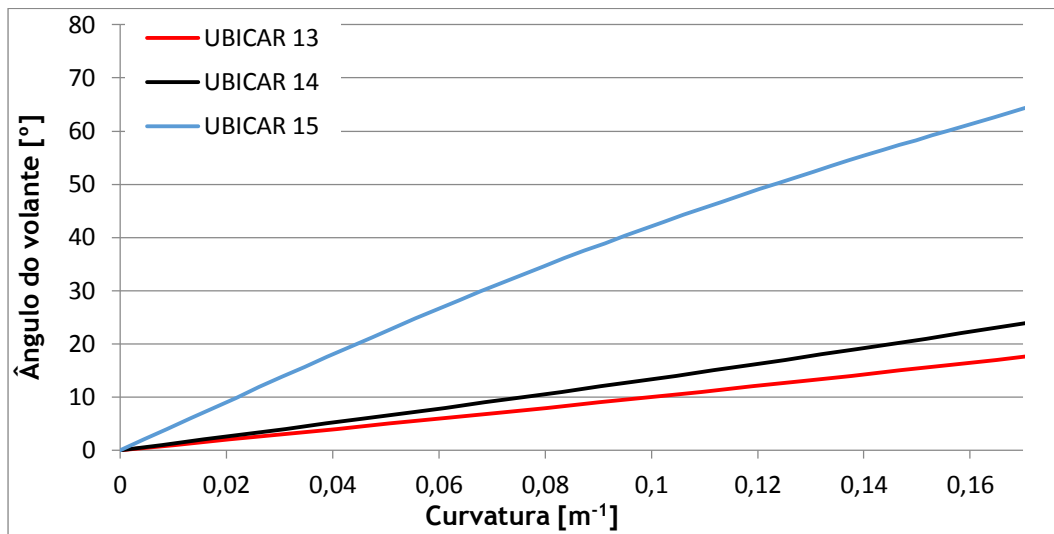


Figura 5.12 - Ângulo do volante em função da curvatura para os mecanismos que já foram implementados no *UBICAR*.

Podemos constatar na (Figura 5.11) e na (Figura 5.12) que as melhorias efetuadas resultaram numa grande diminuição do módulo do erro relativo e numa diminuição da sensibilidade do volante.

Posto isto, também temos de comparar os resultados do *UBICAR* (Tabela 5.5).

Tabela 5.5 - Resultados do *UBICAR* nos últimos três anos [30] , [31] e [32].

	<i>UBICAR 13</i>	<i>UBICAR 14</i>	<i>UBICAR 15</i>
Melhor consumo em [Km/L]	96	188	234

É da opinião da equipa que esta melhoria de resultados se deve à melhoria do alinhamento das rodas e conseqüentemente à melhoria do sistema de direção.

Capítulo 6

Conclusões

Conclui-se que para grandes raios de curvatura a geometria não tem grande influência, no entanto para os pequenos tem elevada importância.

De salientar ainda que uma geometria próxima à de Ackerman leva à redução de atrito em curva e conseqüentemente a uma poupança de combustível e de pneus.

Em relação aos mecanismos estudados tanto para o sistema com, como para o sem correção a melhor geometria é a do triângulo. No entanto a geometria da alavanca também se apresenta como uma boa escolha, pela sua simplicidade.

No que diz respeito à junta universal com a sua implementação conseguiu-se o objetivo, uma vez que para um raio de curvatura de 6 metros o volante está na posição de 65° e sem a junta estaria a cerca de 45° .

No futuro recomenda-se a elaboração e implementação da correção eletromecânica, no sentido de levar o erro a zero em qualquer raio de curvatura.

No caso de se querer aplicar este estudo a veículos com maiores velocidades em curva, dever-se-á ter em conta o ângulo de desvio dos pneus, devido às forças transversais que no nosso caso são desprezáveis.

Referências

- [1] Shell, Janeiro 2015. [Online]. Available: https://www.flickr.com/photos/shell_eco-marathon.
- [2] N. W. Troupe, "Optimization of Steering Geometry For Ultra-High-Mileage Vehicles," Pennsylvania State University, Pennsylvania, 2001.
- [3] Reis, J, "Bom alinhamento poupa borracha... e combustível," *Auto Foco*, p. 43, 4-10 Junho 2015.
- [4] N. N. R. Nuñez, "Síntese estrutural e otimização dimensional de mecanismos de direção," Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- [5] G. Genta e L. Morello, *The Automotive Chassis: Volume1: Components Design*, Turino: Springer, 2008.
- [6] D. King-Hele, *Erasmus darwin's improved design for steering carriages - and cars*, vol. 56, London: Royal Society of London, 2002, p. 41–62.
- [7] R. N. Jazar, *Vehicle dynamics: Theory and applications*, New York: Springer, 2008.
- [8] J. Dixon, *Suspension Analysis and Computational Geometry*, Walton Hall: John Wiley & Sons, 2009.
- [9] M. A. Fernandes, "Estudos em sistemas de direção veicular," Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- [10] P. J. F. E. Rio, "Dinâmica e afinação de uma viatura de competição," FEUP, Porto, 2009.
- [11] F. Dercio, "Geometria de Direção," 20 Setembro 2013. [Online]. Available: <http://pt.scribd.com/doc/169709169/Geometria-de-Direcao>. [Acedido em Janeiro 2015].
- [12] J. E. & U. J. J. Shigley, *Theory of machines and mechanisms*, Singapore: McGraw-Hill, 1980.
- [13] M. W. Choi, J. S. Park e B. S. & L. M. H. Lee, "The performance of independent wheels steering vehicle(4WS) applied Ackerman geometry," em *International Conference on Control, Automation and Systems*, Seoul, Outubro de 2008.
- [14] A. Mills, "Robert Hooke's "Universal Joint" and its application to sundials and the sundial-clock," *Notes and Records*, vol. 61, pp. 219-236, 22 Maio 2007.
- [15] A. B. Espeland, H. J. Seiness e P. T. & G. H. Larsen, "Development and Construction of Vehicle Construction of Vehicle for Participation in the Shell Eco-marathon Competition," Norwegian University of Science and Technology, Trondhiem, Junho de 2012.
- [16] P. A. & B. D. Simionescu, "Optimum synthesis of the four-bar function generator in its symmetric embodiment: the Ackermann steering linkage," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 37, pp. 1487-1504, 2002.
- [17] T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.
- [18] "Auto and Light - Truck systems," [Online]. Available: <http://www.waybuilder.net/sweethaven/MechTech/Automotive/Automotive02/default.asp?iNum=1&uNum=070101>. [Acedido em Abril 2015].
- [19] Shell, "2015 Results," Shell, [Online]. Available:

- <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/events/europe/2015-results.html#iframe-L3JvdHRlcmRhS8=>. [Acedido em Junho 2015].
- [20] SKAP, “Fotos,” [Online]. Available: <https://www.facebook.com/skappw/photos/pb.141235979249643.-2207520000.1433242212./853479354691965/?type=3&permPage=1>. [Acedido em Janeiro 2015].
- [21] sstarphotos, “photobucket,” [Online]. Available: <http://s180.photobucket.com/user/sstarphotos/media/Misc%20posted%20pictures/IMGP3878.jpg.html>. [Acedido em Abril 2015].
- [22] DTU. [Online]. Available: <http://www.dtu.dk/english/~media/DTU-endk/News/Webnyheder/2013/09/Eco-car/koRacer-19.ashx?la=da>. [Acedido em Junho 2015].
- [23] R. Rodolfo, “duvidas de peças para meu kart cross,” [Online]. Available: http://www.4x4brasil.com.br/forum/attachments/gaiola-baja-e-buggy/343176d1335368796-duvidas-de-pecas-para-meu-kart-cross-pedal_lat_g.jpg?s=31c0da75927f4fc93fd11093d70d4e78. [Acedido em Abril 2015].
- [24] M. M. & J. M. S. Ettefagh, “Optimal synthesis of four-bar steering mechanism using AIS and genetic algorithms,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 6, pp. 2351-2362, 2014.
- [25] RCTEK, “Ackerman Steering Principle,” [Online]. Available: http://www.rctek.com/technical/handling/ackerman_steering_principle.html. [Acedido em Abril 2015].
- [26] A. n. info, “Jeubes dans la course: les étudiants de la Joliverie et leur Microjoule,” [Online]. Available: <http://www.autonewsinfo.com/wp-content/uploads/2012/05/LA-JOLIVERIE-freinage-par-patins-photo-alain-Monnot-autonewsinfo-600x398.jpg>.
- [27] Farnell, “PORTESCAP 35DBM10B2U-L ACTUATOR, LINEAR, 28N,” [Online]. Available: <http://pt.farnell.com/portescap/35dbm10b2u-l/actuator-linear-28n/dp/1784817>. [Acedido em Maio 2015].
- [28] RLS, “RE36 ROTARY MAGNETIC SHAFT ENCODER,” [Online]. Available: <http://www.rls.si/re36-rotary-magnetic-shaft-encoder>. [Acedido em Maio 2015].
- [29] RLS, “LM13 LINEAR MAGNETIC ENCODER SYSTEM,” [Online]. Available: <http://www.rls.si/lm13-linear-magnetic-encoder-system>. [Acedido em Maio 2015].
- [30] E. marathon, “2013 Results,” [Online]. Available: <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/events/europe/2014-results/2013-results.html>. [Acedido em Junho 2015].
- [31] E. marathon, “2014 Results,” [Online]. [Acedido em Junho 2015].
- [32] E. marathon, “2015 Results,” [Online]. Available: <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/events/europe/2015-results.html>. [Acedido em Junho 2015].

ANEXOS

Anexo A

Dedução das equações finais do mecanismo pinhão e cremalheira

Ver (Figura 3.8)

Equação vectorial:

$$\vec{R}_1 + \vec{R}_2 + \vec{R}_3 = \vec{R}_4 + \vec{R}_5,$$

Ângulos conhecidos:

$$\theta_1 = 0^\circ; \theta_4 = 90^\circ; \theta_5 = 0^\circ$$

O objetivo é calcular θ_3 em função de \vec{R}_1 . Partindo da equação

$$R_1 + R_2 * e^{i\theta_2} + R_3 * e^{i\theta_3} = iR_4 + R_5.$$

Isolando R_2 :

$$R_2 * e^{i\theta_2} = (iR_4 + R_5 - R_1) - R_3 * e^{i\theta_3},$$

Onde

$$(iR_4 + R_5 - R_1) = R_a * e^{i\theta_a},$$

Em que a parte real é:

$$R_a * \cos(\theta_a) = R_5 - R_1$$

E a parte imaginária é

$$R_a * \sin(\theta_a) = R_4,$$

Como

$$R_a^2 = Re^2 + Im^2 \text{ e } \tan(\theta_a) = \frac{Im}{Re}$$

Temos:

$$R_a = ((R_5 - R_1)^2 + R_4^2)^{\frac{1}{2}} \text{ e } \theta_a = \arctan\left(\frac{-R_4}{R_5 - R_1}\right)$$

Pegando na equação onde R_2 foi isolado, dividindo por $e^{i\theta_a}$ temos:

$$R_2 * e^{i\theta_2} = \frac{R_a * e^{i\theta_a} - R_3 * e^{i\theta_3}}{e^{i\theta_a}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_2 * e^{i(\theta_2 - \theta_a)} = R_a - R_3 * e^{i(\theta_3 - \theta_a)},$$

Onde a parte real é:

$$R_2 * \cos(\theta_2 - \theta_a) = R_a - R_3 * \cos(\theta_3 - \theta_a)$$

E a imaginária é:

$$R_2 * \text{sen}(\theta_2 - \theta_a) = -R_3 * \text{sen}(\theta_3 - \theta_a),$$

Como

$$R_2^2 = Re^2 + Im^2 \text{ e } \tan(\theta_a) = \frac{Im}{Re}$$

Temos:

$$R_2 = (R_a^2 - 2 * R_a * R_3 * \cos(\theta_3 - \theta_a) + R_3^2)^{\frac{1}{2}} \text{ e } \theta_3 = \theta_a + \arccos\left(\frac{R_a^2 - R_2^2 - R_3^2}{-2 * R_a * R_3}\right)$$

Mecanismo do lado esquerdo:

$$\vec{R}_{11} + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{31} = \vec{R}_4 + \vec{R}_{51}$$

A equação é semelhante à do lado direito pelo que se pode concluir que:

$$\theta_{31} = \theta_b + \arccos\left(\frac{R_{21}^2 - R_b^2 - R_{31}^2}{-2 * R_b * R_{31}}\right)$$

Com

$$R_b = ((R_{51} - R_{11})^2 + R_4^2)^{\frac{1}{2}} \text{ e } \theta_b = \arctan\left(\frac{R_4}{R_{51} - R_{11}}\right)$$

Ver (Figura 3.1)

$V_d \rightarrow$ Via dianteira e $EE \rightarrow$ entreeixos o raio de curvatura corresponde a:

$$R_c = \overline{CA} = \left(\left(x_A + \frac{V_d}{2} \right)^2 + EE^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

E o erro = $|AB|$ A recta CA é dada por:

$$y_1 = \tan(\Delta\theta_{31}) * \left(x + \frac{V_d}{2} \right)$$

E a DB é dada por:

$$y_2 = \tan(\Delta\theta_3) * \left(x - \frac{V_d}{2} \right)$$

Da intersecção das retas CA e DB com a “reta e” resultam os pontos A e B respetivamente. A “reta e” é definida por $y = -EE$, o ponto A corresponde a:

$$\begin{aligned} -EE &= \tan(\Delta\theta_{31}) * \left(x_a + \frac{V_d}{2} \right) \Rightarrow \\ \Rightarrow x_a &= -\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_{31})} - \frac{V_d}{2} \end{aligned}$$

E o B a:

$$-EE = \tan(\Delta\theta_3) * \left(x_b + \frac{V_d}{2} \right) \Rightarrow x_b = -\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_3)} - \frac{V_d}{2}$$

O erro é dado por:

$$|x_A - x_B| = -\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_{31})} - \frac{V_d}{2} - \left(-\frac{EE}{\tan(\Delta\theta_3)} - \frac{V_d}{2} \right)$$

ou seja,

$$erro = -EE * \left(\frac{1}{\tan(\Delta\theta_{31})} - \frac{1}{\tan(\Delta\theta_3)} \right) - V_d$$

Dedução das equações finais do mecanismo do triângulo

Ver (Figura 3.12)

Equação vectorial:

$$\vec{R}_1 + \vec{R}_3 = \vec{R}_2 + \vec{R}_7 + \vec{R}_4$$

Beta é o ângulo formado entre o vetor R_7 e o vetor R_{71} .

O objetivo é calcular θ_3 em função de \vec{R}_4 . Vamos começar por definir R_a ,

$$\vec{R}_a = R_2 + R_7 - R_1 = R_3 - R_4,$$

Ou seja,

$$R_a * e^{i\theta_a} = iR_2 + R_7 * e^{i\theta_7} - R_1,$$

De seguida

$$R_b, R_b * e^{i\theta_b} = iR_2 - R_1,$$

Com

$$R_b * \cos(\theta_b) = -R_1$$

E

$$R_b * \text{sen}(\theta_a) = R_2,$$

Isto é,

$$R_b = (R_1^2 + R_2^2)^{\frac{1}{2}} \text{ e } \theta_b = \arctan\left(\frac{R_2}{-R_1}\right).$$

Substituindo na segunda equação temos:

$$R_a * e^{i\theta_a} = R_b * e^{i\theta_b} + R_7 * e^{i\theta_7},$$

Dividindo tudo por $e^{i\theta_b}$, obtemos:

$$R_a * e^{i(\theta_a - \theta_b)} = R_b + R_7 * e^{i(\theta_7 - \theta_b)},$$

Com

$$R_a * \cos(\theta_a - \theta_b) = R_b + R_7 * \cos(\theta_7 - \theta_b)$$

E

$$R_a * \text{sen}(\theta_a - \theta_b) = R_7 * \text{sen}(\theta_7 - \theta_b),$$

Ou seja,

$$R_a^2 = R_b^2 + 2 * R_b * R_7 * \cos(\theta_7 - \theta_b) + R_7^2$$

E

$$\theta_a = \theta_b + \arctan(R_7 * \text{sen}(\theta_7 - \theta_b) / (R_b + R_7 * \cos(\theta_7 - \theta_b))).$$

Pegando na segunda igualdade da primeira equação temos:

$$R_a * e^{i\theta_a} = R_3 * e^{i\theta_3} - R_4 * e^{i\theta_4},$$

Dividindo tudo por $e^{i\theta_a}$, obtemos:

$$R_4 * e^{i(\theta_4 - \theta_a)} = R_3 * e^{i(\theta_3 - \theta_a)} - R_a,$$

Com

$$R_4 * \cos(\theta_4 - \theta_a) = R_3 * \cos(\theta_3 - \theta_a) - R_a$$

E

$$R_4 * \text{sen}(\theta_4 - \theta_a) = R_3 * \text{sen}(\theta_3 - \theta_a),$$

Isto é,

$$R_4^2 = R_3^2 + 2 * R_3 * R_a * \cos(\theta_3 - \theta_a) + R_a^2$$

E

$$\theta_3 = \theta_a \pm \arccos\left(R_4 - R_3^2 - \frac{R_a^2}{-2 * R_3 * R_a}\right).$$

Para o lado esquerdo as equações são iguais, mas acrescenta-se o índice 1 à semelhança do sistema pinhão cremalheira.

Dedução das equações finais do mecanismo trapezoidal

Ver (Figura 3.16)

Equação vectorial:

$$-\vec{R}_2 + \vec{R}_1 = \vec{R}_a = \vec{R}_3 + \vec{R}_4$$

O objetivo é calcular θ_4 em função de \vec{R}_4 . Vamos começar por definir R_a ,

$$R_a * e^{i\theta_a} = R_2 * e^{i\theta_2} + R_1,$$

Em que a parte real é:

$$-R_2 * \cos(\theta_2) + R_1 = R_a * \cos(\theta_a)$$

E a parte imaginária é

$$-R_2 * \text{sen}(\theta_2) = R_a * \text{sen}(\theta_a),$$

Como

$$R_a^2 = R_e^2 + I_m^2 \text{ e } \tan(\theta_a) = \frac{I_m}{R_e}$$

Temos:

$$R_a = \left(R_2^2 + R_1^2 - 2 * R_1 * R_2 * \cos(\theta_2) \right)^{\frac{1}{2}} \text{ e } \theta_a = \arctan \left(\frac{-R_2 * \text{sen}(\theta_2)}{-R_2 * \cos(\theta_2) + R_1} \right)$$

Por outro lado,

$$R_a * e^{i\theta_a} = R_3 * e^{i\theta_3} + R_4 * e^{i\theta_4},$$

Dividindo tudo por $e^{i\theta_4}$, obtemos:

$$R_4 * e^{i(\theta_4 - \theta_a)} + R_3 * e^{i(\theta_3 - \theta_a)} = R_a \implies R_3 * e^{i(\theta_3 - \theta_a)} = R_a - R_4 * e^{i(\theta_4 - \theta_a)},$$

Por outro lado,

$$R_3^2 = R_a^2 + R_4^2 - 2 * R_a * R_4 * \cos(\theta_4 - \theta_a)$$

Resolvendo em ordem a θ_4 :

$$\theta_4 = \theta_a + \arccos\left(\frac{R_3^2 - R_a^2 - R_4^2}{-2 * R_a * R_4}\right)$$

$$\theta_{4i} = \arctan\left(\frac{2 * EE}{R_1}\right)$$

$$\theta_{2i} = -\theta_{4i}$$

$$R_2 = R_4$$

$$R_3 = R_1 - 2 * R_4 * \cos(\theta_{4i})$$

Dedução das equações finais do mecanismo triângulo corrediça

Ver Figura 3.19 e Figura 3.20.

Parte vertical

Equação vetorial:

$$\vec{R}_2 + \vec{R}_3 = \vec{R}_5 + \vec{R}_{10}$$

$$R_2 * e^{i\theta_2} + R_3 * e^{i\theta_3} = iR_5 + R_{10}$$

$$R_2 * \text{sen}(\theta_2) + R_3 * \text{sen}(\theta_3) = -R_5$$

$$\theta_3 = \arcsen(\theta_2) * \frac{-R_5 - R_2 * \text{sen}(\theta_2)}{R_3}$$

$$R_{10} = R_2 * \cos(\theta_2) + R_3 * \cos(\theta_3)$$

$$\theta_6 = \pi - \arcsen(\theta_2) * \frac{-R_5 - R_2 * \text{sen}(\theta_2 - \beta)}{R_3}$$

$$R_{10} = R_2 * \cos(\theta_2 - \beta) - R_3 * \cos(\theta_6)$$

Em que $\beta = 0$.

Do mesmo modo, para o lado esquerdo:

Parte horizontal

Equação vectorial: $\vec{R}_{10} + \vec{R}_4 = \vec{R}_1$

$$R_{10} + R_4 \cdot e^{i\theta_4} = R_1$$

$$R_{10} + R_4 * \cos(\theta_4) = R_1$$

$$\theta_4 = \frac{R_1 - R_{10}}{R_4}$$

$$\theta_8 = \arccos\left(\frac{R_7 - R_{70}}{R_4}\right)$$

Anexo B

Programa em MATLAB para o mecanismo pinhão e cremalheira sem correção

```
EE=1508;
Vd=970;
R5=485;
ESRCA=1;
EMEDIOA=1;
iter=0;

for R=200:1:400

for R2=100:1:400

for R3=100:1:300

for R4=-200:1:200

iter=iter+1

ESRCM=0.1+i;

DT=0:1:60;
DT=DT';

R1=R/2-(DT.*2);
R11=R-R1;

p=1;

while p<61 && R11(p,1)>=0
    p=p+1;
end

RA=((R5-R1).^2+R4^2).^(1/2);
TA=atan(R4./(R5-R1));
T3=TA+acos((R2^2-RA.^2-R3^2)./(-2*RA*R3));
DT3=T3-T3(1,1);

RB=((R5-R11).^2+R4^2).^(1/2);
TB=atan(-R4./(R5-R11))+pi;
T31=T3-acos((R2^2-RB.^2-R3^2)./(-2*RB*R3));
DT31=T31-T31(1,1);

Erro=-EE.*(1./tan(DT31)-1./tan(DT3))-Vd;

RC=((EE./tan(DT31)).^2+EE^2).^(1/2);

ESRC=Erro./RC;

IRC=1./RC*1000;

n=2;

while n<61 && IRC(n,1)<=0.17
```

```

        n=n+1;
end

if n==61
    if IRC(n,1)<0.17
        ESRC(1:61,1)=0.1+i;
    end
end

n;

ESRCM=max(ESRC(2:n,1));

if isreal(ESRCM) && IRC(n,1)>=0.17
if IRC(p,1)>=0.17
if n>=40
ESRCM=max(abs(ESRC(2:n,1)));
EMEDIOM=mean(abs(ESRC(2:n,1)));
    if EMEDIOA>=EMEDIOM
        ESRCA=ESRCM;
        R2A=R2
        R3A=R3
        R4A=R4
        RFA=R
        EMEDIOA=EMEDIOM
        IRCA=max(IRC(2:n,1))
    end
end
end
end

end
end
end

end
end
end
end

RFA
R2A
R3A
R4A
ESRCA
EMEDIOA
IRCA

```

Programa em MATLAB para o mecanismo do triângulo sem correção

Triângulo

```

EE=1508
Vd=970
R1=485
ESRCA=0.1;
EMEDIOA=1;
iter=0;

```

```

for R2=-200:1:200

for R3=100:1:300

for R4=350:1:650

for R7=20:1:150

for BETAG=-90:1:90
iter=iter+1

ESRCM=0.1+i;
BETA= BETAG*(pi/180);

DT7=0:1:60;
DT7=DT7';
T7G=-90+BETAG/2;
T7G=T7G-DT7;
T7=T7G*(pi/180);

RB=(R1^2+R2^2)^(1/2);
TB=atan(R2/(-R1));
RA=(RB^2+R7^2-2*RB*R7.*cos(T7-TB)).^(1/2);
TA=TB+atan((-R7*sin(T7-TB))./(RB-R7*cos(T7-TB)));
T3=TA-acos((R4^2-RA.^2-R3^2)./(2.*RA*R3));
DT3=T3-T3(1,1);

TB1=atan(R2/R1)-pi;
RA1=(RB^2+R7^2-2*RB*R7.*cos(T7-BETA-TB1)).^(1/2);
TA1=TB1+atan((-R7*sin(T7-BETA-TB1))./(RB-R7*cos(T7-BETA-TB1)));
T31=TA1+acos((R4^2-RA1.^2-R3^2)./(2.*RA1*R3));
DT31=T31-T31(1,1);

Erro=-EE.*(1./tan(DT31)-1./tan(DT3))-Vd;

RC=((EE./tan(DT31)).^2+EE^2).^(1/2);

ESRC=Erro./RC;

IRC=1./RC*1000;

n=2;

while n<61 && IRC(n,1)<=0.17
    n=n+1;
end

if n==61
    if IRC(n,1)<0.17
        ESRC(1:61,1)=0.1+i;
    end
end

ESRCM=max(ESRC(2:n,1));
n;

if isreal(ESRCM) && IRC(n,1)>=0.17

```

```

if n>=40
ESRCM=max(abs(ESRC(2:n,1)));
EMEDIOM=mean(abs(ESRC(2:n,1)));
    if EMEDIOA>=EMEDIOM
        ESRCA=ESRCM
        R2A=R2
        R3A=R3
        R4A=R4
        R7A=R7
        BETAA=BETAG
        EMEDIOA=EMEDIOM
        IRCA=max(IRC(2:n,1))
    end
end
end

end
end
end
end
end
end
R2A
R3A
R4A
R7A
BETAA
ESRCA
EMEDIOA
IRCA

```

Programa em MATLAB para o mecanismo da alavanca simples sem correção

```

EE=1508
Vd=970
R1=485
ESRCA=0.1;
EMEDIOA=1;
iter=0;

for R2=0:1:200

for R3=100:1:300

for R4=350:1:650

for R7=20:1:250

BETAG=0;
    iter=iter+1

ESRCM=0.1+i;
BETA= BETAG*(pi/180);

DT7=0:1:60;
DT7=DT7';

```

```

T7G=-90+BETAG/2;
T7G=T7G-DT7;
T7=T7G*(pi/180);

RB=(R1^2+R2^2)^(1/2);
TB=atan(R2/(-R1));
RA=(RB^2+R7^2-2*RB*R7.*cos(T7-TB)).^(1/2);
TA=TB+atan((-R7*sin(T7-TB))./(RB-R7*cos(T7-TB)));
T3=TA-acos((R4^2-RA.^2-R3^2)./(2.*RA*R3));
DT3=T3-T3(1,1);

TB1=atan(R2/R1)-pi;
RA1=(RB^2+R7^2-2*RB*R7.*cos(T7-BETA-TB1)).^(1/2);
TA1=TB1+atan((-R7*sin(T7-BETA-TB1))./(RB-R7*cos(T7-BETA-TB1)));
T31=TA1+acos((R4^2-RA1.^2-R3^2)./(2.*RA1*R3));
DT31=T31-T31(1,1);

Erro=-EE.*(1./tan(DT31)-1./tan(DT3))-Vd;

RC=(EE./tan(DT31)).^2+EE^2).^(1/2);

ESRC=Erro./RC;

IRC=1./RC*1000;

n=2;

while n<61 && IRC(n,1)<=0.17
    n=n+1;
end

if n==61
    if IRC(n,1)<0.17
        ESRC(1:61,1)=0.1+i;
    end
end

ESRCM=max(ESRC(2:n,1));
n;

if isreal(ESRCM) && IRC(n,1)>=0.17
    if n>=40
        ESRCM=max(abs(ESRC(2:n,1)));
        EMEDIOM=mean(abs(ESRC(2:n,1)));
        if EMEDIOA>=EMEDIOM
            ESRCA=ESRCM
            R2A=R2
            R3A=R3
            R4A=R4
            R7A=R7
            BETAA=BETAG
            EMEDIOA=EMEDIOM
            IRCA=max(IRC(2:n,1))
        end
    end
end

end

```

```

end
end
end
R2A
R3A
R4A
R7A
BETAA
ESRCA
EMEDIOA
IRCA

```

Programa em MATLAB para o mecanismo trapezoidal sem correção

```

EE=1508
Vd=970
R1=Vd
ESRCA=1;
EMEDIOA=1;
iter=0;

for R2=75:1:250

for D=-1000:1:1000

iter=iter+1

    T4I=atan(2*(EE+D)/R1);
    T2I=-T4I;
    R3=R1-(2*R2*cos(T4I));

ESRCM=0.1+i;

DT2G=0:1:60;
DT2G=DT2G';
T2G=T2I/(pi/180);
T2G=T2G-DT2G;
T2=T2G*(pi/180);
DT2=T2-T2(1,1);

RA=(R1^2+R2^2-2*R1*R2*cos(T2)).^(1/2);
TA=atan(-R2.*sin(T2)./(-R2.*cos(T2)+R1));
T4=TA+acos((R3^2-RA.^2-R2^2)./(-2.*RA*R2));
DT4=T4-T4(1,1);

Erro=-EE.*(1./tan(DT2)-1./tan(DT4))-Vd;

RC=((EE./tan(DT2)).^2+EE^2).^(1/2);

ESRC=Erro./RC;

IRC=1./RC*1000;

n=2;

XX

```

```

while n<61 && IRC(n,1)<=0.17
    n=n+1;
end

if n==61
    if IRC(n,1)<0.17
        ESRC(1:61,1)=0.1+i;
    end
end

ESRCM=max(ESRC(2:n,1));
n;

if isreal(ESRCM) && IRC(n,1)>=0.17
if n>=15
ESRCM=max(abs(ESRC(2:n,1)));
EMEDIOM=mean(abs(ESRC(2:n,1)));
    if EMEDIOA>=EMEDIOM
        ESRCM=ESRCM
        R2A=R2
        R3A=R3
        DA=D
        T2A=T2(1,1)
        T4A=T4(1,1)
        EMEDIOA=EMEDIOM
        IRCA=max(IRC(2:n,1))
    end
end
end

end
end

R2A
R3A
DA
T2A
T4A
ESRCM
EMEDIOA
IRCA

```

Programa em MATLAB para o mecanismo pinhão e cremalheira com correção

```
EE=1508;
Vd=970;
R5=485;
ESRCA=1;
EMEDIOA=1;
iter=0;

for R=200:1:400

for R2=100:1:400

for R3=100:1:300

for R4=-200:1:200

iter=iter+1

ESRCM=0.1+i;

DT=0:1:60;
DT=DT';

R1=R/2-(DT.*2);
R11=R-R1;

p=1;

while p<61 && R11(p,1)>=0
    p=p+1;
end

RA=((R5-R1).^2+R4^2).^(1/2);
TA=atan(R4./(R5-R1));
T3=TA+acos((R2^2-RA.^2-R3^2)./(-2*RA*R3));
DT3=T3-T3(1,1);

RB=((R5-R11).^2+R4^2).^(1/2);
TB=atan(-R4./(R5-R11))+pi;
T31=TB-acos((R2^2-RB.^2-R3^2)./(-2*RB*R3));
DT31=T31-T31(1,1);

Erro=-EE.*(1./tan(DT31)-1./tan(DT3))-Vd;

RC=((EE./tan(DT31)).^2+EE^2).^(1/2);

ESRC=Erro./RC;

IRC=1./RC*1000;

n=2;

while n<61 && IRC(n,1)<=0.17
```

```

        n=n+1;
end

if n==61
    if IRC(n,1)<0.17
        ESRC(1:61,1)=0.1+i;
    end
end

n;

ESRCM=max(ESRC(2:n,1));

if isreal(ESRCM) && IRC(n,1)>=0.17
if IRC(p,1)>=0.17
if n>=40
ESRCM=max(abs(ESRC(2:n,1)));
EMEDIOM=mean(abs(ESRC(2:n,1)));
    if ESRCA>=ESRCM
        if EMEDIOA>=EMEDIOM
            ESRCA=ESRCM;
            R2A=R2
            R3A=R3
            R4A=R4
            RFA=R
            EMEDIOA=EMEDIOM
            IRCA=max(IRC(2:n,1))
        end
    end
end
end
end

end
end
end
end

RFA
R2A
R3A
R4A
ESRCA
EMEDIOA
IRCA

```

Programa em MATLAB para o mecanismo do triângulo com correção

```

EE=1508
Vd=970
R1=485
ESRCA=0.1;
EMEDIOA=1;

```

```

iter=0;

for R2=-200:1:200

for R3=100:1:300

%for R4=350:1:650

for R7=20:1:150

for BETAG=-90:1:90
iter=iter+1

ESRCM=0.1+i;
BETA= BETAG*(pi/180);

DT7=0:1:60;
DT7=DT7';
T7G=-90+BETAG/2;
T7G=T7G-DT7;
T7=T7G*(pi/180);

RB=(R1^2+R2^2)^(1/2);
TB=atan(R2/(-R1));
RA=(RB^2+R7^2-2*RB*R7.*cos(T7-TB)).^(1/2);
TA=TB+atan((-R7*sin(T7-TB))./(RB-R7*cos(T7-TB)));
T3=TA-acos((R4^2-RA.^2-R3^2)./(2.*RA*R3));
DT3=T3-T3(1,1);

TB1=atan(R2/R1)-pi;
RA1=(RB^2+R7^2-2*RB*R7.*cos(T7-BETA-TB1)).^(1/2);
TA1=TB1+atan((-R7*sin(T7-BETA-TB1))./(RB-R7*cos(T7-BETA-TB1)));
T31=TA1+acos((R4^2-RA1.^2-R3^2)./(2.*RA1*R3));
DT31=T31-T31(1,1);

Erro=-EE.*(1./tan(DT31)-1./tan(DT3))-Vd;

RC=((EE./tan(DT31)).^2+EE^2).^(1/2);

ESRC=Erro./RC;

IRC=1./RC*1000;

n=2;

while n<61 && IRC(n,1)<=0.17
n=n+1;
end

if n==61
if IRC(n,1)<0.17
ESRC(1:61,1)=0.1+i;
end
end

ESRCM=max(ESRC(2:n,1));
n;

```

```

if isreal(ESRCM) && IRC(n,1)>=0.17
if n>=40
ESRCM=max(abs(ESRC(2:n,1)));
EMEDIOM=mean(abs(ESRC(2:n,1)));
    if EMEDIOA>=EMEDIOM
        if ESRCA>=ESRCM
            ESRCA=ESRCM
            R2A=R2
            R3A=R3
            R4A=R4
            R7A=R7
            BETAA=BETAG
            EMEDIOA=EMEDIOM
            IRCA=max(IRC(2:n,1))
        end
    end
end
end
end

end
end
end
end
end
R2A
R3A
R4A
R7A
BETAA
ESRCA
EMEDIOA
IRCA

```

Programa em MATLAB para o mecanismo da alavanca simples com correção

```

EE=1508
Vd=970
R1=485
ESRCA=0.1;
EMEDIOA=1;
iter=0;

for R2=0:1:200

for R3=100:1:300

for R4=350:1:650

for R7=20:1:250

BETAG=0;
    iter=iter+1

ESRCM=0.1+i;
BETA= BETAG*(pi/180);

```

```

DT7=0:1:60;
DT7=DT7';
T7G=-90+BETAG/2;
T7G=T7G-DT7;
T7=T7G*(pi/180);

RB=(R1^2+R2^2)^(1/2);
TB=atan(R2/(-R1));
RA=(RB^2+R7^2-2*RB*R7.*cos(T7-TB)).^(1/2);
TA=TB+atan((-R7*sin(T7-TB))./(RB-R7*cos(T7-TB)));
T3=TA-acos((R4^2-RA.^2-R3^2)./(2.*RA*R3));
DT3=T3-T3(1,1);

TB1=atan(R2/R1)-pi;
RA1=(RB^2+R7^2-2*RB*R7.*cos(T7-BETA-TB1)).^(1/2);
TA1=TB1+atan((-R7*sin(T7-BETA-TB1))./(RB-R7*cos(T7-BETA-TB1)));
T31=TA1+acos((R4^2-RA1.^2-R3^2)./(2.*RA1*R3));
DT31=T31-T31(1,1);

Erro=-EE.*(1./tan(DT31)-1./tan(DT3))-Vd;

RC=((EE./tan(DT31)).^2+EE^2).^(1/2);

ESRC=Erro./RC;

IRC=1./RC*1000;

n=2;

while n<61 && IRC(n,1)<=0.17
    n=n+1;
end

if n==61
    if IRC(n,1)<0.17
        ESRC(1:61,1)=0.1+i;
    end
end

ESRCM=max(ESRC(2:n,1));
n;

if isreal(ESRCM) && IRC(n,1)>=0.17
    if n>=40
        ESRCM=max(abs(ESRC(2:n,1)));
        EMEDIOM=mean(abs(ESRC(2:n,1)));
        if ESRCA>=ESRCM
            if EMEDIOA>=EMEDIOM
                ESRCA=ESRCM
                R2A=R2
                R3A=R3
                R4A=R4
                R7A=R7
                BETAA=BETAG
                EMEDIOA=EMEDIOM
                IRCA=max(IRC(2:n,1))
            end
        end
    end
end

```

```
end
end
```

```
end
end
end
end
R2A
R3A
R4A
R7A
BETAA
ESRCA
EMEDIOA
IRCA
```

Programa em MATLAB para o mecanismo trapezoidal com correção

```
EE=1508
Vd=970
R1=Vd
ESRCA=1;
EMEDIOA=1;
iter=0;

for R2=75:1:250

for D=-1000:1:1000

iter=iter+1

    T4I=atan(2*(EE+D)/R1);
    T2I=-T4I;
    R3=R1-(2*R2*cos(T4I));

ESRCM=0.1+i;

DT2G=0:1:60;
DT2G=DT2G';
T2G=T2I/(pi/180);
T2G=T2G-DT2G;
T2=T2G*(pi/180);
DT2=T2-T2(1,1);

RA=(R1^2+R2^2-2*R1*R2.*cos(T2)).^(1/2);
TA=atan(-R2.*sin(T2)./(-R2.*cos(T2)+R1));
T4=TA+acos((R3^2-RA.^2-R2^2)./(-2.*RA*R2));
DT4=T4-T4(1,1);

Erro=-EE.*(1./tan(DT2)-1./tan(DT4))-Vd;

RC=(EE./tan(DT2)).^2+EE^2).^(1/2);
```

```

ESRC=Erro./RC;

IRC=1./RC*1000;

n=2;

while n<61 && IRC(n,1)<=0.17
    n=n+1;
end

if n==61
    if IRC(n,1)<0.17
        ESRC(1:61,1)=0.1+i;
    end
end

ESRCM=max(ESRC(2:n,1));
n;

if isreal(ESRCM) && IRC(n,1)>=0.17
if n>=15
ESRCM=max(abs(ESRC(2:n,1)));
EMEDIOM=mean(abs(ESRC(2:n,1)));
    if ESRCM>=ESRCM
        if EMEDIOM>=EMEDIOM
            ESRCM=ESRCM
            R2A=R2
            R3A=R3
            DA=D
            T2A=T2(1,1)
            T4A=T4(1,1)
            EMEDIOM=EMEDIOM
            IRCA=max(IRC(2:n,1))
        end
    end
end
end
end

end
end

R2A
R3A
DA
T2A
T4A
ESRCM
EMEDIOM
IRCA

```