



# PROJECTO DE CONCEÇÃO DE UMA VIATURA AUTOMÓVEL PARA FINS DIDÁTICOS ? DESEMPENHO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO

JOÃO CARLOS TORCATO ARAÚJO

outubro de 2019

# PROJETO DE CONCEÇÃO DE UMA VIATURA AUTOMÓVEL PARA FINS DIDÁTICOS – DESEMPENHO DO SISTEMA DE SUSPENSÕES E DIREÇÃO

João Carlos Torcato Araújo

1101318

**2019**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# **PROJETO DE CONCEÇÃO DE UMA VIATURA AUTOMÓVEL PARA FINS DIDÁTICOS – DESEMPENHO DO SISTEMA DE SUSPENSÕES E DIREÇÃO**

João Carlos Torcato Araújo

1101318

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Doutor Fernando José Ferreira, do Instituto Superior de Engenharia do Porto

**2019**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# JÚRI

## **Presidente**

Dr. Arnaldo Manuel Guedes Pinto

Professor Adjunto, Instituto Superior Engenharia do Porto

## **Orientador**

Dr. Fernando José Ferreira

Professor Coordenador, Instituto Superior Engenharia do Porto

## **Arguente**

Dr. José Luís Soares Esteves

Professor Auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



## AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Doutor Fernando José Ferreira, pelos seus vastos conhecimentos científicos que me procurou transmitir de forma paciente ao longo destes anos, pela sua elevada experiência que foram evidentes nos esclarecimentos que lhe foram solicitados, pela sua disponibilidade permanente, pelo incentivo prestado ao longo deste trabalho no qual foi evidente o espírito de confiança, sábios conselhos e sentido crítico, e sua insistência permitiram realizar este trabalho.

À minha família, que ao longo destes últimos anos foram privados por diversas vezes da minha companhia, agradeço pelo apoio, força e amor que me deram durante a minha vida académica.

À minha companheira, pela sua compreensão ao longo destes anos em que sempre estive presente e a incentivar a realização deste projecto.

A todos os amigos que fiz no Ensino Superior, particularizando o grupo “André Coutinho, Sr. Eduardo Amorim e Emmanuel Petejo”, que foram os meus companheiros desde o início da minha licenciatura.



## PALAVRAS CHAVE

Suspensão, Veículo didático, Comportamento dinâmico, veículo experimental

## RESUMO

O automóvel hoje em dia é o considerado o meio de transporte mais utilizado, sendo que existe uma legião de apaixonados pelos mesmos, que tentam entender de uma forma mais profunda diversos parâmetros que estes possuem.

O autor, devido á sua paixão por automóveis e trabalhos desenvolvidos na área, propôs-se a desenvolver uma viatura didática para estudo comportamental de suspensões automóveis.

Neste trabalho foi projetado um veículo automóvel de dimensões reduzidas, com o intuito de construção do mesmo. O projeto centrou-se na criação de componentes da suspensão ajustáveis não sendo imperativo os cálculos estruturais, contudo foram respeitadas algumas normas construtivas como por exemplo de segurança.

Foi desenvolvido um modelo de suspensão e a respetiva análise do mesmo com a alteração de parâmetros.



## KEYWORDS

Multi link

Link

Toe IN

Bump Steering

**ABSTRACT**

The car is today considered the most used means of transport, and there is a legion of lovers, who try to understand in a deeper way several parameters that they have.

The author, due to his passion for automobiles and works developed in the area, intends to develop a didactic vehicle for behavioral study of automotive suspensions.

In this work a small car was designed with the purpose of building it. The project focused on the creation of adjustable suspension components and structural calculations are not imperative, however some construction standards such as safety standards have been respected.

A suspension model was developed and its analysis with parameter changes.

It is concluded that it is possible to construct the didactic vehicle for behavioral study and perception of the effects caused in the suspension movements



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

---

CIR	Centro instantâneo de rotação
CR	Centro de rolamento
CG	Centro de gravidade
IC	Instant center
4WS	Quatro rodas direccionais

---

### Lista de Unidades

---

kg	Quilograma
N	Newton
m	Metro
mm <sup>2</sup>	Milímetro quadrado
mm	milímetros

---

## Lista de Símbolos

---

$\sigma$	Tensão
$M_f$	Momento flector
$M$	Momento
$W$	Módulo Elasticidade
$F$	Força
$d$	Diâmetro
$M_f$	Momento flector
$\zeta$	Zeta
$\Sigma$	Somatório

---

## GLOSSÁRIO DE TERMOS

---

Software	Programa informático
Roll center	Rolamento carroceria
Anti dive	Anti mergulho da carroceria
Multi link	Múltiplos braços

---



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - RELAÇÃO HOMEM MÁQUINA .....	32
FIGURA 2 – CARRO KARL BENZ – PATENT-MOTORWAGEN DE 1886 [1] .....	33
FIGURA 3 - SUSPENSÃO TRASEIRA FORD T[12] .....	34
FIGURA 4 - DE DION CHASSI[13].....	34
FIGURA 5 - SUSPENSÃO TRASEIRA CAMARO FE3 [14].....	35
FIGURA 6 – GRAUS DE LIBERDADE DE UMA RODA [37] .....	40
FIGURA 7 - BRAÇOS DE SUSPENSÃO DO TIPO A-ARM [15].....	42
FIGURA 8 - BRAÇO DE SUSPENSÃO AUDI A4 [16].....	43
FIGURA 9 - ARTICULAÇÕES E APOIOS .....	43
FIGURA 10 - DIFERENTES TIPOS DE MOLAS.....	44
FIGURA 11 - BARRA ESTABILIZADORA.[3].....	44
FIGURA 12 – MANGA DE EIXO[31] .....	45
FIGURA 13 - EXEMPLO DE AMORTECEDORES AUTOMÓVEIS KYB .....	45
FIGURA 14 – PORMENOR AMORTECEDOR DESMONTADO SHOWA SUZUKI RM 250 DE 2002.....	46
FIGURA 15 – SUSPENSÕES DO TIPO INDEPENDENTES [4] .....	46
FIGURA 16 - SUSPENSÕES INDEPENDENTES [1] .....	47
FIGURA 17 – SUSPENSÕES SEMI-INDEPENDENTES[1] .....	48
FIGURA 18 - SUSPENSÕES DE EIXO RÍGIDO[1].....	49
FIGURA 19 – EIXO TRASEIRO RÍGIDO DE UMA VW CADDY[2] .....	50

FIGURA 20 - SUSPENSÃO DE BRAÇO ARRASTADO COM BARRA WHATT (CHRISLER PT CRUISER 1997)[2]	50
FIGURA 21 - EIXO TRASEIRO (OPEL FRONTERA 1995)[2].....	51
FIGURA 22 SUSPENSÃO MACPHERSON[29] .....	51
FIGURA 23 – SUSPENSÃO MULTILINK MERCEDES BENZ E-KLASSE[26] .....	52
FIGURA 24 - DIREÇÃO DO TIPO CREMALHEIRA [17].....	53
FIGURA 25 – DIREÇÃO DO TIPO SEM FIM COM ESFERAS CIRCULANTES[25] .....	53
FIGURA 26 – EXEMPLOS DE CONVERGENCIA POSITIVA E NEGATIVA [3] .....	54
FIGURA 27 – DIFERENÇAS ENTRE CAMBER [3] .....	55
FIGURA 28 – GEOMETRIA DE ACKERMAN [4].....	56
FIGURA 29 – REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DO TRAPÉZIO DE JEANTAUD [19] .....	56
FIGURA 30 - PARÂMETROS DA DIREÇÃO.....	57
FIGURA 31 – ÂNGULOS DE AVANÇO (CÁSTER).....	59
FIGURA 32 – EXEMPLO AUTO ALINHAMENTO DA DIREÇÃO POR EFEITO DO AVANÇO [22].....	60
FIGURA 33 – COMPORTAMENTO DIRECIONAL DE UM VEÍCULO[6].....	61
FIGURA 34 – TIRANTE DE DIREÇÃO PARALELO AO TRIÂNGULO SUPERIOR .....	63
FIGURA 35 – VISTA SUPERIOR SUSPENSÃO CARRO TIPO FORMULA [23] .....	63
FIGURA 36 – VISTA FRONTAL CARRO TIPO FORMULA [23].....	64
FIGURA 37 – LOCALIZAÇÃO DO PONTO DE CONEXÃO PIVÔ DE DIREÇÃO[10] .....	65
FIGURA 38 – DETERMINAÇÃO DA POSIÇÃO DA RÓTULA DO TIRANTE DA DIREÇÃO PELO MÉTODO GRÁFICO .....	65
FIGURA 39 – CHASSI VEÍCULO TIPO MONOBLOCO [18].....	66
FIGURA 40 - PROTÓTIPO DE CHASSI TUBULAR DO VEICULO ASPARK OWL[17] .....	68

FIGURA 41 - EXEMPLO DE CHASSI TIPO MONOCOQUE [18] .....	70
FIGURA 42 - MOVIMENTO DE BALANÇO DE UM VEÍCULO COM EIXO RÍGIDO[6] .....	71
FIGURA 43 - CENTRO INSTANTÂNEO DE ROTAÇÃO DE UMA RODA[36] .....	72
FIGURA 44 – INSTANT AXIS [10] .....	73
FIGURA 45 - EFEITO DE CAMBER DE ACORDO COM POSIÇÃO DO IC [10].....	73
FIGURA 46 – DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DE UM EIXO RÍGIDO[6] .....	74
FIGURA 47 -ESQUEMA REPRESENTATIVO DO CENTRO DE ROLAMENTO E RESPECTIVO EIXO DE ROLAMENTO (ROLL AXIS)[8] .....	75
FIGURA 48 – CALCULO DO CENTRO DE ROTAÇÃO EM SUSPENSÃO DO TIPO INDEPENDENTE [10].....	76
FIGURA 49 –CENTRO DE ROLAMENTO EM SUSPENSÃO 4 LINK[10].....	77
FIGURA 50 – CENTRO DE ROLAMENTO EM SUSPENSÕES COM BRAÇOS EM A [10] .....	77
FIGURA 51 – CENTRO DE GRAVIDADE VEÍCULO AUTOMÓVEL (CG).....	79
FIGURA 52 - CHASSI TUBULAR (ESQUEMA INICIAL) .....	84
FIGURA 53 – REPRESENTAÇÃO DE CARGA APLICADA EM RODA.....	86
FIGURA 54 – REPRESENTAÇÃO DE CARGA APLICADA EM BRAÇO.....	87
FIGURA 55 – DIAGRAMA ESFORÇOS CORTANTES E MOMENTO FLECTOR.....	88
FIGURA 56 – DATASHEET RÓTULAS FLURO .....	90
FIGURA 57 – BRAÇO DE SUSPENSÃO.....	90
FIGURA 58 – SUPORTE DE INTERLIGAÇÃO BRAÇO SUSPENSÃO-QUADRO.....	91
FIGURA 59 – CONJUNTO SUPORTE DE INTERLIGAÇÃO E TRIÂNGULO SUPERIOR.....	91
FIGURA 60 - SISTEMA DE RÓTULA COM AFINAÇÃO .....	92
FIGURA 61 - VISTA EM CORTE AFINADOR RÓTULA .....	92

FIGURA 62 – SISTEMA DE SUSPENSÃO COMPLETO.....	93
FIGURA 63 – AMORTECEDOR MOTOCICLO YZ250 ANO 2003 .....	94
FIGURA 64 – EXEMPLO AMORTECEDOR 320MM [32] .....	95
FIGURA 65 – SUPORTE AMORTECEDOR ROTULA SUPERIOR.....	96
FIGURA 66 – MONTAGEM FINAL DO AMORTECEDOR .....	96
FIGURA 67 - PORMENOR FIXAÇÃO SUPORTE AMORTECEDOR .....	97
FIGURA 68 – SUSPENSÃO FRONTAL ESQUERDA COMPLETA.....	97
FIGURA 69 – CONFIGURAÇÕES PARA DIFERENTES ÂNGULOS DE CÂSTER .....	98
FIGURA 70 – DIFERENTES CENTROS INSTANTÂNEOS DE ROTAÇÃO.....	99
FIGURA 71 - MANGA DE EIXO.....	100
FIGURA 72 - ROLAMENTO AUTOMÓVEL [35].....	100
FIGURA 73 – FLANGE .....	101
FIGURA 74 – SUPORTE DO DISCO.....	101
FIGURA 75 - DISCO DE TRAVÃO.....	102
FIGURA 76 – BRAÇO DA DIREÇÃO .....	102
FIGURA 77 – DETERMINAÇÃO PONTO CIR E CR DA SUSPENSÃO (VERSÃO 0).....	103
FIGURA 78 – DETERMINAÇÃO PONTO CIR E CR DA SUSPENSÃO (VERSÃO 1).....	104
FIGURA 79 – DETERMINAÇÃO PONTO CIR E CR DA SUSPENSÃO (VERSÃO 2).....	104
FIGURA 80 - DETERMINAÇÃO PONTO CIR E CR DA SUSPENSÃO (VERSÃO 3).....	105
FIGURA 81 – DIFERENCIAL CORTA RELVAS COMPLETO.....	106
FIGURA 82 – DIFERENCIAL COM PORMENOR DA TRAVAGEM .....	106
FIGURA 83 – MANGA DE EIXO .....	107

FIGURA 84 – SUPORTE DE BARRAS EIXO TRASEIRO .....	107
FIGURA 85 – EIXO TRASEIRO COM SISTEMAS DE FIXAÇÃO DE TIRANTES .....	108
FIGURA 86 – ELEMENTOS DE FIXAÇÃO DOS TIRANTES .....	108
FIGURA 87 - TIRANTE DE SUSPENSÃO .....	109
FIGURA 88 – MONTAGEM COMPLETA DO SISTEMA DE FIXAÇÃO DE SUSPENSÃO NO TREM TRASEIRO .....	110
FIGURA 89 - INTRALOGISTIC T1500D[34] .....	111
FIGURA 90 - DIFERENCIAL TRASEIRO INTRALOGISTIC T1500D .....	111
FIGURA 91 - FLANGE E APOIO ROLAMENTOS INTRALOGISTIC T1500D .....	112
FIGURA 92 - CONSTRUÇÃO DO SISTEMA TRASEIRO DE ROLAMENTO .....	113
FIGURA 93 - AMORTECEDORES UNIVERSAIS 370MM [33] .....	114
FIGURA 94 – PORMENOR DE MONTAGEM DO AMORTECEDOR .....	115
FIGURA 95 – SOLUÇÃO FINAL SUSPENSÃO .....	116
FIGURA 96 – DETERMINAÇÃO DO EIXO DE ROLAMENTO DA SUSPENSÃO TRASEIRA .....	117
FIGURA 97 – CARRO SOBREVIRADOR VISTA TRASEIRA .....	118
FIGURA 98 – CARRO SOBREVIRADOR VISTA CIMA .....	118
FIGURA 99 - DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA CR EIXO TRASEIRO NEUTRO (VERSÃO INICIAL) .....	119
FIGURA 100 DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA CR EIXO TRASEIRO SOBREVIRADOR (VERSÃO 1) .....	120
FIGURA 101 – DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA CR EIXO TRASEIRO SOBREVIRADOR (VERSÃO 2) .....	121
FIGURA 102 – CARRO SUBVIRADOR VISTA TRASEIRA .....	122
FIGURA 103 – CARRO SUBVIRADOR VISTA CIMA .....	122
FIGURA 104 - DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA CR EIXO TRASEIRO SUBVIRADOR (VERSÃO INICIAL) .....	123
FIGURA 105 - DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA CR EIXO TRASEIRO SUBVIRADOR (VERSÃO 1) .....	124

FIGURA 106 - DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA CR EIXO TRASEIRO SUBVIRADOR (VERSÃO 2).....	125
FIGURA 107 – GUIADOR E COLUNA DE DIREÇÃO FORD FIESTA .....	126
FIGURA 108 – CAIXA DE DIREÇÃO COMPLETA .....	126
FIGURA 109 – SUSPENSÃO FRONTAL COM SISTEMA DE DIREÇÃO .....	127
FIGURA 110 - SUPORTE MÓVEL DIREÇÃO .....	127
FIGURA 111 – PORMENOR ESPAÇADORES DE DIREÇÃO .....	128
FIGURA 112 – EFEITO BUMP STEERING DIREÇÃO PARALELA (VISTA FRONTAL) .....	130
FIGURA 113 – EFEITO BUMP STEERING DIREÇÃO PARALELA (VISTA SUPERIOR) .....	130
FIGURA 114 - EFEITO BUMP STEERING CAIXA DIREÇÃO ABAIXO (VISTA FRONTAL) .....	131
FIGURA 115 - EFEITO BUMP STEERING CAIXA DIREÇÃO ABAIXO (VISTA SUPERIOR) .....	131
FIGURA 116- EFEITO BUMP STEERING CAIXA DIREÇÃO ABAIXO (VISTA SUPERIOR 2) .....	132
FIGURA 117 - - EFEITO BUMP STEERING CAIXA DIREÇÃO DESLOCADA (VISTA FRONTAL) .....	132
FIGURA 118 - EFEITO BUMP STEERING CAIXA DIREÇÃO DESLOCADA (VISTA SUPERIOR) .....	133

## ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO .....	31
1.1	Objetivo.....	32
1.2	Resenha Histórica.....	33
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	39
2.1	Tipologia das suspensões.....	39
2.2	Funções da suspensão.....	41
2.3	Requisitos da suspensão .....	41
2.4	Principais componentes da suspensão .....	41
2.4.1	Braço de suspensão e tirantes.....	42
2.4.2	Mola de suspensão.....	43
2.4.3	Barra estabilizadora ou anti rolamento.....	44
2.4.4	Manga de eixo ou cubo de roda ou porta cubo .....	45
2.4.5	Amortecedor .....	45
2.5	Tipos de suspensão .....	46
2.5.1	Suspensões Independentes.....	46
2.5.2	Suspensões semi-independentes .....	47
2.5.3	Suspensões eixo rígido ou suspensão dependente.....	48

---

2.5.4	Suspensões Macpherson.....	51
2.5.5	Suspensões Multilink.....	52
2.6	Sistema de Direção.....	52
2.7	Fundamentos geométricos .....	53
2.7.1	Convergência (Toe in) e Divergência (Toe-out).....	53
2.7.2	Camber .....	55
2.7.3	Geometria de Ackerman e trapézio de Jeantaud.....	55
2.7.4	Parâmetros da direção .....	57
2.7.4.1	Ângulo do cavilhão.....	58
2.7.4.2	Raio de arrastamento .....	58
2.7.4.3	Ângulo de avanço.....	58
2.7.4.4	Distância de Avanço ou rasto de Cáster .....	59
2.7.5	Comportamento direcional .....	60
2.8	Relação entre a direção e suspensão.....	61
2.9	Determinação da posição do tirante de direção.....	62
2.10	Chassis.....	66
2.10.1	Quadro tipo Monobloco .....	66
2.10.2	Quadro tipo Longarina.....	67
2.10.3	Quadro tipo Tubular .....	68
2.10.4	Chassi tipo Monocoque .....	69
2.11	Cinemática.....	70

2.12	Movimento de rolamento da carroceria.....	71
2.12.1	Conceito de Rolamento .....	71
2.12.2	Centro instantâneo de rotação (CIR) .....	72
2.12.3	Relação entre Camber e centro instantâneo de rotação .....	73
2.12.4	Centro de rolamento (CR).....	74
2.12.5	Centro de rolamento em suspensões independentes.....	75
2.12.6	Centro de rolamento eixos rígidos (4 link) (Tipologia adotada) .....	76
2.12.7	Transferências de carga Arfagem e Rolagem .....	78
2.13	Centro de gravidade (CG).....	78
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>83</b>
3.1	Tipo de quadro .....	83
3.1.1	Quadro tipo tubular.....	84
3.2	Tipos de suspensão utilizados.....	85
3.2.1	Suspensão frontal.....	85
3.2.1.1	Triângulos de suspensão.....	85
3.2.1.2	Amortecedor.....	93
3.2.1.3	Manga de eixo e seus componentes.....	99
3.2.1.4	Ajustes de suspensão.....	103
3.2.2	Suspensão traseira .....	105
3.2.2.1	Componentes da suspensão traseira.....	106
3.2.2.1.1	Eixo traseiro .....	107

3.2.2.1.2	Suportes de fixação dos tirantes ao quadro .....	108
3.2.2.1.3	Tirantes de suspensão.....	109
3.2.2.1.4	Sistema de rolamento acoplado ao diferencial.....	110
3.2.2.1.5	Amortecedor e suas ligações .....	113
3.2.2.1.6	Suporte superior do amortecedor .....	114
3.2.2.1.7	Solução final suspensão traseira .....	115
3.2.2.2	Ajustes suspensão traseira .....	116
3.2.2.2.1	Alteração do CR do eixo traseiro.....	116
3.2.2.2.2	Configuração carro Sobrevirador .....	117
3.2.2.2.3	Configuração Carro Subvirador .....	121
3.3	Direção .....	125
3.4	Relação entre suspensão e direção.....	129
3.4.1	– Efeito <i>Bump steering</i> .....	129
3.4.1.1	– Direção paralela aos braços de suspensão .....	129
3.4.1.2	Direção abaixo da posição ideal.....	130
3.4.1.3	Direção deslocada (10 mm para a esquerda) .....	132
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS .....	137
4.1	CONCLUSÕES.....	137
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS.....	138
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	141
5.1	Fontes Web .....	141

---

5.2	Outras Fontes.....	142
6	ANEXOS .....	145
6.1	Datasheet casquilhos auto lubrificantes Iglidur.....	145
6.2	Desenhos de construção .....	147



# INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

1.2 Resenha Histórica



## 1 INTRODUÇÃO

A realização deste projeto surgiu da necessidade de o ISEP dispor de um sistema didático de apoio às aulas para o estudo e demonstração do funcionamento dos diferentes parâmetros de direção e suspensão, e de que forma estes afetam o comportamento de um veículo.

Existe também por parte do autor uma motivação pessoal para aprofundar o conhecimento e compreensão da influência dos parâmetros de suspensão e direção aplicados ao desporto automóvel, tendo em conta que o mesmo ajudou no projeto de construção de automóveis para perícias.

No mundo da competição o automóvel é uma máquina que necessita da perícia do seu condutor, isto é, não é suficiente ser o automóvel mais avançado e melhor preparado é necessário ter um bom condutor com elevadas aptidões de condução.

O condutor possui a capacidade/inteligência de “guiar” o veículo e levá-lo até aos limites. Na Figura 1 é mostrada a relação possível homem máquina sugerida pelo autor[1].

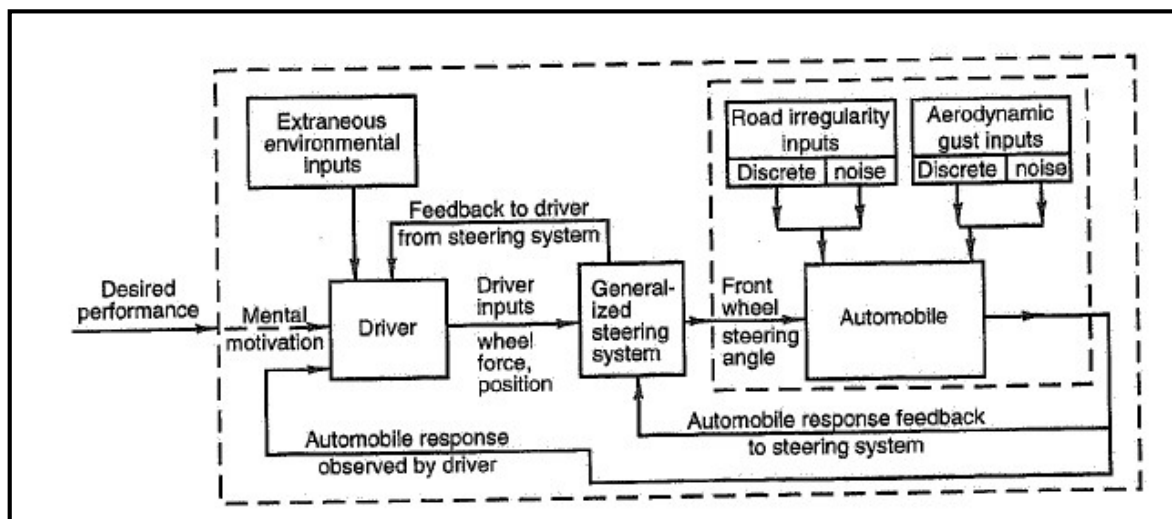


Figura 1 - Relação homem máquina

Nesta relação é apresentado os diversos fatores internos/externos que influenciam o desempenho do conjunto homem máquina. Todos os fatores contribuem para o desempenho tais como a simples motivação do condutor até ao tipo de piso em que o automóvel estará a ser conduzido.

### 1.1 Objetivo

Este trabalho tem como objetivo principal a conceção e projeto de um veículo automóvel de dimensões reduzidas, para dois ocupantes, que desempenhe funções didáticas para o ensino de sistemas de direção e suspensões de um veículo.

Pretende-se com este trabalho a criação de um veículo funcional, que circule em condições reais, ou seja, que possa ser conduzido de modo que o condutor seja capaz de avaliar os distintos comportamentos da viatura resultantes dos diferentes parâmetros de direção e suspensão. O veículo a projetar deve possuir os principais parâmetros de suspensão e direção reconfiguráveis ou ajustáveis de forma a poder apresentar diferentes comportamentos/reações durante a circulação e que possam ser sentidos pelo condutor.

Tendo em conta que se trata de um projeto didático com a finalidade de construir o mesmo vão ser utilizados diversos componentes em que a sua escolha se deve ao facto de os possuir em stock ou serem de aquisição fácil.

## 1.2 Resenha Histórica

Um automóvel, na sua conceção tem de possuir um sistema que permita a interligação entre o quadro (chassi) e as rodas, de forma a absorver as cargas dinâmicas geradas pelas irregularidades do solo e pelas forças de inércia resultantes da normal circulação. Este sistema, normalmente designado como sistema de suspensão, é um mecanismo que faz a ligação do quadro (chassi) e as rodas.

A história do automóvel inicia-se com a aparição do motor de combustão interna e a aplicação deste aos veículos até então puxadas pela força animal. Os primeiros veículos automóveis assemelham-se mais a charretes e coches do que aos veículos atuais.

A aplicação de motores de combustão interna, a veículos já existentes (charretes), provocou uma perceção de que os sistemas de suspensão e direção existentes não eram adequados para as velocidades agora atingidas. Houve a necessidade de evoluir estes sistemas. O sistema de direção estava diretamente ligada á tração animal e passou a ter um sistema mecânico por alavanca ou guiador ligado ás rodas, conforme se pode verificar na Figura 2 abaixo, sendo este considerado o 1º automóvel[2].



Figura 2 – Carro Karl Benz – Patent-Motorwagen de 1886 [1]

O sistema de suspensão, foi igualmente evoluindo para um sistema de eixo rígido ligado ao quadro por molas de aço em feixe de lâminas posicionadas transversalmente ao quadro sobre o eixo e estabilizado por barras articuladas conforme visível na Figura 3.



Figura 3 - Suspensão traseira Ford T[12]

Na década de 20 o sistema de suspensão de eixo rígido fixado em duas molas em feixe de lâminas posicionado longitudinalmente é largamente adotado pela maioria dos fabricantes.

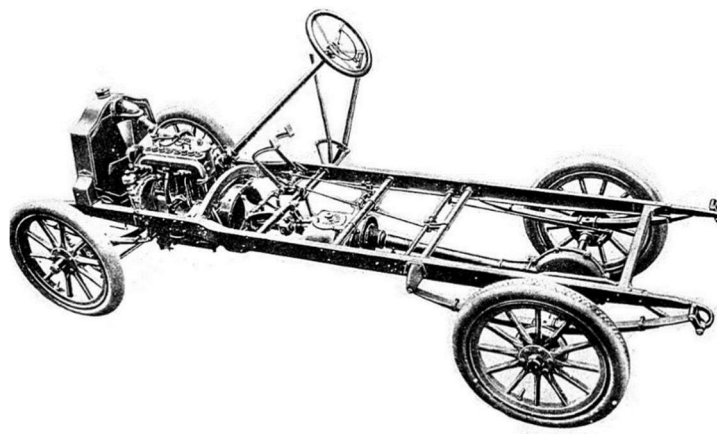


Figura 4 - De Dion Chassi[13]

Este sistema de suspensão por eixo rígido conforme Figura 4 na década de 70 foi evoluído para uma fixação por barras biarticuladas e as molas em feixe foram substituídas por molas helicoidais.

A partir desta década os sistemas de suspensão de eixo rígido foram progressivamente substituídos por sistemas de suspensão independente. Esta evolução foi largamente utilizada sobretudo por construtores europeus. Atualmente veículos de elevada performance possuem suspensões independentes às quatro rodas conforme se pode verificar na Figura 5.



Figura 5 - Suspensão traseira Camaro FE3 [14]



# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 Tipologia das suspensões
- 2.2 Funções da suspensão
- 2.3 Requisitos da suspensão
- 2.4 Principais componentes da suspensão
- 2.5 Tipos de suspensão
- 2.6 Sistema de Direção
- 2.7 Fundamentos geométricos
- 2.8 Relação entre a direção e suspensão
- 2.9 Determinação da posição do tirante de direção
- 2.10 Chassis
- 2.11 Cinemática
- 2.12 Movimento de rolamento da carroceria
- 2.13 Centro de gravidade (CG)



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Tipologia das suspensões

Na conceção de um veículo, um fator importante é a sua suspensão e seus componentes constituintes sendo que esta é responsável pela resposta às diferentes solicitações que o veículo vai sofrer durante a circulação normal.

Para absorver as irregularidades do terreno, a roda deve de possuir um movimento vertical livre, isto é independente da carroceria, todos os outros movimentos devem de estar impedidos através de ligações ao quadro. é por estes elementos de ligação que se transferem os esforços da roda á carroceria.

Numa suspensão de eixo rígido, a roda direita e esquerda do mesmo eixo estão ligadas entre si por intermédio de um elemento que pode ser considerada uma viga rígida, daí o nome eixo rígido. Este eixo pode estar ligado ao quadro de diferentes formas mas será sempre uma suspensão não independente, ou seja é considerado no seu total um bloco onde o movimento da roda direita afeta á esquerda e vice versa.

Numa suspensão do tipo independente cada roda está ligada á carroceria por intermédio de elementos (barras tirantes, ponteiras), permitindo o movimento de suspensão e impedindo os restantes.

Na maioria dos veículos automóveis o eixo dianteiro é eixo direcional. São raros os veículos que possuem eixo traseiro direcional, é o caso dos empilhadores e veículos de carga que operam a muito baixa velocidade. Existem ainda veículos com sistema de direção ás quatro rodas 4WS (4 rodas direcionais ou 4 wheel steering)

O principal objetivo do sistema de suspensão é reduzir/minimizar os movimentos verticais da carroceria no trabalho da suspensão quando se passa por uma lomba ou uma

depressão no piso. Com um desenho adequado das suspensões também é possível reduzir o movimento de rolamento da carroceria em curva, e o movimento de mergulho da frente na travagem e o afundamento da traseira na aceleração (arfagem e rolagem) conforme vai ser referido no subcapítulo 2.12.7.

Qualquer corpo em movimento possui 6 graus de liberdade (3 de rotação e 3 de translação). Uma das funções da suspensão é a interligação da roda á carroceria impedindo ou restringindo estes graus de liberdade. Na ligação da roda á carroceria deve de estar impedido os movimentos de translação lateral e longitudinal, e a rotação no eixo transversal e longitudinal, como se pode observar na Figura 6

Em suma possuímos 4 graus de liberdade impedidos e 2 condicionados para o caso de rodas não direcionais, para as rodas não direcionais são 3 graus condicionados. Na Figura 6 é apresentado o esquema dos graus de liberdade de uma roda frontal direcional[37].

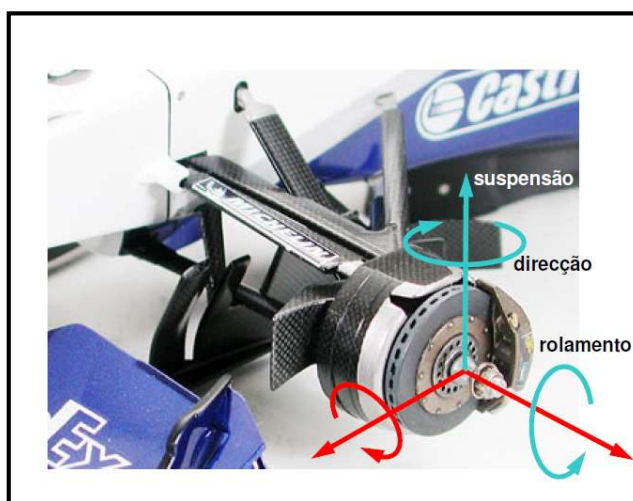


Figura 6 – Graus de liberdade de uma roda [37]

No exemplo anterior, as direcções indicadas a vermelho devem ter os movimentos impedidos, as direcções indicadas a azul podem ter movimento, mas condicionados. Estes condicionamentos podem ser limites do curso da suspensão, o sistema de direcção e a rotação da roda podendo a mesma ser permitida ou impedia por aplicação dos travões. A restrição de 3 ou 4 graus de liberdade (ou movimentos relativos) é realizada de forma diferentes por diferentes tipos de geometria de suspensão.

## 2.2 Funções da suspensão

Os sistemas de suspensão em veículos automóveis possuem várias funções, entre elas podemos citar como principais as seguintes:

- Proporcionar conforto aos passageiros, minimizando os impactos sofridos por estes
- Permitir um movimento vertical às rodas de tal modo que possam superar os desníveis/irregularidades do piso;
- Promover a estabilidade dinâmica do veículo;
- Manter as rodas sempre em contacto com o solo;

## 2.3 Requisitos da suspensão

No sentido de cumprir cabalmente os objetivos referidos, uma suspensão deverá respeitar os seguintes requisitos

- Deverá de possuir um baixo peso, e promover uma reduzida massa não suspensa;
- Possuir a menor deflexão possível nas direções restritas (nos graus de liberdade restritos);
- Terá de possuir baixa manutenção e custo operacional

## 2.4 Principais componentes da suspensão

Existem diferentes tipos de suspensão, com diferentes desenhos e componentes dependendo do tipo de suspensão e sua utilização/aplicação no veículo. Em veículos de baixa gama são normalmente aplicadas suspensões de construção simples e baixo custo. Em veículos desportivos ou de alta gama, onde o custo não é um entrave, são normalmente aplicadas suspensões que promovem um elevado desempenho dinâmico. Em veículos, todo o terreno ou pesados de mercadorias os fatores mais importantes a consideram são a robustez e capacidade de carga.

Em função do fim a que se destina uma suspensão, projetada para veículos baixa gama, desportivos ou pesados terá diferentes desenhos. Diferentes construtores para o mesmo tipo de veículos podem apresentar diferentes soluções.

Na construção da suspensão tendo em conta o tipo e construtor são utilizados diferentes componentes no seu desenho. Dependendo das opções do construtor podem ser usados diferentes matérias para a mesmo componente, é normal encontrar o mesmo componente em aço ou liga de alumínio.

#### 2.4.1 Braço de suspensão e tirantes

O braço de suspensão Figura 7 , é responsável pelo movimento da roda em linha com o carro, funciona como interligação (nó de movimento livre em determinado grau de liberdade) entre sistema de suspensão e chassis do veículo.

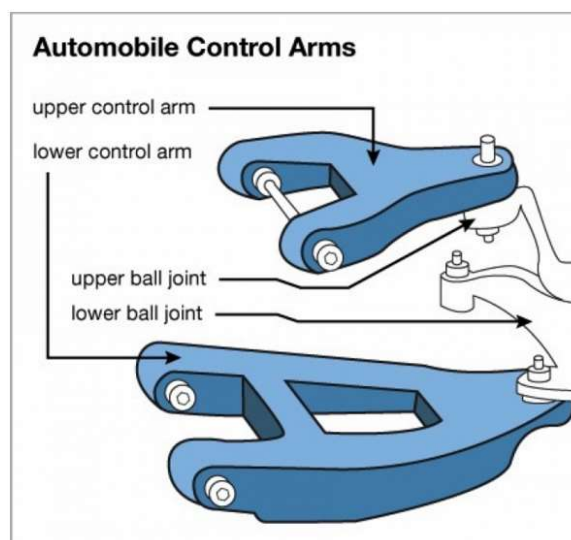


Figura 7 - Braços de suspensão do tipo A-Arm [15]

Na figura anterior está representado um braço com três articulações (A-Arm), contudo noutros sistemas de suspensão (ex. multilink) pode haver a junção de diversos tirantes Figura 8, sendo o conjunto de tirantes com as suas fixações e liberdades a desempenhar a função de braços conforme Figura 7



Figura 8 - braço de suspensão Audi A4 [16]

Um outro componente que faz parte dos braços e tirantes são as articulações e apoios (Figura 9) que são os componentes finais de interligação.



Figura 9 - Articulações e apoios

Na Figura 9 são mostradas imagens de articulações esféricas metálicas, á esquerda e articulações elastoméricas á direita.

#### 2.4.2 Mola de suspensão

A mola de suspensão é o componente elástico que assegura a flexibilidade do conjunto de suspensão. Conforme verificado na Figura 10 existem diferentes tipos de molas de suspensão, molas de aço, molas de elastómero e molas pneumáticas, estas podem variar na sua forma tipo de construção e respetiva aplicação [37]

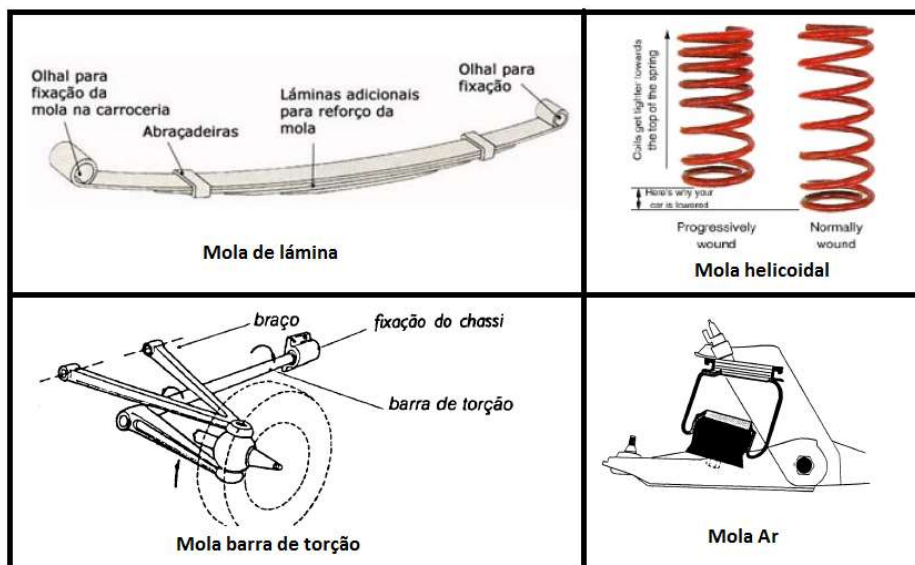


Figura 10 - Diferentes tipos de molas

### 2.4.3 Barra estabilizadora ou anti rolamento

A barra estabilizadora é um elemento elástico com a função de correção do efeito de rolamento da carroceria quando o veículo se encontra em curva. Esta reage contra o rolamento da carroceria, mantendo-a mais nivelada e desta forma a estabilidade do mesmo. Na Figura 11 é visível uma barra estabilizadora onde se apresenta as forças e respetivos deslocamentos.

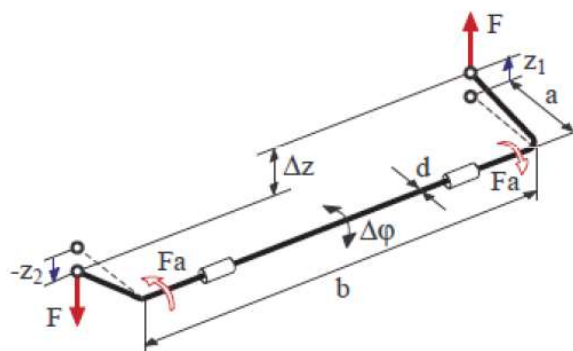


Figura 11 - Barra estabilizadora.[3]

Este componente possui as mesmas características de uma mola do tipo barra de torção sendo que geralmente se monta de modo a ligar os dois braços de suspensão do veículo no mesmo eixo (barra transversal).

#### 2.4.4 Manga de eixo ou cubo de roda ou porta cubo

O cubo da roda Figura 12 é o componente de suporte do disco de travão ou tambor e respetiva roda do veículo. Neste componente fica alojado a falange sendo o componente de interligação entre a roda e o chassi.



Figura 12 – Manga de eixo[31]

#### 2.4.5 Amortecedor

O amortecedor, é um dos principais componentes da suspensão, os primeiros modelos foram criados na década de 30 e continuam a ser desenvolvidos até hoje. Este componente funciona como um travão ao efeito da mola, absorvendo energia, para evitar o movimento oscilatório, se não existisse o veículo ficaria com movimentos verticais repetitivos.[30]



Figura 13 - Exemplo de amortecedores automóveis KYB

O amortecedor dissipa em forma de calor a energia cinética da suspensão. Atualmente os amortecedores mais usados são do tipo hidráulico com a utilização de um fluido próprio. O controlo de movimento é realizado obrigando o óleo a passar por sistemas de válvulas, estas podem ter molas em forma de disco para obter determinadas características e curvas de amortecimento conforme Figura 14 abaixo.



Figura 14 – Pormenor amortecedor desmontado Showa Suzuki RM 250 de 2002

## 2.5 Tipos de suspensão

As suspensões na sua montagem podem ser do tipo independentes Figura 15, isto é cada roda funciona independentemente, semi-independentes ou eixo rígido.

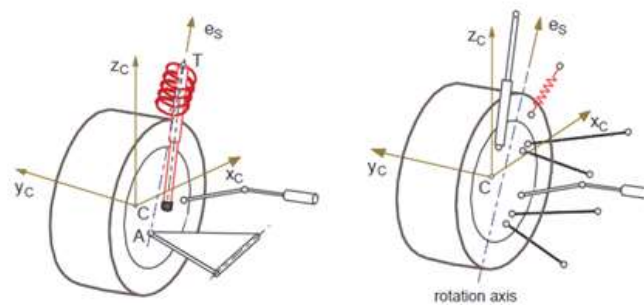


Figura 15 – Suspensões do tipo independentes [4]

### 2.5.1 Suspensões Independentes

Existem diferentes tipos e desenhos de suspensões. Os construtores na busca de melhor desempenho dinâmico, mais robustez, maior fiabilidade e menor custos de fabrico e manutenção foram desenvolvendo ao longo dos tempos diferentes tipos e desenhos de

suspensão por forma a atingir os seus objetivos. Os desenhos de suspensão de maior sucesso são identificados pelos nomes que se seguem:

- McPherson
- Multi-link
- Double Wishbone (triângulos sobrepostos)
- Arrastado e semi arrastado
- Semi eixo Oscilante (Pêndulo)

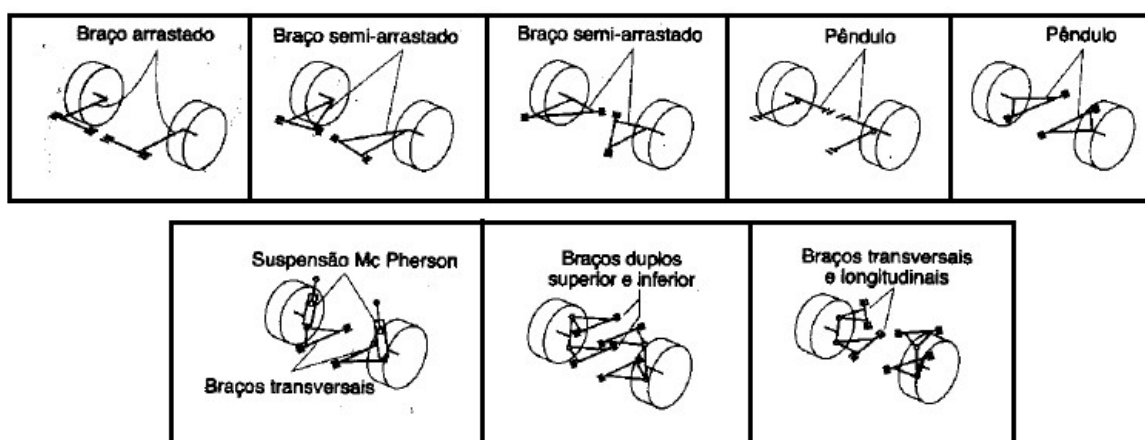


Figura 16 - Suspensões independentes [1]

Uma suspensão independente é aplicada em eixo traseiro e dianteiro quer seja um eixo de tração ou não. Atualmente as suspensões independentes são muito usadas, quer pelos seus baixos custos de produção (braços do tipo arrastado) quer pela liberdade de configurações possível de construir, sendo neste caso o custo mais elevado (Multi-link e triângulos sobrepostos) [1]. As suspensões independentes pressupõem que não exista qualquer tipo ligação mecânica entre duas rodas do mesmo eixo (exceção da barra estabilizadora), sendo um bom princípio para lidar com as irregularidades do piso. A suspensão independente é em geral muito boa transmissão de potência ao solo com mais eficácia.

### 2.5.2 Suspensões semi-independentes

O sistema de suspensão semi-independente é também conhecido por eixo semirrígido. Este possui uma ligação robusta, mas flexível entre roda esquerda e roda direita. Podem

ter diferentes desenhos, mas em geral o resultado final é uma peça única Figura 17. A referência Bosch [1] classifica-as da seguinte forma:

- Barras de torção
- Barra de torção com braços semi-arrastados
- Barra de torção com braços arrastados

A suspensão semi-independente Figura 17 (eixo semirrígido) é aplicada em veículos de tração dianteira. Devido á grande distancia entre pontos de apoio os esforços estruturais são reduzidos. Este sistema caracteriza-se por uma construção de montagem simples com elevada robustez.



Figura 17 – Suspensões semi-independentes[1]

### 2.5.3 Suspensões eixo rígido ou suspensão dependente

Nos inícios da criação de veículos e suas suspensões a suspensão de eixo rígido era a dominante. Uma viga rígida era usada para ligar a roda esquerda á roda direita do mesmo eixo, quer para eixo frontal ou traseiro. As principais diferenças estão na forma de ligar o eixo á carroceria. Os principais sistemas de ligação de um eixo rígido á carroceria, conforme referencia Bosch, são por:

- Feixe de molas
- Braço triangular com braço arrastado
- Paralelo de Watt
- Barra Panhard

Atualmente, nos veículos ligeiros, o sistema de suspensão de eixo rígido é apenas utilizado no eixo traseiro, na Figura 18 são apresentados as principais soluções. Neste

tipo de sistema as rodas esquerda e direita estão interligadas fisicamente e solidamente, isto é, por um único eixo havendo uma interligação entre o movimento esquerdo que afeta o direito e vice-versa, sendo que a distância entre rodas, convergência e camber são sempre constantes em relação á superfície do solo[1].

A suspensão de eixo rígido é caracterizada pela interligação de movimentos que origina a fácil perda de aderência com o solo de um pneu, mas este tipo de suspensão embora com algumas limitações é muito utilizado devido ao seu baixo custo de produção e resistência a elevadas solicitações adversas[26]

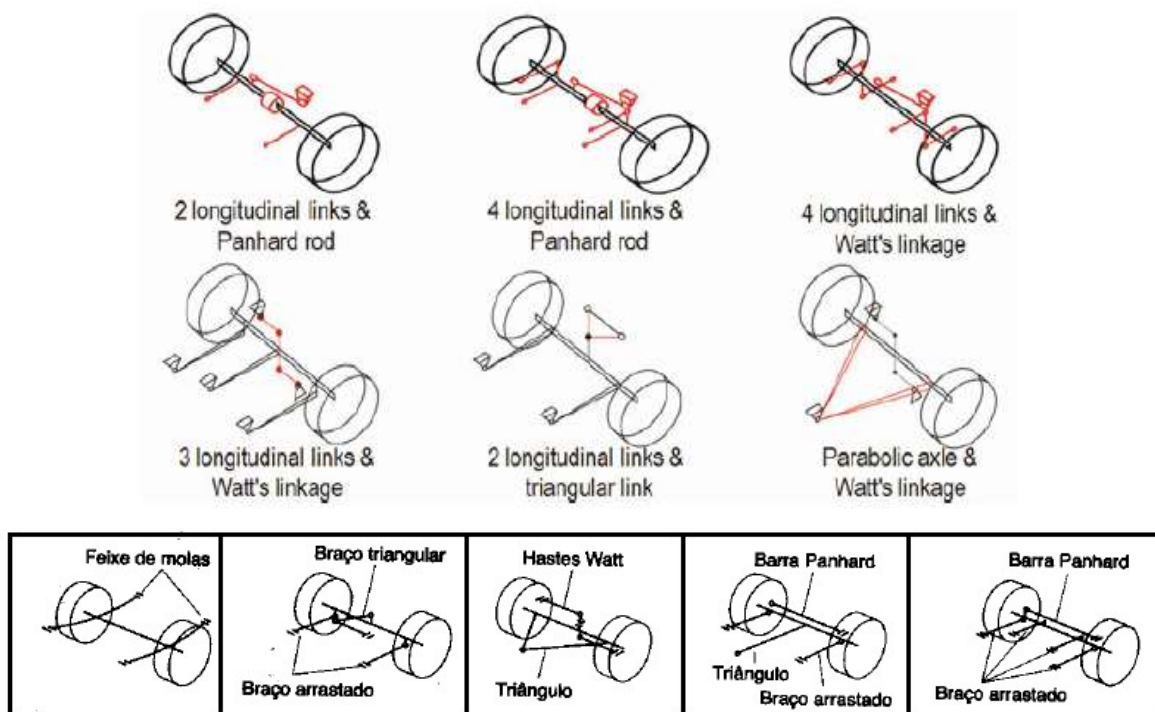


Figura 18 - Suspensões de eixo rígido[1]

Conforme podemos verificar na Figura 19 é apresentado um eixo rígido com feixe de molas de um veículo assim como o seu estado quando limite. Por outro lado de acordo com a figura anterior é possível diversas combinações sendo abaixo apresentados casos reais das mesmas aplicadas em viaturas

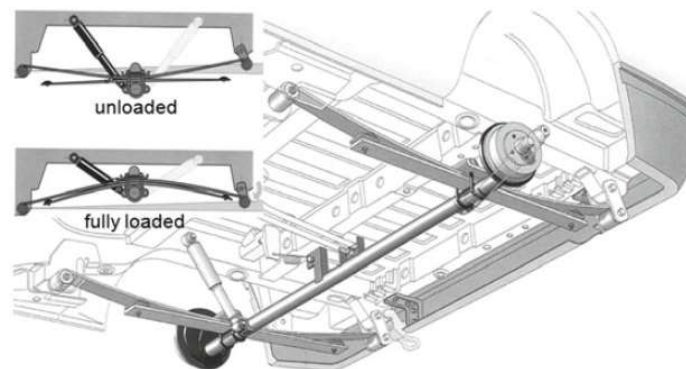


Figura 19 – Eixo traseiro rígido de uma VW Caddy[2]

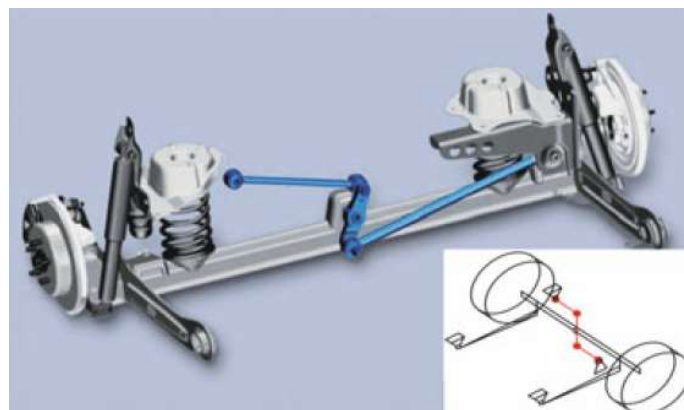


Figura 20 - Suspensão de braço arrastado com barra Whatt (Chrisler PT Cruiser 1997)[2]

Na figura anterior (Figura 20) é possível verificar a utilização de um eixo rígido com braços arrastados utilizando o sistema de barras de Whatt. Por outro lado na Figura 21 também é utilizado o sistema de braços arrastados e um terceiro link ao centro, sendo que neste caso em vez de utilizar barras de Whatt é utilizado o sistema de Barra Panhard

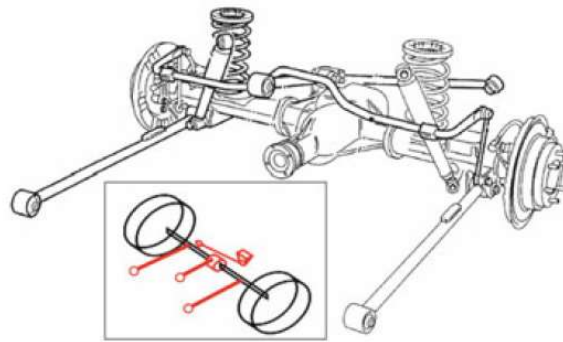


Figura 21 - Eixo Traseiro (Opel Frontera 1995)[2]

Para o caso de estudo em concreto vai ser utilizado um eixo do tipo rígido, este tipo de eixo como principal fator de escolha é o seu baixo custo de produção, e por outro lado neste projeto as principais alterações são na estrutura frontal do veículo.

#### 2.5.4 Suspensões Macpherson

A suspensão do tipo Macpherson (Figura 22) é o desenvolvimento da suspensão de triângulos sobrepostos (Double wishbone) em que o triângulo superior é removido e é colocado o amortecedor a servir de suporte e pivô entre a manga de eixo e a carroceria alojando deste modo a mola e o amortecedor como um só componente.

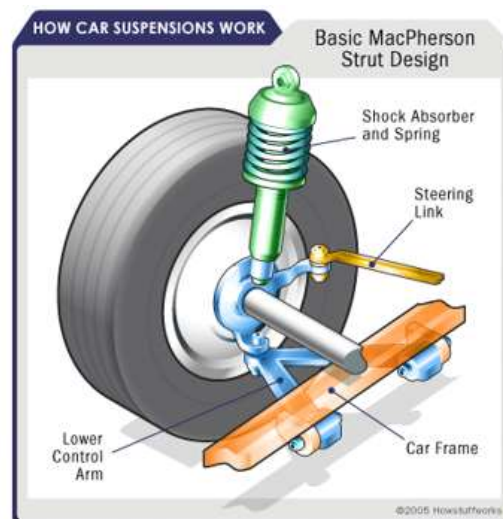


Figura 22 Suspensão Macpherson[29]

Este tipo de suspensão é muito utilizado por ser simples de baixo peso e reduzido custo construtivo. O sistema foi concebido por Earl MacPherson daí o seu nome [5].

### 2.5.5 Suspensões Multilink

A suspensão multi-link apresenta várias ligações entre o chassis e a roda, havendo várias configurações que permitem um correto ajuste das características da suspensão, mas é um sistema complexo e de elevado custo. O elevado número de braços conforme se verifica na Figura 23 permite lidar com o movimento em muitas direções e um maior contacto das rodas com a superfície do solo.

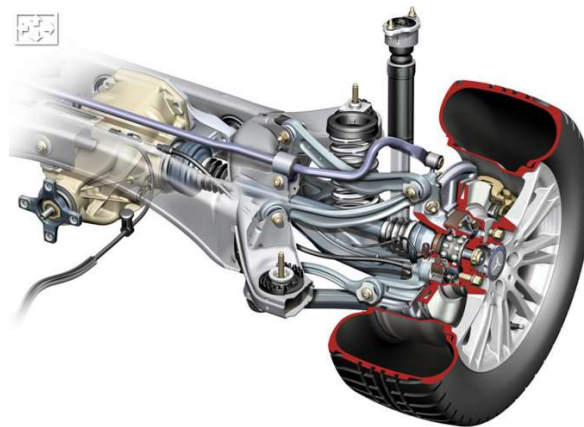


Figura 23 – Suspensão multilink Mercedes Benz E-Klasse[26]

Este tipo de suspensão é muito usado na traseira de carros com tração dianteira de alto desempenho de modo a garantir uma boa estabilidade e em carros de tração traseira com potência elevada para manter a tração[26].

### 2.6 Sistema de Direção

As rodas direcionais do veículo são comandadas pelo condutor através do volante ou guiador. A partir do movimento do guiador existe um complexo sistema mecânico para garantir a direccionalidade das rodas. Este sistema tem de garantir uma orientação rápida e segura do veículo, de modo a executar este movimento existem entre outros dois tipos de direção distintos mais usuais[1]

- ✓ Pinhão e cremalheira (Figura 24)
- ✓ Sem-fim com esferas circulantes (Figura 25)

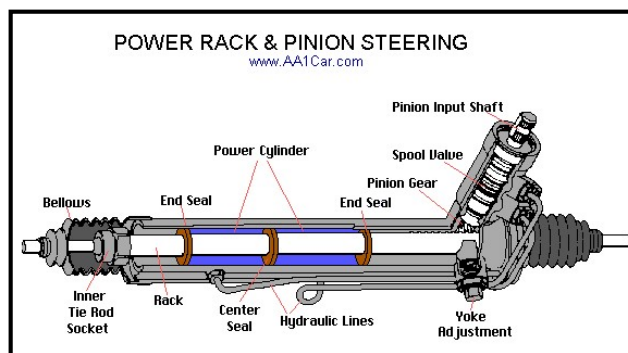


Figura 24 - Direção do tipo cremalheira [17]

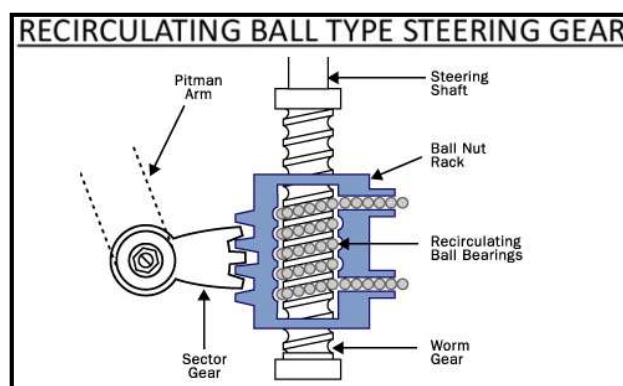


Figura 25 – Direção do tipo sem fim com esferas circulantes[25]

## 2.7 Fundamentos geométricos

Na construção da direção têm de ser respeitados alguns conceitos básicos, para garantir a segurança e estabilidade na condução do veículo.

Nos subcapítulos que se seguem, estes parâmetros são sumariamente apresentados. Não se pretende dar uma explicação exaustiva da sua influência no comportamento da viatura, mas apenas uma breve descrição.

### 2.7.1 Convergência (Toe in) e Divergência (Toe-out)

Quando o veículo circula em linha recta é necessário garantir que não haja arrastamento lateral das rodas, ou seja todas as rodas devem de possuir os seus eixos paralelos e alinhadas no sentido do movimento. Para garantir este alinhamento todos os veículos possuem afinação da posição angular das rodas do eixo da frente e alguns também apresentam para o eixo traseiro. A este alinhamento dá-se o nome de convergência. A

convergência é o ângulo formado entre o plano da roda e o plano longitudinal do veículo, a esta chama-se convergência parcial. A convergência total é a soma das duas.

Na literatura atual é possível encontrar as seguintes definições

- Convergência negativa
- Convergência positiva, que também pode ser denominada de Divergência

A convergência/divergência de um veículo é o ângulo que a roda produz entre o eixo longitudinal do veículo e o plano médio das rodas conforme Figura 26 abaixo, convergência parcial. A convergência/divergência afetam diretamente a estabilidade direcional e o comportamento do veículo aquando de solicitações em curva. Estes ângulos são característica dos dois eixos do veículo (frontal e traseiro) independentemente do tipo de tração que o veículo possui.

Para veículos com tração traseira a convergência no eixo frontal pode ser definida entre os 5' e os 20' (minutos de grau), já nos veículos com tração dianteira este valor é influenciado pela posição da direção (tipo de montagem) estando padronizada até -20'. [1] O excesso de ângulo de convergência pode provocar um desgaste prematuro e não uniforme nos pneus.

Na Figura 26 é apresentada um exemplo de convergência negativa (à esquerda) e de convergência positiva ou divergência (à direita).

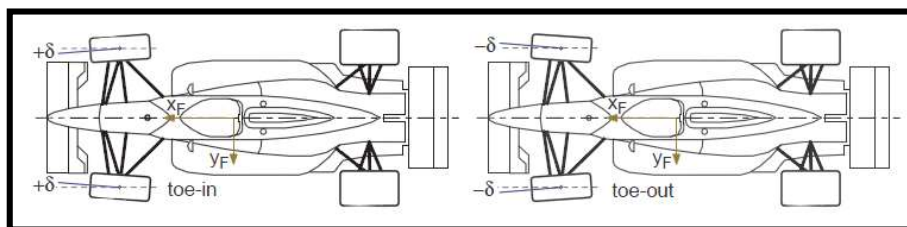


Figura 26 – Exemplos de convergencia positiva e negativa [3]

A convergência e a divergência vão influenciar o comportamento do veículo, isto é, vão destabilizar os eixos de rotação. Em geral a convergência do eixo traseiro deve de ser positiva para promover estabilidade a alta velocidade e em curva [10]

### 2.7.2 Camber

O camber é o ângulo entre o plano médio da roda e a vertical, verificado na vista frontal Figura 27, podendo ser negativo ou positivo.

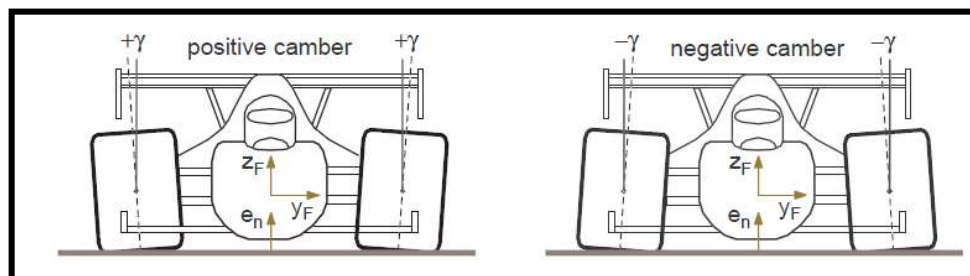


Figura 27 – Diferenças entre camber [3]

O camber positivo caracteriza-se por as rodas estarem mais afastadas em relação ao eixo longitudinal na parte superior do pneu, na situação inversa caracteriza-se por camber negativo. Este ângulo sofre alterações com o movimento de suspensão sendo que idealmente nos limite superior de suspensão o camber tem de ser negativo. Valores muito elevados de camber proporcionam um desgaste assimétrico do pneu.

Para promover um melhor contacto do pneu com o solo muitas suspensões apresentam uma característica que se chama ganho de camber, isto é, no movimento ascendente de suspensão verifica-se o aumento de camber negativo.

Para promover o ganho de camber, numa suspensão de triângulos sobrepostos o triângulo superior da suspensão deverá ser mais curto que o inferior. Também se deve de verificar uma distancia de amarração dos triângulos no quadro inferior á distancia entre eles medida na manga de eixo de forma a promover um centro instantâneo de rotação adequado.

### 2.7.3 Geometria de Ackerman e trapézio de Jeantaud

Para não existir arrastamento de nenhuma das rodas, quando o veículo se encontra em curva, todas devem de partilhar o mesmo centro de volta, conforme a Figura 28. A isto chama-se geometria de Ackerman.

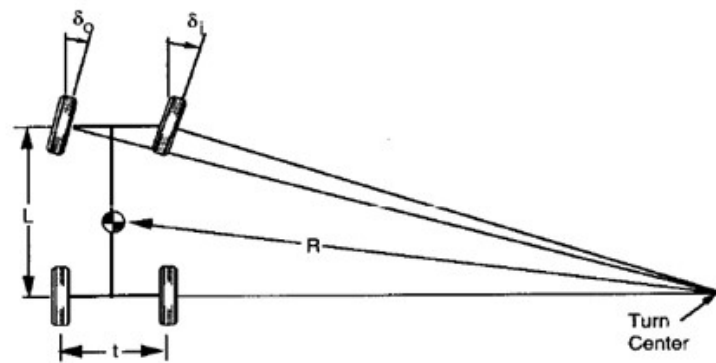


Figura 28 – Geometria de Ackerman [4]

Jeantaud em 1878 [5], apresenta um mecanismo para cumprir o princípio de Ackerman, este consiste numa ligação das rodas direcionais à vara da direção em trapézio conforme representado na Figura 29.

O quadrilátero de Jeantaud respeita a geometria de Ackerman apenas para um ponto de viragem com pequeno raio, fora deste ponto tem uma boa aproximação à geometria de Ackerman.

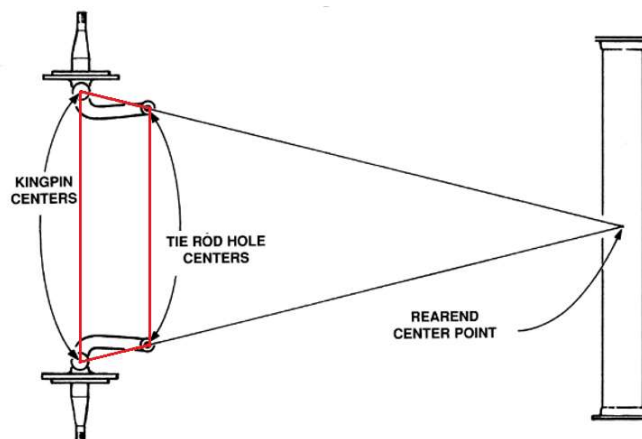


Figura 29 – Representação gráfica do trapézio de Jeantaud [19]

Como se pode reparar na figura anterior a construção do trapézio de Jeantaud está diretamente relacionada com a distância entre eixos. Por outro lado, quanto maior for a distância entre eixos e para o mesmo ângulo de viragem das rodas maior será o raio de curva.

#### 2.7.4 Parâmetros da direção

A direção é caracterizada pela posição do eixo segundo o qual as rodas frontais viram. Esse eixo é chamado de eixo do cavilhão, pino mestre ou ainda na terminologia anglo-saxónica de King Pin. No entanto o posicionamento de um eixo requer quatro parâmetros, os parâmetros utilizados para caracterizar a posição do eixo do cavilhão são:

- Raio de arrastamento (Scrub Radius)
- Distância de avanço (Rasto de cáster)
- Ângulo do cavilhão (King Pin Inclination)
- Ângulo de avanço (Ângulo de cáster)

Na figura abaixo (Figura 30) é possível verificar os quatro parâmetros mencionados

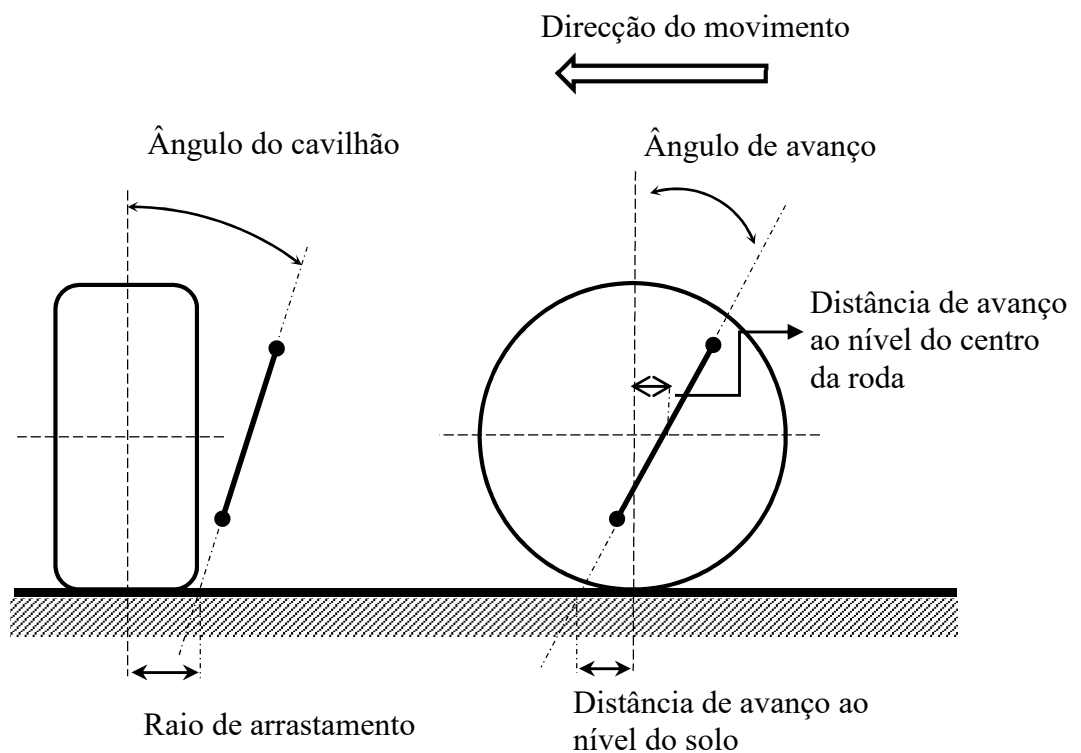


Figura 30 - Parâmetros da direção

#### 2.7.4.1 Ângulo do cavilhão

O ângulo do cavilhão (ou King Pin Inclination - KPI) medido na vista frontal e é o ângulo formado entre o plano vertical e o eixo de viragem da roda. Em alguns veículos este eixo é materializado por um cavilhão que une manga de eixo e eixo, em muitos veículos atuais este eixo de viragem da roda é virtual (não existe fisicamente) e é determinado pela recta que passa que passa pelas duas rótulas esféricas dos elementos da suspensão.

#### 2.7.4.2 Raio de arrastamento

O raio de arrastamento ou na terminologia anglo-saxónica scrub radius é medido no plano frontal e é a distância entre o plano médio da roda e o ponto de interceção do eixo do cavilhão com o solo.

O raio de arrastamento é determinado pelo fabricante e a manga de eixo é projetada e construída para obtenção de um determinado valor. No entanto este valor é influenciado pelo descentramento da jante (Offset da jante), fazendo que diminua diretamente com o aumento do respetivo descentramento.

Este parâmetro (raio de arrastamento) cria um momento em torno do eixo do cavilhão que permite autocentrar a direção por ação do peso da viatura.

Para evitar que a direção puxe o veículo para a esquerda ou direita quando este se encontra a circular numa linha recta, a diferença do ângulo de kingpin entre a roda da direita e esquerda não deve superar uma diferença de 30' (equivale a ½ grau).

Os valores típicos utilizados nos veículos dos grandes construtores de acordo com a referencia [7] são, 11° a 15,5° para o ângulo do cavilhão e -18 mm a 20 mm para o raio de arrastamento.

#### 2.7.4.3 Ângulo de avanço

O ângulo de avanço ou ângulo de *cáster* de um veículo é medido na vista lateral, caracteriza-se por ser o ângulo na vertical e o eixo do cavilhão

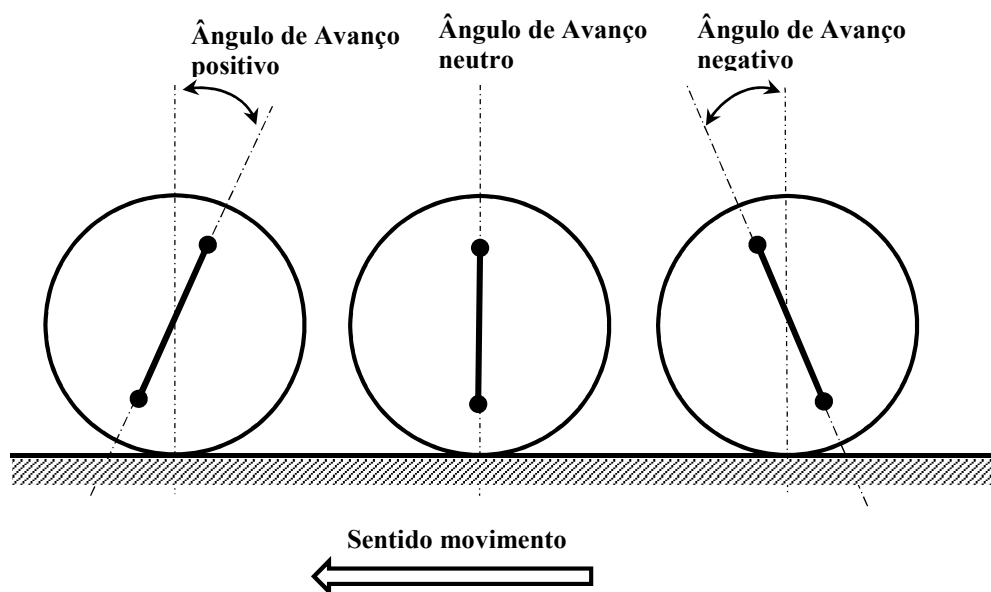


Figura 31 – Ângulos de Avanço (cáster)

O ângulo de avanço é responsável pela estabilidade direcional do veículo a alta velocidade. valores de ângulo de avanço pequenos podem provocar vibração na direção ou *Shimming*.

#### 2.7.4.4 Distância de Avanço ou rasto de Cáster

A distância de avanço é medida na vista lateral e é a distância medida ao nível do solo entre o ponto de contacto da roda com o solo e o eixo do cavilhão, conforme Figura 32. Da observação desta figura pode-se verificar que aumentando o diâmetro da roda esta distancia também aumentará. Por esta razão, em alguma literatura é possível encontrar a definição de distancia de avanço medida ao centro da roda, uma vez que esta depende da construção da manga de eixo e não se altera com diferentes diâmetros de roda[20].

A correta combinação da distância do avanço com o ângulo avanço proporciona ao veículo estabilidade direcional e retorno da direção em curva.

Um exemplo de fácil compreensão é uma roda de um carrinho de compras do supermercado em que com o movimento a roda direciona-se sozinha e mantém-se

paralela á linha de movimento. O eixo do cavilhão é vertical e fica posicionado á frente, desse modo a roda é “puxada para trás”

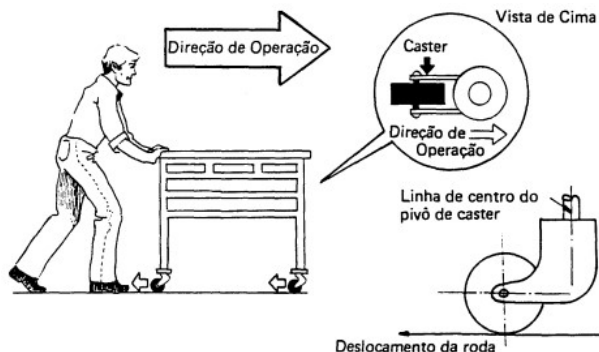


Figura 32 – Exemplo auto alinhamento da direção por efeito do avanço [22]

Num veículo o princípio de funcionamento é o mesmo sendo que o ângulo de avanço deve ser sempre positivo.

O avanço de cáster positivo assegura a estabilidade direcional do veículo em alta velocidade, e a distância de avanço assegura o retorno do guiador após uma curva. Valores muito altos de distância de avanço também dificultam o movimento direcional (rotação do guiador) a reduzidas velocidades, isto é, implica usar demasiada força. Uma vez que a força de atrito sobre o pneu gera um momento sobre o eixo de direção que será tanto maior quanto maior for o avanço[22].

#### 2.7.5 Comportamento direcional

O estudo do comportamento direcional de um veículo, é um problema de grande complexidade pois intervêm diferentes fatores do veículo e exteriores ao mesmo, fatores do veículo temos como exemplos a suspensão, direção, pneus, massas suspensas e não suspensas. Exteriores ao veículo temos o piso da estrada e efeitos aerodinâmicos.

O comportamento de um veículo pode ser definido de três tipos distintos (Figura 33)

- Veículo Neutro
- Veículo Subvirador
- Veículo Sobrevirador

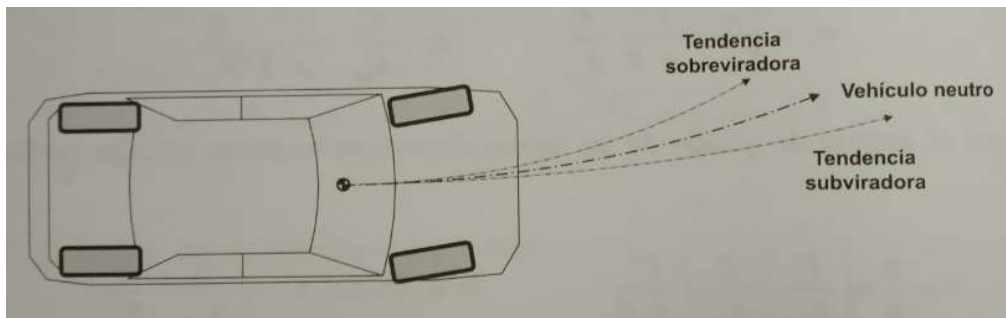


Figura 33 – Comportamento direcional de um veículo[6]

Para melhor compreensão deste comportamento suponha-se um veículo a descrever uma curva de um determinado raio (exemplo contornar uma rotunda) a uma velocidade muito baixa, para tal é necessário que o condutor imponha às rodas (ou guiador) um determinado ângulo. Se o veículo possuir um comportamento subvirador, à medida que a velocidade aumenta é necessário virar mais o volante ou seja um maior ângulo de viragem das rodas de forma a manter o mesmo raio de curva. Isto porque haverá um escorregamento do eixo dianteiro. Se o veículo possuir um comportamento sobrevirador, à medida que a velocidade aumenta é necessário virar menos o volante ou seja um menor ângulo de viragem das rodas de forma a manter o mesmo raio de curva, isto porque haverá um escorregamento do eixo traseiro.

Um veículo terá um comportamento neutro, quando com o aumento da velocidade não há necessidade de correção do guiador para manter o raio de curva[1]

## 2.8 Relação entre a direção e suspensão

Suspensão e direção são mecanismos interligados uma vez que são ambos responsáveis pela ligação da manga de eixo ao quadro. Idealmente o movimento de suspensão não deve alterar a direção da roda, porém isto nem sempre é a realidade.

Durante o movimento de suspensão se a geometria de direção não for adequada pode-se observar o fenómeno de *Bump steering*, isto é, quando a roda se desloca no seu movimento de suspensão também altera a sua direção. Se este fenómeno se observar

quando o veículo se desloca em linha recta ao passar por uma lomba vai alterar a convergência do eixo. Em curva este fenómeno provoca uma perturbação na trajetória do veículo. Este assunto vai ser evidenciado no subcapítulo 3.4.1 com o estudo aprofundado do mesmo.

Este fenómeno em curva, pode transmitir sensações de insegurança ao condutor uma vez que ao passar por uma lomba o veículo vai querer alterar o raio da trajetória.

Um sistema de suspensão/direção bem projetado deve minimizar o efeito de bump steering. Diferentes tipos de geometrias de suspensão são mais ou menos suscetíveis do aparecimento do bump steering. Para a suspensão dianteira escolhida para este trabalho, triângulos sobrepostos, é possível reduzir o efeito ao mínimo escolhendo adequadamente a posição do tirante da direção conforme explicado no subcapítulo que se segue.

## 2.9 Determinação da posição do tirante de direção

Na suspensão de triângulos adotada no desenvolvimento deste trabalho, o tirante da direção deve ser posicionado de forma a minimizar o efeito de *Bump Steering*. No entanto como se pretende construir um equipamento didático para mostrar o aparecimento deste fenómeno, pretende-se também dotar o quadro de outros pontos de fixação para a caixa de direção de forma a fazer sobressair o efeito

Existem duas formas para conseguir minimizar o efeito Bump Steering para este tipo de suspensão:

1. Posicionar o tirante de direção no mesmo plano que o triângulo de suspensão superior ou inferior, com ponto de ancoragem colinear com eixo de fixação do triângulo ao quadro e com igual dimensão, conforme Figura 34.
2. Determinação do ponto ideal por método geométrico

### **Tirante de direção no mesmo plano**

O tirante de direção complanar ao triângulo de suspensão superior ou inferior caracteriza-se por nos movimentos de suspensão não provocar grandes alterações na convergência.

Esta solução apresentada na Figura 34 é uma solução muito eficiente e usada em veículos de alta performance, por exemplo nos veículos tipo fórmula conforme Figura 35.

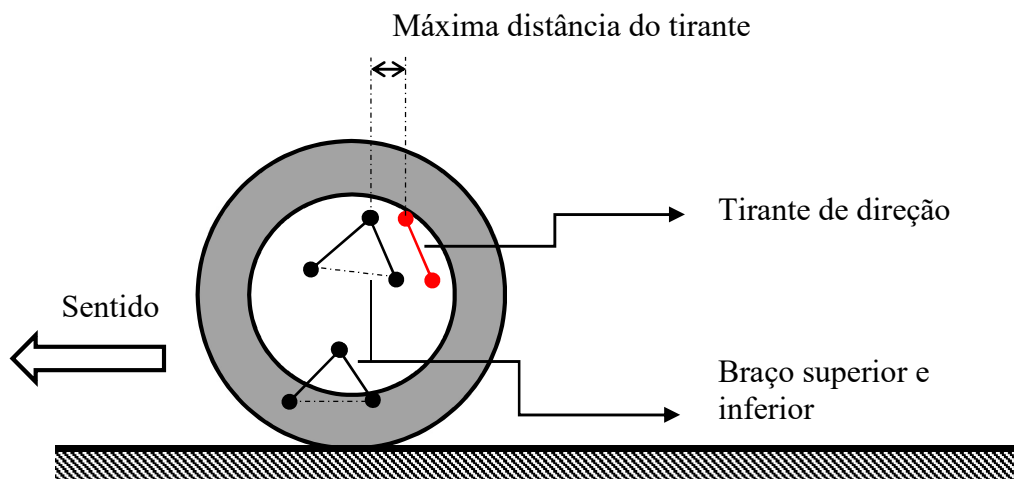


Figura 34 – Tirante de direção paralelo ao triângulo superior

Como se pode observar na Figura 35 o alinhamento da articulação do tirante da direção com o eixo de articulação do triângulo de suspensão é também cumprido para este tipo de veículos.



Figura 35 – Vista superior suspensão carro tipo Formula [23]

Esta solução possui limitações pois o ponto de interligação na manga de eixo está limitado também pelo diâmetro da jante. Isto é, apenas se pode distanciar até ao limite do diâmetro interno da jante, e ainda reservar espaço para a roda virar sobre o eixo de direção.

Na Figura 36 é possível verificar na vista frontal que o tirante de direção é complanar em direção ao triângulo superior.



Figura 36 – Vista frontal carro tipo formula [23]

### **Calculo do pivô de direção por método geométrico**

Para contornar o problema descrito anteriormente de ter um braço de direção muito pequeno, nos veículos de turismo a solução adotada em geral não tem o tirante da direção alinhado com nenhum dos triângulos conforme se pode observar na Figura 37. Braços de direção maiores permitem menor esforços na direção e uma desmultiplicação maior.

Para determinar a melhor posição do tirante da direção quando este não está alinhado com nenhum dos triângulos desenvolveu-se um método geométrico que permite uma boa aproximação e redução do *bump steering*.

O método geométrico caracteriza-se pela determinação geométrica do ponto de ligação do tirante da direção á régua da direção. Para determinar a posição deste ponto temos de

fazer recurso ao Centro Instantâneo de Rotação na vista frontal ( $CIR_f$ ) da roda relativamente á carroceria. O  $CIR_f$  determina-se pelo prolongamento dos triângulos de suspensão na vista frontal. O tirante da direcção deve ser também coincidente com o  $CIR_f$ . Na maior parte da literatura a solução indicada tem por base o alinhamento do tirante da direcção com o  $CIR_f$  da roda mas não indica de forma justificada o cálculo do seu comprimento, limitando-se a indicar onde deve de estar, conforme Figura 37.

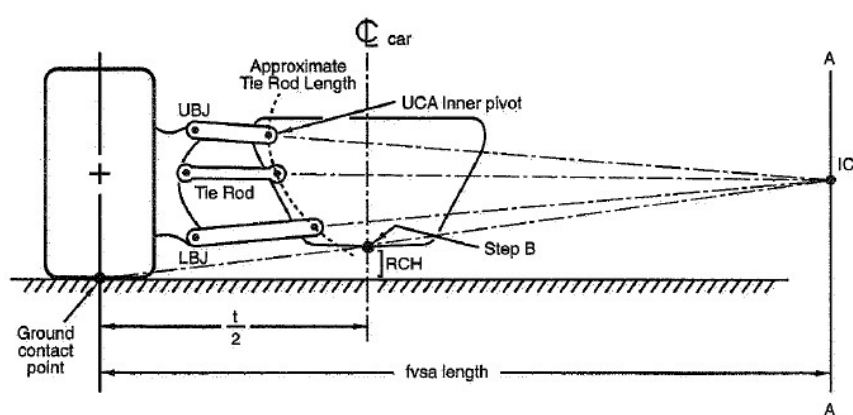


Figura 37 – Localização do ponto de conexão pivô de direcção[10]

O método mais preciso para determinar o comprimento do tirante é mover a roda alguns centímetros para cima e para baixo no seu movimento de suspensão e determinar os novos  $CIR_f$ . Ao impor que o tirante da direcção passe pelos novos  $CIR_f$  o seu comprimento fica determinado pela intersecção das linhas, conforme Figura 38

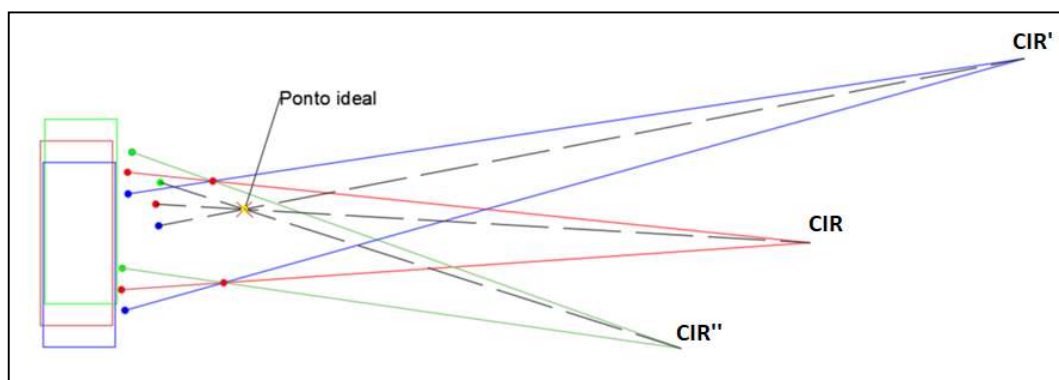


Figura 38 – Determinação da posição da rótula do tirante de direcção pelo método gráfico

## 2.10 Chassis

A parte estrutural de um veículo designa-se por quadro, a este cabe a função de agregar todos os restantes componentes e órgãos. Para que este desempenhe corretamente a sua função deve de possuir elevadas características de resistência, rigidez, robustez, durabilidade e ainda ter um desenho adequado para permitir uma execução fácil

Os principais tipos de quadro utilizados para veículos automóveis são:

- Monobloco
- Longarina
- Tubular
- Monocoque

No caso deste projeto, sendo de carácter didático terá de ser um quadro de fácil construção, assim sendo optou-se pelo chassi tubular.

### 2.10.1 Quadro tipo Monobloco

O quadro do tipo monobloco é o mais usual atualmente na construção dos veículos conforme Figura 39, este chassi caracteriza-se pela utilização de diferentes tipos de materiais, na sua maioria diferentes tipos de aço ou alumínio ou materiais compósitos (exemplo fibra de carbono e fibra de vidro) que são estampados e interligados entre si por processos de soldadura, rebtagem, colagem e aparafusamento.



Figura 39 – Chassi veículo tipo monobloco [18]

Este tipo de quadro apresenta uma característica importante que consiste no facto de os componentes da carroceria serem soldados ao monobloco, tais como o tecto o fundo e os guarda lamas. Estes componentes estruturais além de serem parte integrante do quadro são uma parte integrante na segurança do veículo pois permitem uma grande absorção de impactos, contudo após este impacto estes componentes apenas podem ser substituídos com um novo processo de soldadura.

As principais vantagens deste tipo de chassi são:

- Facilidade de produzir em grande escala
- Peso do conjunto final reduzido
- Versatilidade, isto é facilidade de produzir diferentes modelos e versões com a utilização da mesma linha de montagem, e mesmos materiais sendo também desta forma mais rentável economicamente

Desvantagens

- Custo elevado na fase de desenvolvimento do projeto
- Alto investimento em maquinaria e formação do pessoal necessário para execução das operações
- Elevada quantidade de equipamentos necessários para a construção das linhas de montagem e sua manutenção
- Impossibilidade da troca de componentes devido ao processo de montagem por soldadura.

### 2.10.2 Quadro tipo Longarina

O quadro do tipo longarina é caracterizado por ser de uma forma genérica de uma escada. Este tipo de chassi é muito utilizado em veículos do tipo comerciais de carga e de elevadas dimensões tipo camiões e autocarros, e caracteriza-se pela utilização de duas vigas longitudinais em perfil U colocadas paralelamente interligadas por diversos tipos de perfis.

As principais vantagens deste tipo de chassi são:

- Pode ser produzida em larga escala
- Elevada capacidade de carga
- Boa rigidez estrutural e durabilidade
- Capacidade de produção com a mesma longarina diferentes modelos de chassi
- Facilidade de alterações na carroceria

#### Desvantagens

- Elevado peso do conjunto final
- Baixo desempenho a nível estrutural no teste de impactos
- Comportamento dinâmico inferior

#### 2.10.3 Quadro tipo Tubular

O chassi tubular é o mais utilizado quando se trata de construções únicas e de carácter simples, com um baixo peso e baixo custo associado. Neste tipo de chassi além de carácter simples permite a variação dos acessórios a ser utilizados na suspensão.

No processo de construção deste tipo de chassi é utilizado o processo de soldadura entre tubos e perfis daí ser muito usual quando se fala em projetos “caseiros” ser o chassi escolhido por não ser necessário maquinaria construtiva de custo elevada.



Figura 40 - Protótipo de chassi tubular do veículo Aspark Owl[17]

O chassi do tipo tubular possui como principais vantagens as seguintes:

- Boa rigidez torsional

- Baixo peso
- Baixo custo de fabricação com a utilização de equipamentos simples na sua produção
- Processo de fabricação de carácter simples
- Versatilidade de utilização de componentes inerentes ao chassi (exemplo suspensão)

As principais desvantagens deste tipo de chassi são:

- Não é viável em produção de elevada escala (tempos de produção)
- Baixa repetibilidade no produto obtido
- Baixos requisitos de segurança quando em situações de embate
- Presença de muitos ruídos em carrocerias com elevado tempo de utilização

#### 2.10.4 Chassi tipo Monocoque

O chassi tipo monocoque é considerado a evolução do chassi tubular com a utilização de materiais e métodos construtivos mais evoluídos. Este chassi caracteriza-se pela sua principal utilização em veículos desportivos de gama considerada alta como exemplo temos os veículos de Fórmula 1. Este chassi é utilizado em veículos desportivos pois apresenta um comportamento dinâmico superior, elevada rigidez torsional e em termos de segurança é considerado o melhor quadro. Pode ser construído um chassi mediante diferentes critérios, entre critérios destaca-se o facto de poder ser construído propositadamente tendo em conta as características fisiológicas do condutor.

O quadro do tipo monocoque devido às suas características e exigências na construção (exige a construção prévia de vários moldes) só está ao alcance de empresas detentoras de elevada tecnologia. Devido ao uso de materiais nobres tais como, fibra de carbono e aços de altíssima resistência, torna o quadro leve resistente. Comparativamente com o chassi do tipo tubular, também permite no mesmo chassi a utilização de diferentes soluções finais em diversos componentes tais como o sistema de suspensão, tipo de motor e aparência final, conforme se pode verificar na Figura 41.



Figura 41 - Exemplo de chassi tipo Monocoque [18]

Conforme visível na figura anterior é possível verificar do lado esquerdo um chassi tipo o utilizado na formula 1, contudo do lado esquerdo e atrás da imagem verifica-se um chassi monocoque utilizado em um veículo ligeiro.

Este tipo de chassi apresenta como principais vantagens as seguintes:

- Melhor comportamento dinâmico
- Baixo peso
- O estado da arte em segurança de veículos
- O mesmo chassi pode ser utilizado em diversos veículos

Como principais desvantagens possuímos as seguintes

- Custo construtivo elevado
- Não possui reparação em caso de acidente
- Não pode sofrer alterações

## 2.11 Cinemática

Com a construção do sistema de suspensão é atribuído á roda a possibilidade de ter determinados graus de liberdade, sendo que outros terão de ser restringidos. Um dos graus de liberdade é a possibilidade de rotação da roda em torno de um eixo cuja inclinação espacial é determinada pela suspensão mais concretamente os braços de suspensão.

De acordo com os parâmetros cinéticos atribuídos á estrutura o sistema vai sofrer comportamentos diferentes aquando da necessidade de impor alterações ao estado base, alteração da direção e transferência de forças entre os pneus e a superfície da zona de contacto para o sistema de direção

## 2.12 Movimento de rolamento da carroceria

### 2.12.1 Conceito de Rolamento

O rolamento de um veículo conforme se verifica na Figura 42 define-se como sendo a rotação em torno do eixo x (longitudinal ao veículo) na presença de uma força lateral, isto é, quando o veículo descreve uma curva. Em modos gerais o rolamento de um veículo caracteriza-se pela soma do rolamento causado pela suspensão e pelos pneumáticos. No rolamento altera-se o ângulo de camber das rodas em relação á carroceria e ao solo, sendo este diferente em cada roda. Este movimento provoca uma transferência de carga.

A principal função de uma suspensão é absorver as irregularidades do piso. No entanto a suspensão deve de ser desenhada de forma a que o veículo não apresente um rolamento excessivo. Para obter esta característica de compromisso é necessário que o seu desenho promova um centro de rolamento de carroceria alto. Este tema será tratado nos subcapítulos seguintes[6].

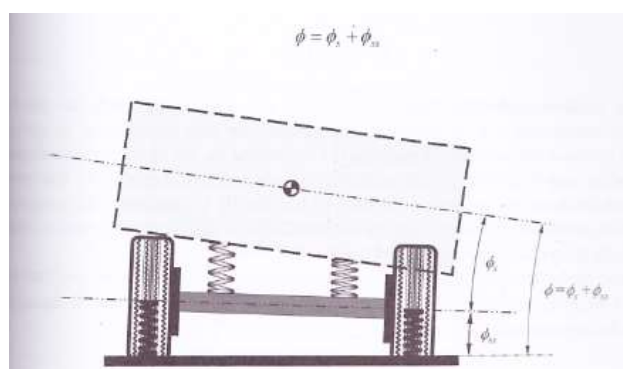


Figura 42 - Movimento de balanço de um veículo com eixo rígido[6]

### 2.12.2 Centro instantâneo de rotação (CIR)

No cálculo do centro de rolamento de um veículo é tido em conta o centro instantâneo de rolamento (CIR) de cada roda relativamente á carroceria. Este é diferente para diferentes tipos ou configurações de geometria de suspensão. Em suspensões de triângulos sobrepostos o CIR determina-se pela interceção do prolongamento dos braços de suspensão conforme Figura 43 (Na figura esta representado IC “*instant center*”).

Na Figura 43 é apresentado um exemplo em que virtualmente podemos assumir que o resultado da suspensão com dois braços de pequenas dimensões pode ser substituído por um braço de elevadas dimensões para percepção do movimento da roda em torno do seu centro instantâneo de rotação.

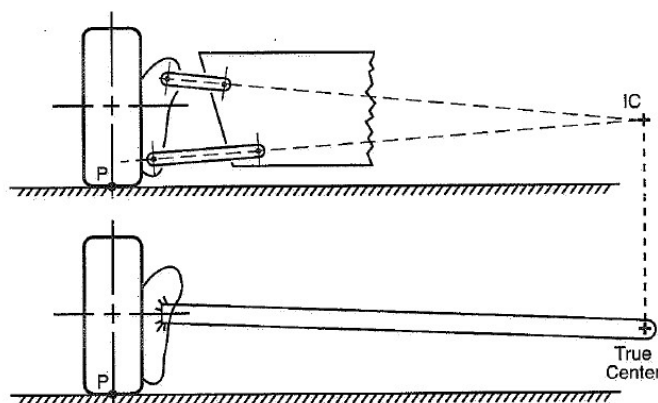


Figura 43 - Centro instantâneo de rotação de uma roda[36]

Numa análise mais global a roda possui um eixo instantâneo de rotação. Na vista frontal, quando este eixo intercepta plano médio das rodas determina-se o CIR na vista frontal. Por outro lado na vista lateral quando este eixo intercepta o plano médio da roda determina-se o CIR na vista lateral, conforme Figura 44 [10]

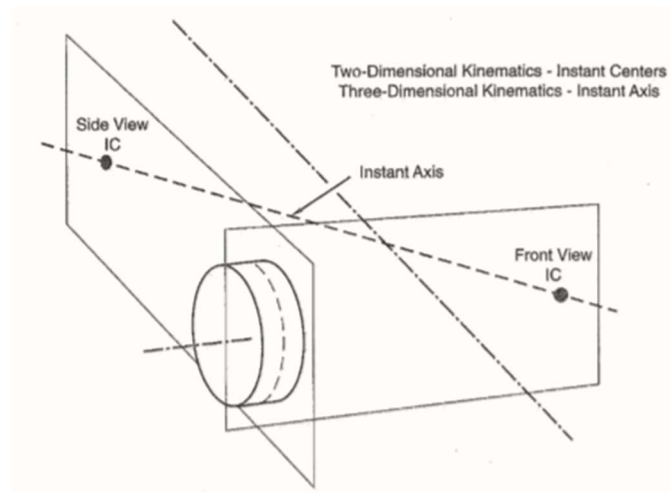


Figura 44 – Instant Axis [10]

### 2.12.3 Relação entre Camber e centro instantâneo de rotação

Um dos efeitos que vai influenciar o ganho de camber que uma roda assume nos movimentos de suspensão é a posição do centro instantâneo de rotação, de acordo com a Figura 45 a altura de ponto CIR (IC na imagem) e a distância do mesmo em relação ao centro da roda (fvsa) vai provocar alterações nos valores de camber.

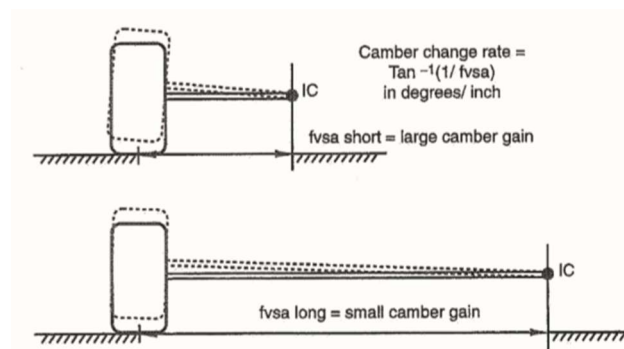


Figura 45 - Efeito de camber de acordo com posição do IC [10]

Quanto maior for a distancia do ponto CIR (IC na imagem) menor será o valor de ganho de camber.

### 2.12.4 Centro de rolamento (CR)

O centro de rolamento (CR) de acordo com a norma DIN 70000 define-se como sendo o ponto no plano transversal ao veículo que contem os centros geométricos dos conjuntos de rodas[5]. Este caracteriza-se por, poderem ser aplicadas forças laterais na massa suspensa sem ser produzido um balanço da suspensão. O centro de balanço, representa o centro instantâneo de rotação da massa semi-suspensa e é muito importante pois é este ponto mediante a sua altura o principal fator para o cálculo da geometria da suspensão. Com o conhecimento da altura do centro de rolamento é possível calcular o ângulo de balanço e a transferência de carga entre os eixos traseiro e dianteiro. Este conhecimento é importante para caracterizar a estabilidade do veículo e por consequente o conhecimento das respectivas forças resultantes sobre cada roda (pneu). Em suma a altura de rolamento é um fator muito importante num veículo pois resume as transferências de carga aplicadas em cada roda de uma determinada suspensão.

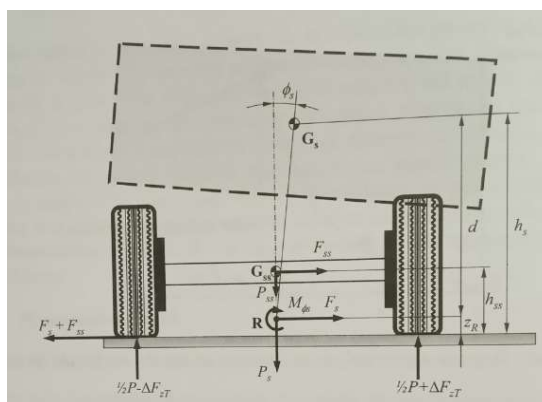


Figura 46 – diagrama de corpo livre de um eixo rígido[6]

O movimento da carroçaria denominado de balanço ou rolamento (roll) é provocado pela força centrífuga e visualmente caracteriza-se pela inclinação da carroçaria para o lado exterior da curva, isto é, desse lado a carroçaria aproxima-se do solo havendo a extensão das molas do lado interior á curva e respetiva compressão do lado exterior. Em termos geométricos a inclinação da carroçaria define-se como sendo a linha imaginária que une

os centros de rolamento de cada eixo sendo esta linha o real eixo de rolamento da carroceria.

Para o cálculo estrutural de um veículo é tido em conta o centro de rolamento de cada eixo e respetivo conjunto final assim como de centro de gravidade (CG). Para um determinado veículo são definidos dois centros de rolamento, um no eixo dianteiro e outro no respetivamente eixo traseiro, sendo que estes são resultantes da configuração da suspensão possuindo cotas diferentes entre eles (Figura 47) a união dos dois centros dá origem ao eixo de rotação (Roll Axis).

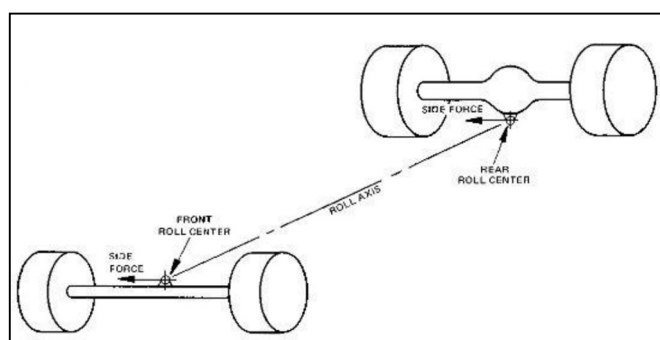


Figura 47 -Esquema representativo do centro de rolamento e respetivo eixo de rolamento (Roll Axis)[8]

Conforme se verifica na imagem anterior os centros de rolamento de cada eixo possuem cotas espaciais diferentes entre elas, resultantes do tipo de suspensão utilizada no veículo. Independentemente do tipo de suspensão o centro de rolamento pode coincidir com um ponto da própria suspensão ou localizar-se espacialmente fora desta, sendo este o caso mais vulgar, contudo o eixo de rolamento coincide com o plano longitudinal do veículo a uma cota de altura que pode variar entre metade da altura da roda até um limite de alguns centímetros abaixo do solo. Por norma os veículos que não respeitam estas regras serão instáveis

#### 2.12.5 Centro de rolamento em suspensões independentes

A determinação do centro de rolamento de suspensões do tipo independentes, normalmente é efetuada de forma gráfica, sendo que cada suspensão possui o seu método específico de cálculo. No objeto em estudo, optou-se por utilizar suspensão frontal do tipo independente, pelo que apenas se evidencia este tipo de forma específica. Na Figura

48 são demonstradas dois cálculos do centro de rolamento mediante a configuração dos braços de suspensão, conforme se visualiza a fórmula de calculo baseia-se na utilização de um desenho á escala em que se unem os pontos de rotação (extremidades dos braços) superiores e inferiores por linhas. Com a projecção destas linhas obtém-se se for o caso a intersecção das mesmas obtendo desta forma o centro instantâneo de rotação de cada roda. Para obtenção do centro de rotação une-se o centro instantâneo de rotação ao ponto central de contacto de pneu com o solo, na intersecção destas linhas está localizado o centro de rolamento.

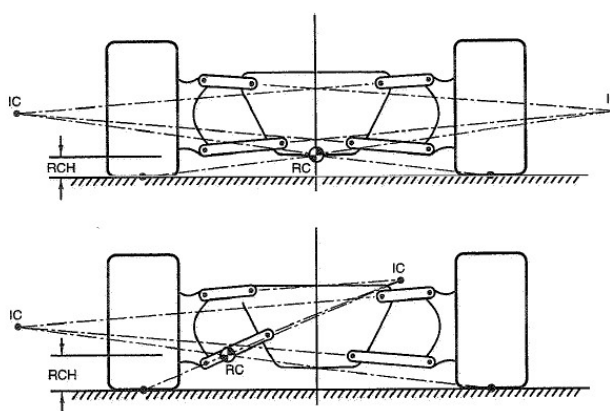


Figura 48 – Calculo do centro de rotação em suspensão do tipo independente [10]

O centro de rolamento varia conforme o balanço da carroceria, pelo que é importante o calculo do mesmo em diferentes realidades de posição da suspensão. A altura do centro de rolamento varia desde alguns centímetros abaixo do solo até num caso mais extremo (valor aceitável não provocando o capotamento da viatura) até um limite de 30 centímetros acima do solo (suspensões de eixo rígido)

#### 2.12.6 Centro de rolamento eixos rígidos (4 link) (Tipologia adotada)

A determinação do centro de gravidade nos eixos rígidos no seu cálculo é semelhante ás suspensões independentes, isto é, calcula-se de forma gráfica com um desenho á escala. No caso do objeto em estudo optou-se por um sistema de 4 Link com diferentes configurações possíveis

Nas figuras abaixo estão evidenciados os tipos de configuração possíveis para o objecto em estudo. Na Figura 49 estão apresentados as configurações 4 link no sistema básico e com a presença de dois braços paralelos, por outro lado na Figura 50 é apresentada uma suspensão em que dois dos braços interligam no mesmo ponto de rotação formando em geometria um “A”.

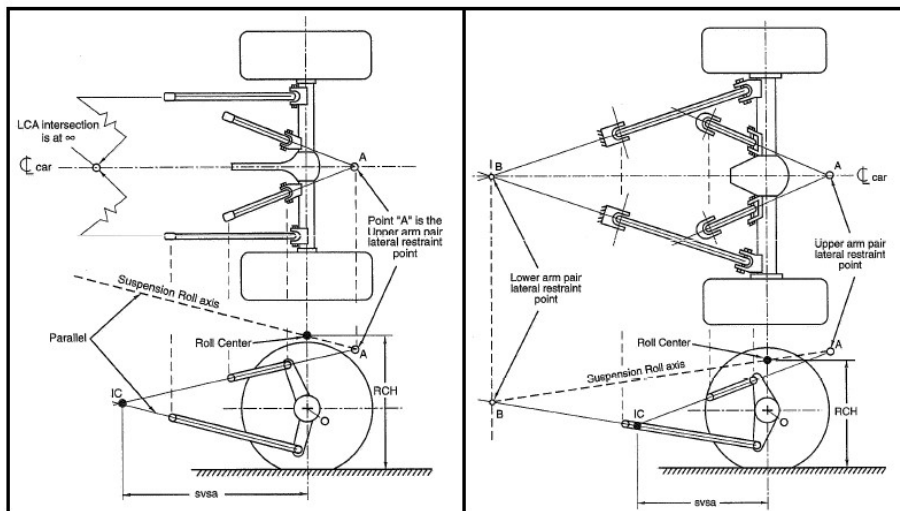


Figura 49 – Centro de rolamento em suspensão 4 Link[10]

A geometria mencionada acima será a adotada pelo autor e aprofundada no capítulo 3.2.2.

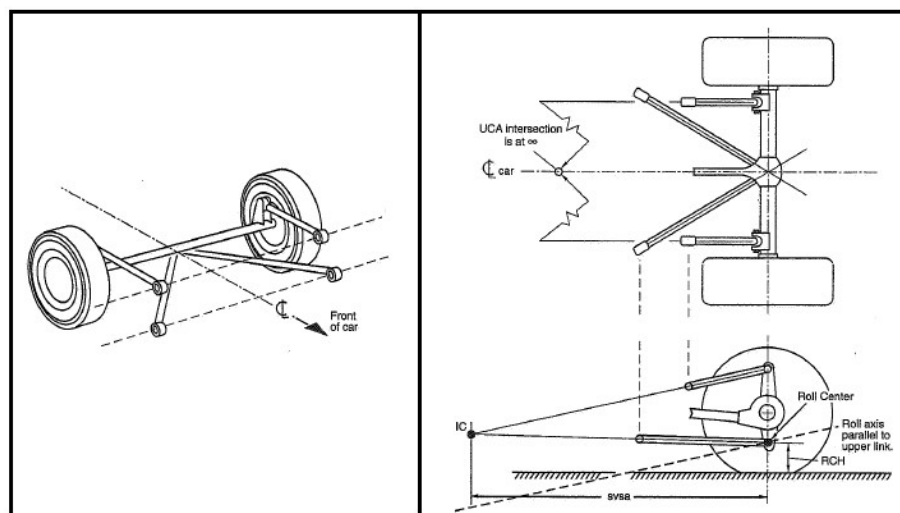


Figura 50 – centro de rolamento em suspensões com braços em A [10]

### 2.12.7 Transferências de carga Arfagem e Rolagem

Nos veículos, existem dois tipos de transferência de carga podendo a mesma ser no plano longitudinal com a variação da carga entre o eixo traseiro e dianteiro (aceleração e travagem) e no mesmo eixo com a transferência de carga entre as laterais do veículo (veículo em curva).

Arfagem é considerada a rotação em torno do eixo transversal do veículo, caracteriza-se por no arranque haver uma expansão das molas dianteiras e consequente compressão das traseiras. Verifica-se o mesmo efeito no momento da travagem sendo que neste caso as molas dianteiras comprimem e as traseiras expandem.

Rolagem caracteriza-se pela rotação em torno de um eixo longitudinal que geralmente coincide a linha formada pela união dos centros de rotação de cada eixo

### 2.13 Centro de gravidade (CG)

O centro de gravidade caracteriza-se por ser um ponto onde se pode considerar que toda a força de gravidade é aplicada. Cada objeto possui o seu centro de massa, sendo que numa montagem de diversos objetos combinados possuímos um centro de massa relativo ao conjunto final obtido.

O CG num veículo é importante e deve de ser o mais baixo possível. Em acelerações desacelerações ou em curva existe uma transferência de carga associada ao movimento. A transferência de carga será tanto menor quanto baixo for o CG. Na Figura 51 está representada a posição do CG e o referencial utilizado de acordo com o sistema SAE.

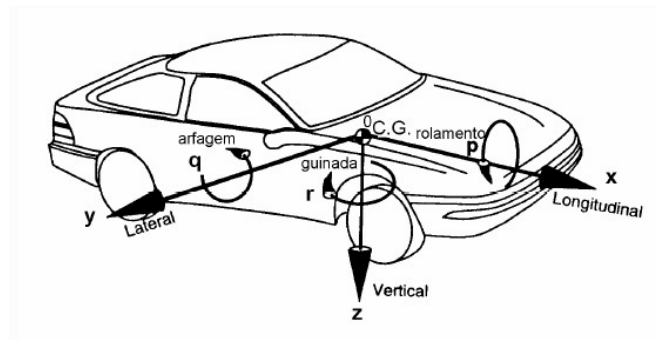


Figura 51 – Centro de gravidade veículo automóvel (CG)

No caso em estudo, embora o centro de massa também influencie no estudo comportamental o mesmo não vai ser considerado na fase de desenvolvimento de projeto.

É espectável que se consiga atingir a altura de 380 mm para a altura do CG. Para cálculos futuros de os efeitos “anti-“ este foi o valor considerado.

O centro de gravidade quando combinado com o centro de rolamento vai ser um fator que determina o balanço da carroceria no plano longitudinal quando um veículo se encontra em curva.



# DESENVOLVIMENTO

- 3.1 Tipo de quadro
- 3.2 Tipos de suspensão utilizados
- 3.3 Direção
- 3.4 Relação entre suspensão e direção



### 3 DESENVOLVIMENTO

#### **Algumas opções de projeto**

Tendo em conta que este projeto tem por objetivo a construção do equipamento didático para ser usado no ISEP, especialmente para o curso de engenharia automóvel, muitas das opções foram tomadas em função da existência ou facilidade de aquisição de alguns componentes. O autor ao longo do tempo foi reunindo diversos componentes. Fruto de alguns contactos na área, o autor foi aceitando algumas ofertas e aproveitado as ajudas de material, que entendeu adequadas para incorporar neste projeto tais como:

- Sistema de direção completo Ford Fiesta
- Diferencial corta relvas traseiro
- Ponteiras de direção
- Tirantes de direção Renault Clio /Kangoo /Master

#### 3.1 Tipo de quadro

Sendo o objetivo deste trabalho a construção de um modelo didático, para estudo e experimentação simples, de baixo custo e de fácil montagem, a seleção recaiu por um quadro do tipo tubular. Esta escolha deveu-se a facilidade de construção e rigidez deste tipo de solução.

O desenho do quadro foi pensado para suportar apoios para suspensões independente na parte frontal e eixo rígido na traseira. A seleção por este tipo de suspensões será detalhada no subcapítulo seguinte.

O projeto que se apresenta possui dimensões e proporções semelhantes a um automóvel comum de dimensões reduzidas (tipo microcarro). A escolha desta escala deve-se ao facto

de pretender-se que o veículo possa transportar dois ocupantes e ser o mais pequeno possível.

### 3.1.1 Quadro tipo tubular

Após vários estudos e análise de soluções existentes no mercado, ou realizado por outros, para este tipo de quadro o autor iniciou esboços preliminares, sempre tendo em conta os tipos de suspensão adotados e já referidos, as dimensões reduzidas e principalmente a viabilidade de múltiplas afinações.

Como se pretende construir um veículo para circular a baixas velocidades, com o principal objetivo de verificar os múltiplos efeitos conseguidos pelos parâmetros de suspensão e direção optou-se por um quadro do tipo aberto, isto é, sem capota e sem portas, reservando espaço generosos para as suspensões.

Na Figura 52 apresenta-se a modelação da primeira versão do quadro tubular. Após várias análises e discussões este foi revisto e melhorado para a versão que se apresenta a seguir.

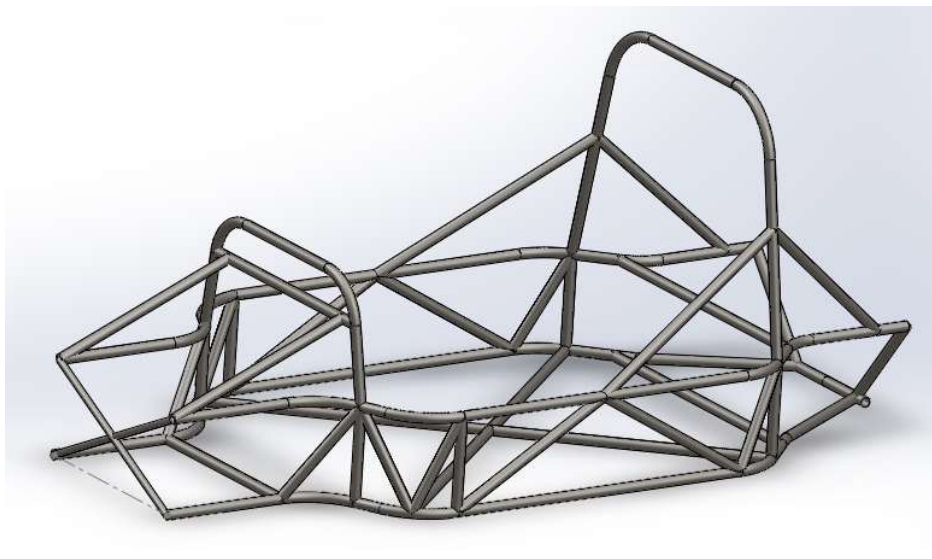


Figura 52 - Chassi tubular (esquema inicial)

O quadro principal do veículo, respeita algumas normas de segurança tais como arco de segurança principal e secundário, que permite em caso de capotamento garantir que os ocupantes não ficam esmagados no interior do veículo. Em termos estruturais foram tidos

em conta alguns aspetos de regras básicas para o desenho e posição dos tubos, tais como triangulamento nas laterais e escoramento dos arcos, frontal e principal.

### 3.2 Tipos de suspensão utilizados

Neste projeto, foram escolhidos dois tipos de configuração de suspensão distintas por opção do autor e limitações construtivas relacionadas com o material que já existia para o projecto.

A suspensão frontal é do tipo independente (triângulos sobrepostos) e a traseira do tipo eixo rígido.

#### 3.2.1 Suspensão frontal

Como já referido, a suspensão escolhida para o eixo da frente é do tipo triângulos sobrepostos. Pesaram nesta decisão as vantagens que a seguir se enumeram:

- Baixo custo construtivo
- Possibilidade de ajuste do camber, ângulo de avanço e distância de avanço independentemente do ângulo de avanço (depende do desenho da manga de eixo) inclinação do eixo do cavilhão (KPI)
- Facilidade de substituição dos diferentes componentes

##### 3.2.1.1 Triângulos de suspensão

Os triângulos de suspensão estarão munidos de casquilhos na ligação ao quadro, sem afinação. Na ligação á manga de eixo optou-se pela utilização de um terminal de rótula esférica com afinação.

O resultado desta modelação pode ser visto na Figura 57, onde se verificam nas extremidades um sistema de casquilhos sem lubrificação (visível a verde) e a rótula esférica com o seu sistema de afinação. Os casquilhos utilizados foram os da IGUS com referência GFM-1416-21 datasheet no anexo 6.1

A seleção das rótulas para os triângulos inferior e superior teve em conta as cargas que atuam sobre eles. Utilizou-se uma análise gráfica, construindo um diagrama de cargas.

O caso de carga considerado para este cálculo, foi o de ter sobre o veículo uma força equivalente a duas vezes o seu peso, ou seja, um coeficiente de forças dinâmicas de 2.

Para determinar a força atuante sobre as rótulas é necessário fazer o diagrama esforços cortantes e momentos fletores conforme Figura 54. Para melhor compreensão estão representadas as cargas presentes nos componentes da suspensão na Figura 55 onde se pode verificar que espiga da rótula do triângulo inferior irá estar submetida a um esforço de flexão, pelo que deverá ser mais robusta que a rótula do triângulo superior.

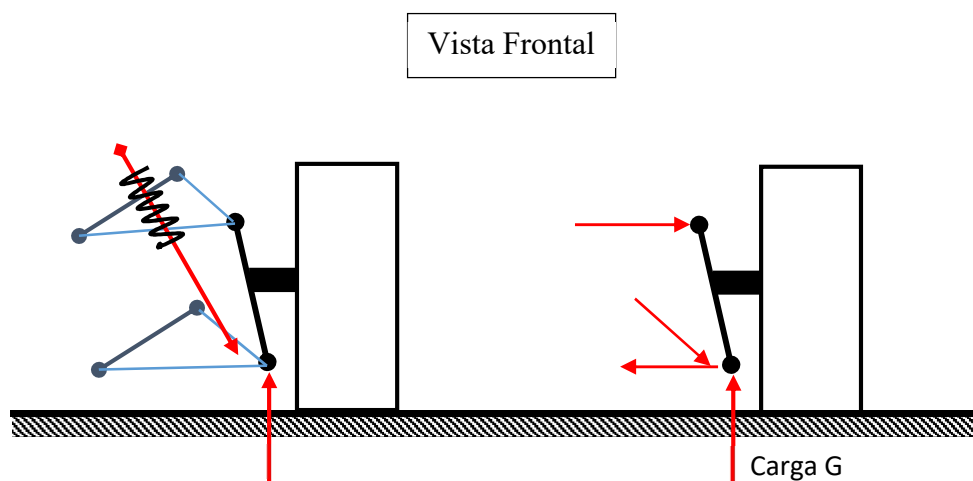


Figura 53 – Representação de carga aplicada em roda

### **Dados para cálculo**

Massa veículo corresponde á carga G – 600 kg

Distância entre apoio do amortecedor e rótula – 50mm (0.05m)

Distância entre apoio do braço e apoio amortecedor – 180mm

Carga aplicada 200 kg

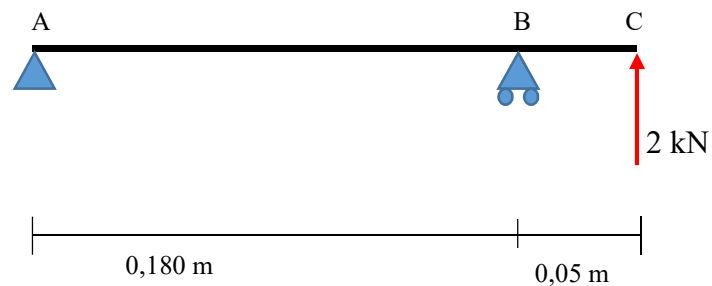


Figura 54 – Representação de carga aplicada em braço

Para seleção da respetiva rótula foram calculados os esforços a que a mesma está sujeita, de acordo com as equações de forças possuímos o seguinte

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

Através destas equações e carga aplicada obtemos os seguintes valores

$$\sum F_x = 0$$

$$V_A + V_B - 2 = 0$$

$$V_A + V_B = 2$$

Apenas conseguimos obter o valor de  $V_A$  ou  $V_B$  com a determinação do Momento existe no ponto B

$$\sum M_z = 0$$

$$V_B \times 0,18 - 2 \times 0,23 = 0$$

$$V_B = 2.56 \text{ kN}$$

$$V_A = -0.56 \text{ kN}$$

Com o calculo das forças atuantes foi calculado o Momento no ponto B correspondente ao tramo BC

$$M_B = 2 \times 0,05$$

$$M_B = 0.1 \text{ kN/m}$$

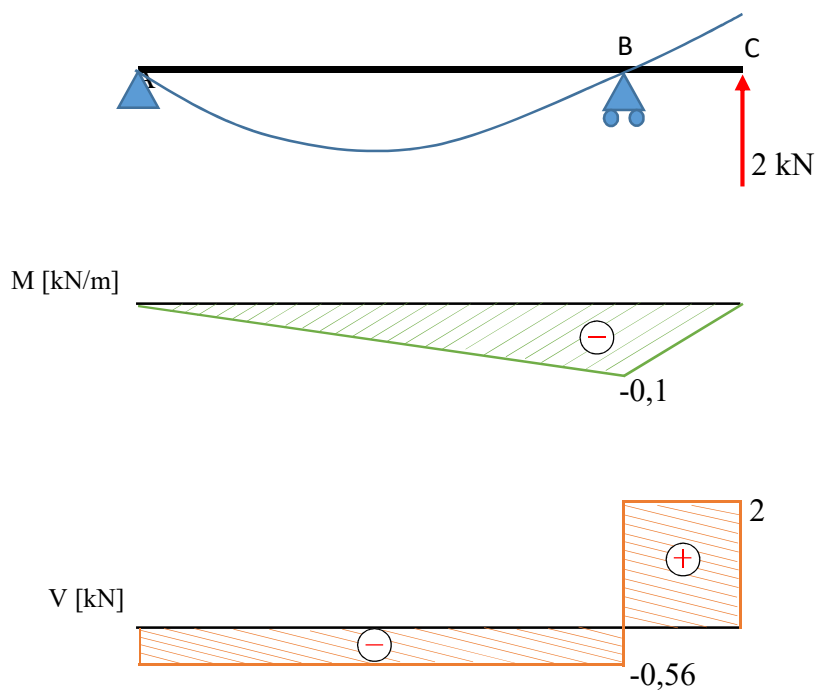


Figura 55 – Diagrama esforços cortantes e momento flector

Com os valores obtidos anteriormente vai ser calculada a flexão a que uma rótula vai estar sujeita na carga limite mencionada anteriormente, sendo que numa primeira fase de cálculos se considerou uma rótula M14.

### **Calculo da tensão ponto B**

$$\sigma = \frac{Mfmax}{Wx}$$

### **Modulo resistência á flexão perfil circular M14**

$$Wx = \frac{\pi x d^3}{32}$$

$$Wx = \frac{\pi x 0.014^3}{32}$$

$$Wx = 2.69x10^{-7}m^3$$

### **Resultado final**

$$\sigma = \frac{Mfmax}{Wx}$$

$$\sigma = \frac{0.1}{2.69x10^{-7}}$$

$$\sigma = 371.2 N/mm^2$$

Com o valor obtido o mesmo foi comparado com um parafuso M14 classe 8.8 que possui uma tensão de 640 N/mm<sup>2</sup>. Após esta verificação uma rótula M14 aguenta a carga solicitada, contudo por segurança foi sobredimensionada a rótula aplicando uma M16.

Após análise do catálogo do Fluro e sobredimensionado o mesmo, tendo em conta que no catálogo não constam cargas axiais a que a rótula vai estar sujeita sobre dimensionou-se a mesma. No braço inferior, onde vai estar fixado o amortecedor optou-se por uma GAXSW16 e no braço superior uma GAXSW14

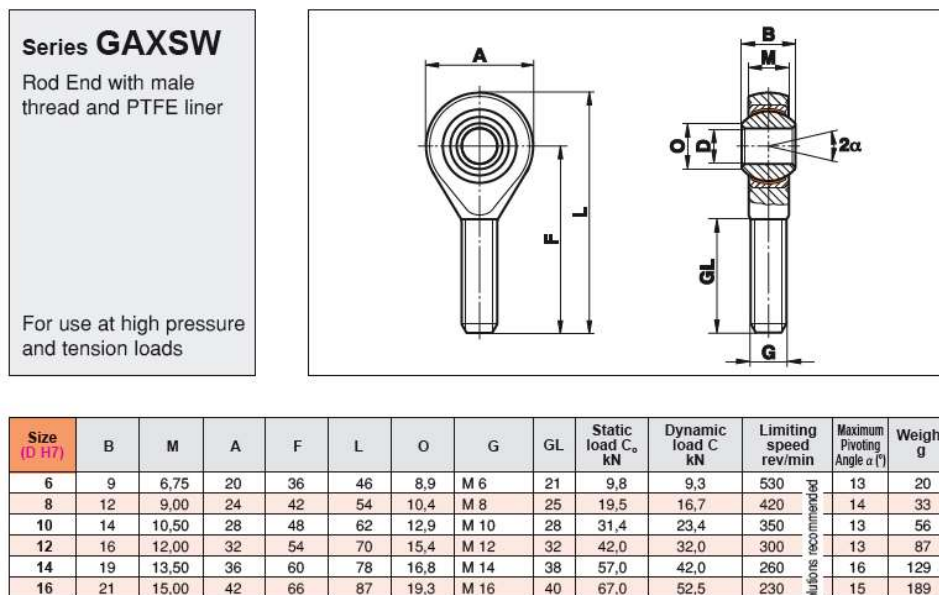


Figura 56 – Datasheet rótulas Fluro

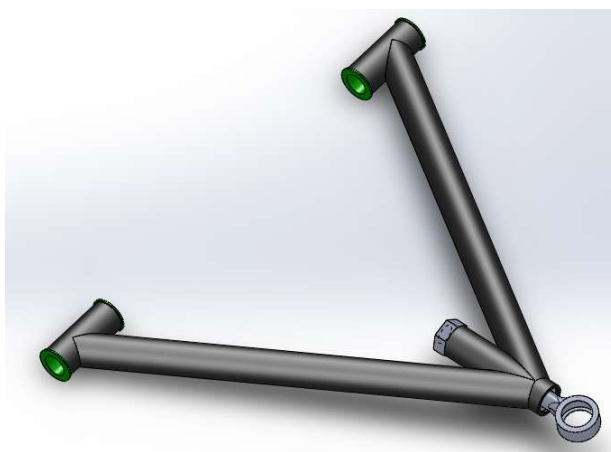


Figura 57 – Braço de suspensão

Para possibilitar diferentes configurações e afinações o autor optou por não fixar o triângulo diretamente ao quadro. O triângulo foi interligado a uma barra suporte, que por sua vez é fixada ao quadro. Este sistema ajustável facilita as modificações necessárias de

modo a obter diferentes parâmetros. Na Figura 58 é apresentada a primeira solução desenvolvida.

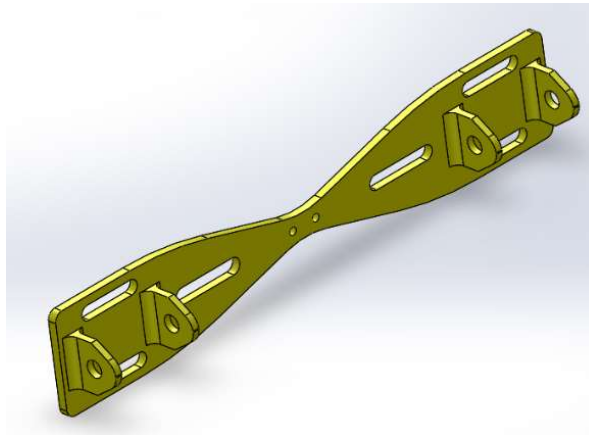


Figura 58 – Suporte de interligação braço suspensão-quadro

Na junção dos dois componentes Figura 59, pode observar-se o suporte de interligação e o triângulo de suspensão montados. Pode também observar-se rasgos de fixação do suporte de interligação ao quadro que permitem a variação da posição no plano de fixação.



Figura 59 – Conjunto suporte de interligação e triângulo superior

De modo a poder ajustar o comprimento do triângulo, foi desenvolvido um sistema de ajuste de posição da rótula esférica, sem ser necessária a sua desmontagem conforme se pode observar Figura 60 abaixo.

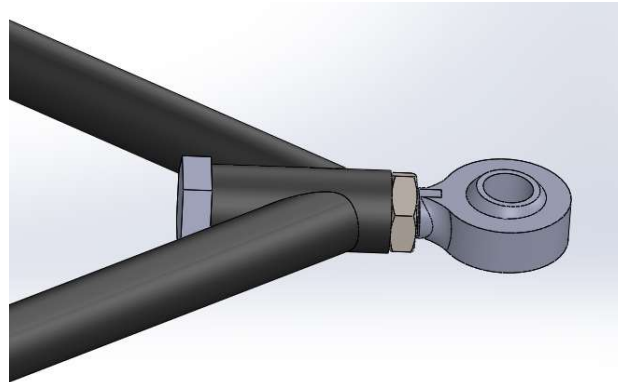


Figura 60 - Sistema de rótula com afinação

Este sistema caracteriza-se por um suporte roscado (visível a azul na Figura 61) que juntamente com a espiga da rótula e uma fêmea fixam-se ao triângulo (visível a vermelho). Para afinar a posição da rótula, sem a necessidade de desmontar o sistema, apenas é necessário aliviar a fêmea (a verde) rodar o suporte roscado azul até á posição desejada e de seguida voltar a apertar a fêmea a verde.

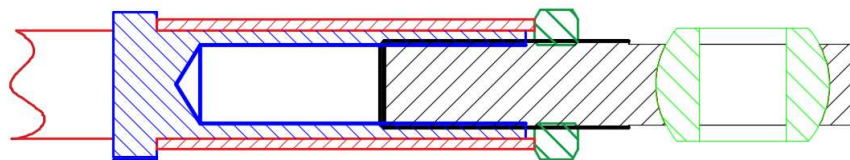


Figura 61 - Vista em corte afinador Rótula

O sistema descrito vai ser adotado no braço superior e inferior do veículo.

O subconjunto dos componentes da suspensão dianteira é a apresentada na Figura 62, onde é possível verificar a possibilidade de afinar a posição de ancoragem dos triângulos através dos rasgos do suporte de interligação.

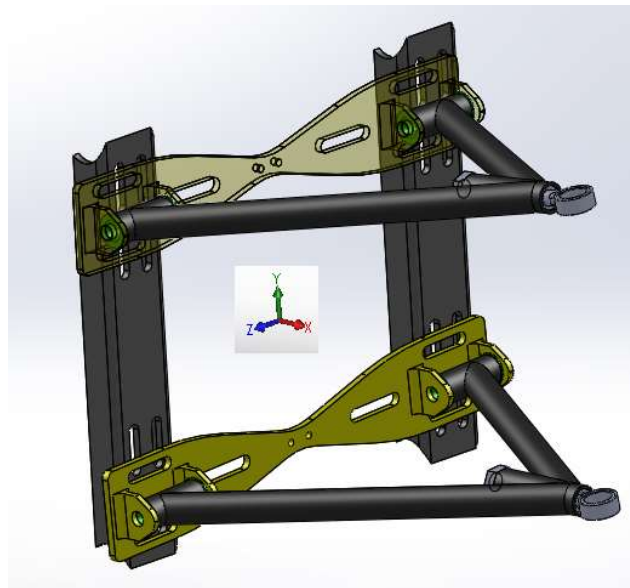


Figura 62 – Sistema de suspensão completo

Pretende-se que na versão final esta solução possua um sistema de escalas de modo a poder identificar a posição assumida facilmente.

A solução proposta, suspensões e seu sistema de fixação ao quadro, foi pensada para uma fácil substituição por outra configuração ou desenho de suspensão.

### 3.2.1.2 Amortecedor

A seleção do amortecedor cumpriu os critérios já mencionados de simplicidade e baixo custo. A opção por um conjunto mola-amortecedor, amortecedor concêntrico á mola e montado no seu interior teve como principais pontos fortes: ocupar pouco espaço, de montagem simples, apenas necessidade de um apoio no triângulo e um apoio ao quadro; facilidade em trocar a taragem da mola e a abundância deste acessório no mercado.

São vários os fornecedores de conjuntos mola amortecedores, sobretudo para veículos de desporto motorizado. A modelação que se apresenta na figura foi realizada com base num modelo da Figura 64, no entanto uma solução similar, mas muito menos dispendiosa são os conjuntos mola amortecedor de alguns veículos de turismo como por exemplo Renault 21 Nevada, comprado no mercado de reposição.

Outra solução muito interessante é a utilização de conjuntos mola amortecedores oriundos de motocicletas conforme Figura 63. Neste caso a grande maioria dos amortecedores que se encontram no mercado, especialmente de motocicletas de todo o terreno, possuem diversos tipos de afinação, entre eles compressão, extensão e solicitações de alta frequência. Este tipo de solução com múltiplas afinações é muito dispendioso em amortecedores para automóveis.



Figura 63 – Amortecedor Motociclo YZ250 ano 2003

Tendo em conta a redução de custos, o autor optou pela escolha de um amortecedor de motociclo. De acordo o projeto desenvolvido o amortecedor terá uma distância entre furos de 320mm com o maior curso possível. A escolha é apresentada abaixo (Figura 64) e trata-se de um amortecedor de motociclo convencional sem afinação de velocidade e de fácil aquisição no mercado. Uma outra solução seria adquirir o componente no mercado de usados, seria um amortecedor da moto Yamaha R1 do ano 2005 (versão 2004 a 2006) que possui como vantagem a afinação das velocidades de retorno e avanço.

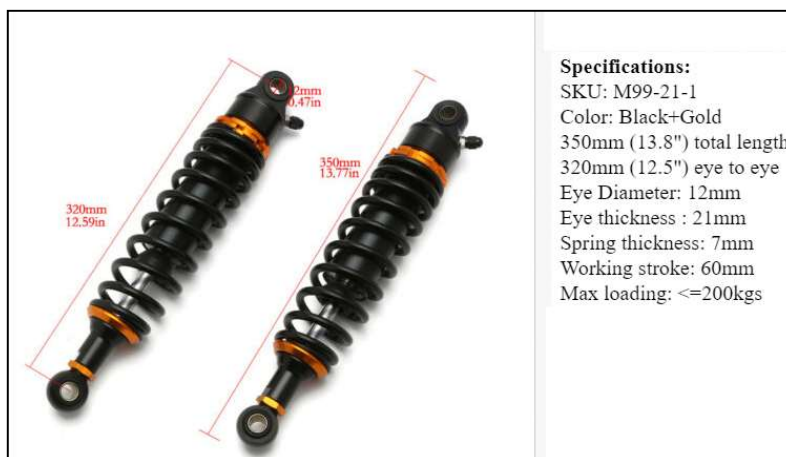


Figura 64 – Exemplo amortecedor 320mm [32]

O desenho adotado pelo autor para a fixação do amortecedor pode ser visto na Figura 66, onde se pode observar que o amortecedor é ligado ao triângulo inferior num único ponto e possui diferentes pontos de fixação na parte superior para proporcionar diferentes configurações.

Para o correto funcionamento do amortecedor é desejável que este esteja sempre perpendicular ao eixo de fixação do triângulo inferior. Para manter esta geometria foi idealizado um suporte de fixação conforme Figura 65, que por sua vez é fixado por parafusos aos suportes de interligação dos triângulos. Desta forma toda a suspensão dianteira pode ser reposicionada como um bloco.

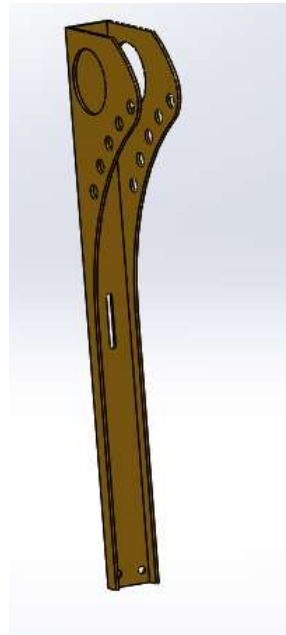


Figura 65 – Suporte amortecedor rotula superior

A sua montagem no conjunto de suspensão final é o apresentado na Figura 66 abaixo onde constam os braços e amortecedor.

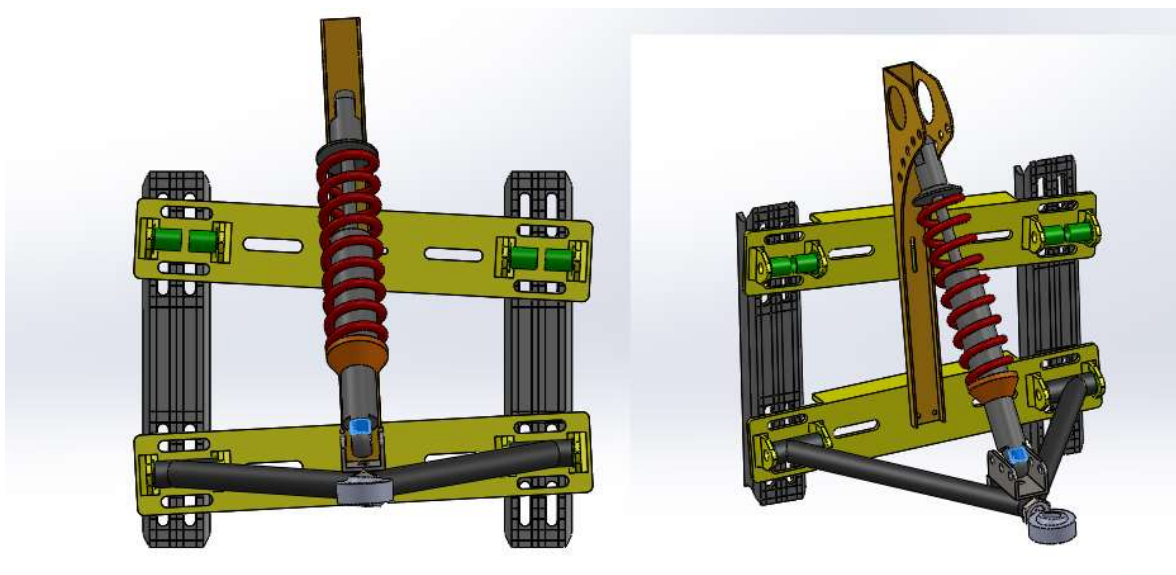


Figura 66 – Montagem final do amortecedor

O suporte superior do amortecedor devido a possuir a característica de o seu movimento ser concordante com o braço inferior, teve de ser desenvolvida uma solução para fixação ao braço superior. Para tal foi idealizado um sistema de aperto por um parafuso com

recurso á utilização de um sistema de rasgos em X. Desta forma é passível o juste dos componentes conforme Figura 67 abaixo (Parafuso M6)

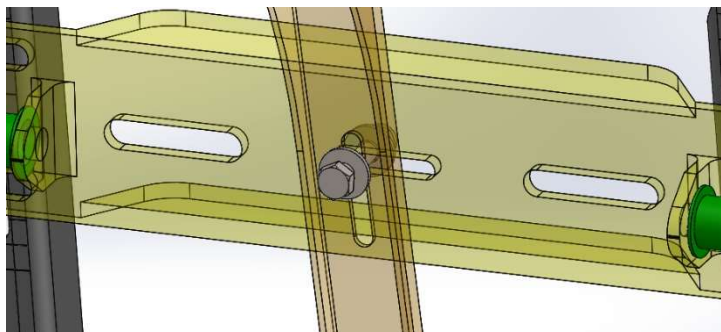


Figura 67 - Pormenor fixação suporte amortecedor

No desenvolvimento deste sistema verificou-se que o suporte do braço superior e inferior ficava sujeito a uma carga que poderia provocar flexão do mesmo. De modo a colmatar esta falha foram adicionadas umas abas de reforço, ao suporte de interligação.

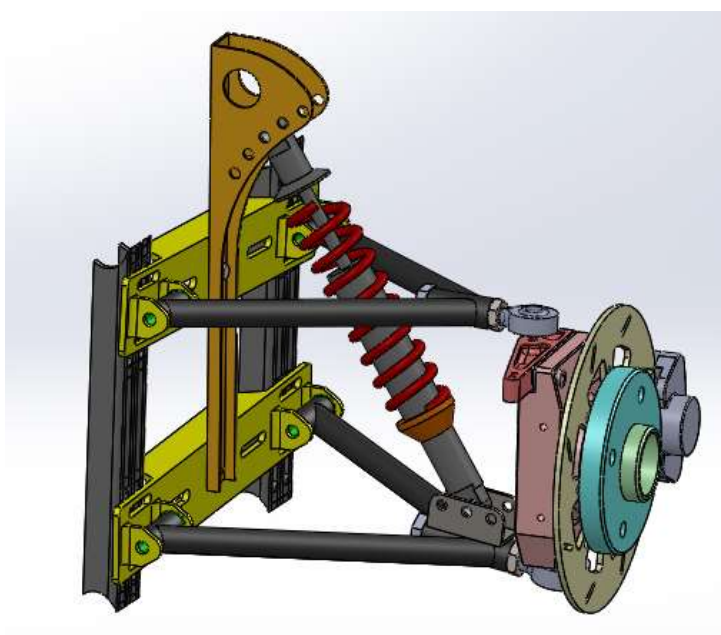


Figura 68 – Suspensão frontal esquerda completa

Na Figura 68 acima, é apresentado o conjunto final da suspensão frontal (neste caso está representado o lado esquerdo) incluindo a respetiva manga de eixo e seus componentes (mencionado nos subcapítulos seguintes). Esta solução apresentada pelo autor permite

diferentes configurações, desta forma é respeitado o verdadeiro objetivo do trabalho desenvolvido.

Como exemplo de configurações possíveis, na Figura 69 estão representadas duas configurações para diferentes ângulos de avanço. Na da esquerda com ângulo de avanço positivo e na da direita ângulo de avanço negativo.

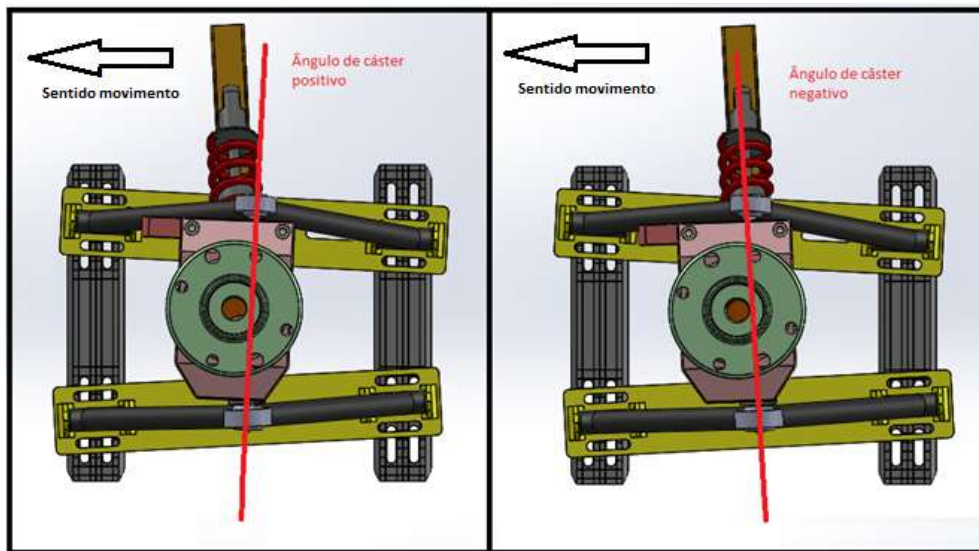


Figura 69 – Configurações para diferentes ângulos de câster

No caso do ângulo de avanço negativo, o veículo torna-se instável em velocidades elevadas e por outro lado existe dificuldade de retorno da roda à sua posição após uma viragem. O ângulo de avanço positivo é ideal. Note-se que o comportamento da viatura vai ser também influenciado pela distância de avanço que também pode ser afinado. (diferentes furações na manga de eixo)

Na Figura 70, são também apresentadas diferentes configurações de suspensão, com o intuito de reposicionar o Centro Instantâneo de Rotação na vista lateral  $CIR_f$ . Com a solução proposta é possível posicionar o  $CIR_f$  atrás do eixo da frente, a diferentes alturas, permitindo o efeito de anti-dive maior ou menor. É também possível posicionar o  $CIR_f$  à frente do eixo frontal, proporcionando um anti-dive negativo, onde o veículo mergulhará muito na travagem. Com estas configurações é esperado que seja perceptível os efeitos de anti mergulho para o condutor.

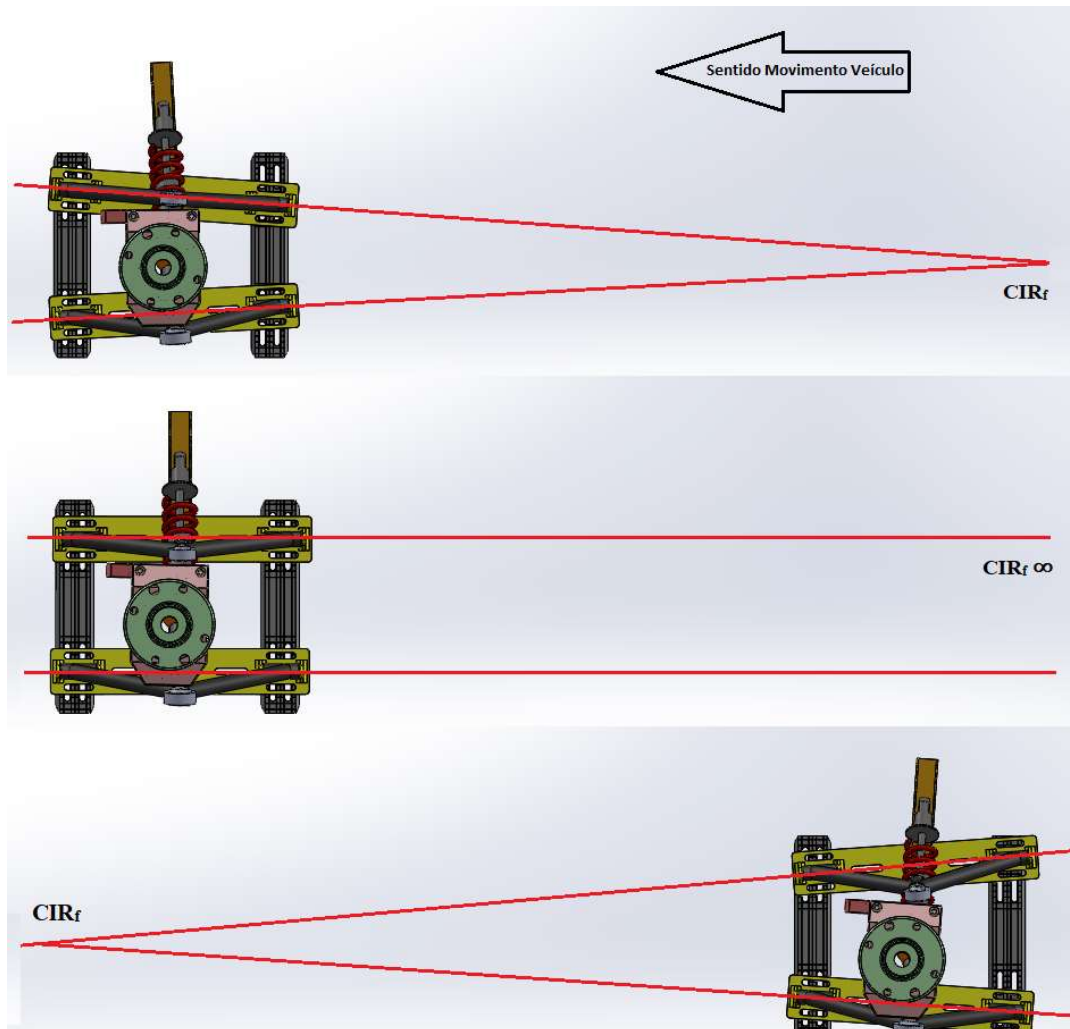


Figura 70 – Diferentes centros instantâneos de rotação

### 3.2.1.3 Manga de eixo e seus componentes

Depois de uma extensa análise de soluções já existentes no mercado de veículos ligeiros não se encontrou nenhuma manga de eixo que satisfizesse os requisitos de possibilitar múltiplas afinações. Assim, para este projeto foi desenhada uma manga de eixo completamente nova que irá ser fabricada a partir de um bloco de alumínio. Tomou-se por base um desenho já existente no ISEP e similar ao FSAE-ISEP (Formula Student).

Foram realizadas as modificações necessárias aos requisitos deste projeto conforme Figura 71. As principais modificações foram a posição de fixação dos braços e reforço do sistema de aperto do pivô de direção (alteração do tipo de parafuso a usar).

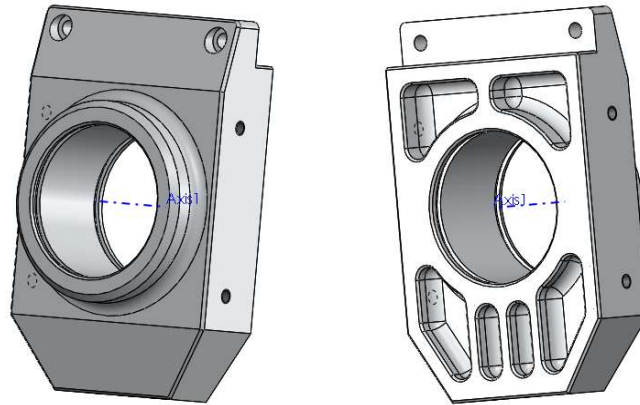


Figura 71 - Manga de eixo

O desenho desta manga de eixo, utiliza um rolamento de dupla carreira de esferas de contacto angular com montagem em O. Este é oriundo da industria automotiva e adequado para o efeito conforme Figura 72.



Figura 72 - Rolamento Automóvel [35]

Neste caso, optou-se pela utilização de um rolamento e respetiva flange conforme Figura 73 proveniente de um veículo comum, mais propriamente um Opel Corsa B. A utilização de um flange proveniente em um veículo de mercado reduz custos e promove uso de peças standard, neste caso a jante com a mesma furação.

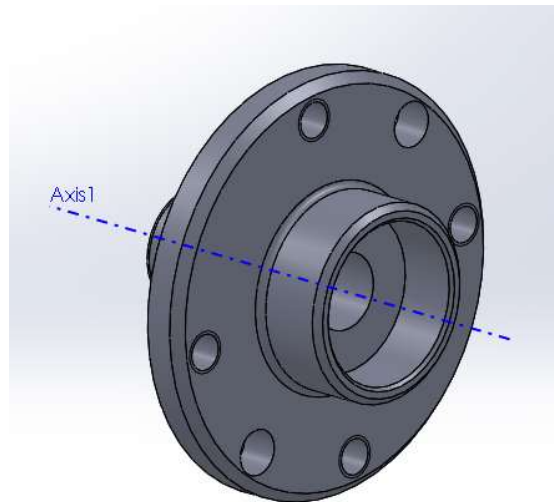


Figura 73 – Flange

Os restantes componentes para completar o conjunto, disco de travão Figura 75, suporte do disco Figura 74 e bombito de travão foram também baseados no projeto FSAE-ISEP (Formula Student).

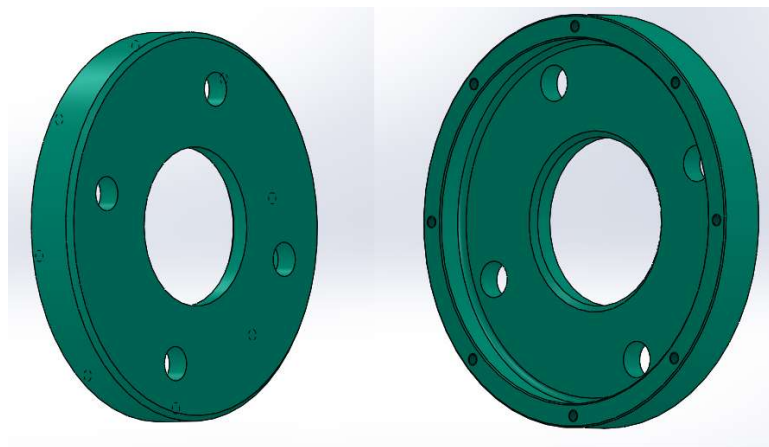


Figura 74 – Suporte do disco

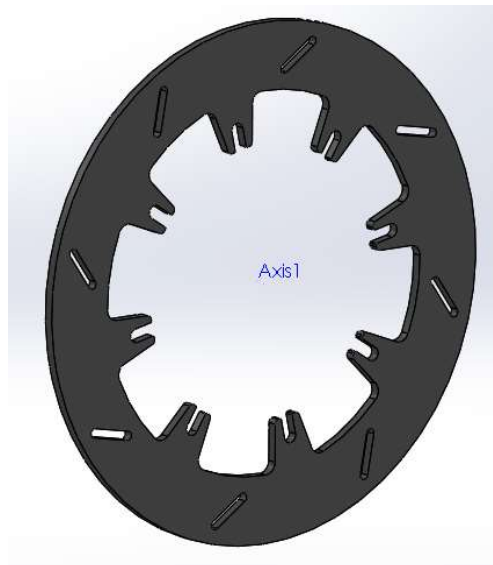


Figura 75 - Disco de travão

O braço da direção conforme Figura 76, também é semelhante ao do projeto FSAE-ISEP (Formula Student). Este componente foi redesenhado para as necessidades deste projeto. Devido ao facto de ser separado da manga de eixo e unido por uma ligação aparafusada pode ser facilmente redesenhado para configuração de um trapézio de Jeantaud com características próprias. Vai ser um componente substituível, isto é, na sua construção vai ser possível adotar ângulos e dimensões diferentes de modo a verificar o efeito resultante sobre o veículo didático em estudo.

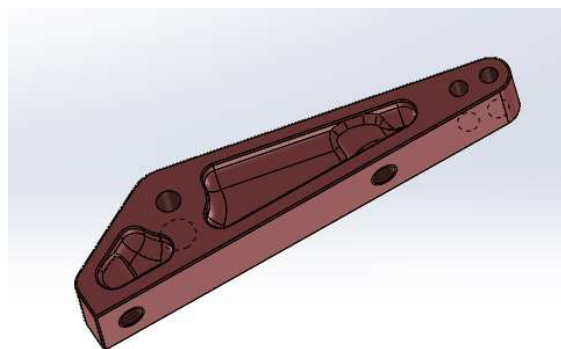


Figura 76 – Braço da direção

### 3.2.1.4 Ajustes de suspensão

De acordo com o objetivo do trabalho, o desenho de suspensão proposto permite diferentes ajustes obtendo diferentes configurações. Na Figura 77 é apresentada uma configuração “normal” em que na vista frontal o centro instantâneo de rotação (CIR) possui um braço equivalente de oscilação curto e o centro de rolamento (CR) está numa posição relativamente alta.

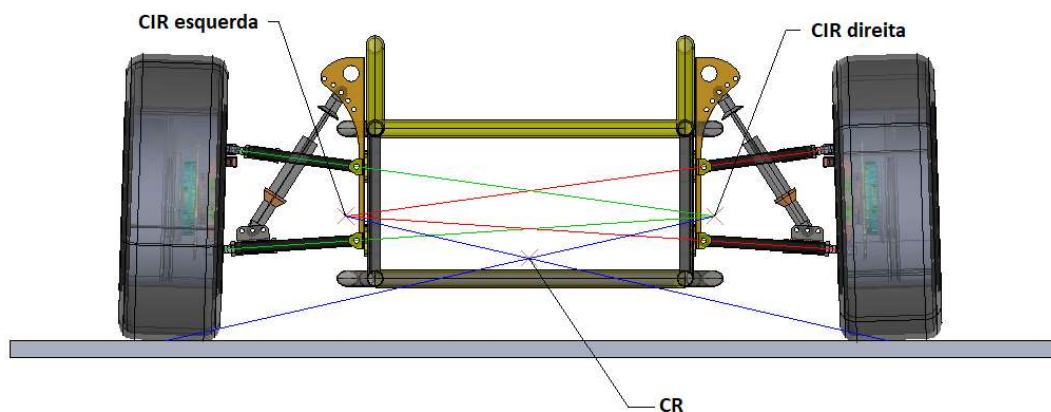


Figura 77 – Determinação ponto CIR e CR da suspensão (versão 0)

Na configuração descrita e todas as outras que se seguem alguns parâmetros são mantidos constantes por exemplo altura do quadro ao solo.

É possível configurar a suspensão de modo a obter outras posições para o CIR e CR.

Para verificação do referido ajustou-se os braços com outras configurações obtendo os seguintes resultados conforme Figura 78, Figura 79 e Figura 80

Conforme se verifica na Figura 78 o CR da suspensão é mais baixo em relação á Figura 77, e os seus CIR por outro lado são mais altos e mais afastados da roda (vista frontal). Para esta nova posição contribui a colocação do suporte do braço superior numa posição

mais elevada. O CIR mais afastado da roda permite que o veículo tenha um ganho de camber menor. O CR mais baixo provocará um maior rolamento da carroceria.

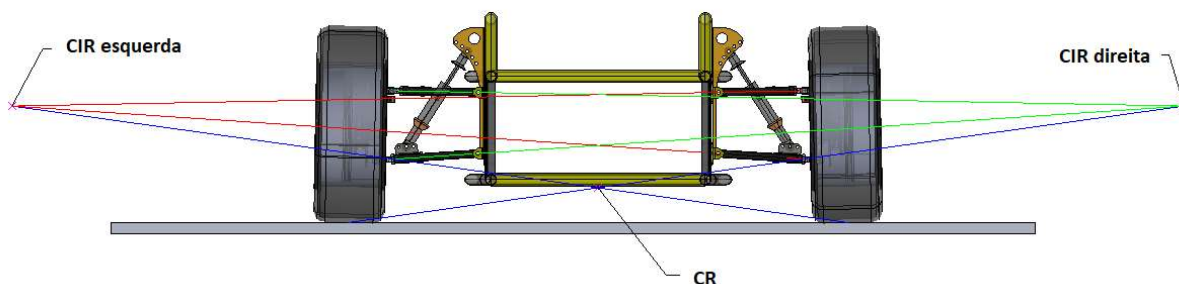


Figura 78 – Determinação ponto CIR e CR da suspensão (versão 1)

Na Figura 79 é mostrada a configuração para o CIR muito afastado da roda que provocará um ganho de camber muito pequeno ou praticamente nulo. Nesta configuração o CR também fica muito baixo praticamente junto ao solo.

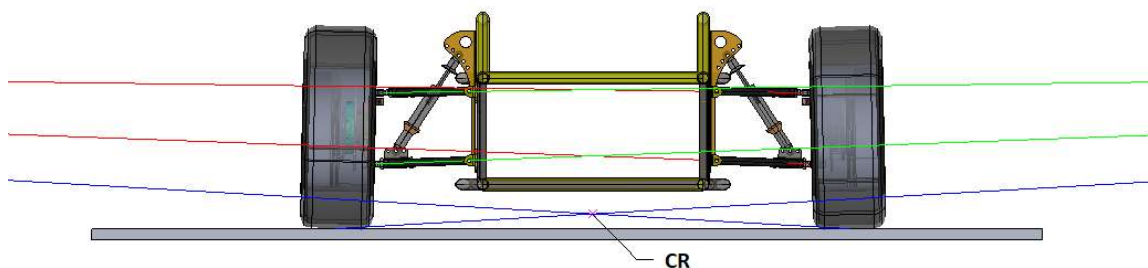


Figura 79 – Determinação ponto CIR e CR da suspensão (versão 2)

É ainda possível configurar o veículo proposto para uma geometria de suspensão desadequada ao normal pretendido, isto é, CIR do lado exterior da roda. Esta configuração pode ser vista na Figura 80. O CR produzido por esta configuração fica abaixo do solo o que não é desejável num veículo pois a alta velocidade provoca instabilidade direcional.

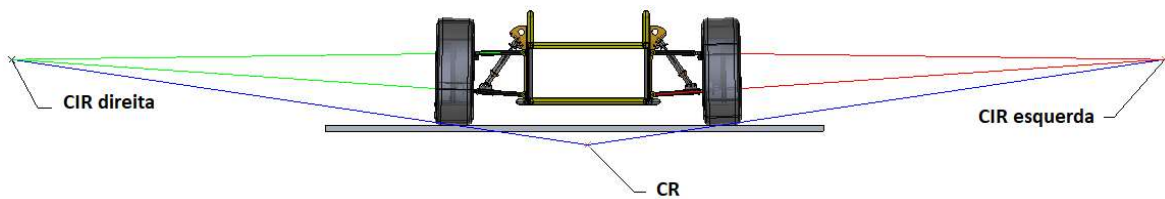


Figura 80 - Determinação ponto CIR e CR da suspensão (versão 3)

### 3.2.2 Suspensão traseira

A suspensão escolhida para o eixo traseiro é do tipo eixo rígido. A opção por este tipo de suspensão foi sustentada por ser um sistema de simples montagem custo reduzido e permitir alterar vários parâmetros pois trata-se de um projeto didático.

Com a opção por sistema de suspensão eixo rígido para a traseira deixou de fora a possibilidade de afinar alguns parâmetros, de entre os quais os principais são a convergência e o camber, no entanto a possibilidade de alterar facilmente a posição do eixo instantâneo de rotação da suspensão de eixo rígido com ligação por quatro barras pesou na sua escolha.

Após algumas pesquisas optou-se pela utilização do eixo rígido de um corta relvas com diferencial, pois apresenta as seguintes vantagens:

- Caixa de velocidades incluída;
- Possui marcha atrás;
- Sistema de travagem incorporado;
- Baixo peso;
- Acoplamento por sistema de correia.



Figura 81 – Diferencial corta relvas completo



Figura 82 – Diferencial com pormenor da travagem

### 3.2.2.1 Componentes da suspensão traseira

Com a utilização do diferencial traseiro proveniente do trator corta relvas, foi necessário adequar o mesmo ao projeto didático em estudo, para tal foram criados diferentes componentes. Estes componentes tiveram por base construtiva inicial uma suspensão do tipo eixo rígido ligado por quatro tirantes ou PRO4.

A ligação PRO4 usa quatro tirantes, ou barras biarticuladas que podem estar dispostas paralelas ou diagonais. Se forem as quatro barras paralelas necessitam ainda de um quinto elemento: uma barra Panhard ou paralelo de Watt.

### 3.2.2.1.1 Eixo traseiro

O eixo traseiro é um eixo rígido com diferencial. Este possui para suporte das rodas e veio de transmissão mangas de eixo, isto é um elemento tubular no interior do qual vai rodar o semi-eixo com rolamentos na extremidade. Estas mangas de eixo são fixados ao seu corpo central, assim sendo para este projeto retirou-se os originais e desenvolveram-se umas novas mais longas de modo a satisfazer as medidas do veículo Figura 83.

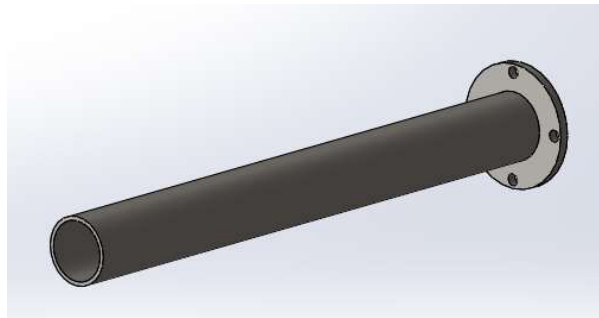


Figura 83 – Manga de eixo

Neste componente, para interligar os tirantes da suspensão foram criados uns suportes de apoio que permitem a colocação das barras em diversas opções. Esta solução permite o estudo de diferentes solicitações da suspensão e os seus respetivos efeitos, conforme Figura 84. Este componente vai ser soldado á manga de eixo.



Figura 84 – Suporte de barras eixo traseiro

Numa primeira fase modelaram-se as mangas de eixo e respetivos suportes para fixação/ligação do eixo rígido, obtendo o seguinte modelo conforme Figura 85.

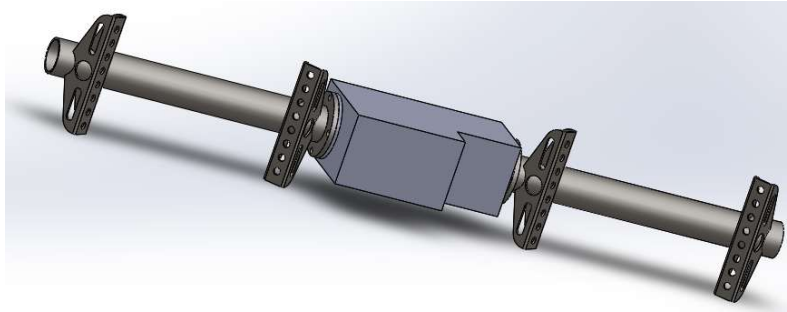


Figura 85 – Eixo traseiro com sistemas de fixação de tirantes

#### 3.2.2.1.2 Suportes de fixação dos tirantes ao quadro

Mantendo a filosofia de ser possível múltiplas configurações de ligação do eixo rígido ao quadro, foram projetados elementos de fixação dos tirantes ao quadro com diferentes pontos de fixação conforme Figura 86 abaixo.

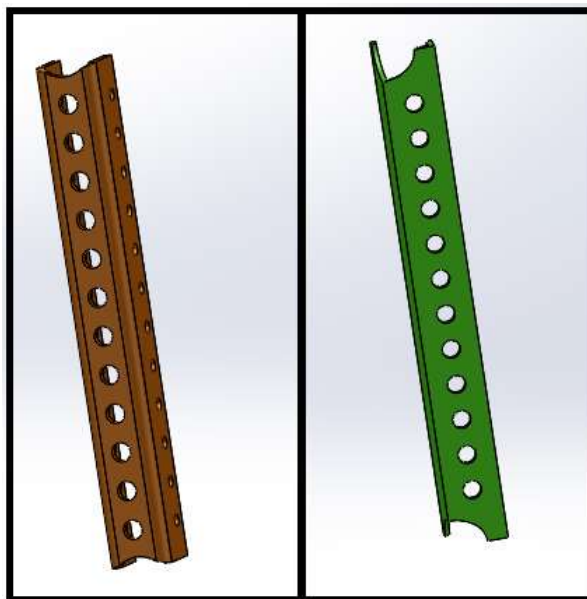


Figura 86 – elementos de fixação dos tirantes

No desenho desenvolvido acima verifica-se que os tirantes possuem diversos pontos de fixação materializados pelos furos, isto é, cada um dos furos é um possível ponto de

fixação. Na Figura 88 é apresentada a solução final adotada pelo autor. Estes componentes vão ser fixados rigidamente ao chassi (soldadura).

### 3.2.2.1.3 Tirantes de suspensão

Os tirantes da suspensão traseira Figura 87, que fixam o eixo rígido, foram desenvolvidos de forma a facilitar as afinações necessárias para as diferentes configurações. O autor optou por utilizar ponteiras de direção de veículos de turismo. Esta configuração permite o ajuste das distâncias sem ser necessário remover os tirantes de direção (ligação esférica).

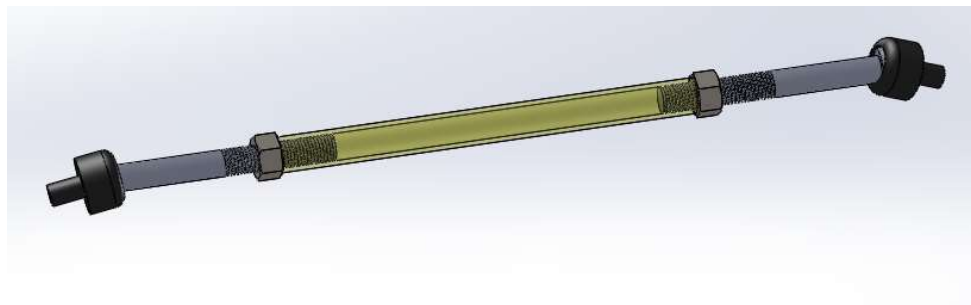


Figura 87 - Tirante de suspensão

Por outro lado, se necessário pode ser substituído o tubo de interligação de modo a obter diferentes comprimentos do tirante. Esta solução é a adotada para o tirante superior e inferior pois os mesmos possuem tamanhos diferentes entre si.

Com a utilização de um sistema de eixo rígido ajustou-se o chassi de forma a poder utilizar tirantes de fixação com diferentes configurações, isto é, montado longitudinalmente ou diagonalmente. O desenho desenvolvido pelo autor permite ainda que estes elementos de ligação sejam montados de forma cruzada ou paralela.

Como resultado final (uma das soluções possíveis) da união dos componentes mencionados acima obtemos a seguinte configuração, Figura 88.

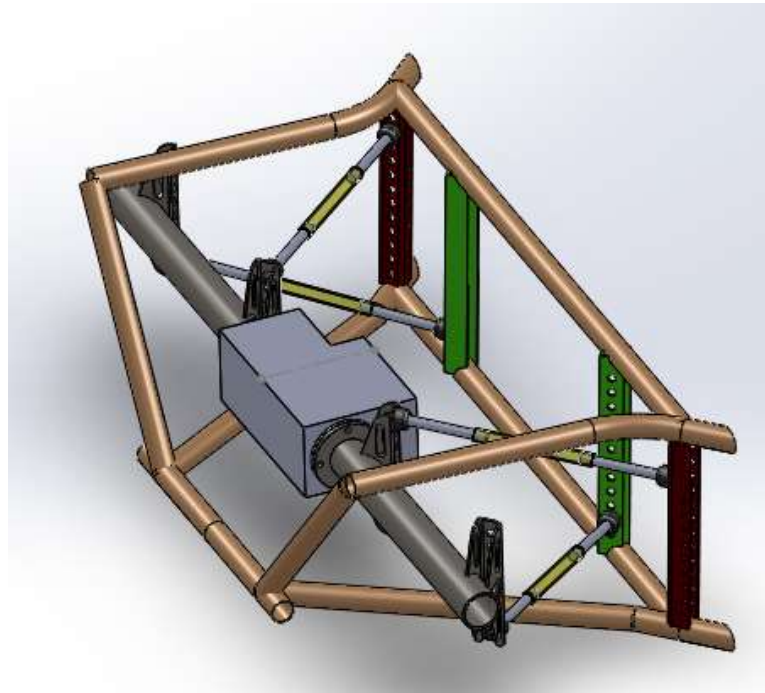


Figura 88 – Montagem completa do sistema de fixação de suspensão no trem traseiro

Conforme figura anterior, para montagem inicial do projeto o autor optou por configuração cruzada em que os tirantes formam um X. A montagem do tipo cruzada torna o veículo Subvirador ou Sobrevirador dependendo da posição que os tirantes assumem. No caso apresentado acima o veículo apresenta um comportamento Subvirador.

Para melhor compreensão, e validação das possibilidades de ajuste da suspensão traseira, foram testadas as duas configurações acima mencionadas. Estas são aprofundadas nos subcapítulos 3.2.2.2.2 e 3.2.2.2.3.

#### 3.2.2.1.4 Sistema de rolamento acoplado ao diferencial

Com a utilização do diferencial corta relvas, supostamente seria utilizado o mesmo sistema de rolamento das rodas já existente. Após uma breve análise ao conjunto concluiu-se que o mesmo não era viável, pois possui um rolamento de agulhas apoiado diretamente sobre o veio de transmissão. Esta configuração limita a carga e tipo de roda a ser utilizada.

Por outro lado, as dimensões dos veios de transmissão eram reduzidas (comprimento) para a aplicação.

Com o estudo das possíveis soluções e verificação de casos reais, o autor recolheu ideias nos carros de sistema de transporte de mercadorias. Como exemplo possuímos o Intralogistic T1500D ao qual o autor teve acesso para verificação dos seus componentes.



Figura 89 - Intralogistic T1500D[34]

Este veículo, possui um sistema de tração muito semelhante ao utilizado neste projeto, isto é, com um diferencial traseiro acoplado diretamente a um motor (neste caso elétrico). O sistema construtivo é o apresentado na Figura 90 abaixo.

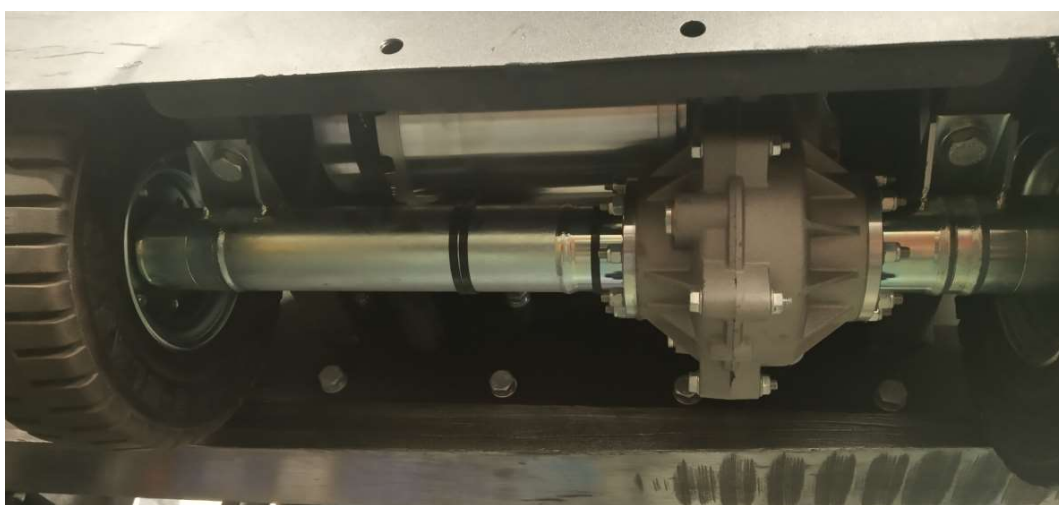


Figura 90 - Diferencial traseiro Intralogistic T1500D

Este sistema, no seu acoplamento á roda utiliza uma flange idêntica aos veículos automóveis, e o seu sistema de rolamento é constituído por uma caixa com dois rolamentos soldada ao tubo principal conforme Figura 91.



Figura 91 - Flange e apoio rolamentos Intralogistic T1500D

Baseado na construção mencionada anteriormente foi desenvolvido um sistema equivalente de modo a ser viável a sua aplicação neste projeto. O resultado final é o seguinte (Figura 92).

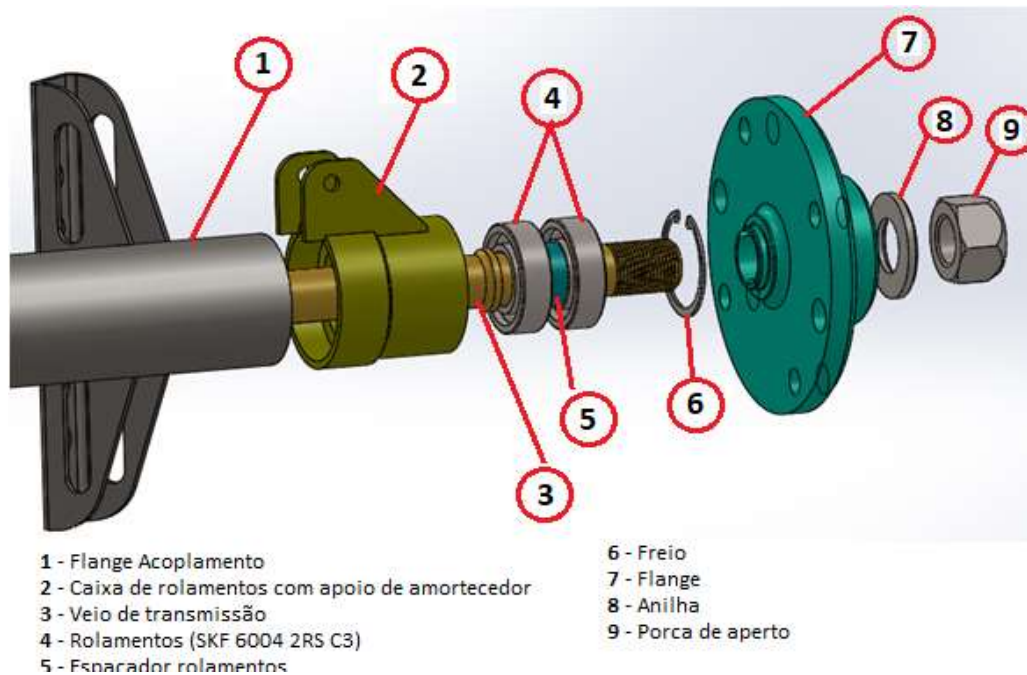


Figura 92 - Construção do sistema traseiro de rolamento

No esquema apresentado anteriormente é possível visualizar os diferentes componentes constituintes do sistema.

A caixa de rolamentos N°2 possui a função de suporte dos rolamentos e também vai servir de apoio do amortecedor á carroceria. Esta opção permite colocar o amortecedor o mais perto possível da roda (maior amplitude de movimento do amortecedor) e reforçar a zona a interligar (soldadura).

### 3.2.2.1.5 Amortecedor e suas ligações

Relativamente ao sistema de suspensão traseiro, conforme referido anteriormente aproveitou-se o suporte dos rolamentos para a fixação do amortecedor ao eixo. Este apoio é o usado para cálculo do comprimento do amortecedor. Limitado á estrutura desenhada os amortecedores indicados para esta aplicação deverão de possuir entre furos uma distância de 370 mm (mencionado no subcapítulo 3.2.2.1.6). O autor tendo em conta a futura construção do modelo didático escolheu duas possíveis soluções, isto é, a compra de amortecedores diretos no mercado ou a utilização de um amortecedor da industria

automotiva mais propriamente de uma moto, Yamaha R6 de 2005 que permite múltiplas afinações. Como opção de desenho escolheu-se uns amortecedores também de motociclo, mas de carácter aplicativo universal conforme Figura 93 abaixo.



Figura 93 - Amortecedores Universais 370mm [33]

#### 3.2.2.1.6 Suporte superior do amortecedor

Tal como sucedido no suporte inferior do amortecedor foi criado um sistema para acoplamento do mesmo ao chassi na parte superior. O resultado final é o obtido na Figura 94 em que esta solução levou á criação de um novo reforço ao chassi (a amarelo na figura) de modo a poder colocar o amortecedor a uma distância mínima, sendo que o amortecedor ideal para a aplicação deverá de possuir 370 mm entre furos.

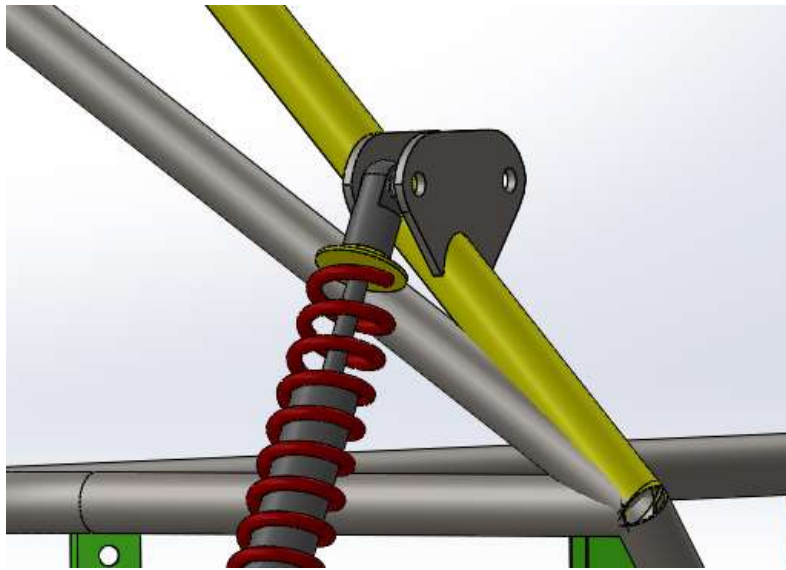


Figura 94 – Pormenor de montagem do amortecedor

#### 3.2.2.1.7 Solução final suspensão traseira

Na solução final visível na Figura 95 conforme referido foram acrescentados ao chassi tubular uns reforços para alocação dos amortecedores, sendo que para reforço estrutural estes dois componentes vão ficar interligados por uma barra de reforço. Esta barra será do tipo amovível para um melhor acesso ao diferencial e motor se necessário.

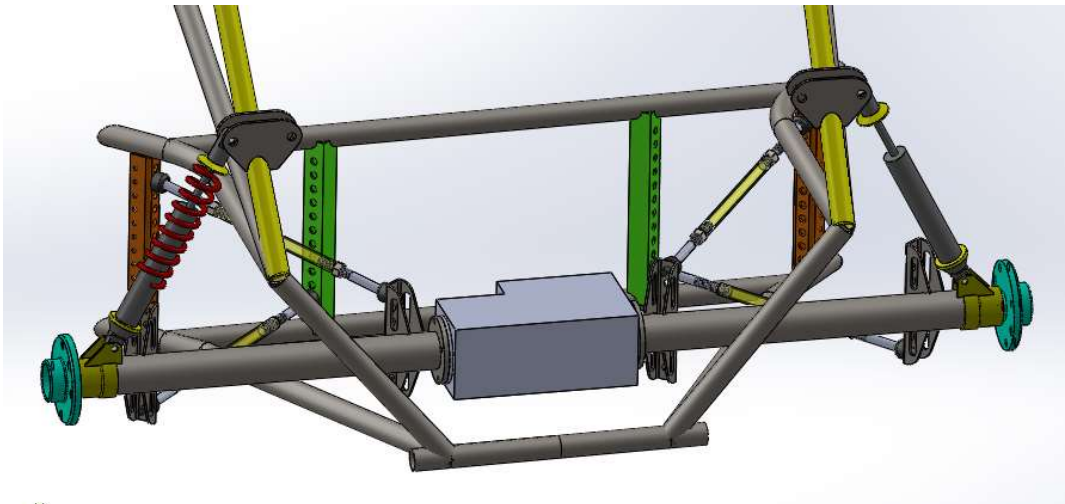


Figura 95 – Solução final suspensão

Na montagem final já são visíveis todos os componentes (excepção de jante e pneu) sendo esta a solução escolhida pelo autor para construção final do modelo didáctico.

### 3.2.2.2 Ajustes suspensão traseira

Tal como para a suspensão dianteira também a suspensão traseira foi projetada de modo a possibilitar diversas afinações e configurações. Nos subcapítulos seguintes será explicado o modo de afinação para obter diferentes comportamentos.

A escolha por suspensão de eixo rígido para a traseira, e ligação em quatro barras biarticuladas permite configurá-la com geometria sobrevirador e subvirador posicionando o seu eixo de rotação com diferentes inclinações.

#### 3.2.2.2.1 Alteração do CR do eixo traseiro

Com o desenho proposto é possível posicionar os tirantes de suspensão traseira em diferentes posições. O CR da suspensão traseira é determinado fazendo a intersecção do eixo de rolamento da suspensão traseira com o plano transversal do eixo traseiro.

O eixo de rolamento da suspensão traseira é determinado por dois pontos, o ponto de intersecção dos tirantes superiores e o ponto de intersecção dos tirantes inferiores na vista lateral em corte conforme Figura 96.

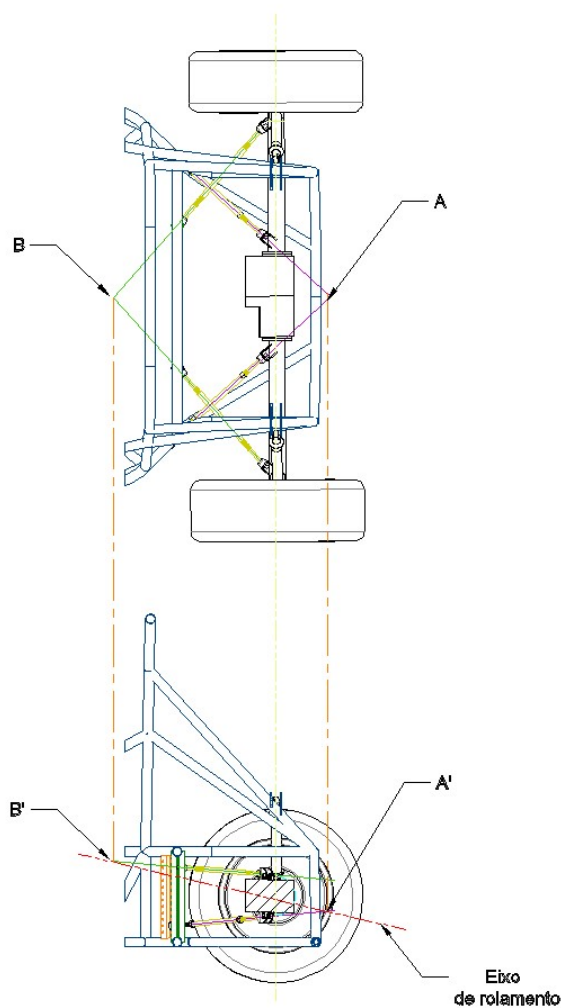


Figura 96 – Determinação do eixo de rolamento da suspensão traseira

Com a determinação do eixo de rolamento na suspensão traseira, é possível a correta determinação do centro de rotação do eixo. Com a possibilidade configuração dos tirantes vai ser demonstrado nos subcapítulos seguintes a obtenção dos CR e CIR numa configuração Sobrevirador e Subvirador.

#### 3.2.2.2.2 Configuração carro Sobrevirador

Para configurar o veículo de forma a este apresentar um comportamento sobrevirador é necessário que o eixo de rolamento da suspensão traseira esteja inclinado subindo para a frente. Quando em curva a carroceria vai rolar para fora Figura 97, com este movimento

o eixo traseiro reposiciona-se direccionando-se para fora da curva Figura 98 e causando uma sobreviragem do veículo. Conforme visível na figura a distância não é semelhante no centro geométrico do eixo em relação às duas laterais do veículo, neste caso existe uma diferença geométrica de 23mm

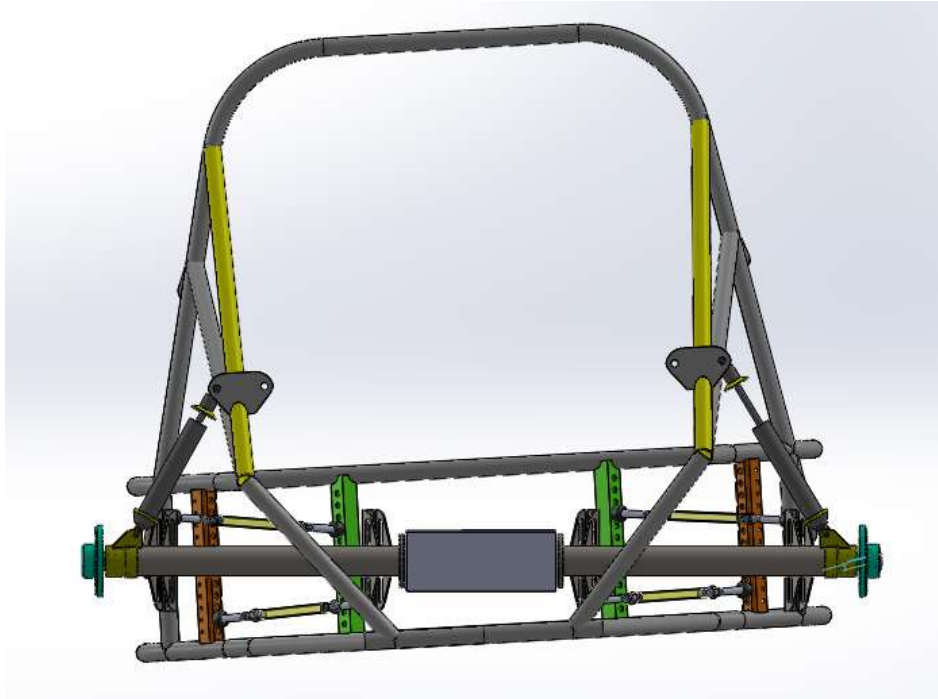


Figura 97 – Carro sobrevirador vista traseira

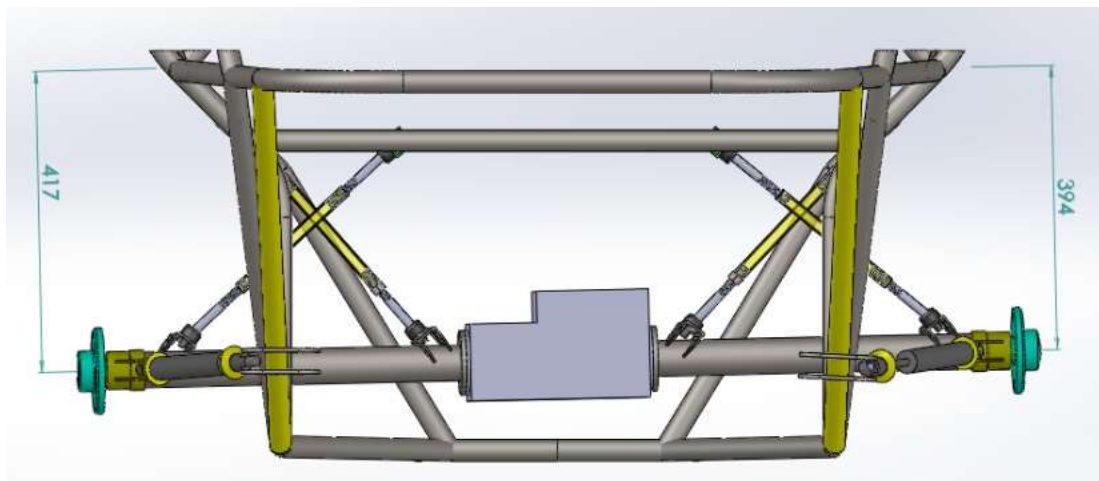


Figura 98 – Carro sobrevirador vista cima

De modo a determinar a posição dos eixos de rolamento, respetivos CR e CIR foram reposicionados os tirantes de suspensão obtendo os resultados que se seguem nas imagens

seguintes. Na Figura 101 é apresentada a configuração inicial. Para obtenção dos respetivos CIR da suspensão são utilizadas as vistas superior, e vista lateral de apenas uma roda. Neste caso o CR fica localizado abaixo do centro do eixo traseiro sendo esta a posição ideal para o mesmo.

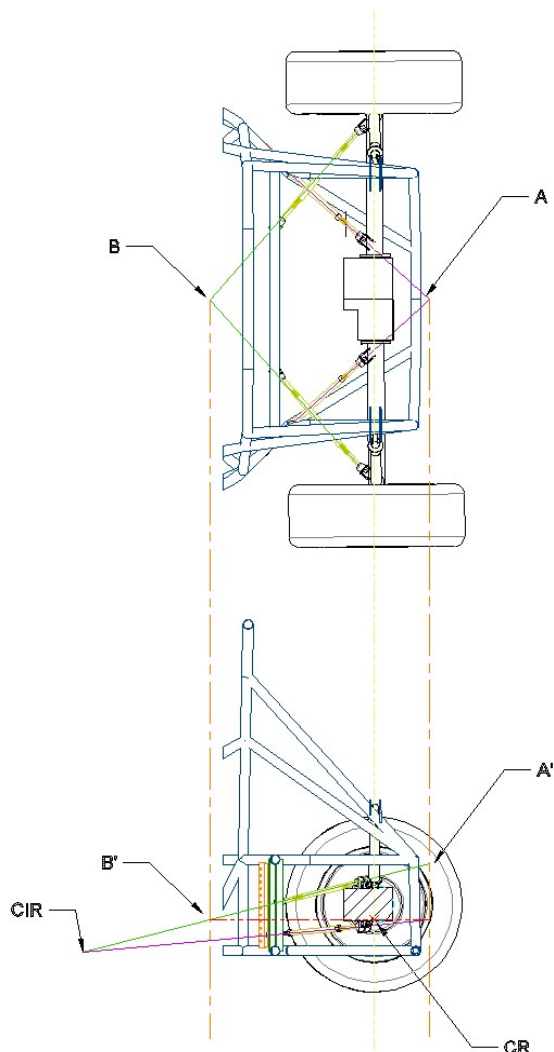


Figura 99 - Determinação geométrica CR eixo traseiro neutro (versão inicial)

É possível configurar a suspensão de modo a obter outras posições para o CIR e CR, sendo as mesmas evidenciadas abaixo.

Na configuração descrita e todas as outras que se seguem alguns parâmetros são mantidos constantes, por exemplo altura do quadro ao solo.

A Figura 100 abaixo, mostra uma configuração em que a posição dos tirantes superiores estão num plano paralelo aos inferiores. Isto pode ser constatado na vista lateral. Desta forma o CIR obtido está posicionado no infinito e o CR ligeiramente mais alto em relação aos ajustes anteriores, provocando um menor rolamento da carroceria.

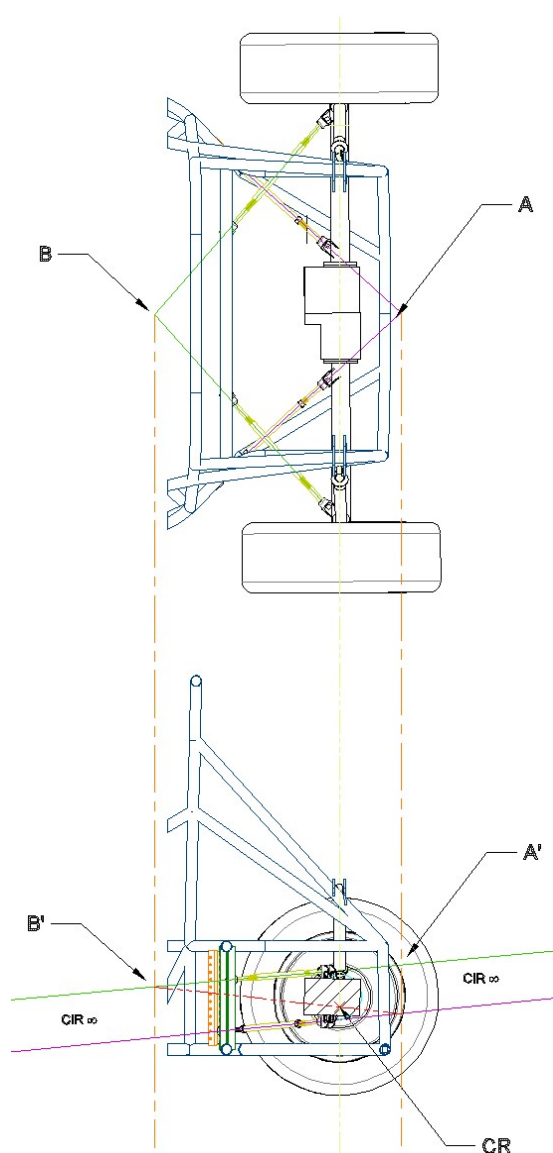


Figura 100 Determinação geométrica CR eixo traseiro sobrevirador (versão 1)

Por último alterou-se a posição dos tirantes de suspensão para as posições abaixo mencionadas na Figura 101. Nesta configuração o CIR ficou invertido, isto é, ficou localizado na zona traseira á roda (vista lateral). Esta configuração que não aconselhável num carro de turismo, pois provoca o aparecimento de o efeito anti-levantamento na travagem negativo, isto é, a força de travagem no eixo traseiro levanta a traseira da carroceria. O CIR deve estar localizado na zona frontal ao eixo.

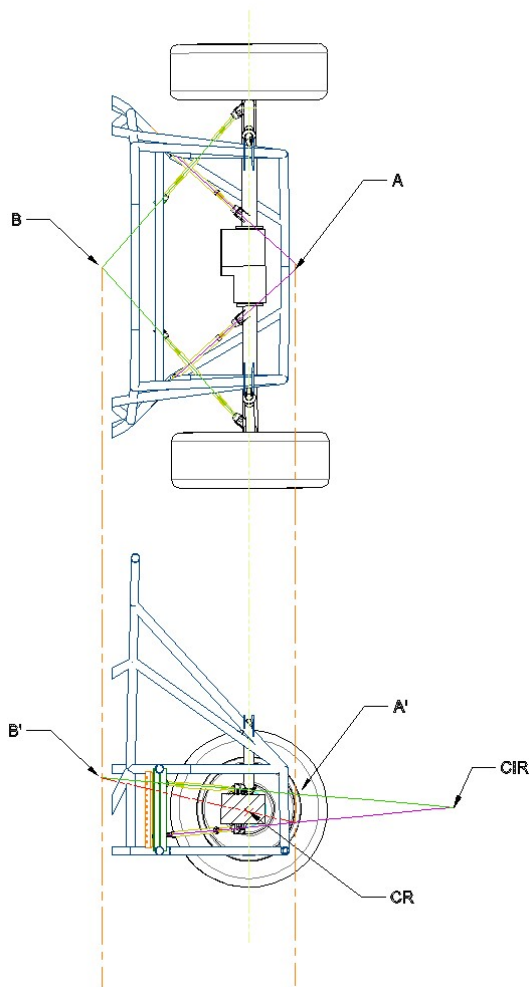


Figura 101 – Determinação geométrica CR eixo traseiro sobrevirador (versão 2)

### 3.2.2.2.3 Configuração Carro Subvirador

Apresenta-se neste subcapítulo uma configuração na montagem dos tirantes para obter um comportamento subvirador, os tirantes são reposicionados de forma a obter o eixo de

rolamento da suspensão traseira inclinado e descendo para a frente. Obteve-se os resultados abaixo apresentados na Figura 102 e Figura 103 em que é apresentada numa configuração Subvirador, onde em curva o eixo traseiro aponta ligeiramente para dentro.

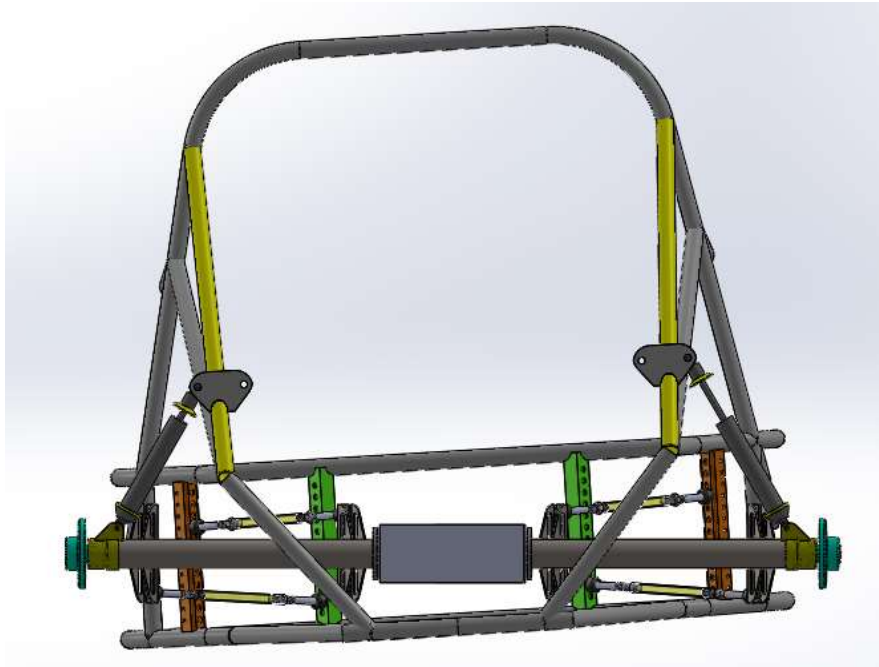


Figura 102 – Carro subvirador vista traseira

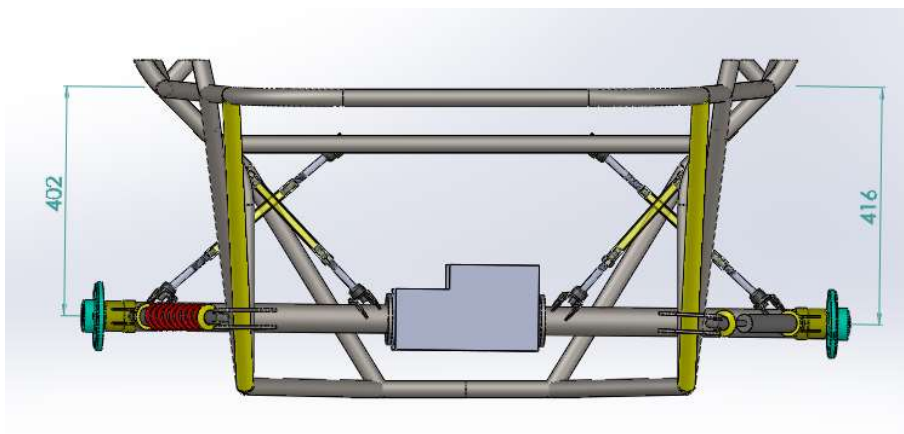


Figura 103 – Carro subvirador vista cima

De igual forma ao proposto no subcapítulo 3.2.2.2.2 o autor alterou a posição dos tirantes de forma a determinar a posição do eixo de rotação e respetivo CR.

Na Figura 104 é apresentada uma configuração inicial. Como resultado desta configuração o CR está localizado numa posição superior ao eixo traseiro no plano transversal e o seu CIR numa posição posterior á roda traseira. Esta configuração é uma configuração estável em termos de rolamento da carroceria e respectivo anti-dive.

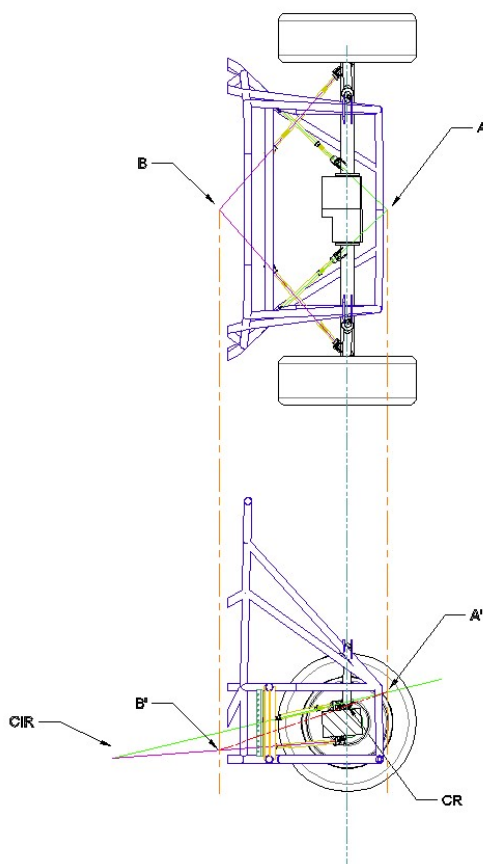


Figura 104 - Determinação geométrica CR eixo traseiro subvirador (versão inicial)

Numa outra configuração, conforme representada na Figura 105 os tirantes foram posicionados por forma a ficarem paralelos na vista lateral, e como resultado o CIR fica localizado no infinito, por outro lado a posição do CR baixou pouco em relação á posição dos tirantes referidos anteriormente. Neste ajuste é mantida a tendência subviradora.

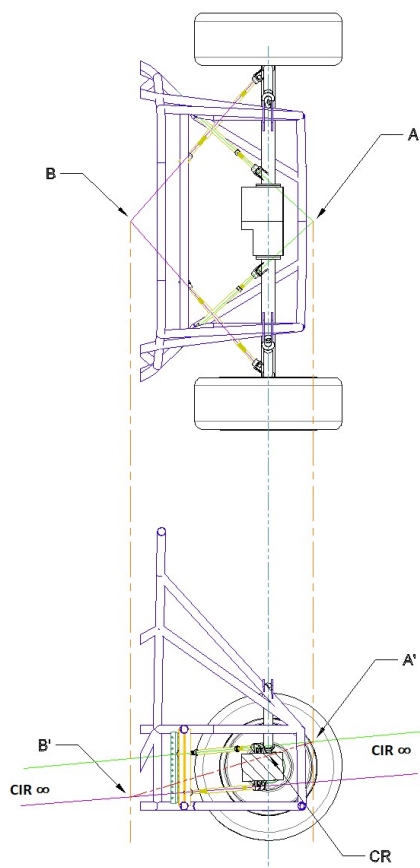


Figura 105 - Determinação geométrica CR eixo traseiro subvirador (versão 1)

Por fim os tirantes de suspensão foram reposicionados conforme Figura 106, em que se pode verificar que o CIR é invertido em relação ao apresentado Figura 104. Com esta localização do CIR o veículo possui o efeito contrário ao pretendido relativamente ao movimento anti-afundamento e anti-levantamento da traseira, e por sua vez o CR é mais baixo em relação às duas situações anteriores

Para qualquer uma das configurações subvirador o CR mantém-se acima da linha de centro do eixo traseiro. Com esta geometria de suspensão não é possível possuir um CR mais baixo.

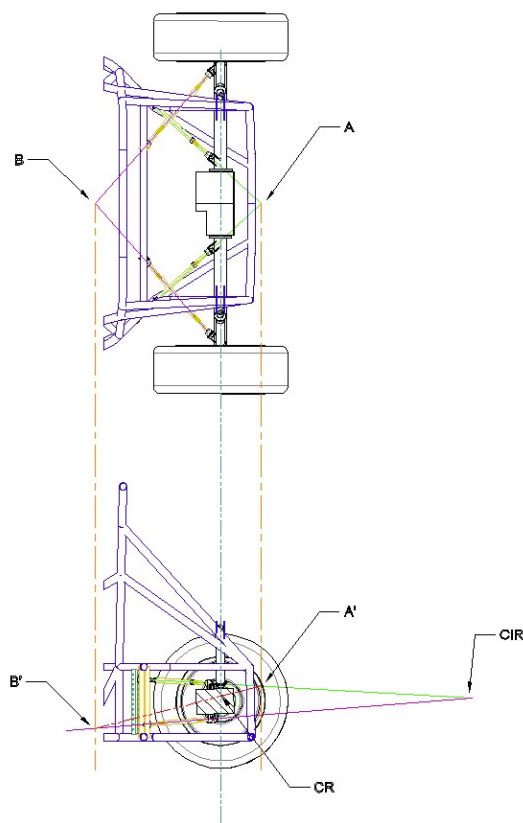


Figura 106 - Determinação geométrica CR eixo traseiro subvirador (versão 2)

Após a determinação dos diferentes CIR e CR do eixo traseiro (Sobrevirador e subvirador), por meio geométrico, o autor cumpre o objetivo proposto, isto é, é possível o estudo dos comportamentos do veículo mediante diferentes configurações e solicitações. Apenas foram apresentadas seis diferentes configurações no total das diversas possibilidades.

### 3.3 Direção

O sistema de direção é responsável pelo movimento das rodas. O considerado para o projeto foi um sistema simples, de fácil aplicação e tendo em vista o baixo custo construtivo. Mais uma vez a opção final foi influenciada pelo material que o autor já possuía (patrocínios) sendo que o utilizado trata-se de um sistema direção completa proveniente de um Ford Fiesta. Este sistema inclui guiador, coluna de direção Figura 107 e respetiva régua de direção Figura 108.



Figura 107 – Guiador e coluna de direção Ford Fiesta



Figura 108 – Caixa de direção completa

A régua de direção, de modo a não influenciar nos restantes parâmetros, deverá de ser instalada de duas posições possíveis, isto é, conforme já referenciado no capítulo 2.9. Devido a ser necessário a direção acompanhar o reposicionamento dos braços de suspensão optou-se por colocar os tirantes de direção paralelos aos braços superiores na parte frontal conforme Figura 109. Com esta escolha, é possível com novas configurações de posições dos braços de suspensão, não possuir o efeito bump steering.

A caixa de direção pelos fatores já evidenciados vai ser colocada na zona frontal da suspensão quando visível sobre o plano lateral do veículo, assim sendo a mesma não é compatível, pois fica com o movimento inverso ao desejado. Deste modo o autor conseguiu um patrocínio de uma direção do mesmo veículo, mas de volante á direita tornando desta forma este sistema aplicável no projeto.

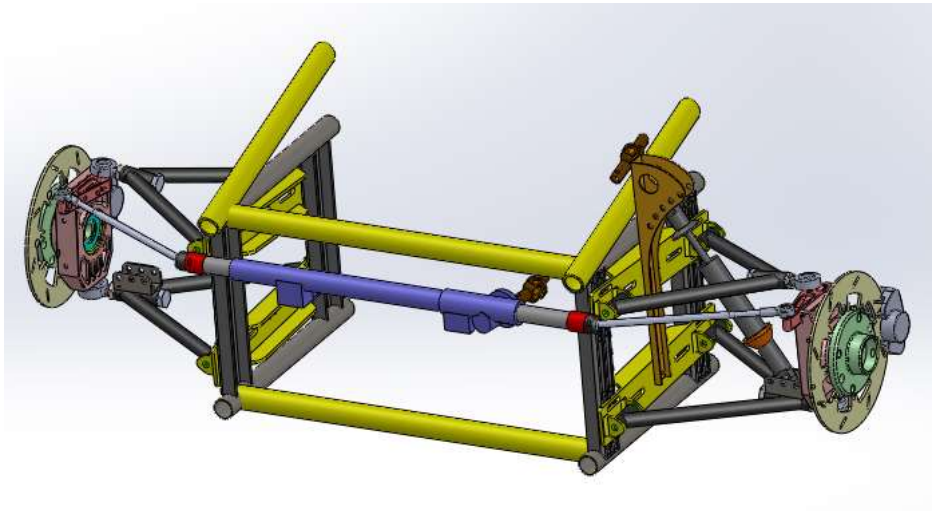


Figura 109 – Suspensão frontal com sistema de direção

De modo a ser possível o acompanhamento da direção em relação aos braços de suspensão foi criado um suporte, em que o sistema de aperto é semelhante ao já apresentado na Figura 67. Neste caso funciona do mesmo modo conforme Figura 110 abaixo, sendo que este suporte permite o ajuste da posição da caixa direção de uma forma simples.

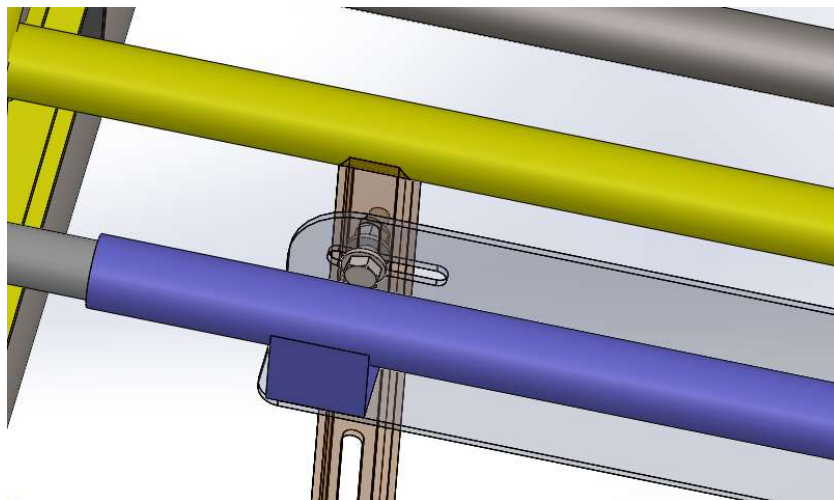


Figura 110 - Suporte móvel direção

De modo a ser funcional e possuir ângulos de viragem semelhantes entre rodas a direção tem de ser centrada, isto é, no conjunto final os tirantes de direção possuem os comprimentos semelhantes entre si (esquerda e direita).

Neste caso e de modo a não existir o efeito *Bump Steering* a ligação esférica do tirante é coincidente com o ponto de rotação do braço de suspensão na vista frontal.

A direção utilizada possui uma régua com um total de 605 mm, e por sua vez a distância entre o centro de rotação dos braços (esquerdo e direito) possui 650mm. Para acertar as medidas foram criados dois espaçadores conforme Figura 111 com o numero 1.

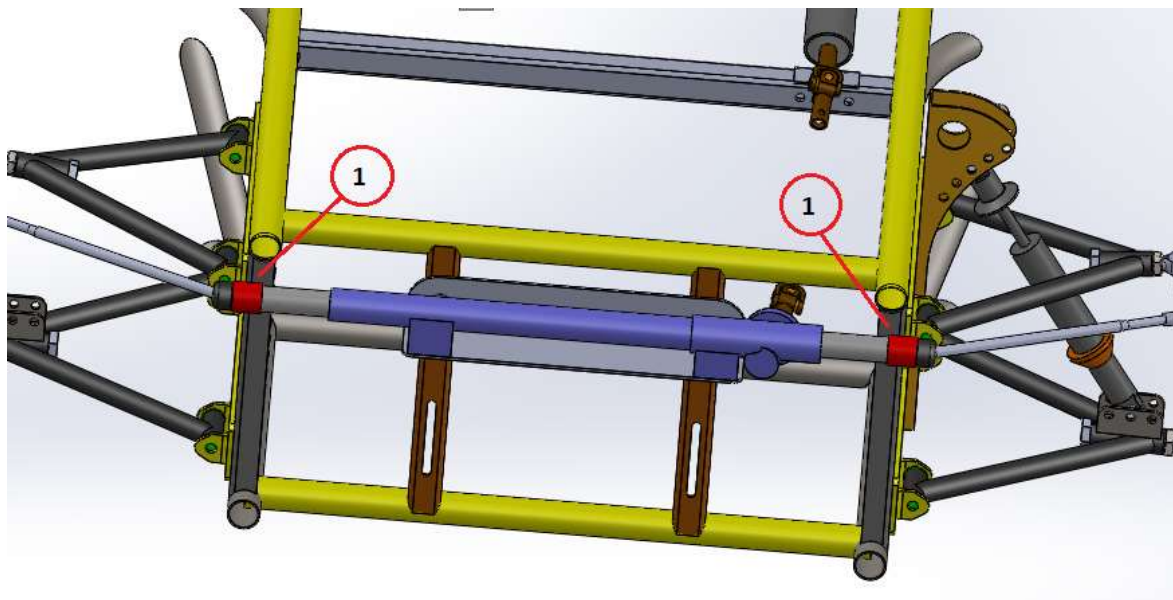


Figura 111 – Pormenor espaçadores de direção

Com o conjunto montado na totalidade são cumpridos os requisitos do projeto em desenvolvimento, isto é, múltiplas configurações de suspensão sem interferência da direção, isto é, a direção acompanha as novas configurações de suspensão impostas pelo autor.

Contudo, esta forma de montagem também permite alterar o sistema direção de modo a obter outros efeitos tais como *Bump Steering*, bastando neste caso que pivô do tirante de direção não fique complanar com centro de rotação do braço de suspensão. Este fenómeno é aprofundado no subcapítulo 3.4.1 abaixo.

### 3.4 Relação entre suspensão e direção

A suspensão e a direção são partes integrantes do objetivo em estudo a que o autor se propõe. No veículo desenvolvido, conforme já referido nos capítulos anteriores foram criadas soluções que minimizam as influências entre os dois sistemas. De forma a evidenciar essas soluções nos seguintes subcapítulos o autor testou diferentes configurações para evidenciar as soluções propostas.

#### 3.4.1 – Efeito *Bump steering*

O *Bump steering* num veículo, é um efeito não desejável e que deverá de ser minimizado. Para demonstrar estes efeitos o autor redesenhou a suspensão em várias configurações evidenciando as diferenças no efeito *Bump Steering*. Em todas as situações partiu-se do princípio com o veículo em repouso o ângulo da roda em relação ao plano transversal era de 90° nas duas rodas, isto é convergência nula.

##### 3.4.1.1 – Direção paralela aos braços de suspensão

De acordo com o já referido uma forma de minimizar o efeito Bump Steering é colocar os tirantes de direção paralelos ao braço de suspensão e colineares nos seus pontos articulados. Conforme Figura 112 no movimento de suspensão ascendente da roda do lado esquerdo verifica-se que existe um ganho de camber negativo de 1.7°, mas por outro lado a roda apresenta uma alteração de ângulo em relação ao inicial baixo de apenas 0.2° (Figura 113) este efeito é semelhante na roda da direita se sujeita ao mesmo tipo de ensaio. Idealmente o ângulo obtido teria de ser 0°, isto não sucede pois embora estejamos a modelar em software não foi possível garantir que os pontos articulados, braço e tirante de direção estavam colineares, mas sim uma boa aproximação.

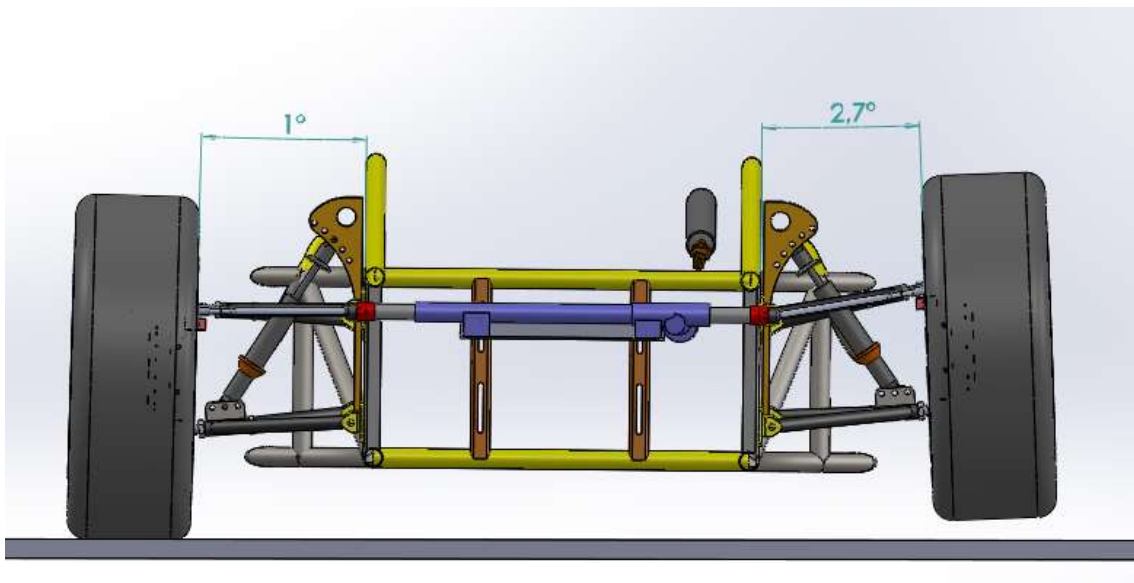


Figura 112 – Efeito Bump Steering direcção paralela (vista frontal)

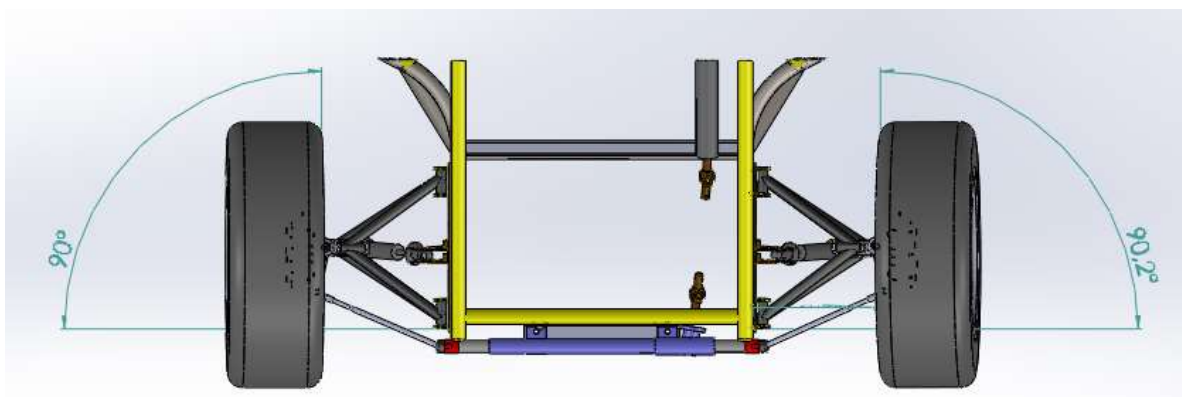


Figura 113 – Efeito Bump Steering direcção paralela (vista superior)

Com esta configuração fica demonstrado que conforme referido no subcapítulo 2.9 existe um efeito *bump steering* mínimo. Idealmente esta configuração é a opção que provoca o menor efeito *bump steering* em veículos automóveis, contudo como foi referido anteriormente existem limitações construtivas.

#### 3.4.1.2 Direcção abaixo da posição ideal

Com a alteração da posição da régua de direcção para uma posição inferior Figura 114, verifica-se que no movimento de suspensão ascendente existe um ganho de camber

semelhante á situação anterior contudo existe uma alteração na convergência da roda de  $3.5^\circ$  visível na Figura 115.

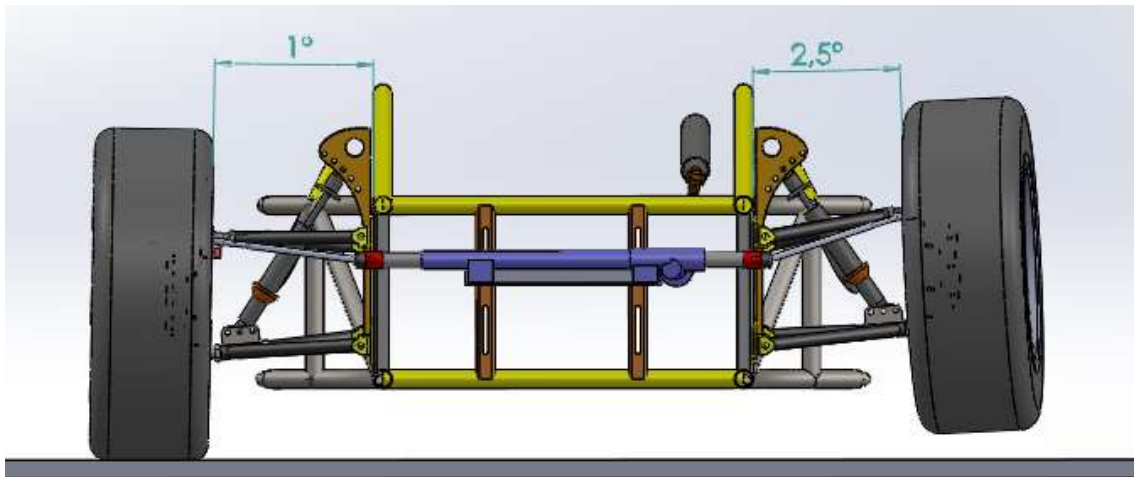


Figura 114 - Efeito Bump Steering Caixa direção abaixo (vista frontal)

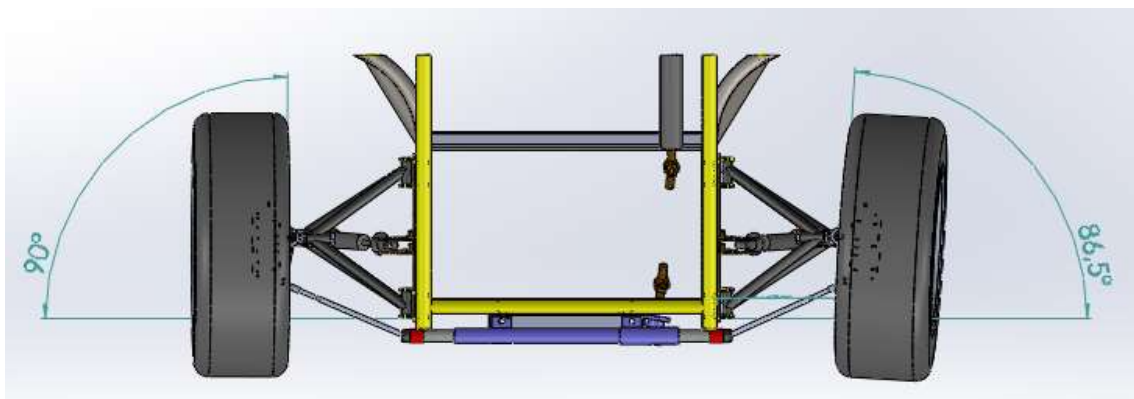


Figura 115 - Efeito Bump Steering caixa direção abaixo (vista superior)

Esta configuração demonstra que existe um efeito de *Bump Steering* acentuado quando os tirantes de direção não se encontram paralelos aos braços de suspensão e colineares aos seus pontos de rotação.

Na Figura 116 abaixo é demonstrado que na roda da direita, quando imposta ao mesmo movimento de suspensão o ângulo obtido é o mesmo nas duas rodas tornando nesta posição o veículo convergente.

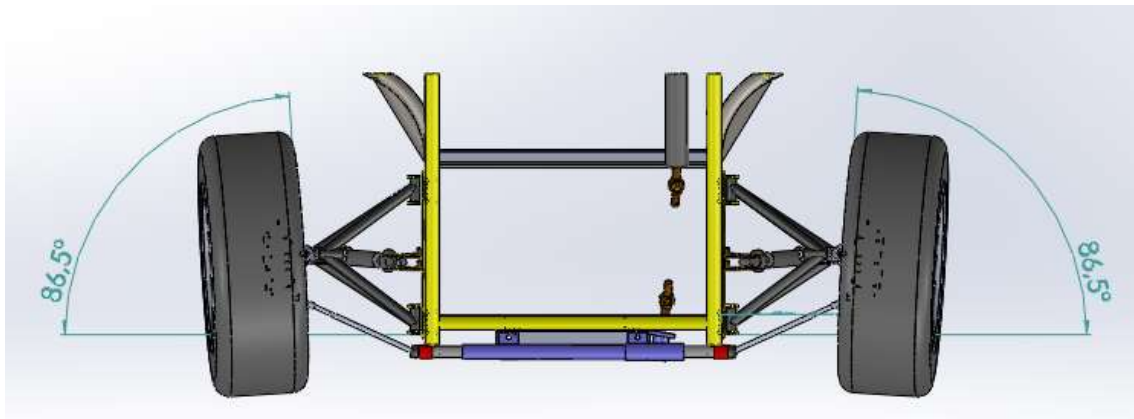


Figura 116- Efeito Bump Steering caixa direção abaixo (vista superior 2)

### 3.4.1.3 Direção deslocada (10 mm para a esquerda)

Por fim foi demonstrada uma outra configuração em que a régua de direção não se encontra centrada na viatura. A direção foi deslocada 10 mm para a esquerda em relação ao demonstrado no subcapítulo 3.4.1.2 e visível na Figura 117. Com este deslocamento os tirantes de direção foram ajustados para esta nova configuração de modo a que o veículo possua convergência nula no seu estado de repouso.

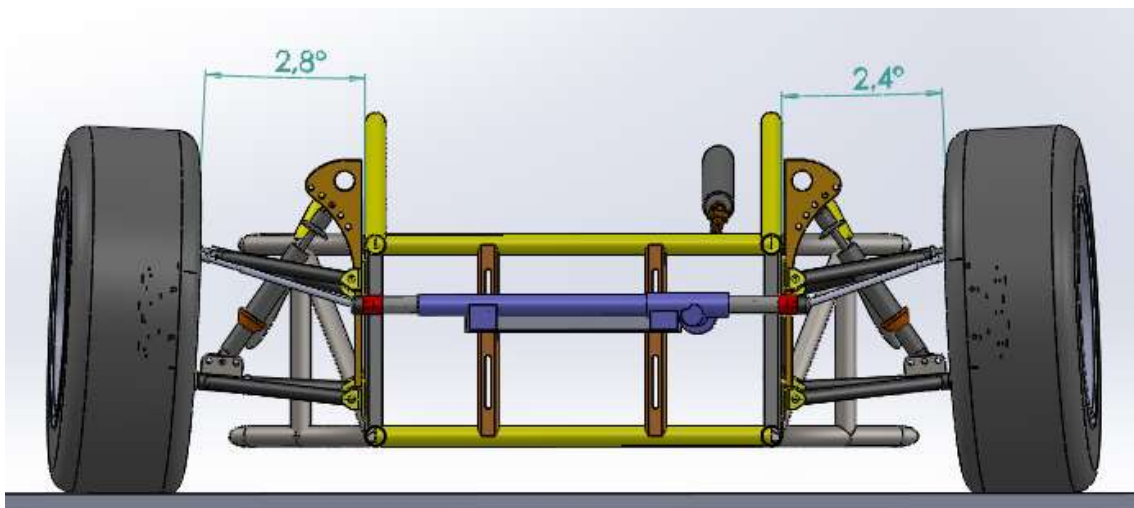


Figura 117 - - Efeito Bump Steering caixa direção deslocada (vista frontal)

Na Figura 118 é visível que num movimento de suspensão de igual amplitude nas duas rodas o efeito de bump steering não é igual, isto é, o ângulo obtido é diferente. Este efeito deve-se ao facto de não possuímos tirantes de direção com o mesmo comprimento.

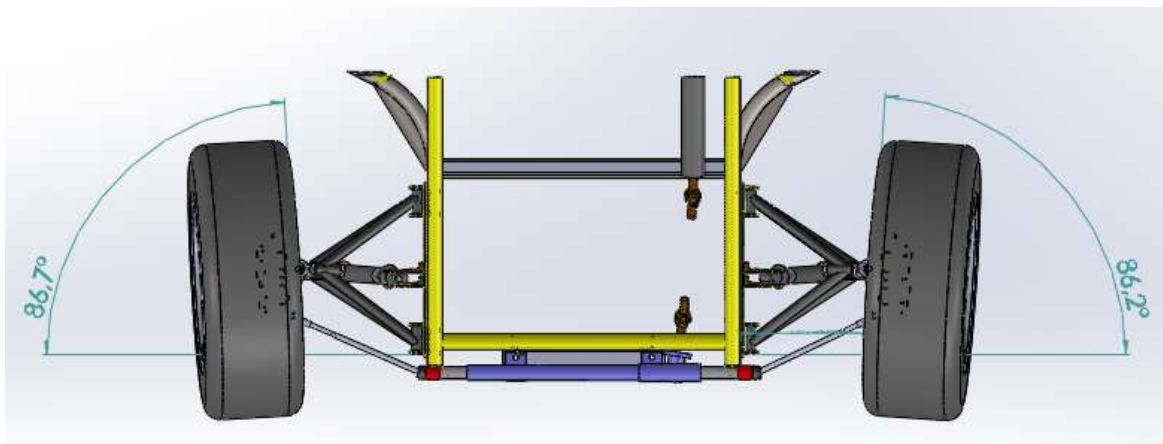


Figura 118 - Efeito Bump Steering caixa direção deslocada (vista superior)

Esta configuração torna o veículo instável, pois no movimento de suspensão o veículo assume valores de convergência diferentes entre rodas especialmente nefasto em curva.



# CONCLUSÕES

- 4.1 CONCLUSÕES
- 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS



## 4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 4.1 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi projetada uma viatura de carácter didático para a avaliação do comportamento dos principais parâmetros da geometria de suspensões e seus efeitos.

O modelo proposto é um veículo de dois lugares para circular a baixa velocidade com quadro tubular, geometria suspensão frontal de triângulos sobrepostos e geometria de eixo rígido com tirantes no eixo posterior.

A solução proposta é de um veículo de tração traseira e direção convencional do tipo pinhão cremalheira ao eixo da frente

O desenho dos componentes e suas fixações da suspensão dianteira permite:

- configurações com anti-dive com valores aproximados num intervalo de -50% a 150%, sendo que para atingir os valores máximos é necessário utilizar um  $\zeta=1$ , ou seja travar apenas com as rodas da frente;
- configurações para obter ganhos de camber desde 2° até -5° aproximadamente.
- configurações para obter ângulos de avanço de -2° até 10°.
- configurações para obter distâncias de avanço de -20mm até 25 mm aproximadamente

o desenho de manga de eixo proposto possui um valor de KPI de cerca de 8° onde não são possíveis grandes alterações deste valor.

O desenho dos componentes e suas fixações da suspensão traseira permite:

- induzir ao veículo um comportamento subvirador ou sobrevirador;

- posicionar o CIR á frente ou atrás do eixo possibilitando valores de anti afundamento de cerca de  $-80^\circ$  a  $130^\circ$

Contudo, não foi atingido o objetivo a que o autor se propôs, a construção real da viatura, para real análise experimental e compreensão dos ajustes e seus efeitos, deixando esta tarefa para trabalhos futuros.

#### 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Tendo em conta que o autor ao longo da execução da dissertação, juntou diverso material, para aferir da sua aplicabilidade ao modelo didático e recolher mais dados geométricos sobretudo dimensionais, é intenção do autor vir a construir o veículo projetado.

Neste trabalho não foram executados cálculos estruturais da resistência do quadro. É conveniente realizar estes cálculos antes da construção do veículo.

O quadro foi desenhado de forma a ser possível albergar outras geometrias de suspensão tanto para o eixo frontal como para o eixo traseiro. Um possível trabalho futuro será o projeto destas novas geometrias como por exemplo MacPherson.

# BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- 5.1 Fontes Web
- 5.2 Outras Fontes



## 5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] W.Prokesch Gunter, Madjderey Helga Manual Tecnologia Automotiva Alemanha: Blucher
- [2] Livro Chassis Bernard Heinbing
- [3] Rill Georg 2009 Vehicle Dynamics University of applied sciences
- [4] D. Gillespie Thomas, Fundamentals of Vehicle Dynamics
- [5] The Automotive Chassis - Engineering Principles
- [6] Luque Pablo, Daniel Álvarez, Carlos Vera Ingeniería del Automóvil, Madrid: Thomson
- [7] Reimpell, Jörnßen, et al - The Automotive Chassis: Engineering Principles, Second Edition, Butterworth-Heinemann, Oxford (2001).
- [8] Puhn, F., *How to Make Your Car Handle*. 1981, New York: HPBooks.
- [9] Adams, H., *Chassis Engineering*. 1992, New York: HP Books
- [10] Wiliam Milliken, Douglas Milliken Race Car Vehicle Dynamics SAE International

### 5.1 Fontes Web

- [11] <http://www.oldest.org/technology/cars/>
- [12] [https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Scans\\_from\\_%27The\\_Book\\_of\\_the\\_Motor\\_Car%27,\\_1912#/media/File:De\\_Dion\\_chassis.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Scans_from_%27The_Book_of_the_Motor_Car%27,_1912#/media/File:De_Dion_chassis.jpg)
- [13] [https://de.wikipedia.org/wiki/Datei:De\\_Dion\\_chassis.jpg](https://de.wikipedia.org/wiki/Datei:De_Dion_chassis.jpg)
- [14] <https://www.camaro5.com/forums/showthread.php?t=256168>
- [15] <http://auto.howstuffworks.com/car-suspension4.htm>
- [16] <https://www.lelong.com.my/front-control-arm-wishbone-link-audi-a4-b8-q5-8r-porsche-famousauto-F1183603-2007-01-Sale-I.htm>
- [17] <http://planetcarsz.com/artigo/aspark-owl-surge-um-novo-esportivo-eletrico-que-pretende-ser-o-mais-rapido-do-mundo>
- [18] <https://educacaoautomotiva.com/2018/03/30/construcoes-chassis/>
- [19] <https://www.hotrodhotline.com/content/ackerman>

- [20] <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/230941/230941.pdf>
- [21] <https://tudosobreautomoveis.blogs.sapo.pt/3583.html>
- [22] <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2012/07/geometria-de-suspensao-por-dentro-do-caster/>
- [23] <https://www.quantumracing.co.uk/project/ray-gr-17-formula-ford/>
- [24] <http://www.aalcar.com/library/2003/bf20340.htm>
- [25] <http://auto.howstuffworks.com/steering3.htm>
- [26] [www.razaoautomovel.com/2011/12/autopedia-os-varios-tipos-de-suspensoes-2/2](http://www.razaoautomovel.com/2011/12/autopedia-os-varios-tipos-de-suspensoes-2/2)
- [27] [http://www.autoevolution.com/news/how-multi-link-suspension-works-7804.html#agal\\_1](http://www.autoevolution.com/news/how-multi-link-suspension-works-7804.html#agal_1)
- [28] <https://www.angieslist.com/articles/what-you-should-know-about-car-control-arms.htm>
- [29] <http://auto.howstuffworks.com/car-suspension4.htm>
- [30] <http://www.infomotor.com.br/site/2009/06/componentes-do-sistema-de-suspensao/>
- [31] [https://www.cachassisworks.com/cac\\_press\\_5737-SM1-2.html](https://www.cachassisworks.com/cac_press_5737-SM1-2.html)
- [32] <https://www.ebay.com/itm/12-5-320mm-Shock-Absorber-Rear-Suspension-Adjustable-Motorbike-Motorcycle-ATV>
- [33] <https://www.ebay.com/itm/Pair-Shock-Absorber-340mm-370mm-400mm-410mm-Round-Ends-Scooter-ATV-Sport-Bikes/183804311573?hash=item2acb973815:m:muuHBaPWIfR7z7euyXmQMgw>
- [34] [https://www.mpintralogistic.it/wp-content/uploads/2019/05/Catalogo\\_MP\\_Intralogistics\\_ING\\_2019\\_LOW.pdf](https://www.mpintralogistic.it/wp-content/uploads/2019/05/Catalogo_MP_Intralogistics_ING_2019_LOW.pdf)
- [35] [https://www.auto-doc.pt/jp-group/8174475?gshp=1&gclid=EAJaIQobChMIxu7N-7O14wIV14TVCh1NZwK0EAQYBSABEgINbvD\\_BwE](https://www.auto-doc.pt/jp-group/8174475?gshp=1&gclid=EAJaIQobChMIxu7N-7O14wIV14TVCh1NZwK0EAQYBSABEgINbvD_BwE)

## 5.2 Outras Fontes

- [36] MEVEI 2 centros instantâneos de rolamento\_apresentacao\_v1
- [37] MEVEI 2 Sistemas de suspensão\_textos\_v1

# ANEXOS

6.1 Datasheet casquilhos auto lubrificantes Iglidur



## 6 ANEXOS

### 6.1 Datasheet casquilhos auto lubrificantes Iglidur

iglidur® G – Casquilho Com Flange – Métrico



Nº Art.	d1*	d2	d3	b1	b2	Nº Art.	d1*	d2	d3	b1	b2
			d13	h13	-0,14				d13	h13	-0,14
GFM-1214-07	12,0	14,0	20,0	7,0	1,0	GFM-1822-28	18,0	22,0	26,0	28,0	2,0
GFM-1214-09	12,0	14,0	20,0	9,0	1,0	GFM-2021-20	20,0	21,0	25,0	20,0	0,5
GFM-1214-10	12,0	14,0	20,0	10,0	1,0	GFM-2023-07	20,0	23,0	30,0	7,0	1,5
GFM-1214-11	12,0	14,0	20,0	11,0	1,0	GFM-2023-11	20,0	23,0	30,0	11,5	1,5
GFM-1214-12	12,0	14,0	20,0	12,0	1,0	GFM-2023-16	20,0	23,0	30,0	16,5	1,5
GFM-1214-15	12,0	14,0	20,0	15,0	1,0	GFM-2023-21	20,0	23,0	30,0	21,5	1,5
GFM-1214-17	12,0	14,0	20,0	17,0	1,0	GFM-202326-21	20,0	23,0	26,0	21,0	1,5
GFM-1214-20	12,0	14,0	20,0	20,0	1,0	GFM-202328-15	20,0	23,0	28,0	16,0	1,5
GFM-1214-24	12,0	14,0	20,0	24,0	1,0	GFM-222535-315	22,0	26,0	35,0	31,5	1,5
GFM-121418-04	12,0	14,0	18,0	4,0	1,0	GFM-2427-07	24,0	27,0	32,0	7,0	1,5
GFM-121418-08	12,0	14,0	18,0	8,0	1,0	GFM-2427-10	24,0	27,0	32,0	10,0	1,5
GFM-121418-10	12,0	14,0	18,0	10,0	1,0	GFM-2526-25	25,0	26,0	30,0	25,0	0,5
GFM-121418-12	12,0	14,0	18,0	12,0	1,0	GFM-2527-48	25,0	27,0	32,0	48,0	1,0
GFM-121418-15	12,0	14,0	18,0	15,0	1,0	GFM-2528-11	25,0	28,0	35,0	11,5	1,5
GFM-121418-20	12,0	14,0	18,0	20,0	1,0	GFM-2528-16	25,0	28,0	35,0	16,5	1,5
GFM-1315-06	13,0	15,0	22,0	6,0	1,0	GFM-2528-21	25,0	28,0	35,0	21,5	1,5
GFM-1416-03	14,0	16,0	22,0	3,0	1,0	GFM-2830-10	28,0	30,0	36,0	10,0	1,0
GFM-1416-04	14,0	16,0	22,0	4,0	1,0	GFM-2830-36	28,0	30,0	36,0	36,0	1,0
GFM-1416-06	14,0	16,0	22,0	6,0	1,0	GFM-283239-20	28,0	32,0	39,0	20,0	2,0
GFM-1416-08	14,0	16,0	22,0	8,0	1,0	GFM-3031-20	30,0	31,0	36,0	20,0	0,5
GFM-1416-10	14,0	16,0	22,0	10,0	1,0	GFM-3031-30	30,0	31,0	36,0	30,0	0,5
GFM-1416-12	14,0	16,0	22,0	12,0	1,0	GFM-3032-04	30,0	32,0	37,0	4,0	1,0
GFM-1416-17	14,0	16,0	22,0	17,0	1,0	GFM-3032-12	30,0	32,0	37,0	12,0	1,0
GFM-1416-21	14,0	16,0	22,0	21,0	1,0	GFM-3032-17	30,0	32,0	37,0	17,5	1,0
GFM-1516-02	15,0	16,0	20,0	2,0	0,5	GFM-3032-22	30,0	32,0	37,0	22,0	1,0
GFM-1516-025	15,0	16,0	20,0	2,5	0,5	GFM-3034-09	30,0	34,0	42,0	9,0	2,0
GFM-1516-03	15,0	16,0	20,0	3,0	0,5	GFM-3034-16	30,0	34,0	42,0	16,0	2,0
GFM-1516-15	15,0	16,0	20,0	15,0	0,5	GFM-3034-20	30,0	34,0	42,0	20,0	2,0
GFM-1517-04	15,0	17,0	23,0	4,0	1,0	GFM-3034-26	30,0	34,0	42,0	26,0	2,0
GFM-1517-045	15,0	17,0	23,0	4,5	1,0	GFM-3034-37	30,0	34,0	42,0	37,0	2,0
GFM-1517-05	15,0	17,0	23,0	5,0	1,0	GFM-3236-16	32,0	36,0	40,0	16,0	2,0
GFM-1517-09	15,0	17,0	23,0	9,0	1,0	GFM-3236-26	32,0	36,0	40,0	26,0	2,0
GFM-1517-12	15,0	17,0	23,0	12,0	1,0	GFM-343850-35	34,0	38,0	60,0	35,0	2,0
GFM-1517-17	15,0	17,0	23,0	17,0	1,0	GFM-3539-058	35,0	39,0	47,0	5,8	2,0
GFM-1517-20	15,0	17,0	23,0	20,0	1,0	GFM-3539-07	35,0	39,0	47,0	7,0	2,0
GFM-151824-32	15,0	18,0	24,0	32,0	1,5	GFM-3539-16	35,0	39,0	47,0	16,0	2,0
GFM-1618-04	16,0	18,0	24,0	4,0	1,0	GFM-3539-26	35,0	39,0	47,0	26,0	2,0
GFM-1618-06	16,0	18,0	24,0	6,0	1,0	GFM-3539-36	35,0	39,0	47,0	36,0	2,0
GFM-1618-09	16,0	18,0	24,0	9,0	1,0	GFM-3842-22	38,0	42,0	54,0	22,0	2,0
GFM-1618-12	16,0	18,0	24,0	12,0	1,0	GFM-4044-07	40,0	44,0	52,0	7,0	2,0
GFM-1618-17	16,0	18,0	24,0	17,0	1,0	GFM-4044-14	40,0	44,0	52,0	14,0	2,0
GFM-1618-21	16,0	18,0	24,0	21,0	1,0	GFM-4044-20	40,0	44,0	52,0	20,0	2,0
GFM-1719-09	17,0	19,0	25,0	9,0	1,0	GFM-4044-30	40,0	44,0	52,0	30,0	2,0
GFM-1719-25	17,0	19,0	25,0	25,0	1,0	GFM-4044-40	40,0	44,0	52,0	40,0	2,0
GFM-1820-04	18,0	20,0	26,0	4,0	1,0	GFM-4044-50	40,0	44,0	52,0	50,0	2,0
GFM-1820-06	18,0	20,0	26,0	6,0	1,0	GFM-4246-19	42,0	46,0	53,0	19,0	2,0
GFM-1820-09	18,0	20,0	26,0	9,0	1,0	GFM-4550-25	45,0	50,0	58,0	25,0	2,0
GFM-1820-11	18,0	20,0	26,0	11,0	1,0	GFM-4550-30	45,0	50,0	58,0	30,0	2,0
GFM-1820-12	18,0	20,0	26,0	12,0	1,0	GFM-4550-50	45,0	50,0	58,0	50,0	2,0
GFM-1820-17	18,0	20,0	26,0	17,0	1,0	GFM-5055-07	50,0	55,0	63,0	7,0	2,0
GFM-1820-22	18,0	20,0	26,0	22,0	1,0	GFM-5055-10	50,0	55,0	63,0	10,0	2,0
GFM-1820-30	18,0	20,0	26,0	30,0	1,0	GFM-5055-25	50,0	55,0	63,0	25,0	2,0
GFM-1820-32	18,0	20,0	26,0	32,0	1,0	GFM-5055-40	50,0	55,0	63,0	40,0	2,0
GFM-182022-06	18,0	20,0	22,0	6,0	1,0	GFM-5055-50	50,0	55,0	63,0	50,0	2,0

\* Tolerâncias normais para o iglidur® G: E10; tolerâncias normais para a espessura da parede: F9

Cálculo de durabilidade, ficheiros em CAD-3-D e outras informações em ► [www.igus.pt/pt/g](http://www.igus.pt/pt/g)

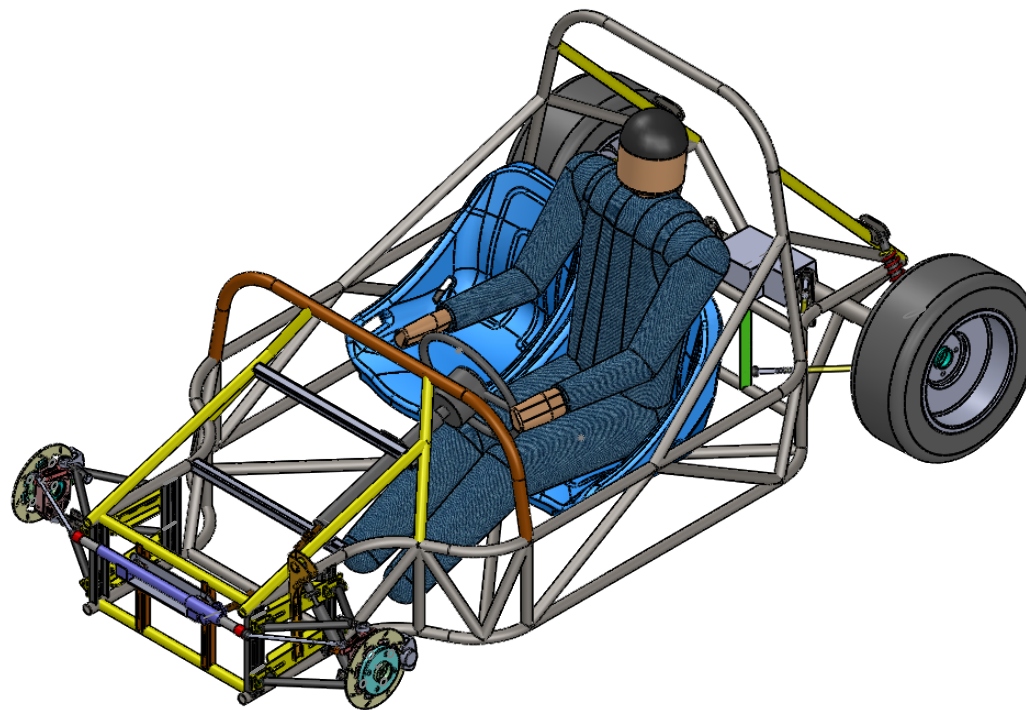
iglidur® G

Tel. +351- 22 61 09 000  
Fax +351- 22 83 28 321

1.35

## 6.2 Desenhos de construção

Peça n.º	Designação	QT.
1	v3Chassi_3D_v2vf2	1
2	v3Chapa_quinada_100x25_v2vf2	4
3	v3Braço_completo_2_v2vf2	2
4	Braço_completo_superiorvf2	2
5	v3caixa_direcção_v2vf2	1
6	v3Suporte_tirante_traseiro_2_v2vf2	2
7	v3Suporte_tirante_traseiro_v2vf2	2
8	v3Diferencial_traseiro_completo_2_v2vf2	1
9	Tirante_inferiorvf2	2
10	Tirante_superiorvf2	2
11	braco direccao v4vf2	2
12	Esfera_rotula_M16vf2	2
13	Esfera_rotula_M14vf2	2
14	espaçador cambervf2	2
15	Assembly_tirantes_direcçãovf2	2
16	Esfera_rotula_M8vf2	2
17	Base_tirantevf2	2
18	Bancovf2	2
19	Stehend	1
20	Coluna_direcao_fiestavf2	1
21	Guiador_fiestavf2	1
22	Montagem_cubo_de_rodavf2	1
23	espaçador camber v2vf2	2
24	Assem_cruzetavf2	2
25	Montagem_cubo_de_roda_Dirvf2	1
26	Travessa_direcçãovf2	1
27	Travessa_direcção_baixovf2	1
28	suporte_direcção_inferiorvf2	1
29	Suporte_amortecedor_Frontalvf2	1
30	Assem_Rodavf2	2
31	Assem_amortecedor_traseirovf2	2
32	Esfera_rotula_M12vf2	6
33	Assem_amortecedor_frontalvf2	1
34	Mola_frentevf2	1
35	régua_direcçãovf2	1
36	espaçador_réguavf2	2
37	Suporte_direcao	1
38	Chapa_quinada_25x25	2
39	ISO 4015 - M8 x 30 x 22-N	1
40	ISO 10673-9.3-S	2
41	ISO 7041-M8-N	1

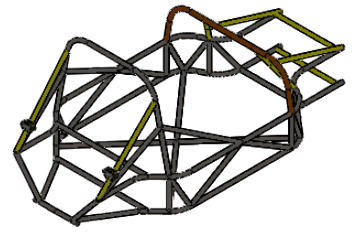


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:									
TOLERANCES:									
LINEAR:									
ANGULAR:									
	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:			
DRAWN									
CHK'D									
APP'VD									
MFG									
Q.A					MATERIAL:	DWG NO.		A4	
						Assembly_final_2019-07-10vf2			
					WEIGHT:	SCALE:1:50		SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1

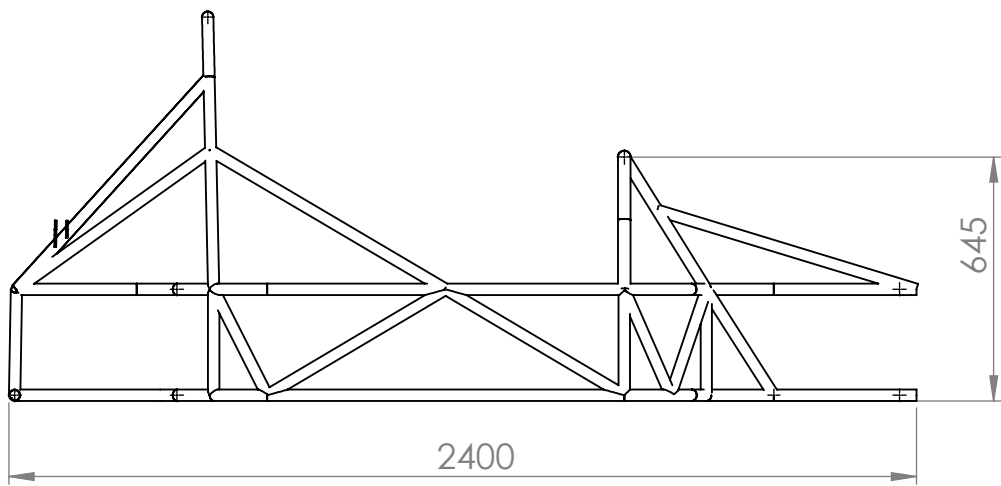
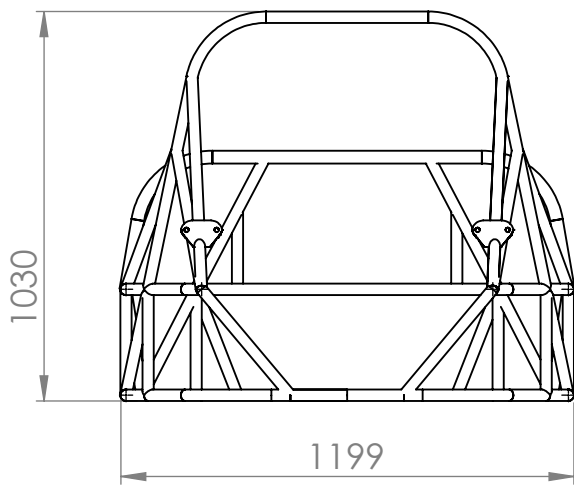
D

D



C

C



B

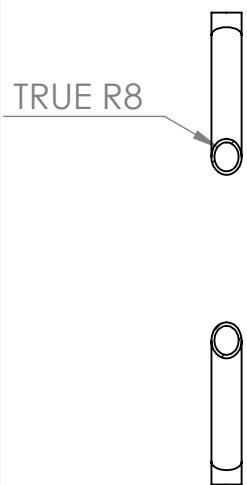
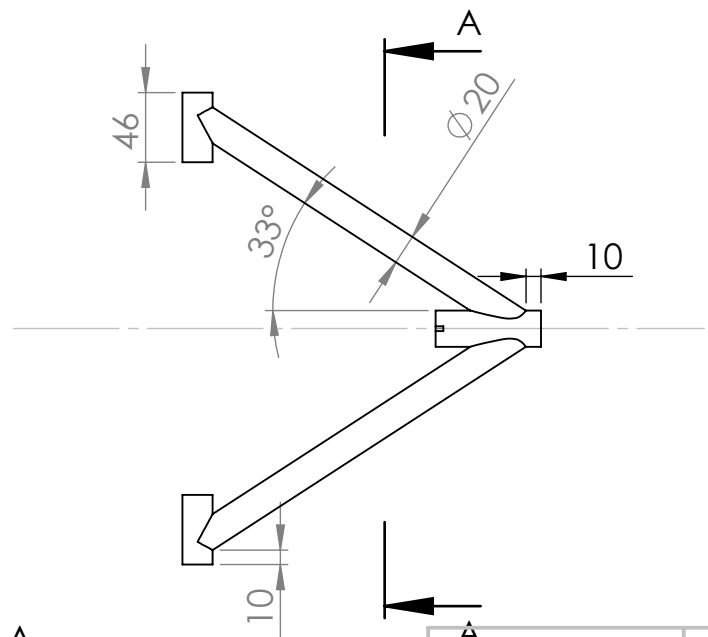
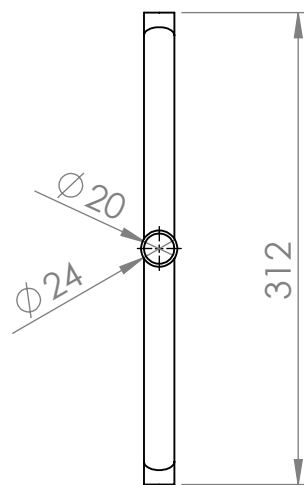
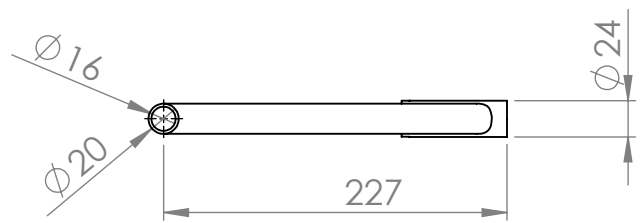
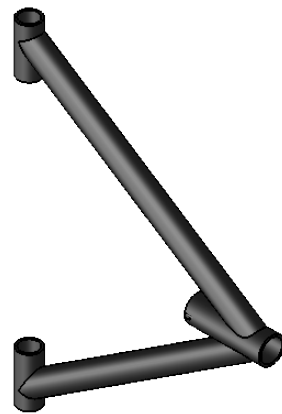
B

A

A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:			
DRAWN											
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								v3Chassi_3D_v2vf2			
						WEIGHT:		SCALE:1:50		SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								v3Braço_2_v2vf2			
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

D

D

C

C

B

B

A

A

6

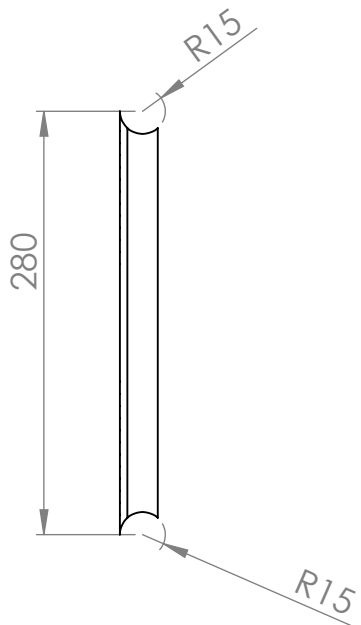
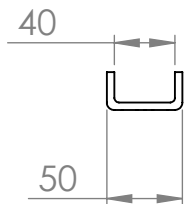
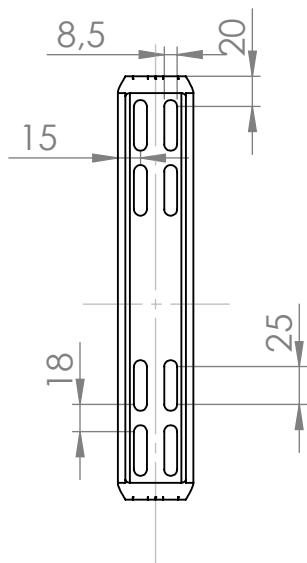
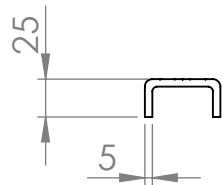
5

4

3

2

1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								v3Chapa_quinada_100x25_v2vf2			
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

6

5

4

3

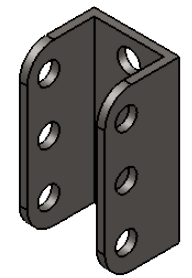
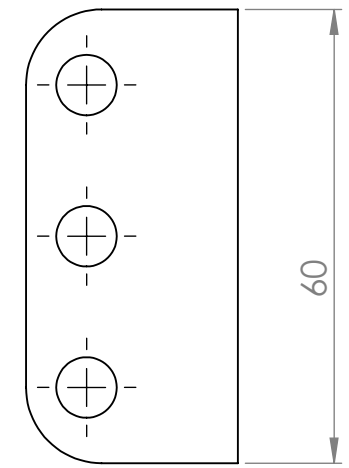
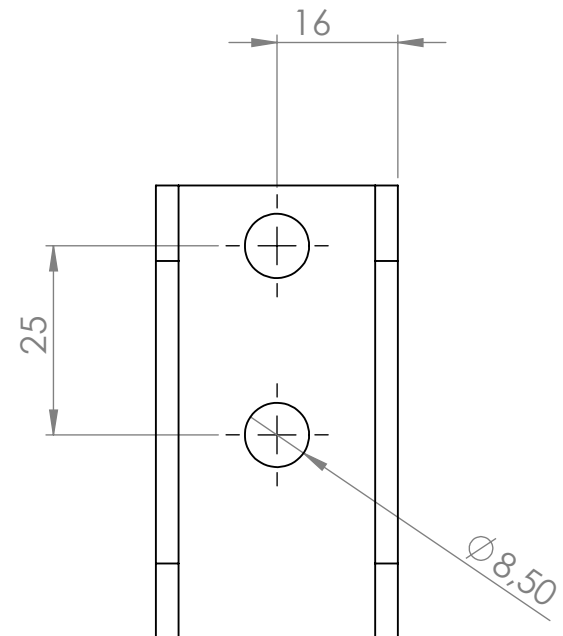
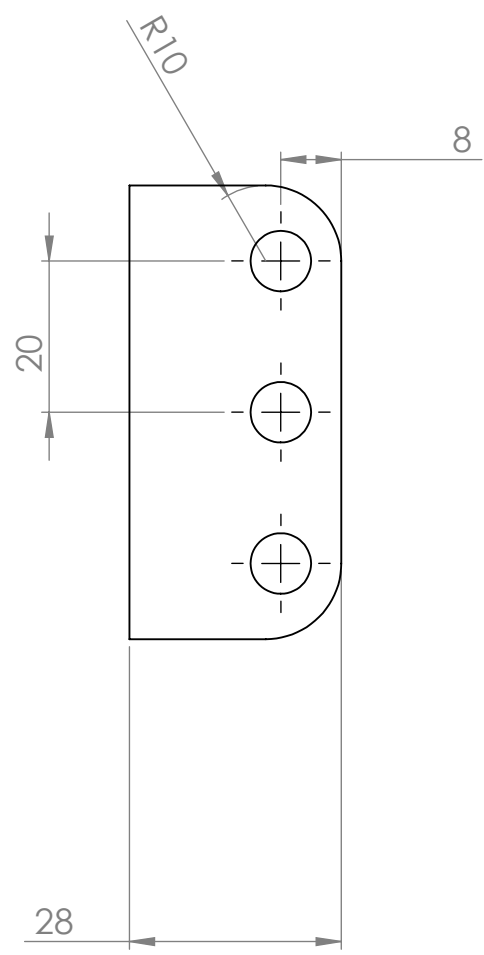
2

1

6 5 4 3 2 1

D  
C  
B  
A

D  
C  
B  
A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								v3Suporte_base_amortecedor_v2vf2			
						WEIGHT:		SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1

A

6

5

4

3

2

1

D

D

C

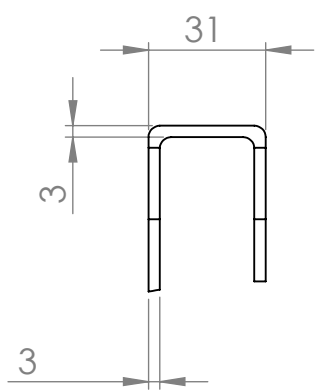
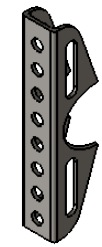
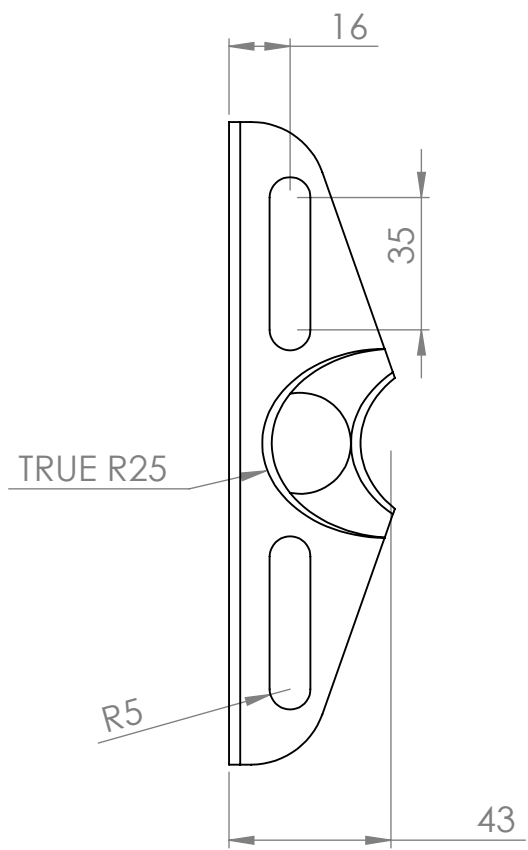
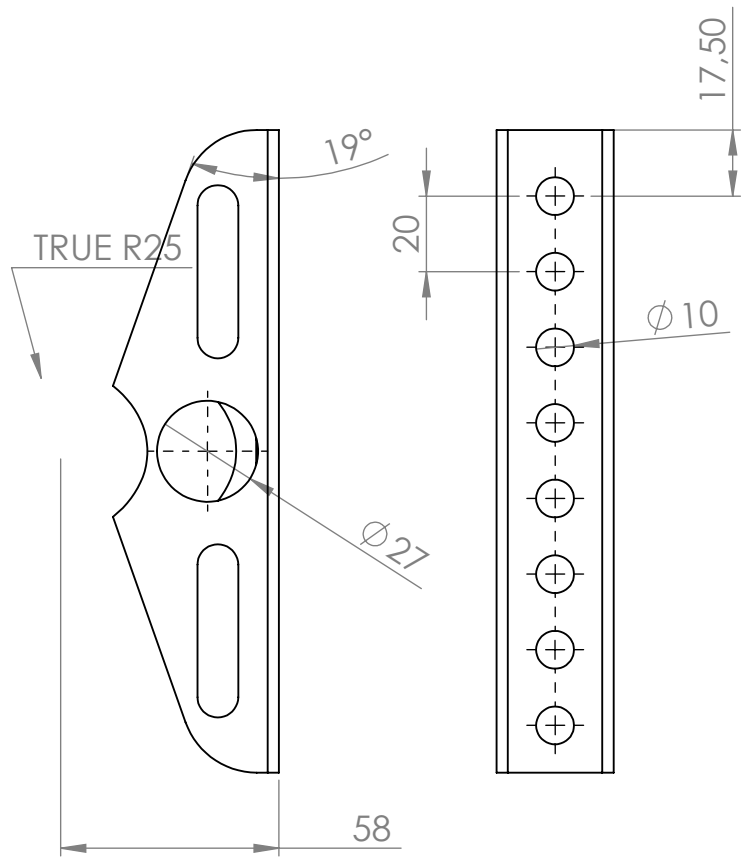
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D											
APPVD											
MFG											
Q.A								MATERIAL:		DWG NO.	
										v3Suporte_barras_3_v2vf2	
										A4	
								WEIGHT:		SCALE:1:2	
										SHEET 1 OF 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

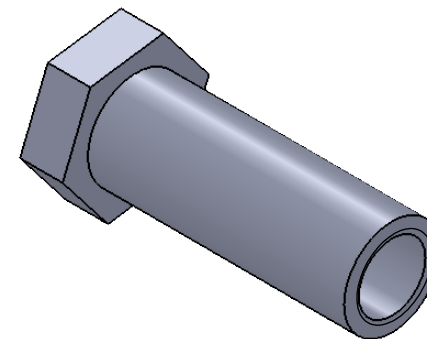
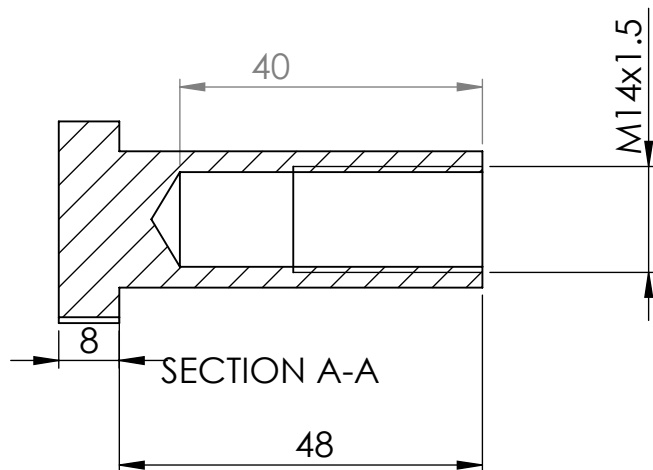
3

2

1

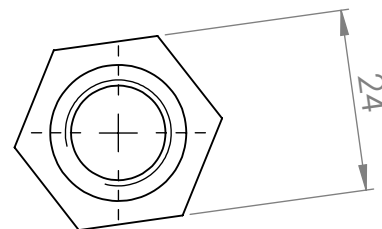
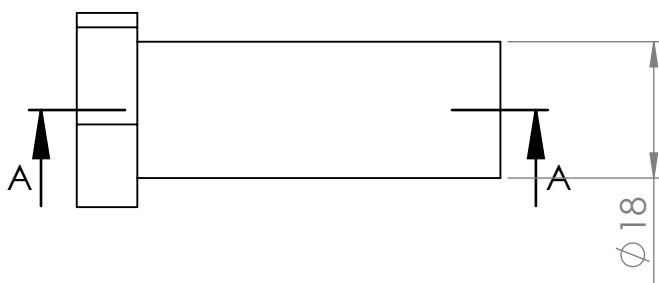
D

D



C

C



B

B

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN			SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D										
APPV'D										
MFG										
Q.A					MATERIAL:		DWG NO.		A4	
							Perno_afinacao_superiorvf2			
					WEIGHT:		SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1	

A

A

6

5

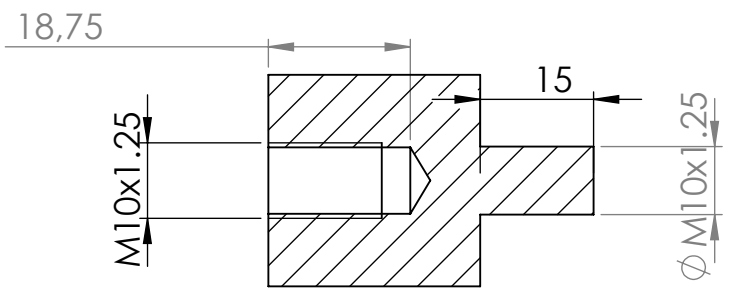
4

3

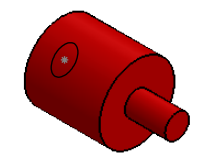
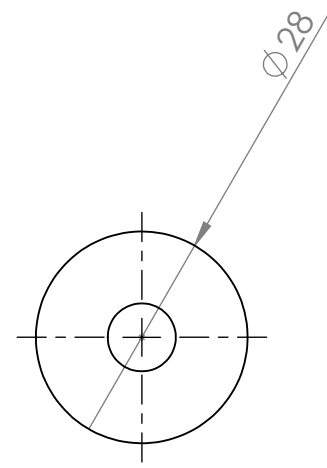
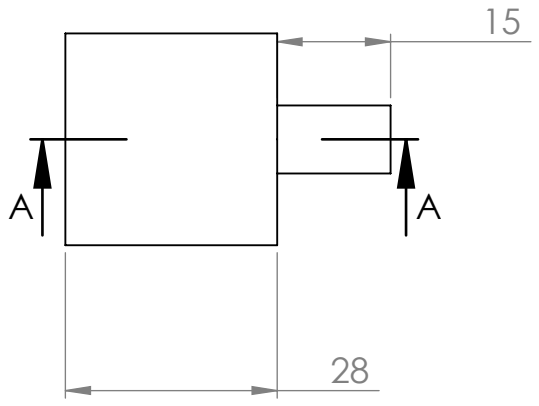
2

1

6 5 4 3 2 1



SECTION A-A  
SCALE 1 : 1



D

C

B

A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
								TITLE:			
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								MATERIAL:		DWG NO.	
										espaçador_réguavf2	
								WEIGHT:		SCALE:2:1	
										SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

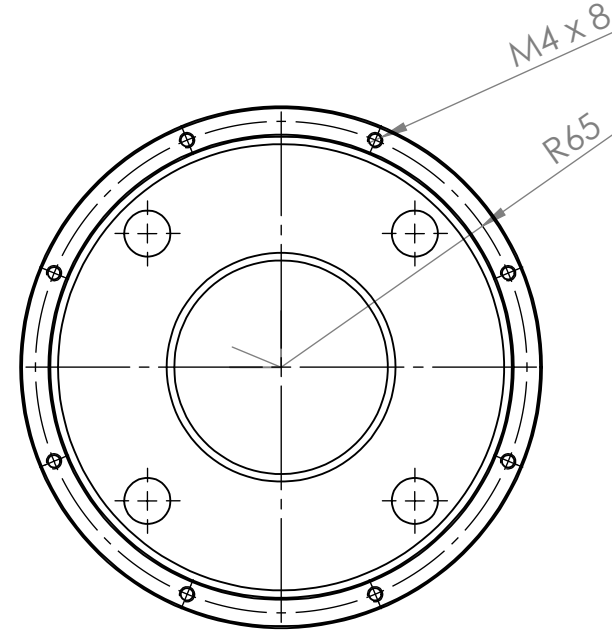
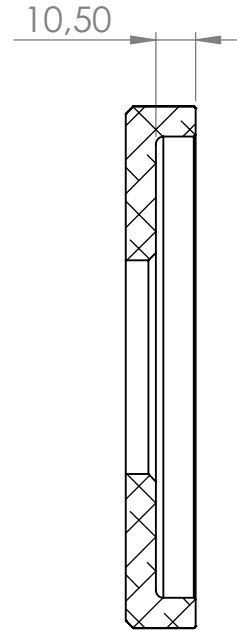
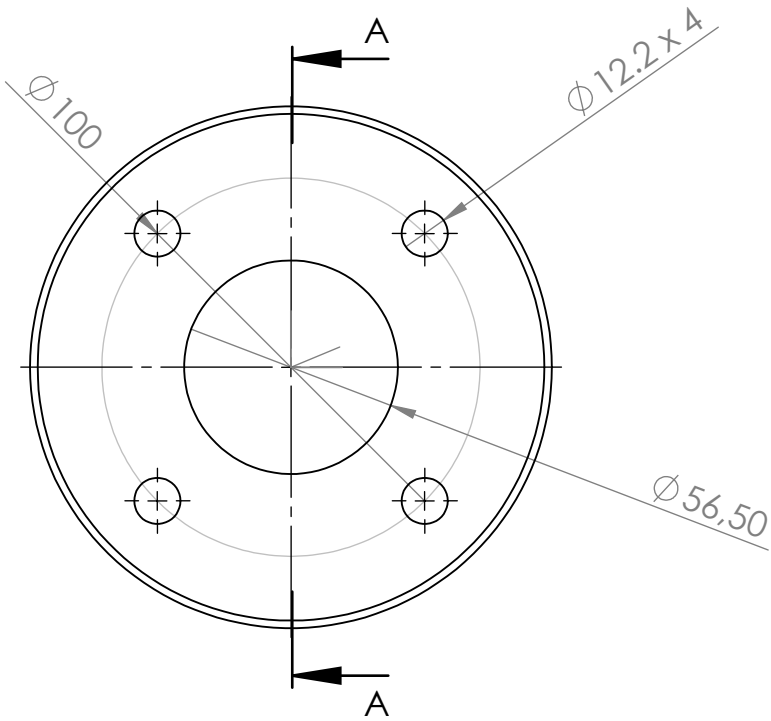
C

B

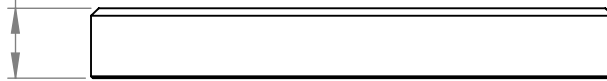
B

A

A



18,50



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								Flange 115 v3vf2			
						WEIGHT:		SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

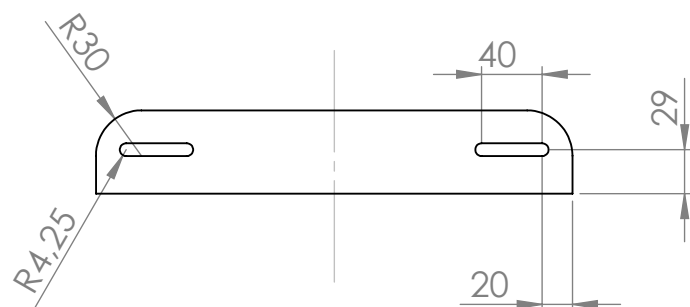
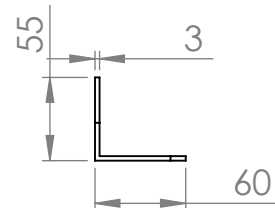
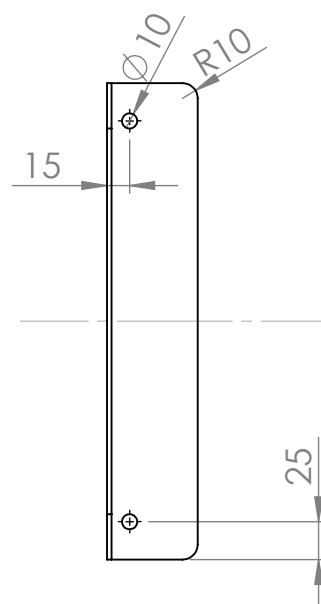
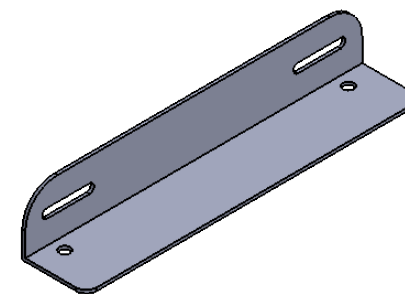
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		Suporte_direcao	
										A4	
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

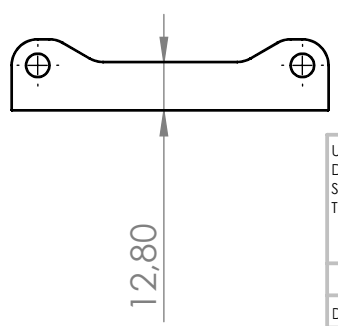
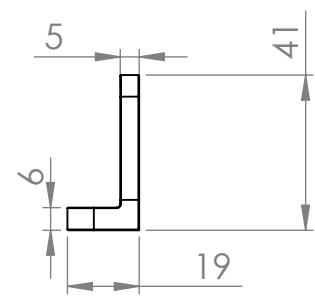
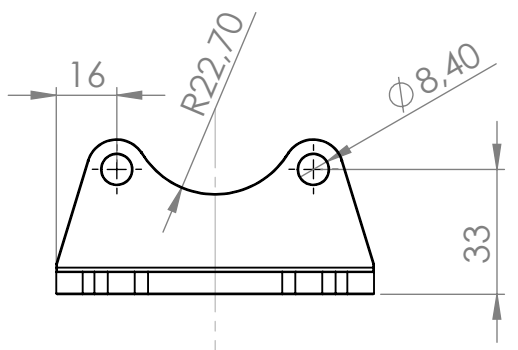
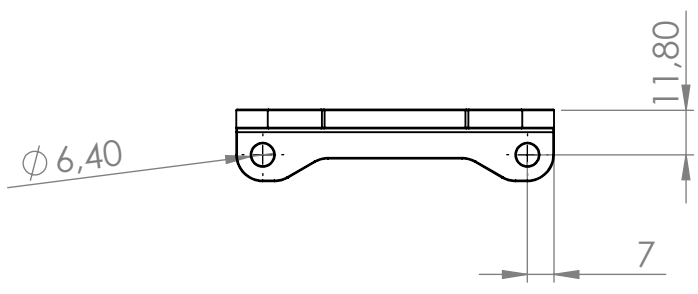
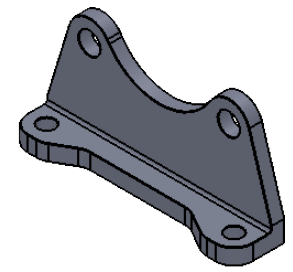
3

2

1

D

D



C

C

B

B

A

A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE					TITLE:				
CHK'D												
APPV'D												
MFG												
Q.A				MATERIAL:			DWG NO.			suporte pinça v2vf2		A4
				WEIGHT:			SCALE:1:2			SHEET 1 OF 1		

6

5

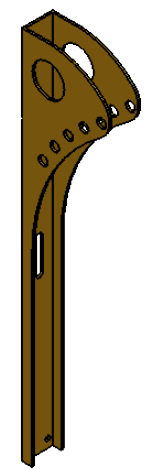
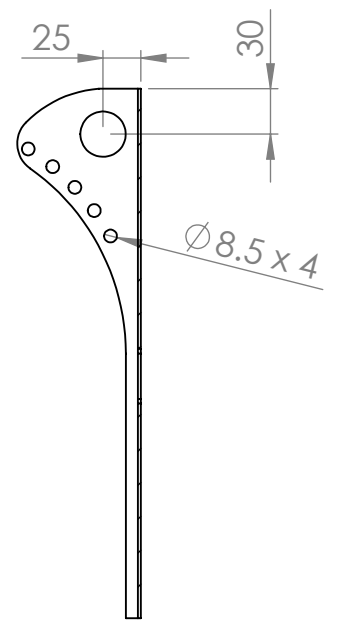
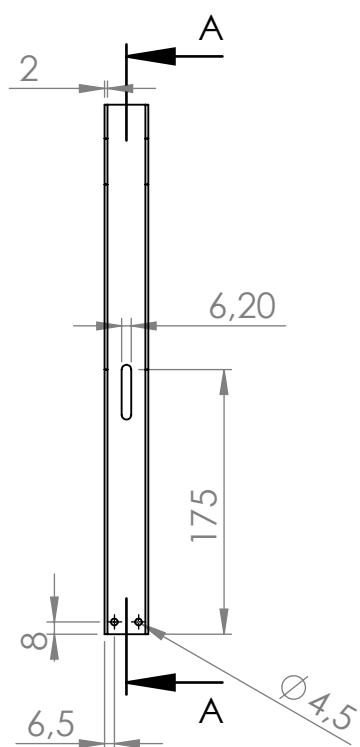
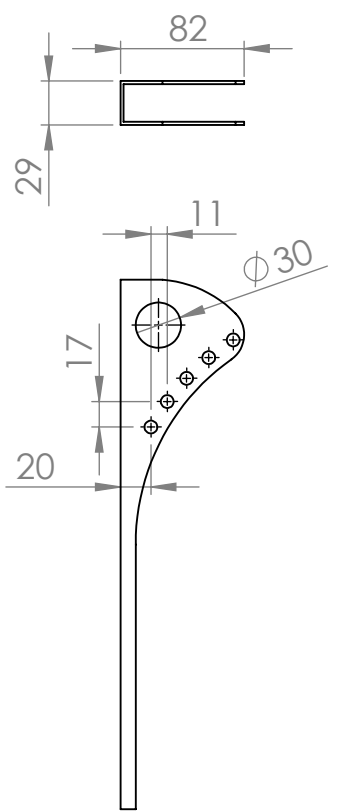
4

3

2

1

6 5 4 3 2 1



D  
C  
B  
A

D  
C  
B  
A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN			SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D										
APPV'D										
MFG										
Q.A					MATERIAL:		DWG NO.		A4	
							Suporte_amortecedor_Frontalvf2			
					WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

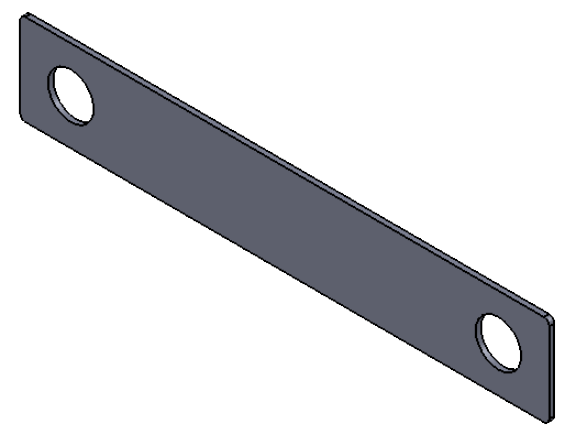
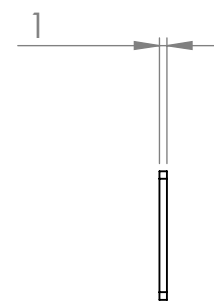
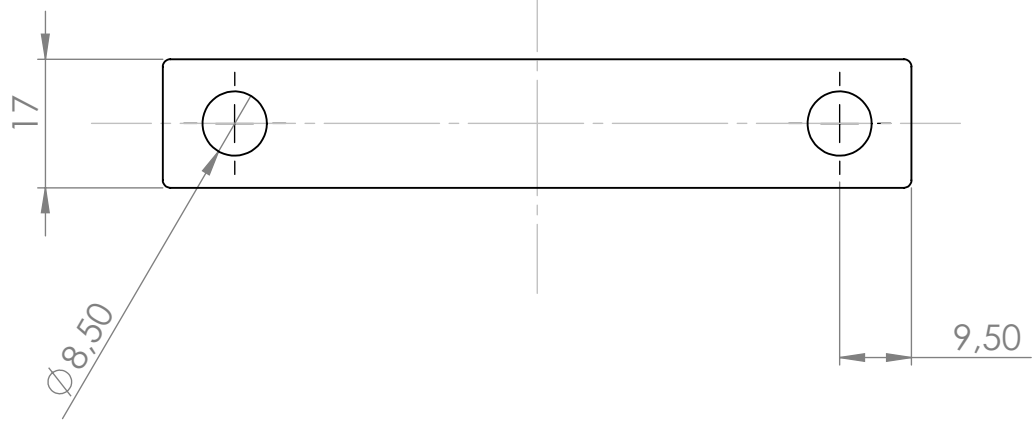
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								espaçador camber v2vf2			
						WEIGHT:		SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1	

6

5

4

3

2

1

6 5 4 3 2 1

D

D

C

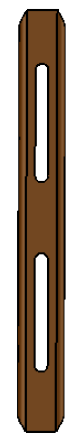
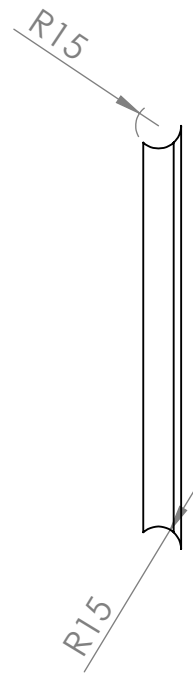
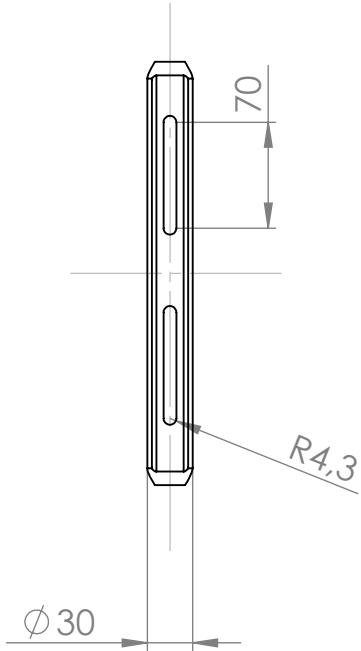
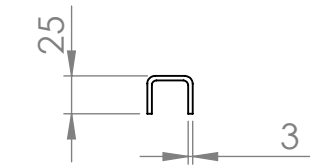
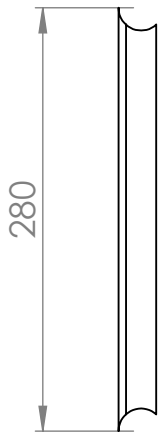
C

B

B

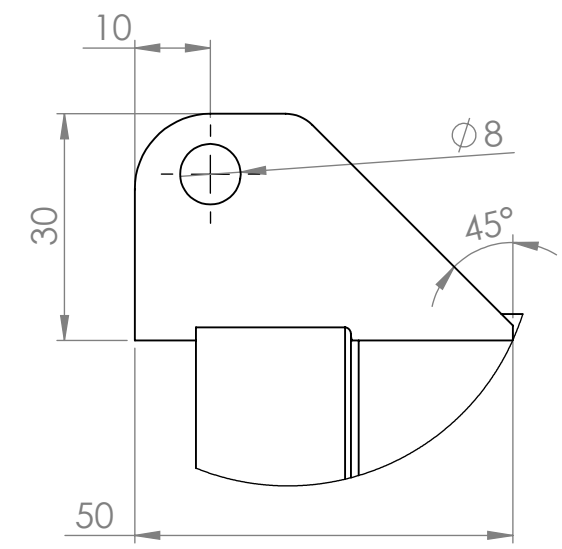
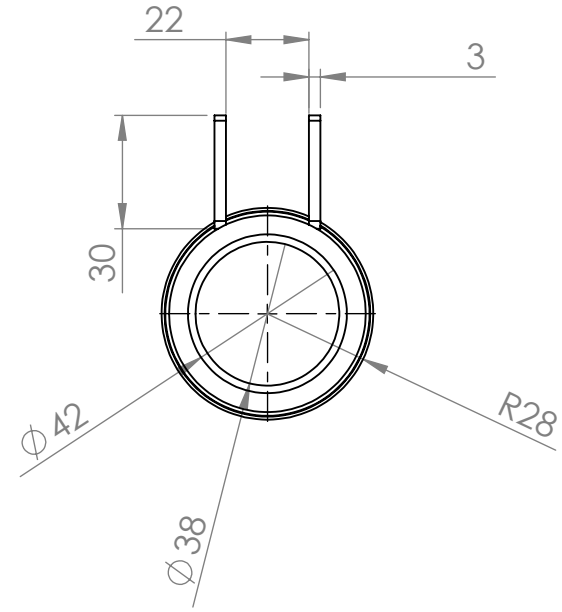
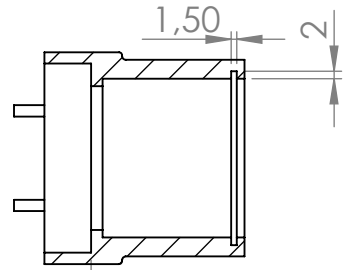
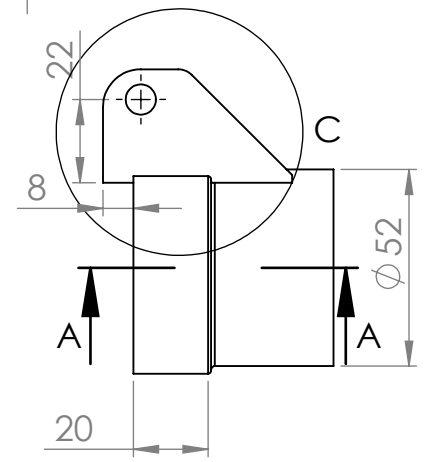
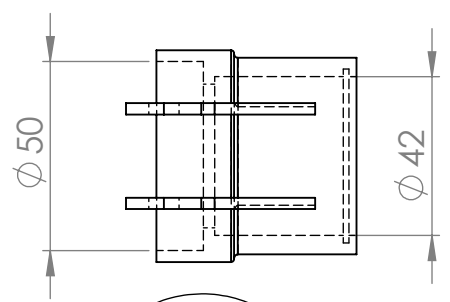
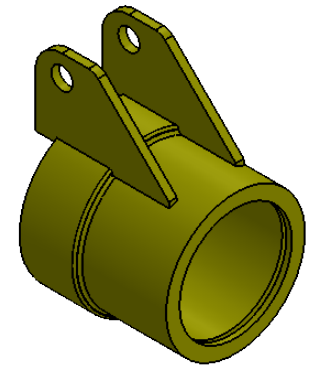
A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								Chapa_quinada_25x25			
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DETAIL C SCALE 1:1 REVISION	
DRAWN		NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:		
CHK'D							
APPV'D							
MFG							
Q.A					MATERIAL:		DWG NO. Cubo_rolamentos_traseirosvf2 A4
					WEIGHT:		SCALE:1:2 SHEET 1 OF 1

6 5 4 3 2 1

D

C

B

A

6 5 4 3 2 1

D

C

B

A

6 5 4 3 2 1

D

D

C

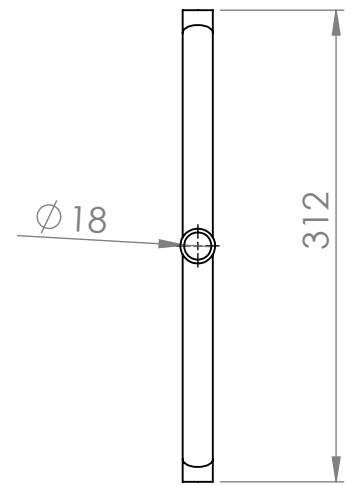
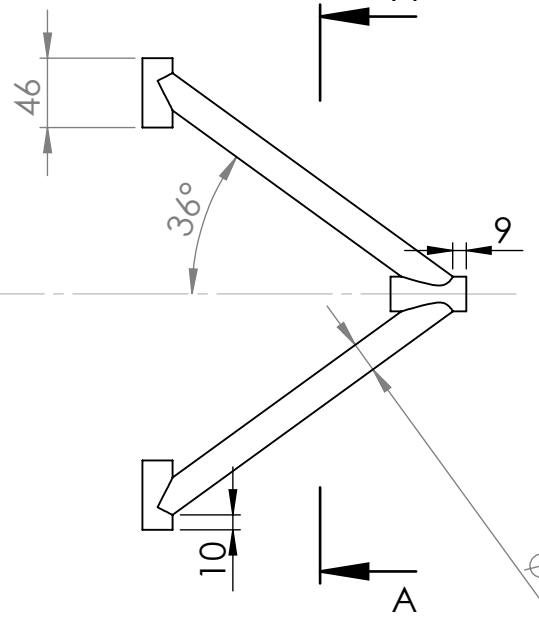
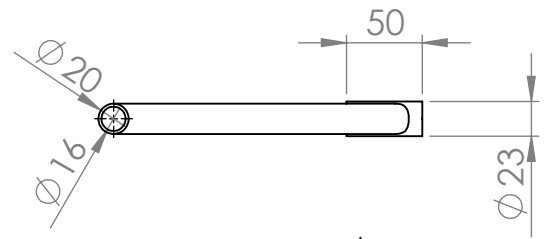
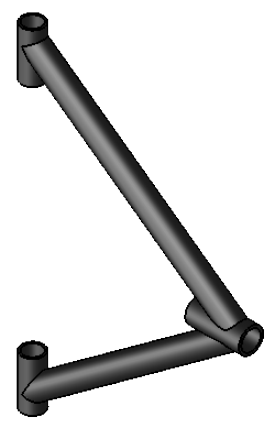
C

B

B

A

A

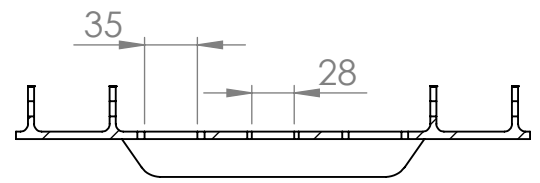
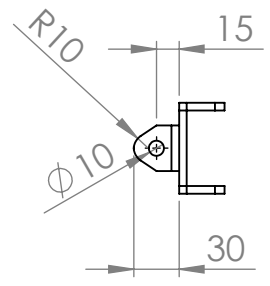
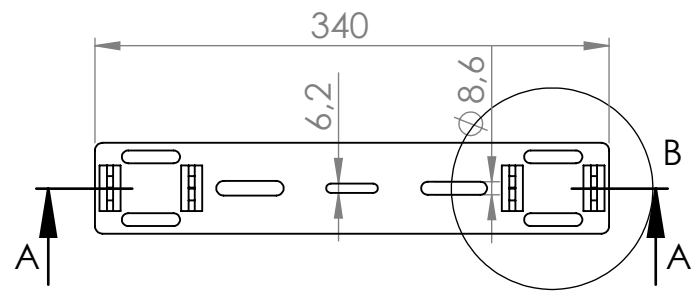
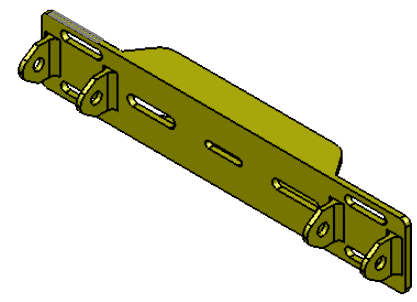
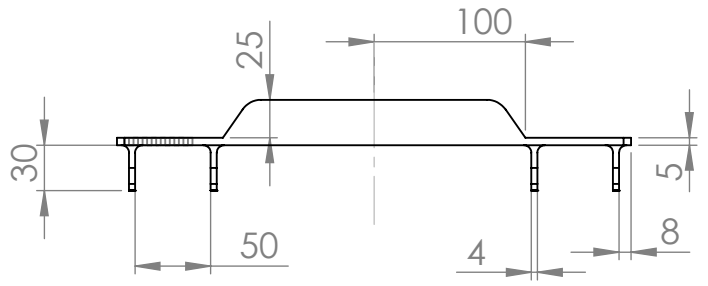


SECTION A-A

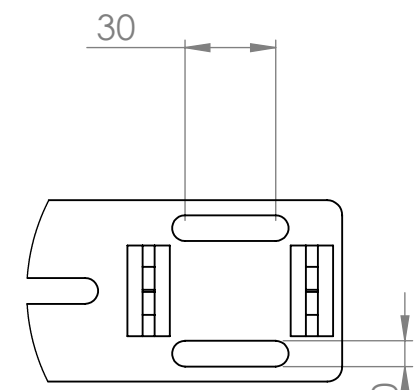
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
								TITLE:			
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE								
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A				MATERIAL:		DWG NO.		Braço_superiorvf2		A4	
				WEIGHT:		SCALE:1:5				SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1



SECTION A-A



DETAIL B  
SCALE 2 : 5

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	
								base_braço_Superiorvf2			

6 5 4 3 2 1

D

D

C

C

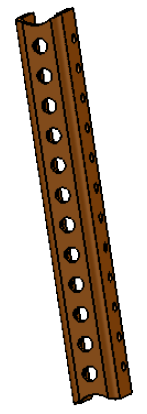
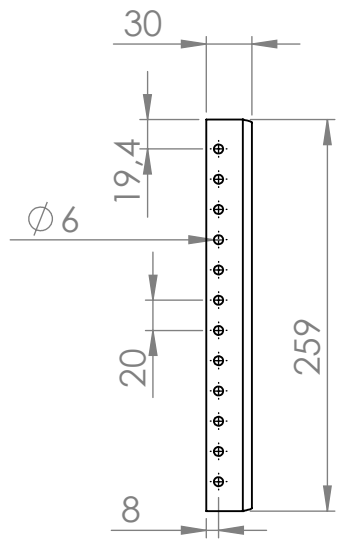
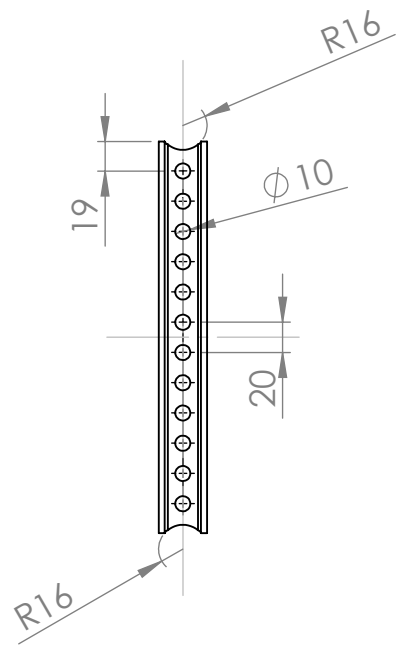
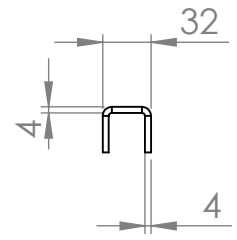
B

B

A

A

6 5 4 3 2 1



D

C

B

A

D

C

B

A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								v3Suporte_tirante_traseiro_v2vf2			
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

D

D

C

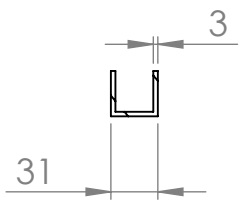
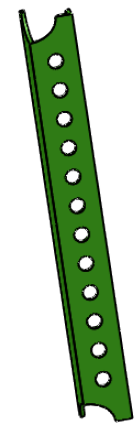
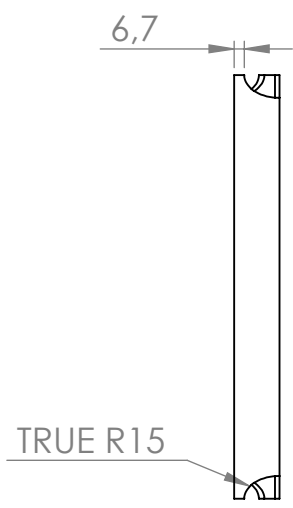
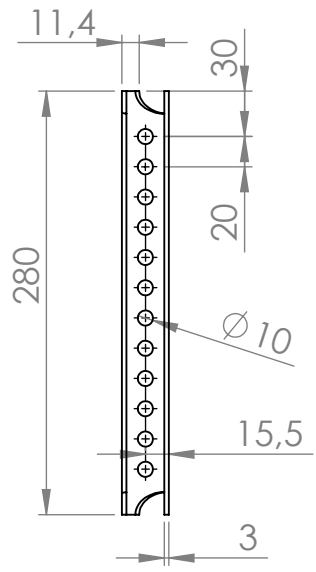
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
								v3Suporte_tirante_traseiro_2_v2vf2			
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

6 5 4 3 2 1