

GILBERTO FLAMARION DE SOUZA GUIMARÃES

MARCOS SPILBERG KARPOVAS

7,0
Guimarães

SISTEMA DE SUSPENSÃO DIANTEIRA E DIREÇÃO DE UM

VEÍCULO TIPO MINI-BAJA

Trabalho apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo, Departamento de
Engenharia Mecânica, Projeto Mecânico II: PMC-581

São Paulo

2000

GILBERTO FLAMARION DE SOUZA GUIMARÃES – NºUSP: 1063121

MARCOS SPILBERG KARPOVAS – NºUSP: 1526989

**SISTEMA DE SUSPENSÃO DIANTEIRA E DIREÇÃO
DE UM VEÍCULO TIPO MINI-BAJA**

Trabalho apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo, Departamento de
Engenharia Mecânica, Projeto Mecânico II: PMC-581

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica – Projeto & Fabricação

Professor Orientador:
Dr. Eng. Marcelo Massarani

Professor Coordenador:
Dr. Eng. Edson Gomes

São Paulo

2000

AGRADECIMENTOS

Ao nosso orientador, Prof. Dr. Eng. Marcelo Massarani, pela compreensão das dificuldades de obtenção de dados precisos, e disponibilidade.

Aos nossos pais, que nos incentivaram durante todo o período universitário, principalmente neste ano.

Aos integrantes da Equipe Corvo, principalmente ao seu líder, Joel Gerson Maia Jr. que nos abriu as portas, sempre que necessário.

A todos os nossos colegas que colaboraram, diretamente ou indiretamente, na execução deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

RESUMO

CAPÍTULO I: ESTUDO DE VIABILIDADE..... 1

1	ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE	1
1.1	Síntese das necessidades	1
2	FORMULAÇÃO DO PROJETO	2
2.1	Sistema de Direção	3
2.2	Sistema de Suspensão	3
3	SÍNTESE DE SOLUÇÕES	4
3.1	Sistemas de direção	5
3.1.1	Pinhão e cremalheira	5
3.1.2	Mecanismo de direção por barras	5
3.2	Sistemas de suspensão	6
3.2.1	Duplo triângulo	6
3.2.2	MacPherson	6
4	EXEQUIBILIDADE FÍSICA	8
4.1	Sistemas de direção	10
4.1.1	Pinhão e cremalheira	10
4.1.2	Mecanismo de direção por barras	10
4.2	Sistemas de suspensão	11
4.2.1	Duplo triângulo	11
4.2.2	MacPherson	11
5	VALOR ECONÔMICO	12
5.1	Sistemas de direção	13
5.1.1	Pinhão e cremalheira	13
5.1.2	Mecanismo de direção por barras	13
5.2	Sistemas de suspensão	13
5.2.1	Duplo triângulo	13
5.2.2	MacPherson	14
6	VIABILIDADE FINANCEIRA	14
7	CONCLUSÃO	15

CAPÍTULO II: PROJETO BÁSICO..... 17

1	VARIÁVEIS DA MATRIZ DE DECISÃO	17
1.1	Facilidade de montagem/desmontagem	17
1.2	Dirigibilidade	17
1.3	Manobrabilidade	17
1.4	Rigidez	18
1.5	Peso	18

1.6	Custo	18
2	MATRIZ DE DECISÃO	19
2.1	Sistema de direção	19
2.2	Sistema de suspensão	20
3	CONCLUSÕES	21
4	PROTÓTIPO PARA A COMPETIÇÃO SAE EM SÃO CARLOS (09/2000)	22
4.1	Dados iniciais	22
4.2	Projeto do sistema de suspensão	24
4.2.1	Fixação dos braços	24
4.2.2	Tamanho dos braços e apoio dos amortecedores	25
4.2.3	Conexão das juntas esféricas	26
4.2.4	Pino mestre	27
4.3	Projeto do sistema de direção	28
4.3.1	Comprimento das barras de Ackerman	28
4.3.2	Ângulo das barras de Ackerman e comprimento das barras de direção	28
4.3.3	Inclinação das barras de Ackerman em relação ao seu eixo	30
4.4	Competição e Resultados	30
5	PROJETO DO SEGUNDO PROTÓTIPO	34
5.1	Dados iniciais	34
5.2	Projeto do sistema de suspensão	35
5.2.1	Fixação dos braços	35
5.2.2	Tamanho dos braços e apoio dos amortecedores	36
5.2.3	Conexão das juntas esféricas	37
5.2.4	Apoio superior dos amortecedores	39
5.2.5	Pino mestre	40
5.2.6	Comparação entre o primeiro e o segundo projetos	42
5.3	Projeto do Sistema de Direção	43
5.3.1	Comprimento da barra de Ackerman	43
5.3.2	Ângulo das barras de Ackerman e comprimento das barras de direção	43
5.3.3	Inclinação das barras de Ackerman em relação ao seu eixo	45
5.3.4	Cuidados necessários na fabricação do pino mestre	45
5.3.5	Comparação entre o primeiro e o segundo projetos	46
6	SELEÇÃO DE ACESSÓRIOS	47
6.1.1	Sistema de suspensão	47
6.1.2	Sistema de direção	50
7	CONCLUSÕES	55
ANEXO A – VISTAS DOS SISTEMAS.....		56
ANEXO B – VISTAS DO VEÍCULO.....		63
ANEXO C – DETALHAMENTO DAS PRINCIPAIS PEÇAS.....		66
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		74

LISTA DE FIGURAS

Figura I.1 – Geometria de Ackerman.....	4
Figura I.2 – Direção por Pinhão e Cremalheira.....	6
Figura I.3 – Suspensão do tipo Duplo Triângulo.....	7
Figura I.4 – Suspensão do tipo MacPherson	8
Figura I.5 – Esquema de direção por Pinhão e Cremalheira	10
Figura I.6 – Esquema de direção por barras.....	11
Figura I.7 – Esquema de suspensão tipo Duplo Triângulo	12
Figura I.8 – Esquemas de suspensão tipo MacPherson.....	12
Figura II.1 – Sistema de suspensão do Mini-Baja	27
Figura II.2 – Sistema de direção mostrando a "Barra de Ackerman"	29
Figura II.3 – Problemas com a coluna de direção atrapalharam a prova de Slalom.....	31
Figura II.4 – Solução adotada para destravar a coluna de direção	31
Figura II.5 – Possibilidades para a conexão das juntas esféricas.	37
Figura II.6 – Comprimento das barras dos braços de suspensão.....	38
Figura II.7 – Opções de pino mestre.....	41
Figura II.8 – Inclinação da barra de direção.....	44
Figura II.9 – Diferença nos tamanhos dos U's.....	48

RESUMO

Este documento tem como objetivo servir de guia para futuros projetos de direção e suspensão dianteira de veículos do tipo Mini-Baja, além de outros projetos relacionados.

O projeto – fundamentalmente geométrico – tem um caminho principal a ser seguido, com as soluções utilizadas e os problemas encontrados. Mas ele também apresenta caminhos alternativos, com o intuito de permitir que o leitor tenha liberdade de desenvolver o projeto de outras maneiras, bem como escolher algum outro método aqui apresentado, que possa ser adequado para se chegar a um resultado final satisfatório.

Este documento apresenta várias possibilidades de construção para ambos os sistemas, dentre os quais foi escolhido um, a ser utilizado pela Equipe Corvo. Para o caso da suspensão, optou-se pelo sistema SHORT-LONG ARM (SLA), e para a direção, pinhão e cremalheira.

Após a escolha dos sistemas, foram desenvolvidos dois projetos. O primeiro, para ser utilizado na "IV COMPETIÇÃO SAE BRASIL SEÇÃO SÃO CARLOS DE MINI-BAJA", organizada pela Escola de Engenharia de São Carlos.

Com os resultados obtidos e as impressões deixadas pelo veículo após esta competição, foi realizado o segundo projeto. Este incluiu, além do projeto geométrico, a seleção de acessórios indispensáveis para o bom funcionamento do conjunto.

Por falta de tempo hábil, não foi possível montar o protótipo resultante deste segundo projeto.

CAPÍTULO I: ESTUDO DE VIABILIDADE

1 Estabelecimento da Necessidade

Já há algum tempo, a SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERING (SAE) promove competições com veículos chamados Mini-Bajas, em alusão àqueles que são construídos na região da Baja California, México. Estes veículos podem ser descritos como “gaiolas” individuais motorizadas cuja principal finalidade é o uso off-road (fora de estrada).

A Escola Politécnica da Universidade de São Paulo já tenta alcançar competitividade desde 1996, porém não obtendo sucesso até então. Deste modo, este material visa dimensionar adequadamente, para a competição da SAE, o sistema de suspensão dianteira e direção do Mini-Baja construído por esta Escola com a finalidade de tornar competitivo o veículo para as futuras competições.

Este projeto tem como requisito dar condições para que o piloto consiga cumprir as provas da competição. Aquelas que são mais relevantes a este projeto são a de Slalom e o Enduro. Portanto, os sistemas projetados têm que atender às condições impostas pela SAE para estas provas:

- A prova de Slalom constitui-se em uma pista com cones colocados em uma linha reta, de modo que o veículo tenha que passar por eles alternadamente, ora pela esquerda, ora pela direita. A distância entre os cones é de 3m.
- O Enduro é uma prova de longa duração, em uma pista de terra de relevo acidentado, isto é, apresenta vários declives e aclives de inclinações variadas,

que podem chegar a 100% (45°). Além disto, apresenta buracos em toda a extensão.

1.1 Síntese das necessidades

Os sistemas de direção e suspensão aqui analisados visam melhorar:

- a dirigibilidade do veículo;
- a manobrabilidade;
- a absorção das irregularidades do terreno.

2 Formulação do Projeto

De acordo com a equipe responsável pelo Mini-Baja, a verba destinada à construção e substituição de peças do veículo para a competição de 23 e 24 de setembro de 2000 é de R\$2000,00. Portanto, quanto menor for o gasto com os sistemas aqui estudados, melhor será para a equipe do carro.

Os sistemas têm que ser rígidos o suficiente para que, em caso de impactos, não apresentem distorções maiores que 10% de qualquer parâmetro calculado, ou seja, alterações na Geometria de Ackerman por flexão das hastes, e torção dos componentes da suspensão que causem variações em sua geometria. Além disso, os impactos não podem causar fissuras que comprometam a durabilidade (no mínimo duas competições) dos componentes e do veículo.

2.1 Sistema de Direção

O sistema deve garantir a Geometria de Ackerman, de maneira a minimizar o arraste dos pneus nas curvas, melhorando o desempenho e reduzindo o desgaste do sistema. A Geometria de Ackerman, como mostrada na Figura I.1, indica que o centro de curvatura de cada uma das rodas deve ser o mesmo, para qualquer raio de giro obtido.

Além disso, a relação entre o número de voltas do volante e o giro dos pneus deve ser tal que a resposta do carro ao comando do motorista seja a mais rápida possível sem prejudicar a condução em alta velocidade. Esta relação deve ser de aproximadamente 1 volta nas rodas para 3 voltas no volante.

O sistema deve ser projetado de tal maneira que o raio de giro mínimo do veículo seja de 3 metros.

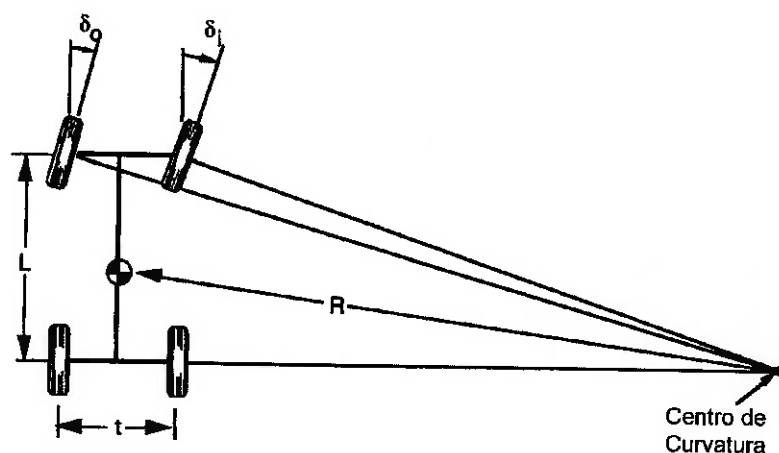


Figura I.1 – Geometria de Ackerman

2.2 Sistema de Suspensão

O sistema deve garantir um grande curso da suspensão (no mínimo 300mm de curso total das rodas), bem como uma grande capacidade de absorver choques (tempo de assentamento 2%¹ menor que 1,5s).

O veículo deve resistir a uma queda de 0,5m, sem que as peças da suspensão sejam prejudicadas, e sem que o sistema de suspensão atinja o fim do seu curso.

A massa não-suspensa de cada roda do veículo deve ser reduzida ao máximo (não ultrapassar 8kg). Por massa não-suspensa são considerados os conjuntos de roda e pneu, mola e amortecedor, braços de suspensão e todos os itens de conexão.

¹ Tempo de assentamento 2%: tempo necessário para que, dada uma oscilação imposta à roda, esta apresente uma oscilação residual de 2% em relação à oscilação imposta.

3 Síntese de Soluções

Existem diversas soluções possíveis de serem aplicadas, tanto para o caso da suspensão como para a direção. Na realidade podemos dizer que, dependendo de pequenas variações feitas em cada um dos sistemas, temos centenas de combinações possíveis. Serão considerados aqui apenas aqueles que teriam maior facilidade de aplicação no projeto, isto é, sistemas de enorme complexidade ou de aplicações diferentes do enfoque do projeto foram descartados logo de início. Como exemplo, podemos citar a suspensão Multilink, que está sendo muito utilizada em novos veículos de passeio.

3.1 Sistemas de direção

3.1.1 Pinhão e cremalheira

É o sistema de direção mais preciso, e por isso mesmo é, atualmente, o sistema mais utilizado em veículos de passeio. Por apresentar essa precisão, requer maior custo de fabricação. Uma maneira de minimizar este custo é adquirir modelos já existentes no mercado, disponíveis para veículos de passeio ainda em fabricação. Este fato ocorre devido à larga escala de fabricação para estes veículos, o que barateia o produto.

Este sistema é composto por um sistema de engrenagens, uma cilíndrica (pinhão) e uma plana (cremalheira), sendo que o torque aplicado no volante transmite o movimento longitudinalmente à engrenagem plana, movimentando as rodas. Requer conexão por junta esférica, devido à necessidade de o sistema ficar rígido ao chassi do veículo.

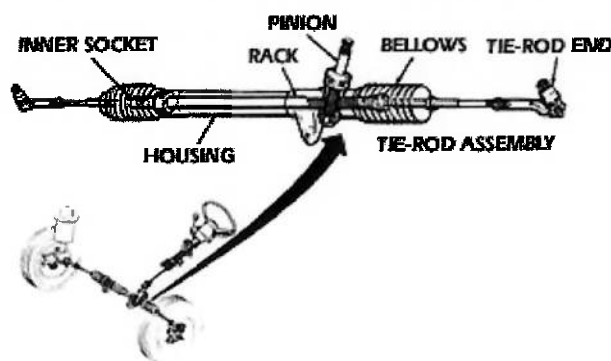


Figura I.2 – Direção por Pinhão e Cremalheira

3.1.2 Mecanismo de direção por barras

Sistema composto pela coluna de direção, que é ligada diretamente às barras que a ligam às rodas, com exceção de uma pequena excentricidade na barra de direção, que é o que vai gerar o movimento de translação nas barras direcionais, movimentando as rodas.

Para relações de transmissão pequenas (da ordem de 5 para 1), apresenta simplicidade na execução. Para relações maiores (10 para 1), sua execução requer maior precisão, encarecendo o sistema.

3.2 Sistemas de suspensão

3.2.1 Duplo triângulo

Este é o sistema de utilização mais comum em veículos de passeio na suspensão dianteira após a 2ª Guerra.

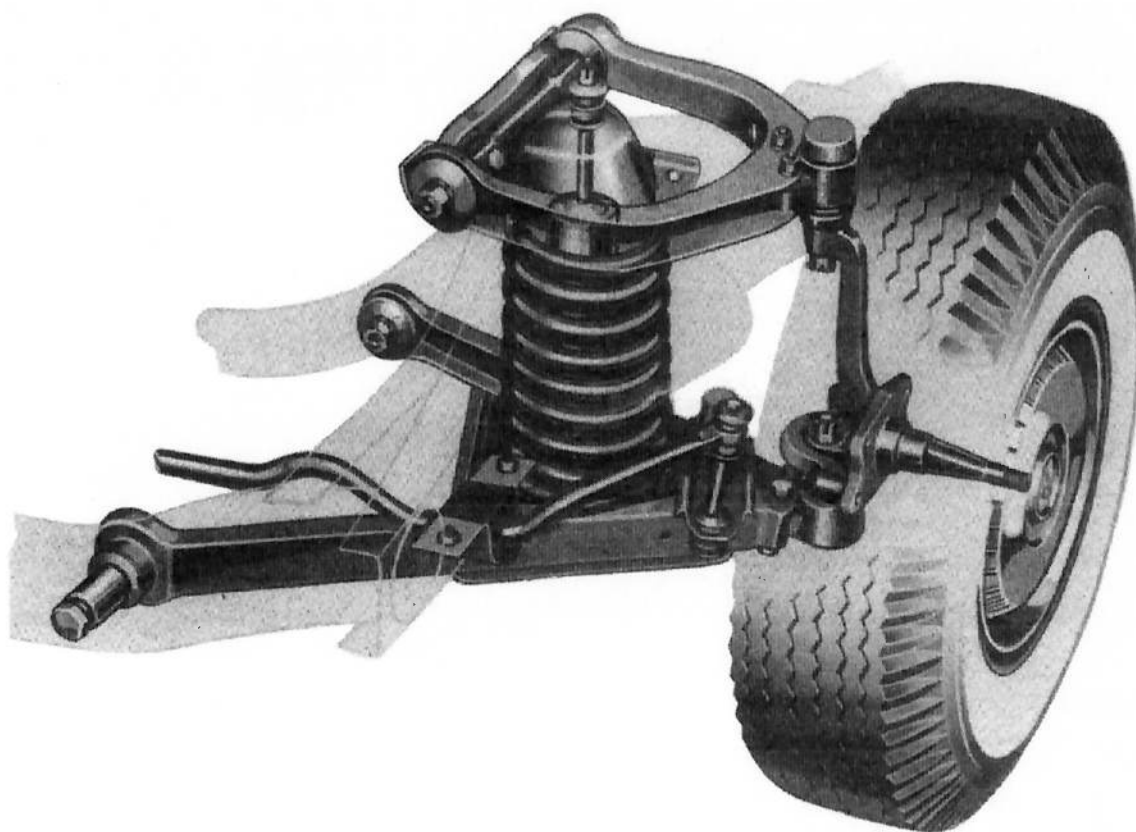


Figura I.3 – Suspensão do tipo Duplo Triângulo

Este sistema apresenta dois braços de controle montados um sobre o outro, sendo que em um deles fica apoiado o conjunto de mola e amortecedor. Este sistema é muito utilizado na dianteira de veículos com tração traseira, pois facilita a instalação do motor longitudinalmente. No caso do Mini-Baja, isso não é afetado, pois todo o sistema motor encontra-se na traseira do veículo.

O projeto geométrico deste sistema requer um grande cuidado, a fim de apresentar bons resultados em termos de performance. Essa geometria definirá basicamente o câmbio das rodas. Além disso, deve minimizar a alteração da banda de rolagem em situações como lombadas, buracos, curvas, etc.

3.2.1.1 Braços de comprimentos diferentes – Short-Long Arm (SLA)

Nesta configuração, o câmbier é favorecido na roda externa à curva, pois o câmbier gerado pelo *roll* é neutralizado pela suspensão. Na roda interna, normalmente o câmbier fica menos favorecido.

3.2.1.2 Braços paralelos de mesmo comprimento

Nesta configuração, é eliminada a condição desfavorável na roda interna, mas ocorre perda da compensação na roda externa.

3.2.2 MacPherson

Este sistema recebe este nome em função de seu criador, Earle S. MacPherson. Sua geometria é muito similar ao SLA, porém a fixação superior é feita diretamente pelo conjunto de mola e amortecedor, o que o torna um elemento estrutural. Isto faz com que a parte inferior do conjunto seja responsável por absorver as forças laterais e longitudinais. Como a estrutura precisa ser montada dentro da roda, esta gera um momento de sobregiro que adiciona atrito à estrutura.

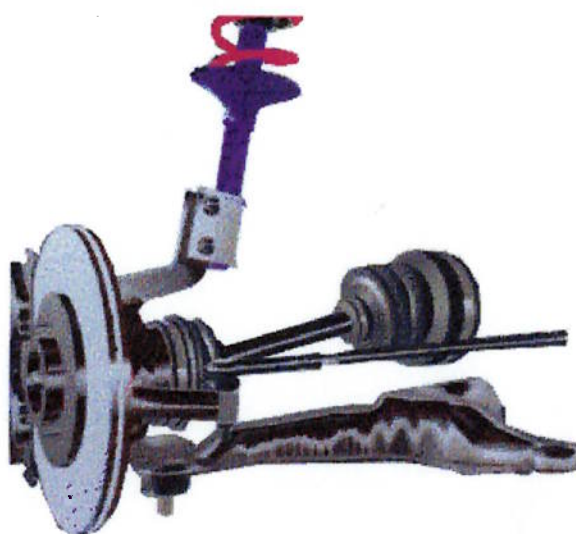


Figura I.4 – Suspensão do tipo MacPherson

Este sistema gera grandes vantagens para a instalação de motores na posição transversal, facilitando a configuração de tração dianteira. Graças à separação dos pontos de conexão ao chassi, é bem indicada para veículos monobloco. No caso do Mini-Baja, essas características não são fundamentais para a escolha desse sistema.

Outras vantagens são o pequeno número de peças, e a capacidade de distribuir as cargas da suspensão para o chassi em uma área mais ampla.

Entre as desvantagens, está a grande altura do sistema, que limita a capacidade dos projetistas de reduzir a altura do capô dos veículos. Para o Mini-Baja, essa não é uma característica muito limitante.

4 Exequibilidade Física

Todos os sistemas aqui apresentados já foram ou são utilizados na grande maioria dos veículos, tanto de passageiros quanto de carga. A seguir, apresentamos esquemas básicos de cada solução.

4.1 Sistemas de direção

4.1.1 Pinhão e cremalheira

O conjunto de pinhão e cremalheira é ligado às barras por juntas esféricas, e estas por sua vez, são ligadas rigidamente aos cubos das rodas. A figura mostra a sugestão de montagem.

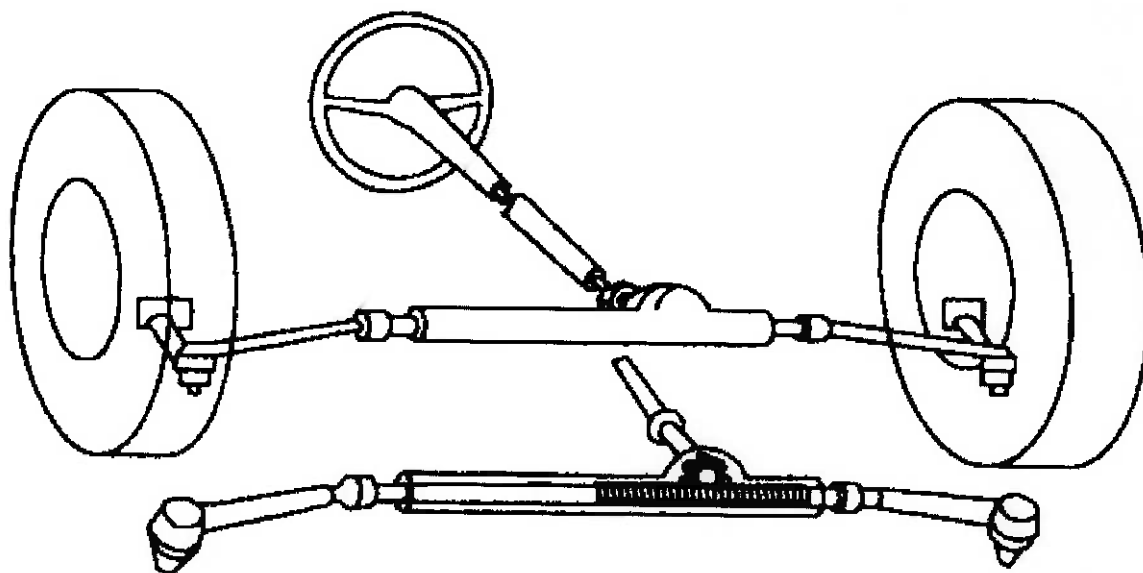


Figura I.5 – Esquema de direção por Pinhão e Cremalheira

Cálculos preliminares mostram que o sistema de pinhão e cremalheira, para o caso de um veículo Mini-Baja, apresenta um peso de aproximadamente 6,5kg (desconsiderando-se a coluna de direção e o volante, comuns a todos os sistemas).

4.1.2 Mecanismo de direção por barras

A barra de direção apresenta uma chapa de formato triangular em sua ponta (formando a excentricidade), na qual a coluna de direção é fixada rigidamente ao vértice superior, e as duas barras direcionais aos vértices inferiores por meio de juntas esféricas. As barras direcionais são ligadas por juntas esféricas às barras do cubo de roda.

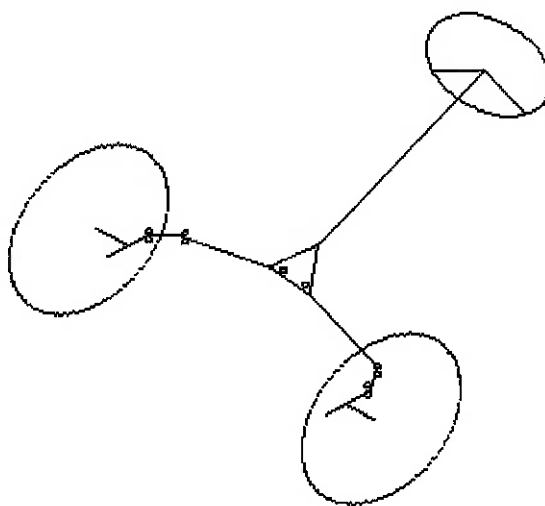


Figura I.6 – Esquema de direção por barras

O peso aproximado deste sistema, novamente desconsiderando-se volante e coluna de direção, é de 1,0kg.

4.2 Sistemas de suspensão

4.2.1 Duplo triângulo

Os triângulos são formados por duas barras dobradas, sendo que numa das extremidades é soldado o mancal perpendicularmente à barra. Estas duas barras são unidas ao acoplamento da junta esférica de modo que os dois mancais fiquem alinhados e permitam a rotação do triângulo no eixo longitudinal do veículo. O conjunto de mola e amortecedor pode ser colocado em qualquer um dos dois triângulos. Eles podem ficar

apoiados diretamente nas barras da estrutura, ou em uma outra barra, montada em alguma das outras.

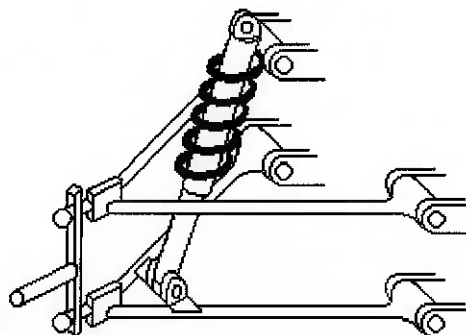


Figura I.7 – Esquema de suspensão tipo Duplo Triângulo

O peso aproximado deste sistema, considerando-se apenas as barras e tubos, é de 1,4kg (de cada lado).

4.2.2 MacPherson

Neste sistema, o triângulo inferior (bandeja) é executado da mesma maneira que no duplo triângulo. Já o conjunto de mola e amortecedor é fixado diretamente na ponta de eixo da roda de maneira rígida, e articulado na extremidade superior.

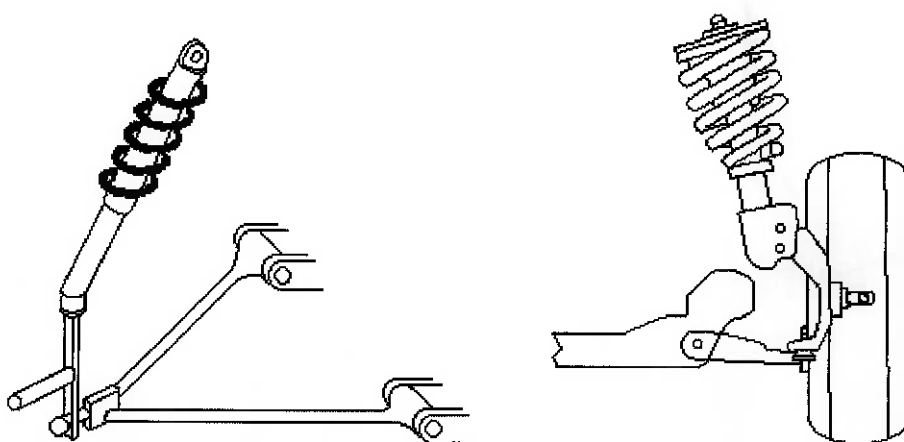


Figura I.8 – Esquemas de suspensão tipo MacPherson

O peso deste sistema aplicado a um veículo do tipo Mini-Baja, e novamente sem o conjunto de mola e amortecedor, é de aproximadamente 0,8kg (para cada lado).

5 Valor Econômico

Os cálculos de custo foram feitos levando-se em conta o valor por peso dos componentes ou os valores unitários das peças compradas, e a mão-de-obra para os serviços de oficina.

5.1 Sistemas de direção

5.1.1 Pinhão e cremalheira

Material	R\$ 65,00
Mão-de-obra	R\$ 2,00
Total	R\$ 67,00

Obs.: Neste custo de material não está incluída a caixa de direção, já existente (comprada pronta – Fiat Uno).

5.1.2 Mecanismo de direção por barras

Material	R\$ 68,00
Mão-de-obra	R\$ 3,00
Total	R\$ 71,00

5.2 Sistemas de suspensão

A análise de custo de material para as duas suspensões desconsiderou a compra de amortecedores, pois a equipe já possui amortecedores (os mesmos da motocicleta Honda XL 125), que foram considerados satisfatórios para o Mini-Baja.

5.2.1 Duplo triângulo

Nesta análise, foi considerado que os custos médios para o sistema de braços iguais e para o SLA são os mesmos.

Material	R\$ 75,00
Mão-de-obra	R\$ 7,00
Total	R\$ 82,00

5.2.2 MacPherson

Material	R\$ 64,00
Mão-de-obra	R\$ 6,00
Total	R\$ 70,00

6 Viabilidade Financeira

Analisando os custos obtidos no item anterior, verifica-se que é perfeitamente viável a execução de quaisquer sistemas apresentados com o orçamento do Mini-Baja.

7 Conclusão

Deste estudo de viabilidade conclui-se que os dois sistemas de direção apresentados são viáveis, por apresentarem custos e exequibilidade física compatíveis com os objetivos do projeto.

Para a suspensão dianteira, os três sistemas também se mostram viáveis, podendo ser aplicados para o veículo Mini-Baja estudado.

No Projeto Básico, a matriz de decisão mostrará qual o sistema mais adequado para a utilização no projeto.

CAPÍTULO II: PROJETO BÁSICO

1 Variáveis da Matriz de Decisão

1.1 Facilidade de montagem/desmontagem

É natural que quanto mais fáceis a montagem e desmontagem do sistema, melhor será a nota dada a este item em função dos reparos necessários realizados ao longo da execução do projeto e, principalmente, no decorrer da competição. Um sistema fácil de ser montado e desmontado é aquele que possui poucas peças que necessitam de ajuste, e estas com fácil acesso para o operador. Como exemplos de sistemas fáceis, podemos citar parafusos em lugares que uma chave de boca possa ser utilizada com rapidez; rodas que são substituídas retirando-se a menor quantidade de parafusos possível, etc.

1.2 Dirigibilidade

A facilidade de se guiar o carro também é importante na escolha dos sistemas de direção e suspensão. Por facilidade entendem-se o grande curso da suspensão (para uso off-road) a fim de manter todas as rodas sempre em contato com o solo, bem como o peso reduzido do veículo e as respostas obtidas pelo sistema motor do carro, item este que não está no escopo deste projeto. Aqueles sistemas que resultarem em melhor dirigibilidade receberão notas maiores.

1.3 Manobrabilidade

A manobrabilidade de um veículo pode ser descrita como a facilidade de se guiar o carro em situações extremas, como, por exemplo, curvas de pequeno raio, presença de obstáculos em pequenas e médias velocidades, entre outros.

1.4 Rigidez

Este item leva em consideração a capacidade do sistema em manter sua geometria inicial, sem apresentar torções ou quebras indesejadas. Este fato deve-se ao percurso da prova que, por apresentar muitas irregularidades no terreno, acarreta em muitos impactos em todo o veículo.

1.5 Peso

O projeto todo deverá levar em consideração o peso final do veículo. Sistemas que apresentarem menor peso receberão maiores notas, pois o peso menor implica em melhor desempenho do veículo durante a competição, tanto em termos das velocidades obtidas como em termos de dirigibilidade.

1.6 Custo

Quanto mais simples forem os componentes, mais econômica será sua fabricação, reduzindo o custo. Além disso, serão gastas menos horas de trabalho no projeto, sendo que essas horas economizadas poderão ser utilizadas para outras finalidades, como por exemplo os ajustes necessários após a fabricação do veículo.

2 Matriz de decisão

Após ter sido feita a avaliação dos itens presentes na matriz de decisão, foram dados a eles os seguintes pesos:

Facilidade de montagem/desmontagem.....	1
Dirigibilidade	3
Manobrabilidade.....	2
Rigidez	3
Peso.....	2
Custo.....	3

2.1 Sistema de direção

Itens aplicáveis para o sistema de direção:

- Facilidade de montagem/desmontagem;
- Dirigibilidade;
- Manobrabilidade;
- Rigidez
- Peso;
- Custo.

Item \ Sistema	Pinhão e cremalheira		Barras	
	Nota	Pontos	Nota	Pontos
Facilidade	3	3	4	4
Dirigibilidade	5	15	3	9
Manobrabilidade	5	10	4	8
Rigidez	4	12	3	9
Peso	2	4	4	8
Custo	4	12	4	12
TOTAL	56		50	

2.2 Sistema de suspensão

Itens aplicáveis para o sistema de suspensão:

- Facilidade de montagem/desmontagem;
- Dirigibilidade;
- Rigidez;
- Peso;
- Custo.

Item \ Sistema	MacPherson		SLA		Triângulos iguais	
	Nota	Pontos	Nota	Pontos	Nota	Pontos
Facilidade	4	4	3	3	3	3
Dirigibilidade	3	9	5	15	4	12
Rigidez	4	12	5	15	5	15
Peso	4	8	3	6	3	6
Custo	4	12	3	9	3	9
TOTAL	45		48		45	

3 Conclusões

Observando a matriz de decisão do sistema de direção, concluímos que o sistema utilizado será o de pinhão e cremalheira.

Da mesma forma, o sistema de suspensão escolhido será o SLA.

4 Protótipo para a Competição SAE em São Carlos (09/2000)

Nos dias 23 e 24 de setembro de 2000 ocorreu, na cidade de São Carlos (SP) a “IV Competição SAE Brasil Seção São Carlos de Mini-Baja”, organizada pela Escola de Engenharia de São Carlos, instituição pertencente à Universidade de São Paulo.

Para esta competição, havia a necessidade de se projetar, desde o seu início, um sistema de suspensão e de direção, baseados nas premissas utilizadas na elaboração da matriz de decisão, bem como seus resultados. Para tal, foi utilizado como base o chassi existente na oficina da Escola Politécnica, que foi a base para a montagem de todos os conjuntos utilizados na competição. Devido à falta de tempo, não foram feitas verificações estruturais no sistema, com o intuito de se encontrar pontos críticos. No entanto, foram utilizados materiais com geometrias comprovadamente resistentes às mais duras condições impostas em competições anteriores.

4.1 Dados iniciais

Para o estudo e a criação do modelo de suspensão e direção em CAD, foram utilizadas várias medidas fornecidas pela equipe responsável pela montagem do veículo, além do modelo de Mini-Baja pronto, criado também em CAD, para o estudo dos diversos sistemas utilizados pela equipe. Os dados iniciais utilizados foram os seguintes:

Distância entre o eixo traseiro e o apoio posterior do braço de suspensão:

1517mm

Distância entre o eixo traseiro e o apoio anterior do braço de suspensão:

1547mm

Bitola do eixo traseiro: 1250mm

Largura da parte dianteira do chassi (fixação dos braços de suspensão): 400mm

Diâmetro externo dos tubos utilizados no chassi: 1"

Espessura dos mesmos: 2,1mm

Diâmetro da barra de seção circular (a ser utilizada no pino mestre): 1"

Alguns sistemas usados no veículo já eram existentes, como por exemplo o conjunto de pinhão e cremalheira, as juntas esféricas, os amortecedores (com as molas acopladas), além dos conjuntos de roda e pneu. Assim sendo, não foi necessário recorrer à seleção destes equipamentos, pois os mesmos já estavam previamente escolhidos.

Desta maneira, foram utilizadas as seguintes medidas, baseadas nestes equipamentos:

Diâmetro da roda: 5"

Tala da roda: 4,5"

Backspacing (distância entre a flange e a superfície interna da roda): 2"

Diâmetro do furo central da roda: 42mm

Diâmetro do pneu: 500mm

Comprimento da cremalheira: 450mm

Diâmetro da rosca da parte fixa da junta esférica: $\frac{1}{2}$ "

Comprimento desta rosca: 55mm

Diâmetro da rosca da parte móvel da junta esférica: 10mm

Comprimento desta rosca: 18mm

Ângulo formado pelas duas roscas, com a junta em repouso: 80°

Ângulo máximo de movimento da parte móvel: 40°

Comprimento de repouso do conjunto de mola e amortecedor: 360mm

Comprimento máximo do mesmo: 400mm

Comprimento mínimo do mesmo: 300mm

Distância percorrida pela cremalheira com o volante rotacionado em $\frac{1}{2}$ volta:
8,36mm

A título de referência, foram utilizadas as juntas esféricas do veículo VW Fusca, o conjunto de pinhão e cremalheira do veículo Fiat Uno, e o conjunto de molas e amortecedores da motocicleta XL 125.

Foram estabelecidos como objetivo os seguintes valores:

Distância mínima da base do veículo até o solo (veículo em repouso, com piloto de 70kg): 300mm

Bitola dianteira: aproximadamente igual à traseira (1250mm)

Com estes dados, foi elaborado o projeto de suspensão e direção do veículo, descrito a seguir.

4.2 Projeto do sistema de suspensão

O sistema de suspensão utilizado foi o SLA, que foi o sistema que obteve a maior nota na matriz de decisão, dentre todos os sistemas avaliados. Assim sendo, foi necessário projetar dois braços (ou triângulos) diferentes, sendo o inferior maior que o superior.

4.2.1 Fixação dos braços

O primeiro fato a se considerar no projeto da suspensão foi a distância (vertical) entre os pontos de apoio dos dois triângulos. Por facilidade de montagem, foi

estabelecido que o apoio do triângulo inferior no chassi seria alinhado horizontalmente com a base inferior do chassi, e para garantir que o pino mestre fosse construído com folgas para comportar todas as peças conectadas a ele, o triângulo superior foi posicionado 190mm acima do triângulo inferior.

Um ponto em comum utilizado no projeto dos dois braços foi a distância entre os dois pontos de apoio de cada um dos mesmos no chassi, que foi de 300mm. Esse foi o melhor valor encontrado, em termos de se encaixar os braços na parte dianteira do veículo com uma certa tolerância contra eventuais erros de posicionamento. Neste ponto do projeto, já havia sido definido que os triângulos não possuiriam lados de tamanhos iguais, sendo que a parte dianteira seria menor que a traseira. Esta geometria visou garantir uma maior resistência do conjunto a eventuais choques frontais, pois desta maneira a força seria melhor distribuída pelo sistema, além de garantir um maior entre-eixos.

Os dois lados de cada triângulo apresentariam curvas, de modo a evitar que as soldas tivessem que ficar inclinadas. Isto também facilitou a escolha das peças a serem utilizadas como apoio dos braços ao chassi. Este apoio seria feito através de tubos de 1" de diâmetro externo, 2.1mm de espessura da parede e 30mm de comprimento cada, montados em um eixo a 25mm das linhas de centro dos tubos do chassi. O comprimento desses tubos foi determinado de modo que houvesse um espaço para a aplicação da solda (foi utilizada como padrão uma espessura de 4mm para a aplicação da mesma).

4.2.2 Tamanho dos braços e apoio dos amortecedores

O próximo passo foi a determinação dos comprimentos dos braços, dos pontos de apoio até o ponto de encaixe das juntas esféricas. Para esta determinação, foram levados em conta os valores da largura máxima do veículo pretendida, a largura da parte

frontal do veículo, a altura da base do veículo ao solo, o comprimento da rosca da parte fixa da junta esférica, e o backspacing da roda, já se pensando na inclinação do pino mestre. Com isso, foram obtidos os valores de 360mm e 260mm, respectivamente para o braço inferior e o braço superior.

A seguir, foi escolhido o ponto de apoio dos amortecedores. É importante salientar que aqui se encontra a maior restrição de todo o projeto – a inclinação máxima possível das juntas esféricas, 40°. A posição dos amortecedores foi estabelecida de maneira que estes atingissem seu fim de curso antes das juntas esféricas, pois estas possuem construção mais delicada e o funcionamento do sistema como um todo estaria comprometido caso alguma das juntas se quebrasse durante as provas. O cálculo deveria levar em consideração também a necessidade de o curso ser o maior possível sem comprometer a resistência das outras partes do sistema. Após todas as considerações, foi escolhido como ponto de apoio o braço inferior, e sua distância como sendo de 240mm em relação ao centro dos pontos de apoio do braço no chassi (no plano do braço inferior). O amortecedor foi preso por um parafuso, apoiado em uma pequena chapa de aço de 4mm de espessura, dobrada no formato de um U, presa ao braço através de solda. Esta chapa foi colocada perpendicularmente ao plano do braço.

4.2.3 Conexão das juntas esféricas

A fixação das juntas esféricas nos braços de suspensão foi feita por barras de seção quadrada de 1" de lado, com comprimento de 70mm, chanfradas a 45° nas extremidades em que foram soldados os tubos que formavam o braço propriamente dito. Estes tubos tinham 3/4" de diâmetro, e espessura de 2,1mm. Devido a restrição do ângulo das juntas esféricas, as barras de seção quadrada tinham que possuir um ângulo em relação aos tubos, para garantir a movimentação das juntas. Este ângulo deveria

garantir uma inclinação nula na junta esférica, com a suspensão na metade de seu curso.

Os valores obtidos foram 23° e 38° , respectivamente para o braço inferior e o superior.



Figura II.1 – Sistema de suspensão do Mini-Baja

4.2.4 Pino mestre

O passo seguinte foi a determinação do cáster. Esta inclinação tinha o intuito de se fazer a direção do veículo retornar à posição original, no caso de não haver nenhuma força aplicada ao volante. Foram tomados como base os pontos de apoio dos pinos mestres. Assim, a distância horizontal entre estes pontos foi de 30mm na direção longitudinal, e o ângulo de cáster sendo de 7° , e a inclinação transversal do pino mestre, 19° .

Deve ser considerado que esta inclinação transversal do pino mestre visa garantir o menor arraste possível do pneu no solo, no ato de uma curva (o centro de curvatura da roda é, neste caso, exatamente o ponto de contato da mesma com o solo).

Desta maneira, foi realizado o projeto do sistema de suspensão, com todas as medidas necessárias para a construção dos braços e pinos mestres.

4.3 Projeto do sistema de direção

Com o projeto do sistema de suspensão pronto, era necessário projetar o sistema de direção. Aparentemente este era mais simples de ser feito, pois se resumia às barras de direção, e às pequenas barras soldadas nos pinos mestres (aqui chamadas de “barras de Ackerman”).

4.3.1 Comprimento das barras de Ackerman

Devido às especificações de projeto, era necessário que o veículo tivesse raio mínimo de 3m (ou o mais próximo possível deste valor), e que o conjunto respondesse com rapidez a um comando do piloto (para desviar de um obstáculo ou percorrer uma curva fechada). Desta maneira, foi estabelecido que a distância entre o pino mestre e o ponto de apoio da barra de direção não deveria ultrapassar 40mm. Devido à espessura do pino mestre e ao tamanho da junta esférica utilizada, ficou estabelecido que 40mm seria o valor utilizado.

4.3.2 Ângulo das barras de Ackerman e comprimento das barras de direção

O próximo passo era determinar o ângulo de Ackerman. Para o máximo giro do volante sem a necessidade de se retirar as mãos do mesmo – estabelecido em $\frac{1}{2}$ volta para cada lado – o centro de giro das quatro rodas do veículo deveria ser o mesmo (ou o

mais próximo deste, para minimizar o arrasto dos pneus em uma curva). Simultaneamente a isto, foi calculado o comprimento da barra de direção. Para cada ângulo da barra utilizado (como estimativa), foi encontrado o comprimento equivalente.

Após algumas iterações, a inclinação encontrada que atingiu os menores valores de arrasto dos pneus foi de $29,1^\circ$. O comprimento da barra de direção resultante foi de 326,5mm, já se considerando a junta esférica.

Com estes dados, além dos valores de distância percorrida pela cremalheira com o volante rotacionado em $\frac{1}{2}$ volta, e da distância entre-eixos e da bitola, foi obtida uma rotação média das rodas em 30° para $\frac{1}{2}$ volta do volante.



Figura II.2 – Sistema de direção mostrando a "Barra de Ackerman"

4.3.3 Inclinação das barras de Ackerman em relação ao seu eixo

O passo seguinte foi a determinação da inclinação da barra de Ackerman em relação à horizontal, devido à inclinação de repouso dos braços de suspensão, e da inclinação de 80° da junta esférica. Novamente, o fato de a junta esférica ser a grande restrição tornou o cálculo mais delicado. Após algumas projeções feitas em CAD, foi estabelecido que este ângulo seria de 0° .

4.4 Competição e Resultados

Devido ao término da construção do veículo na noite anterior à competição, alguns problemas não puderam ser solucionados a tempo:

- a coluna de direção apresentou jogo, pois a seção transversal da mesma era muito menor que o mancal de fixação da mesma. A solução deste problema foi modificar o mancal: soldou-se um tubo mais longo, com suas extremidades forjadas manualmente para redução do diâmetro, inserção de graxa, e coifas de proteção, para impedir o travamento;
- a junta esférica externa do sistema de direção, que deveria ser posicionada de baixo para cima, não pôde ser colocada desta maneira, pois esta interferiria no braço de suspensão inferior. Isto se deveu a um provável erro de cálculo no posicionamento vertical da barra de Ackerman;
- com o novo posicionamento da junta, o ângulo que a barra de direção formava com a horizontal ficou incorreto, e a barra causava interferência com o amortecedor.

Em consequência, a dirigibilidade do veículo ficou prejudicada, com variação muito acentuada do câmbio.



Figura II.3 – Problemas com a coluna de direção atrapalharam a prova de Slalom

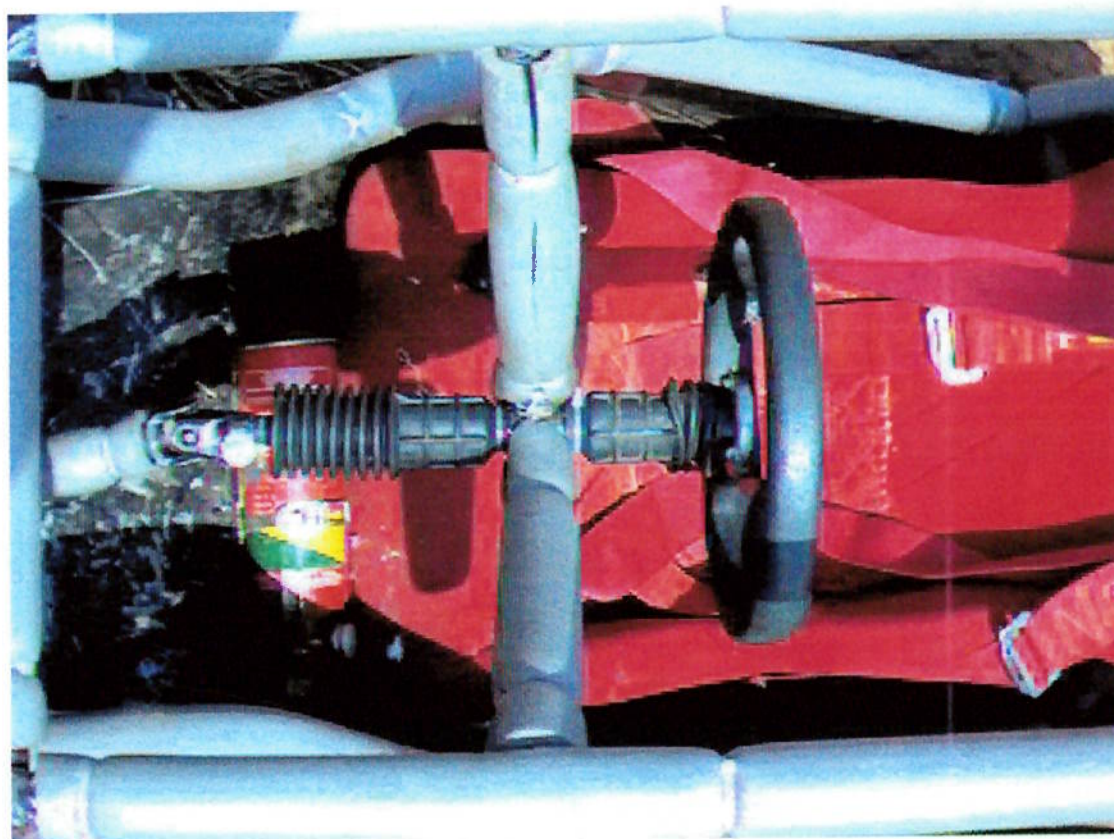


Figura II.4 – Solução adotada para destravar a coluna de direção

A solução utilizada (com base na falta de tempo) foi a curvatura feita nas barras de direção, com o intuito de tentar evitar a interferência com amortecedor. Isto gerava outro problema: a falta de resistência à compressão da barra, que ocorria em buracos e curvas mais acentuadas.

A solução para este novo problema foi a execução – durante a competição – de nervuras soldadas na região curvada das barras. Após esta solução, o veículo não apresentou mais qualquer possibilidade de quebra nos sistemas de suspensão e direção.

Infelizmente, este não era o único problema do veículo. Outros três componentes (não pertencentes à suspensão e à direção) apresentaram falhas:

- o cabo do freio travou, com o mesmo acionado. Com isto, o veículo perdia muito em velocidade;
- para piorar ainda mais o desempenho, o motor perdeu força, possivelmente devido a alguma sujeira no carburador;
- para completar, a chaveta em cunha perdeu a eficiência após um forte impacto na traseira do veículo, ocasionando uma deformação da suspensão traseira. Estes dois fatores somados faziam com que a corrente caísse.

Apesar de todos os problemas, a equipe Corvo alcançou o 5º lugar na classificação geral da competição, perdendo por poucos pontos a quarta colocação (que ficou com a equipe da faculdade de engenharia da PUC-MG).

Como impressões finais deixadas pela competição, o sistema de suspensão foi bem projetado, pois apresentou um curso adequado, bem como um amortecimento eficiente sem deixar o veículo muito duro. Por outro lado, o veículo ficou muito largo, dificultando ultrapassagens no Enduro, e piorando seu desempenho na prova de Slalom.

O sistema de direção apresentou uma boa relação entre o esforço realizado pelo piloto e a capacidade de giro do veículo, mesmo apresentando grande divergência das rodas, durante a atuação da suspensão. Esta boa relação se deveu à inclinação adequada do pino mestre, além da relação de transmissão.

5 Projeto do Segundo Protótipo

Após a competição realizada em São Carlos, foram tomadas decisões com o intuito de se melhorar o desempenho da Equipe Corvo nas competições subseqüentes. Assim, foi decidido que o próximo carro deveria ser completamente novo. No que tange à suspensão e à direção, foi estabelecido que a distância entre-eixos e a largura do carro deveriam ser menores. Portanto, um novo projeto dos sistemas de suspensão e direção deveria ser feito. Agora, também foi estabelecida a necessidade de se selecionar as peças e acessórios inclusos no sistema, bem como alternativas, em relação às peças escolhidas.

5.1 Dados iniciais

Diferentemente do projeto do primeiro protótipo, poucas eram as informações a respeito do novo veículo a ser fabricado. Devido a isso, algumas considerações iniciais, com base apenas no veículo anterior, foram feitas:

Os tubos e barras utilizados no carro novo seriam os mesmos do veículo antigo;

Os mesmos conjuntos de molas e amortecedores, pinhão e cremalheira, rodas e pneus seriam utilizados;

Devido à impossibilidade de se realizar grandes mudanças na largura da parte frontal do chassi, suas medidas foram consideradas as mesmas.

Foram estabelecidos novos dados como objetivo:

Bitola: aproximadamente 1,1m

Entre-eixos: aproximadamente 300mm menor que o atual

Com estes valores, foi realizado o projeto do segundo protótipo.

5.2 Projeto do sistema de suspensão

Com as novas limitações de projeto, conforme explicado, foi necessário um novo desenvolvimento do mesmo.

O sistema aqui projetado não levou em conta uma possível instalação de um sistema de freio dianteiro. Neste caso, muitos dos parâmetros aqui utilizados devem ser alterados, o que implicaria em um não aproveitamento de alguns tópicos deste projeto. Mais especificamente, no caso de se querer instalar um sistema de freios, o projeto do pino mestre deve ser diferente, pois a inclusão de novas peças entre este e a roda acarretam em um aumento na distância entre ambos, o que por sua vez implica em um arraste maior dos pneus, no caso de o pino mestre não ser refeito. Deve ser lembrado que a colocação de um sistema de freios também causa um dentre estes dois efeitos: a largura do veículo aumenta consideravelmente, ou os braços têm que ser diminuídos, o que acarreta em uma diminuição considerável do curso da suspensão.

5.2.1 Fixação dos braços

Assim como no protótipo anterior, primeiramente foram estabelecidos os pontos de apoio dos braços de suspensão. Foi estabelecido que uma distância vertical menor poderia ser obtida, pois o amortecedor não mais seria apoiado no braço inferior. Assim, o pino mestre poderia ter seu tamanho reduzido. Portanto, ficou determinado que, novamente, o triângulo inferior ficaria alinhado com a base do chassi, mas o triângulo superior, agora, estaria posicionado 150mm acima.

Novamente, a distância de 300mm entre os pontos de apoio dos triângulos foi escolhida. Porém, com a nova configuração do veículo, foi verificado (através do auxílio do CAD) que, se fossem feitas barras com curvatura, da mesma maneira que no

primeiro protótipo, ocorreria interferência entre o triângulo inferior e o pneu, no momento de uma curva fechada. Assim, por segurança, a distância entre os pontos de apoio dos dois triângulos deveria ser diminuída. Para não comprometer o sistema, foi utilizada uma distância de 260mm, além de a curvatura das barras ter sido suprimida. Deve ser salientado aqui que, no novo projeto de suspensão, o pino mestre teve sua inclinação diminuída (vista frontal) por recomendação do avaliador da SAE Seção São Carlos deste item, apesar desta nova configuração gerar arraste do pneu com o solo no ato de se virar o volante para fazer uma curva.

5.2.2 Tamanho dos braços e apoio dos amortecedores

Definidos os pontos de apoio dos triângulos, o passo seguinte foi a determinação dos comprimentos dos mesmos. Agora, o projeto torna-se mais delicado, pois a largura do carro diminuiu, sem diminuir a largura da parte frontal do chassi. Com isto, tornou-se mais difícil manter o curso dos pneus próximo ao valor inicialmente determinado (300mm). Novamente, a restrição foi o ângulo de giro da junta esférica (40°).

Após todas estas considerações, foi estabelecido inicialmente (com o auxílio do CAD) que os novos comprimentos dos braços seriam de 215mm e 180mm, respectivamente para o braço inferior e o superior. Estes comprimentos foram utilizados para a determinação inicial de todos os outros valores do projeto.

Os novos comprimentos dos tubos, e sua nova geometria (sem curvas) fizeram com que os tubos traseiros de ambos os braços ficassem bem inclinados. Esta nova geometria fez com que os tubos de apoio dos braços não pudessem mais apresentar mais o mesmo comprimento (30mm). Neste projeto, o comprimento dos apoios traseiros de ambos os braços foi redimensionado para 35mm, para poder comportar o tubo inclinado e a solda nele aplicada..

5.2.3 Conexão das juntas esféricas

Novamente, o passo seguinte foi a determinação da peça a ser usada na junção dos triângulos com as juntas esféricas. Aqui, havia duas possibilidades: usar a barra de seção quadrada longitudinalmente, como no primeiro protótipo, ou transversalmente, com outras duas chapas que poderiam servir de apoio para o amortecedor (no caso do triângulo superior). Note-se aqui o posicionamento do amortecedor: neste caso, ele não mais ficaria apoiado no meio do triângulo, e sim na sua extremidade, pois considerações feitas em CAD apresentavam esta posição como sendo muito adequada para a colocação do amortecedor – isto tudo devido ao tamanho menor do carro, e a limitação imposta pelas juntas esféricas, já apresentada anteriormente. Como no primeiro veículo, foi escolhida a barra posicionada longitudinalmente, pois o plano onde o corte a ser realizado nos tubos dos braços para aplicação da solda teria uma seção maior que a largura das chapas, o que dificultaria a execução.

Um ponto fundamental para o início do projeto geométrico das barras era o apoio inferior do amortecedor (ressaltando-se aqui que agora este estava posicionado no braço superior da suspensão). A colocação deste apoio era fundamental, pois somente com a presença do mesmo foi possível definir o ponto de apoio superior do amortecedor (descrito a seguir). Neste projeto, o apoio foi feito utilizando-se uma chapa de aço dobrada no formato de um U, e com sua superfície inferior soldada na superfície superior da barra de seção quadrada.

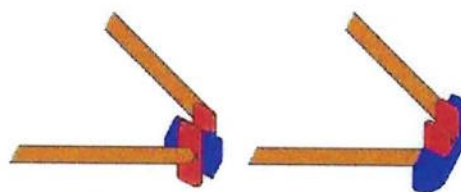


Figura II.5 – Possibilidades para a conexão das juntas esféricas.
À esquerda, com a barra colocada transversalmente, e à direita, longitudinalmente.

Deve-se ressaltar aqui que o posicionamento da barra de seção quadrada obedeceu a restrição imposta pelas juntas esféricas, isto é, o ângulo de inclinação desta barra foi calculado na posição de inclinação média do conjunto. Após estes cálculos, obtiveram-se respectivamente os ângulos de 26° e 36° para a barra inferior e a superior, em relação ao plano formado pelos tubos (estes cálculos foram feitos já com o correto posicionamento do apoio do amortecedor).

Outra restrição aplicada pelas juntas esféricas era o tamanho das mesmas. Assim, simultaneamente ao projeto geométrico do conjunto, foi necessário adequar as juntas, pois estas acarretavam novas medidas de comprimento dos triângulos e do pino mestre (a ser detalhado em seguida). Uma verificação inicial da geometria do sistema indicou a possibilidade de se colocar uma junta esférica reta no braço superior, ao invés da utilizada anteriormente (nesta junta, o ângulo de repouso entre as rosca é de 90° , em vez de 80°). Isto facilitaria a execução dos braços. Apesar desta mudança, a nova geometria dos triângulos teve de ser refeita da mesma maneira, pois as juntas (mesmo as novas) não eram inclinadas o suficiente. O novo dimensionamento das barras de suspensão resultou em comprimentos um pouco diferentes do que havia sido estabelecido inicialmente. Agora, estes comprimentos aumentaram para 224mm e 188mm, respectivamente para o braço inferior e o superior (pequena alteração em relação aos valores iniciais de 215mm e 180mm).



Figura II.6 – Comprimento das barras dos braços de suspensão
O comprimento é medido antes dos cortes em suas pontas.

Estes valores obtidos ainda não levam em consideração a inclinação das barras em relação ao plano transversal do carro. Para a fabricação das barras, são necessárias as medidas já se considerando todos os valores já calculados. Estes são as distâncias em relação ao plano transversal, mais os valores da distância entre os pontos de apoio da suspensão no chassi (260mm). Assim, teremos aqui quatro comprimentos importantes, que serão utilizados para a fabricação das barras de suspensão.

Portanto, os quatro comprimentos importantes são os seguintes:

Barra dianteira do triângulo superior: 178mm

Barra traseira do triângulo superior: 226mm

Barra dianteira do triângulo inferior: 208mm

Barra traseira do triângulo inferior: 266mm

Não pode ser esquecido que esses comprimentos foram medidos nos extremos das barras. Em todas elas, em um dos lados ela deve ser serrada de maneira que acompanhe a curvatura da barra de apoio no chassi, e no outro lado, deve possuir o corte inclinado para a colocação da barra de seção quadrada, já descrita.

5.2.4 Apoio superior dos amortecedores

O ponto de apoio superior dos amortecedores foi obtido através do estudo geométrico do sistema. Foram utilizadas, para a determinação deste ponto, as posições inferior e superior do sistema, baseadas nos comprimentos máximo e mínimo do amortecedor, respectivamente. Esta determinação foi feita traçando-se duas circunferências, de 400mm e 300mm de raio, respectivamente, tendo como centro o ponto de apoio inferior do amortecedor (já determinado). O ponto de cruzamento destas circunferências que ficou mais próximo ao chassi (são dois pontos no total) é o ponto

exato da fixação superior do amortecedor. Este ponto, neste projeto, ficou posicionado a 50mm da reta que passa pelos eixos de apoio dos amortecedores. Deve ser lembrado que as posições de comprimento máximo e mínimo foram determinadas utilizando-se a altura de repouso do veículo, e o posicionamento das barras de suspensão para esta condição, bem como o comprimento do amortecedor nesta situação.

No Anexo A encontra-se o esquema geométrico final dos braços de suspensão, em suas posições mais significativas (inferior, repouso, repouso das juntas esféricas e superior, respectivamente).

5.2.5 Pino mestre

Novamente, o pino mestre foi colocado com um ângulo de cáster positivo pelas mesmas considerações feitas no primeiro projeto. Agora, a $6,85^\circ$.

Neste ponto do projeto, existiu a possibilidade de se fazer um pino mestre diferente do primeiro. Foram pensadas em três propostas: a original, com uma barra de seção circular (igual à utilizada no primeiro projeto), ou uma chapa de 8mm de espessura dobrada (ou com soldas) no formato de um U, ou ainda uma eventual chapa dobrada (ou, novamente, soldada) no formato de um Z (com o carro visto de frente, o sistema do lado direito). As limitações da chapa em U eram a solda, principalmente na parte inferior, que ficaria num ângulo impróprio para a execução da mesma. O principal motivo, porém, era a posição da junta esférica, cuja rosca de tamanho excessivo faria o U ficar muito grande, o que acarretaria em um aumento da largura do veículo em aproximadamente 25mm de cada lado, além de aumentar o arraste do pneu. A solução, para este caso, seria a mudança da peça em U para uma em Z. Aqui, não haveria mais o problema da solda, contudo, após alguns estudos geométricos, foi notado que a largura

do veículo seria aumentada da mesma maneira. Optou-se, finalmente, pela barra de seção circular, já utilizada no primeiro protótipo.

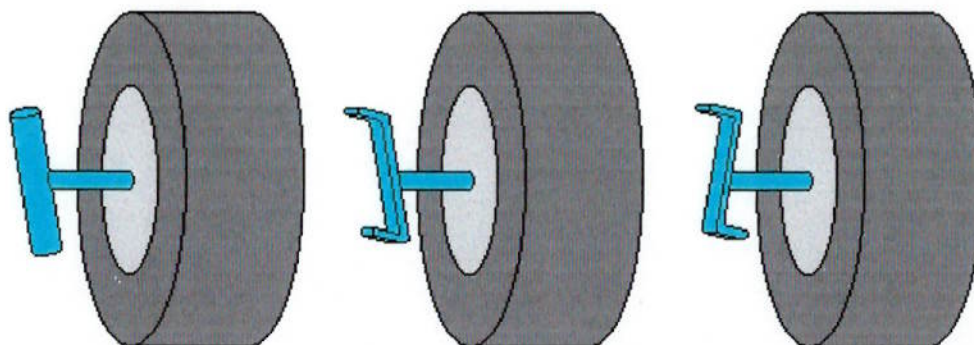


Figura II.7 – Opções de pino mestre

Independentemente do formato escolhido, o ângulo do pino mestre foi definido em $10,5^\circ$, tomados como ponto de apoio os centros de rotação das partes móveis das juntas esféricas.

Baseado nesses dados, o comprimento total do pino mestre ficou em 103mm.

Deve ser considerado que o todo o projeto da suspensão foi feito de maneira que a ponta de eixo fosse soldada na metade do pino mestre. Após o projeto final dos braços da suspensão, esta posição ficou alterada, para 12mm abaixo do centro. Nessa posição, o veículo apresenta, no repouso, uma altura de 300mm do solo à base do chassi (condição de projeto). Em caso de necessidade, esta ponta de eixo pode ser deslocada, tanto para cima quanto para baixo. No caso deste deslocamento, alguns valores obtidos no projeto da direção (a ser descrito a seguir) ficam alterados, entre eles o raio de giro e o arraste dos pneus em uma curva.

Nos momentos finais do projeto, surgiu a idéia de se posicionar as juntas esféricas da suspensão de uma nova maneira. Agora, elas seriam dispostas longitudinalmente, e não mais transversalmente, como o projeto foi desenvolvido. Desta

nova maneira, o pino mestre seria encaixado nas juntas esféricas com luvas, que permitiriam um movimento relativo do mesmo em relação às juntas.

Esta nova disposição do pino mestre evitaria o problema de haver a limitação das juntas esféricas (40° de curso máximo), pois agora as juntas não estariam mais atuando na direção desta limitação.

Como essa idéia surgiu apenas nos momentos finais do projeto, não haveria mais tempo hábil para se desenvolver um novo estudo baseado nesta nova variante. Mas esta nova concepção pode ser utilizada em futuros projetos, bastando apenas que seja desenvolvida com a mesma profundidade que o projeto atual.

5.2.6 Comparação entre o primeiro e o segundo projetos

O novo veículo apresentou, como vantagens em relação ao primeiro projeto, um tamanho menor (requisito do novo projeto), menor peso do sistema (peças de tamanho menor), e em termos de estrutura, momento praticamente nulo nos braços de suspensão, devido à nova posição do amortecedor (extremo do braço superior). Como o sistema de direção foi inicialmente projetado para se adaptar entre os dois braços de suspensão, a nova posição do amortecedor garantiria nenhuma interferência entre os dois sistemas.

A desvantagem deste novo projeto é o menor curso da suspensão. O tamanho reduzido dos braços e a limitação imposta pelas juntas esféricas fizeram com que o curso máximo alcançasse apenas 157mm.

5.3 Projeto do Sistema de Direção

Assim como no protótipo anterior, o projeto do sistema de direção foi mais simples de ser executado. A menor quantidade de peças envolvidas – bem como as menores variáveis geométricas – resultaram em um projeto mais rápido.

5.3.1 Comprimento da barra de Ackerman

Como as juntas esféricas utilizadas foram as mesmas, podemos considerar as mesmas hipóteses. Assim, novamente, a barra de Ackerman teve seu comprimento estabelecido em 40mm.

Simultaneamente ao projeto geométrico do conjunto de suspensão, foi posicionada a barra de Ackerman no pino mestre, como descrito a seguir.

Deve ser considerado que a distância de 40mm para a barra de Ackerman foi obtida entre o ponto de intersecção do eixo do pino mestre e do eixo central da barra de Ackerman com o centro de rotação da parte móvel da junta esférica, com o veículo visto de cima. Ou seja, o comprimento real da barra de Ackerman é menor que estes 40mm considerados.

5.3.2 Ângulo das barras de Ackerman e comprimento das barras de direção

Novamente, foram levadas em conta as mesmas considerações do projeto anterior, além do fato da distância entre-eixos e da largura do veículo terem diminuído. Isto alterou consideravelmente os resultados obtidos (o ângulo aumentou, ao mesmo tempo que o comprimento das barras de direção diminuiu). O ângulo resultante foi de $33,2^\circ$ (no plano horizontal), e o comprimento da barra de direção, 140mm, já se

considerando as juntas esféricas e a inclinação da barra de direção, posicionada paralelamente aos braços de suspensão.

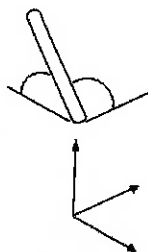


Figura II.8 – Inclinação da barra de direção

Nota: No cálculo do comprimento da barra de direção, os ângulos devem estar todos definidos.

É importante notar que a conexão da barra de direção com a cremalheira deve necessariamente estar no mesmo plano dos pontos de apoio das barras de suspensão com o chassi. Isto é muito importante, pois no momento de atuação de suspensão, as rodas não apresentam sua direção relativa sensivelmente alterada, situação que gera arraste nos pneus.

Na criação do modelo em 3D, no CAD, no entanto, foi verificado que, devido ao fato de os braços de suspensão serem muito inclinados com o carro em repouso, esta direção seria alterada, no momento em que a suspensão atuasse, isto é, o posicionamento das barras de direção causaria uma convergência das rodas. Em outras palavras, durante um eventual mergulho do veículo ou ao passar por um obstáculo, o pneu tenderia a inclinar para dentro, isto é, as duas rodas da frente estariam “apontando” para um mesmo ponto, à frente do veículo.

Com isto, chegou-se à conclusão que era necessário proporcionar às rodas uma pequena divergência, na posição de repouso da suspensão, para minimizar este efeito. Portanto, as pontas de eixo deveriam ser soldadas com um ângulo de 2° “para trás” em relação ao plano longitudinal do veículo, para garantir esta divergência.

A ocorrência desta convergência mostrou-se bastante conveniente, pois em uma curva, o veículo tende a inclinar, fazendo com que as rodas do lado de dentro da curva tendam a “descer” e as de fora, “subir”, em relação ao plano do chassi. Quando isto acontece, a roda de fora tende a “ir para dentro” da curva, e a de dentro também, o que facilita o trabalho do piloto (ele precisa virar menos o volante para fazer uma curva de mesmo raio).

5.3.3 Inclinação das barras de Ackerman em relação ao seu eixo

O cálculo aqui feito levou em consideração a posição intermediária do curso da suspensão, pois este é o ponto em que podemos calcular a inclinação de Ackerman com as juntas esféricas em sua posição de repouso.

O estudo geométrico revelou que o novo ângulo utilizado seria de 14° , em relação ao plano horizontal, com o pino mestre já em sua posição final de montagem.

5.3.4 Cuidados necessários na fabricação do pino mestre

Deve ser salientado que há uma diversidade de ângulos que devem ser considerados, na execução do pino mestre. São eles o cáster, a inclinação do pino mestre propriamente dita, a inclinação da ponta de eixo, a inclinação da barra de Ackerman em relação à direção longitudinal, e finalmente a inclinação da barra de Ackerman em relação ao seu próprio eixo. Durante a fabricação do pino mestre, todos estes ângulos devem ser tomados corretamente, a fim de se evitar que ângulos tomados com relação à uma base errada (por exemplo, um ângulo em relação à vertical, mas que na verdade deveria ser em relação ao pino mestre) ponham a perder algumas horas de trabalho valiosas.

5.3.5 Comparação entre o primeiro e o segundo projetos

Novamente, o sistema final ficou menor que o anterior, pois este era um dos novos requisitos a serem obedecidos. Uma grande alteração deste projeto em relação ao anterior foi a diminuição do raio de curvatura do veículo, durante uma curva com o volante na posição de giro máxima estipulada ($\frac{1}{2}$ volta). Este raio ficou abaixo dos 3m, o que melhora muito o desempenho do veículo nas provas em que este fator é determinante – no caso, as duas provas do escopo deste projeto, o Enduro, e principalmente a prova de Slalom.

6 Seleção de Acessórios

Até este ponto do projeto, foram desenhadas apenas as partes principais dos sistemas de suspensão dianteira e de direção. Porém, um passo importante para a adaptação destas partes no veículo é a seleção dos acessórios que compõem o sistema.

6.1.1 Sistema de suspensão

No projeto da suspensão, existe a necessidade de se selecionar as peças que conectam as partes móveis, bem como os eixos, além das peças que prendem os mesmos ao chassi do veículo.

6.1.1.1 Conexão das partes móveis

Como já foi explicado anteriormente, a conexão dos braços de suspensão com o pino mestre é feita através de juntas esféricas. Aqui neste projeto, foi utilizada uma junta esférica comum reta (ângulo de 90° entre as roscas, com a junta em sua posição de repouso), modelo N-129 da marca NAKATA, para o braço superior, e uma junta esférica comum inclinada (ângulo de 80°), modelo N-130 da marca NAKATA, para o braço inferior. A escolha entre uma junta reta ou inclinada depende unicamente das considerações de geometria e facilidade de montagem e desmontagem, e pode variar de projeto para projeto.

6.1.1.2 Montagem das partes móveis ao chassi

Os braços de suspensão devem estar presos ao chassi de forma que todos os pontos de apoio dos braços (e da barra de direção com a cremalheira) estejam no mesmo

plano. Conforme foi citado anteriormente, isto é muito importante, para evitar um arraste acentuado nos pneus.

Assim, foi determinado, neste projeto, que o eixo de rotação dos braços de suspensão estaria a uma distância de 25mm da borda externa dos tubos do chassi. Para a conexão dos mesmos, a solução encontrada foi uma chapa de aço dobrada em U, furada em suas laterais, e com sua base soldada no chassi. Esta peça também é comum, tanto para os apoios dos braços, quanto para o apoio do amortecedor. As chapas utilizadas possuem 4mm de espessura. A distância entre os lados dos U's é de 35 e 40mm, respectivamente para os apoios dianteiros e traseiros. Esta diferença de 5mm entre as distâncias e os comprimentos dos tubos usados no braço de suspensão (30 e 35mm respectivamente) tem duas finalidades: a primeira é garantir que os apoios não interfiram no movimento dos braços de suspensão, e a segunda é proporcionar um ajuste do câster. A folga permite que arruelas sejam colocadas entre os tubos e os apoios, de modo que um braço da suspensão possa ficar ligeiramente à frente do outro, causando este efeito.

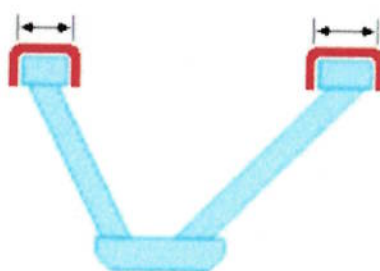


Figura II.9 – Diferença nos tamanhos dos U's

A inclinação da barra traseira (à direita neste desenho) implica em um apoio 5mm mais comprido.

Como alternativa para as peças em U, podem ser utilizadas chapas de aço soldadas diretamente ao chassi do veículo. Não há nenhuma restrição em se fazer desta maneira, porém nota-se que a fabricação de uma peça única (a peça em U) e sua

posterior fixação ao chassi é mais fácil de ser feita, além de a possibilidade de ocorrer algum erro em sua montagem ser menor.

O apoio do amortecedor não está no mesmo plano que os apoios da suspensão (como já foi descrito anteriormente). Ele se encontra a 50mm do plano que passa pelos eixos de rotação dos braços de suspensão, ou seja, a 75mm da borda externa dos tubos do chassi.

A fixação do mesmo pode ser feita também através de uma barra dobrada em U, soldada ao chassi. Aqui há a necessidade de se manter o ponto de fixação do amortecedor na posição correta, pois se posicionado em outro local, todo o conjunto comporta-se de maneira diferente do que foi projetado. Deve ser lembrado que a distância entre os lados do U também apresenta uma folga, de modo que, ao se ajustar o câster (através do procedimento anteriormente descrito), não ocorra uma torção do amortecedor e dos eixos que prendem o mesmo.

Deve ser lembrado que o material utilizado em todas as peças em U (ou nas chapas) deve possuir boa resistência em caso de choques, além de ser de fácil obtenção, conformação e montagem. Como o chassi do veículo é de aço, claramente este material é o mais adequado, pois a solda em duas peças de aço é muito mais fácil de ser feita.

A espessura destas peças deve ser tal que a possibilidade de deformação nas mesmas não ocorra. Neste projeto, foram utilizadas chapas de 4mm de espessura, mas outro valor pode ser usado, caso este apresente os requisitos necessários.

6.1.1.3 Eixos

No projeto da suspensão são utilizados mais porcas e parafusos que no sistema de direção. Nos pontos de apoio dos braços com o chassi, bem como nos pontos de

apoio dos amortecedores, é necessária a colocação de eixos que proporcionem rotação livre entre as partes unidas por ele.

Parafusos com diâmetro menor que o diâmetro interno dos tubos podem fazer o papel de eixos. Neste projeto, por facilidade de escolha e montagem, foram selecionados os mesmos conjuntos de porca e parafuso para todos os pontos. Foram utilizados parafusos M10 x 70. Para sua fixação, foram utilizadas porcas autotravantes M10.

Para garantir a liberdade de movimento, são necessárias luvas de Nylon², que preenchem o espaço entre o parafuso e os tubos.

É importante salientar que estes parafusos não são a única solução possível. Pode ser utilizada qualquer peça (obviamente, de formato cilíndrico) que tenha rigidez suficiente para suportar eventuais choques entre as partes envolvidas. A opção por parafusos deu-se, aqui, por sua facilidade de montagem e desmontagem no caso da necessidade de se realizar algum serviço rápido no equipamento.

6.1.2 Sistema de direção

O sistema de direção do veículo requer, além das barras já projetadas, diversos acessórios que têm a finalidade de conectar todas as peças entre si, além de fixar o conjunto no chassi do veículo.

6.1.2.1 Conexão da barra de direção com a barra de Ackerman

Como já foi dito anteriormente, a conexão da barra de direção com a barra de Ackerman é feita através de uma junta esférica comum. Neste projeto, foi utilizada a junta N-130, da marca NAKATA.

6.1.2.2 Conexão da cremalheira com a barra de direção

Na união da cremalheira com a barra de direção, é necessária uma junta esférica, que garanta um movimento relativo entre as peças. Uma solução a ser utilizada é a junta esférica tipo terminal, para que em seu furo possa ser colocado um parafuso. Devido ao diâmetro do furo da cremalheira, o parafuso utilizado é o de especificação M8 x 50. Para fixação, pode ser utilizada uma porca autotravante M8. A junta esférica utilizada aqui é a de especificação GASW 14, medida K, da marca RK.

Aqui poderia ser utilizada uma junta esférica comum. A limitação, neste caso, é o diâmetro da cremalheira. Este era pequeno, o que limitava o diâmetro do furo, para passagem da rosca da junta esférica comum. No caso deste furo ser maior, não há esta limitação, e poderá ser utilizada uma junta esférica comum.

A rosca fixa da junta esférica é montada diretamente na barra de direção, através de um furo com rosca feito na extremidade desta última. Para a correta fixação da junta, é utilizada uma contra-porca.

6.1.2.3 Fixação do conjunto de pinhão e cremalheira

A fixação do conjunto de pinhão e cremalheira ao chassi é necessária, pois o mesmo não pode apresentar folgas durante o funcionamento do sistema. O conjunto adquirido (sistema de direção de um Fiat Uno) já inclui uma cinta, posicionada entre dois ressalto já existentes no corpo da peça. A fixação é feita através de dois parafusos, que prendem a mesma em uma barra soldada ao chassi. A preocupação, neste caso, é posicionar esta barra de maneira que a cremalheira fique presa na posição e ângulo corretos. A posição é exatamente no centro do veículo, e o ângulo visa garantir o correto

² Nylon é marca registrada da DUPONT.

posicionamento da coluna de direção. O ângulo utilizado na saída da coluna de direção é de 15° em relação à horizontal.

Apesar de a cremalheira estar posicionada no centro, a coluna de direção não está centralizada em relação a ela. Ela possui um pequeno deslocamento em relação ao centro, além de não estar colocada perpendicularmente. A coluna de direção está deslocada em 70mm e 10° para a direita (com o veículo visto de frente).

Como a peça original é feita desta maneira, a solução é solucionar este problema na instalação do equipamento no veículo. Para corrigir este posicionamento, ou seja, para que o volante possa ser colocado no centro do veículo sem perda de desempenho, é necessária a colocação de um eixo cardã bi-articulado na coluna de direção.

O eixo do volante deve ser fixado ao chassi por meio de um mancal de Nylon, pelos mesmos motivos das barras da suspensão.

6.1.2.4 Curso máximo da roda

Outro acessório necessário para o sistema de direção é um batente, na posição de giro máximo do volante. Este batente tem o intuito de evitar que, por algum imprevisto, a roda vire mais que o máximo projetado, situação que pode travar o sistema. Este batente pode ser uma peça de qualquer material rígido, portanto o material utilizado aqui é um tubo de aço. Ele deve ser preso (de preferência soldado) em um dos braços da suspensão, mais precisamente no que mais se aproxima da posição de curso máximo. No caso deste projeto, o melhor local para a fixação do mesmo é o tubo traseiro do braço inferior, sendo que este batente deve ser preso de maneira que garanta que a barra de Ackerman encoste no mesmo em sua posição de curso máximo (neste caso, inclinada a 16,85° em relação à transversal).

6.1.2.5 Montagem da roda

A montagem da roda na ponta de eixo requer diversos acessórios. A roda é presa através de parafusos em um cubo. Para permitir que este conjunto possua um movimento livre de rotação, ele comporta dois rolamentos com folga (tolerância H6 para o cubo), e estes são presos ao eixo com folga (tolerância g6 para o eixo). Os rolamentos escolhidos são SKF, de designação 6205-2RZ, e os parafusos utilizados possuem especificação M8 x 70, e são fixados com porcas autotravantes M8.

A quantidade de parafusos de fixação da roda no cubo depende unicamente do modelo de roda utilizado. Existem rodas com 3, 4 ou até mais furos, sendo que a escolha deve ser feita apenas de acordo com a preferência do projetista. A escolha do tipo de roda implica em um cubo que possua o mesmo tipo de furação da roda, ou seja, mesmo número de furos e mesma distância dos mesmos até o centro da roda.

Deve-se ressaltar novamente que os acessórios aqui colocados não são os mesmos no caso de se desejar instalar um sistema de freios nas rodas dianteiras. Neste caso, as peças devem ser selecionadas de modo que o sistema fique encaixado, ou seja, o projeto todo deve ser alterado em função desta mudança.

6.1.2.6 Fixação da roda

A roda deve ser fixada na ponta de eixo de modo que ela não apresente a tendência de escapar em uma curva. Os rolamentos utilizados para montagem não são suficientes, pois seus ajustes com folga não garantem esta fixação.

Uma solução fácil de ser posta em prática é a colocação, na ponta de eixo, de um parafuso e uma arruela, sendo que esta deve possuir um diâmetro externo maior que o diâmetro interno da pista interna do rolamento e menor que o diâmetro externo da mesma, e um diâmetro interno menor que o diâmetro da cabeça do parafuso. Em

resumo, o parafuso estaria segurando a arruela, que por sua vez estaria segurando a roda. A fixação deste parafuso ocorre através de um furo com rosca, feito no extremo da ponta de eixo.

Outras soluções para a fixação da roda podem ser obtidas. Por exemplo, o cubo da roda e os rolamentos podem ser encaixados por ajuste forçado na ponta de eixo. Esta solução, porém, não é recomendada, pois em caso de necessidade, torna-se inviável a substituição das rodas com rapidez.

7 Conclusões

O segundo projeto, se comparado com o primeiro, apresentou inúmeras vantagens, tanto em termos construtivos quanto de desempenho dinâmico. Podemos citar que o veículo ficou menor, devido à restrição imposta pelo novo projeto, e isso implica em um peso menor do sistema e do veículo como um todo.

Essa diminuição no tamanho do veículo também deve proporcionar uma melhora nas futuras competições nas quais o veículo participará, pois sua habilidade de transpor obstáculos melhorou, bem como sua facilidade de fazer curvas.

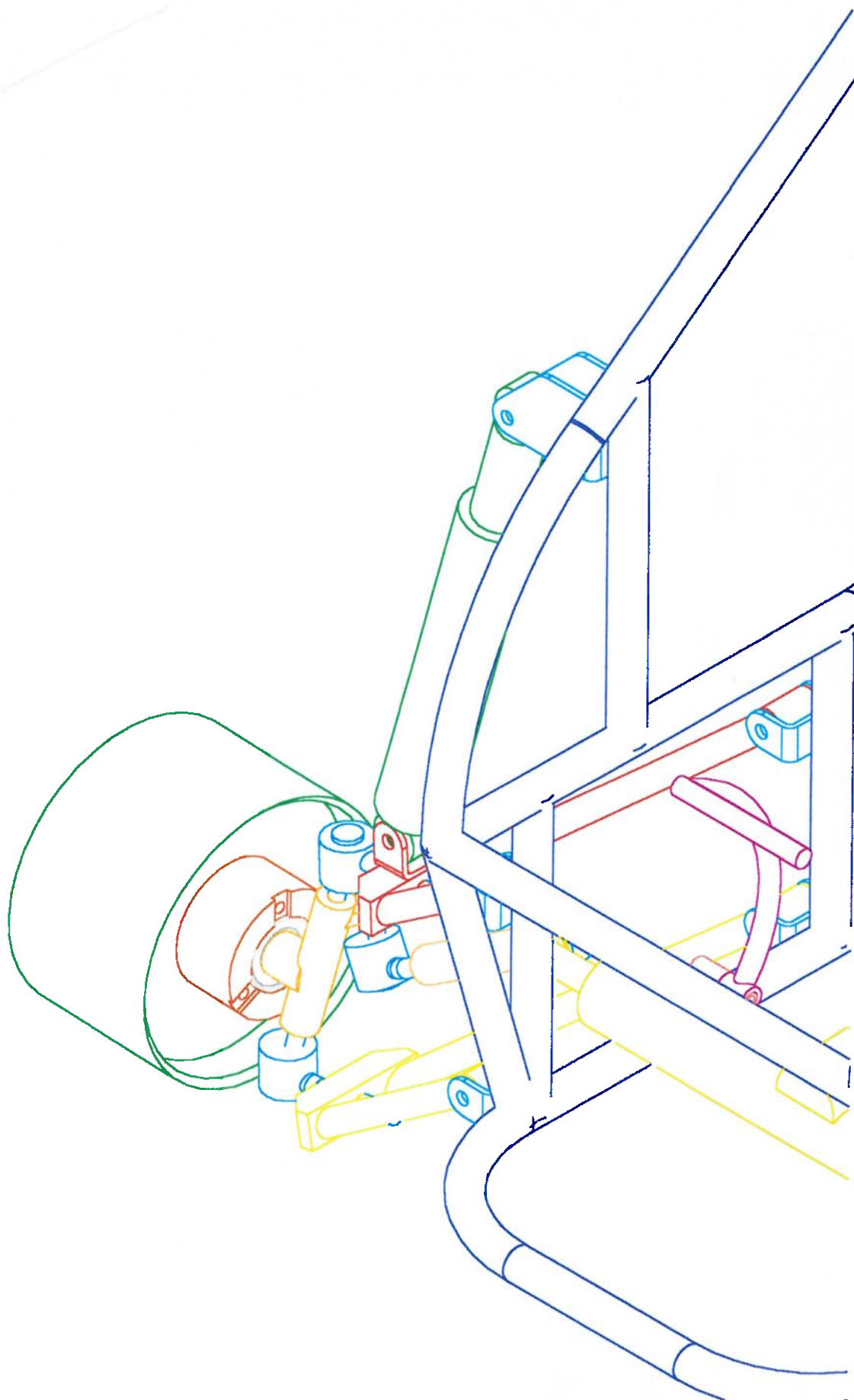
Em termos do projeto em si, este foi feito seguindo-se uma linha de raciocínio que possivelmente é a que atingirá seus objetivos mais rapidamente. No entanto, o futuro projetista não deve se limitar a copiar o que foi descrito aqui. Ele deve pensar e identificar pontos que podem ser melhorados, no intuito de otimizar o seu trabalho.

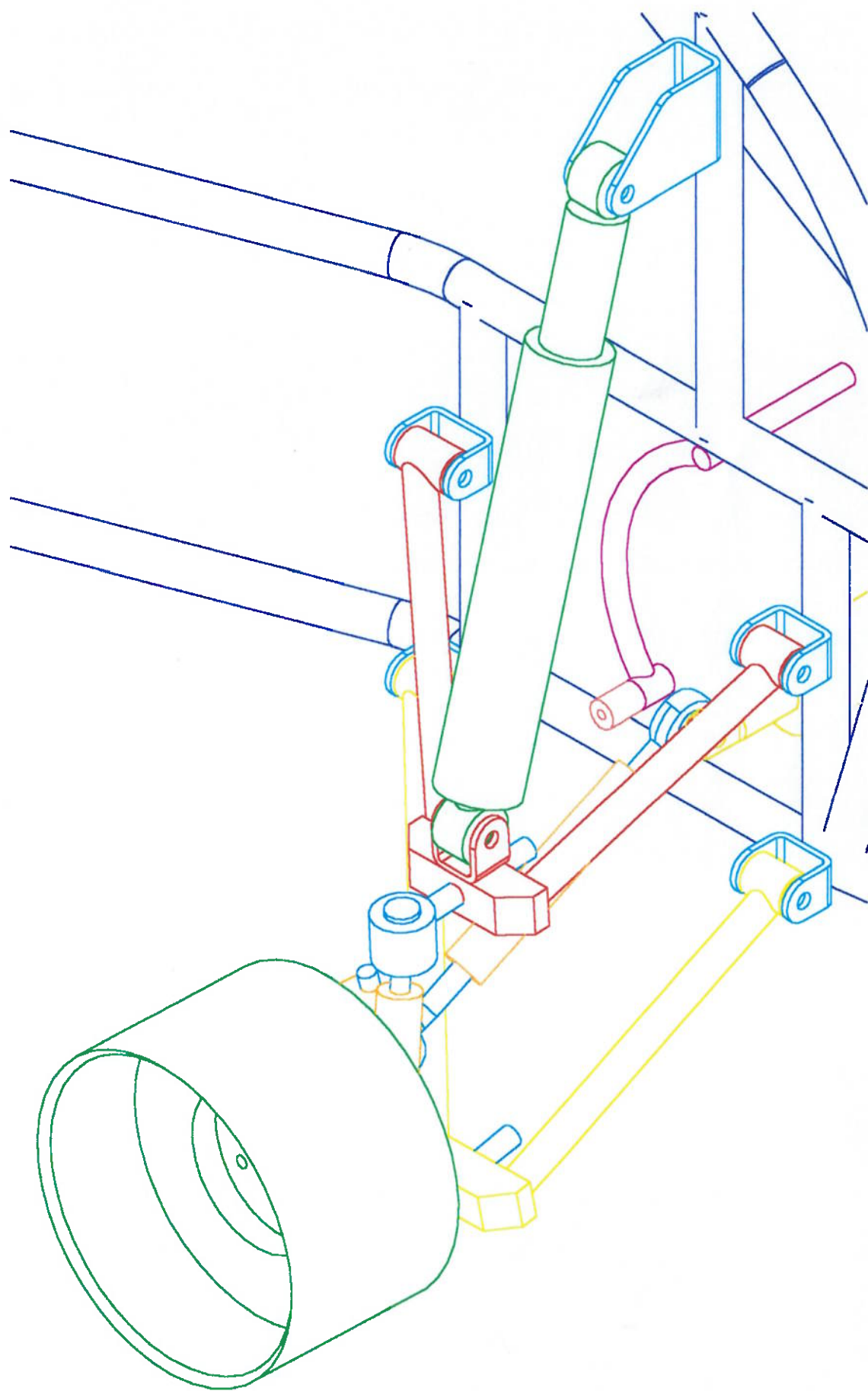
Quanto à seleção de acessórios, deve ser notado que este projeto apresentou as soluções mais adequadas para o tempo e o que havia de material disponível. Existem opções (algumas descritas aqui), que devem ser levadas em consideração no momento de se selecionar uma ou outra peça. Deve ser salientado que, para um projeto diferente de suspensão ou de direção, algumas peças poderão ser retiradas e outras acrescentadas, especificamente para cada caso.

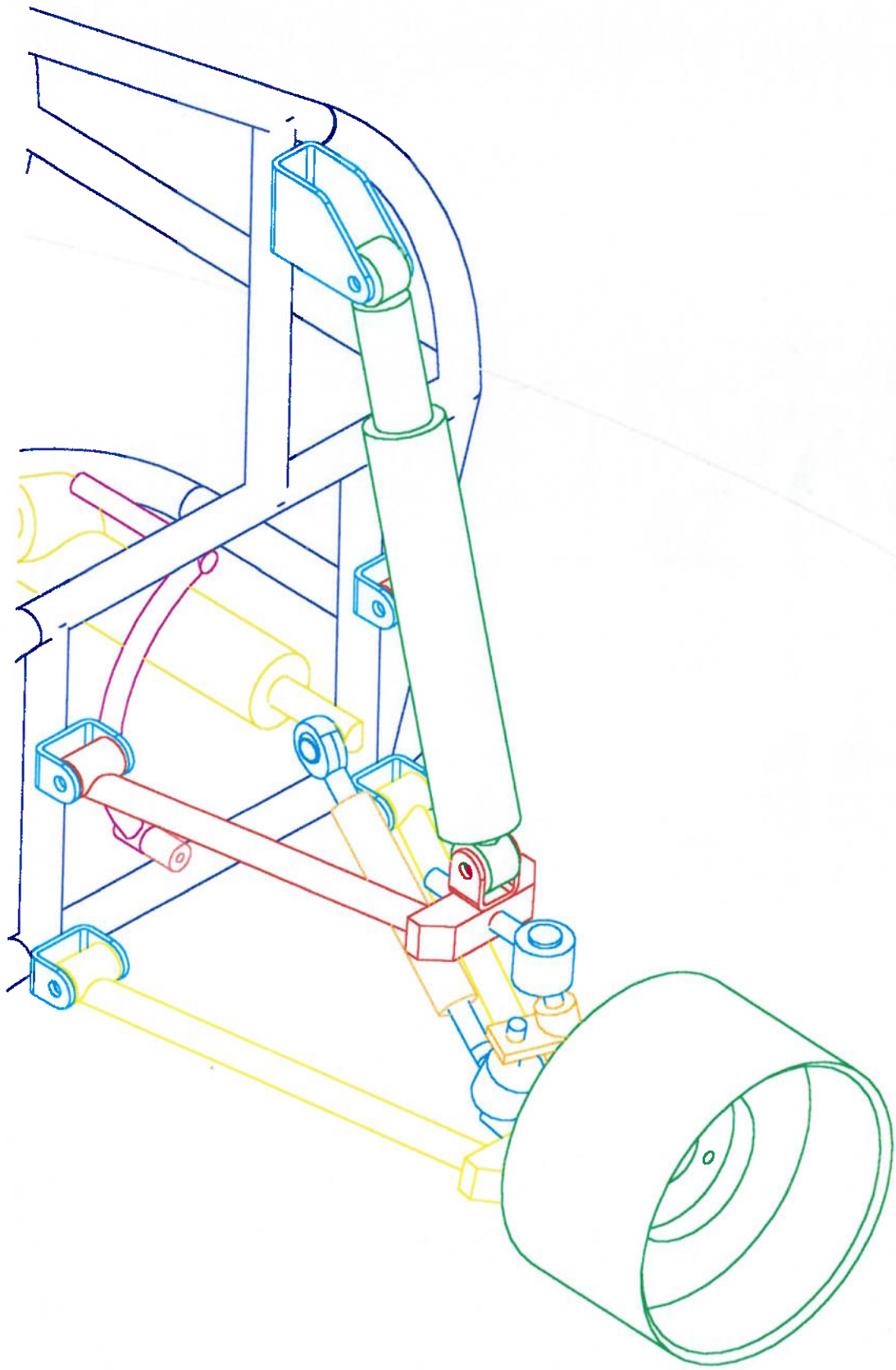
ANEXO A – VISTAS DOS SISTEMAS

As próximas três páginas mostram vistas isométricas dos sistemas de suspensão dianteira e de direção, para apenas um lado do veículo. A partir destas vistas, dá para se notar o nível de detalhamento atingido, tanto em termos de ângulos quanto de posições escolhidas para cada peça relevante.

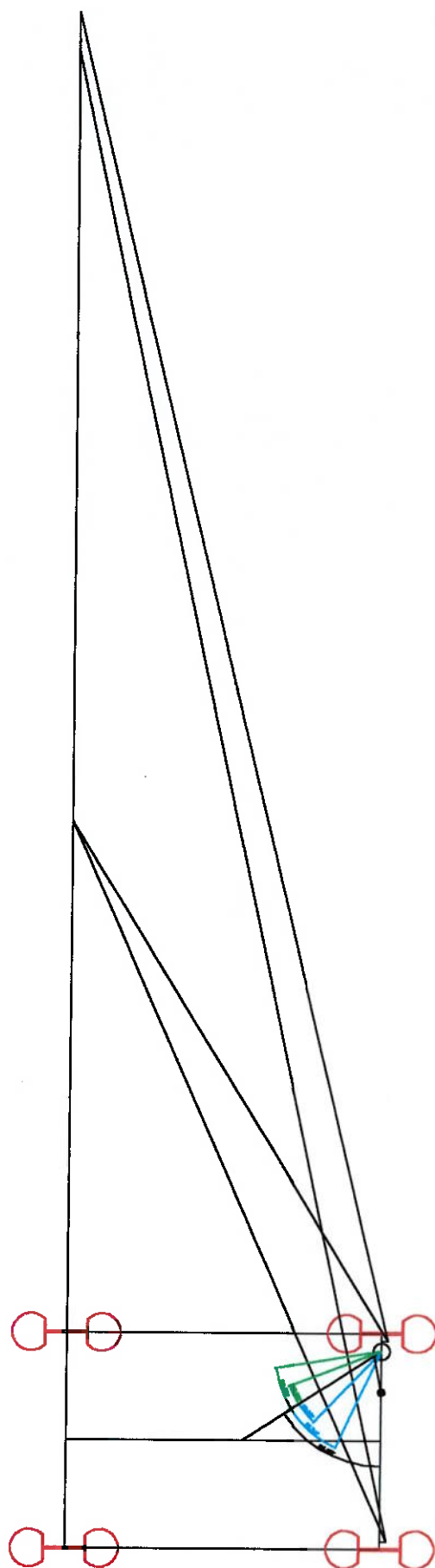
As três páginas seguintes apresentam o projeto geométrico da suspensão (com todas as posições relevantes), além do projeto da direção, mostrando o raio de giro do veículo, e o posicionamento da barra de Ackerman.

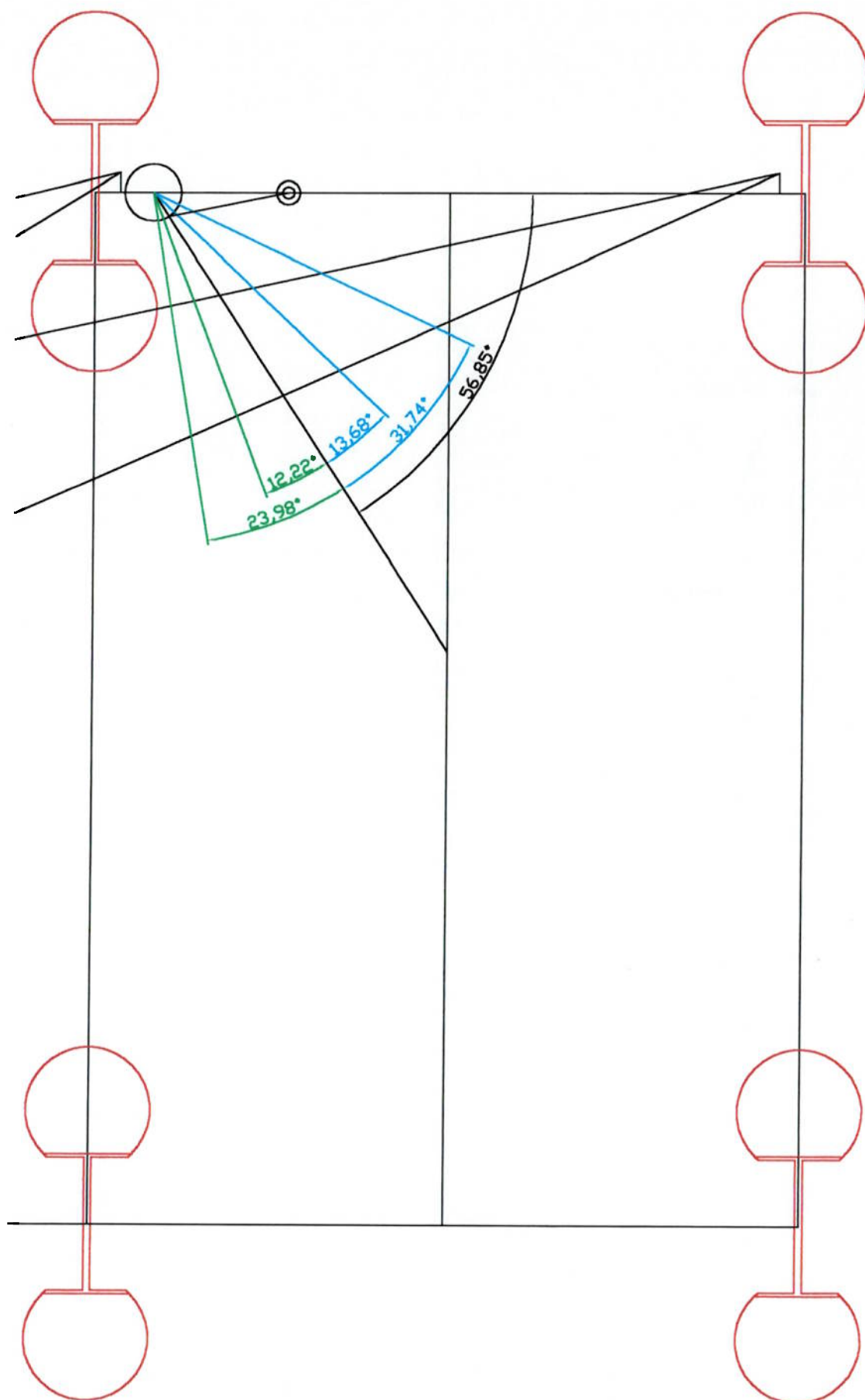








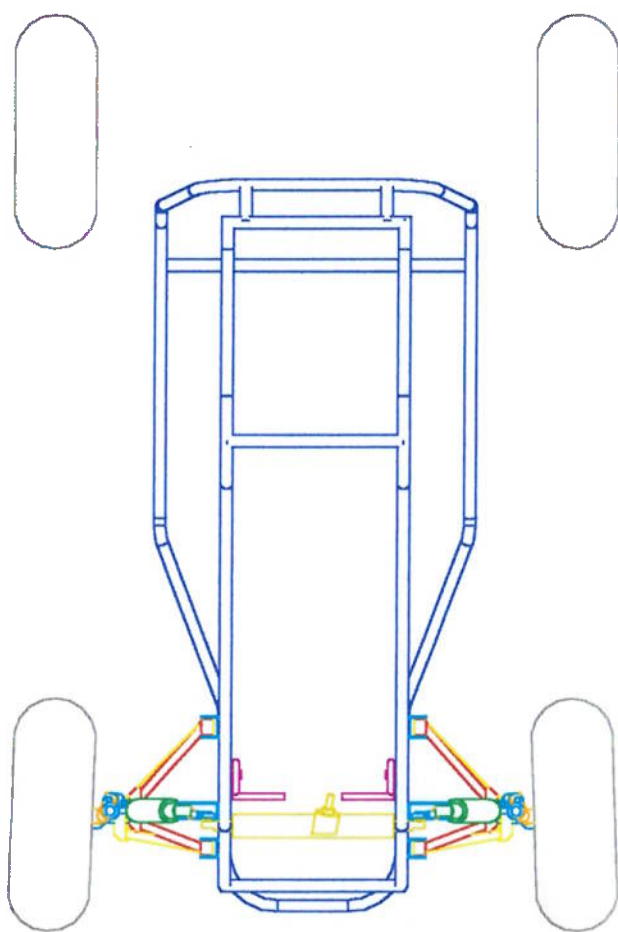
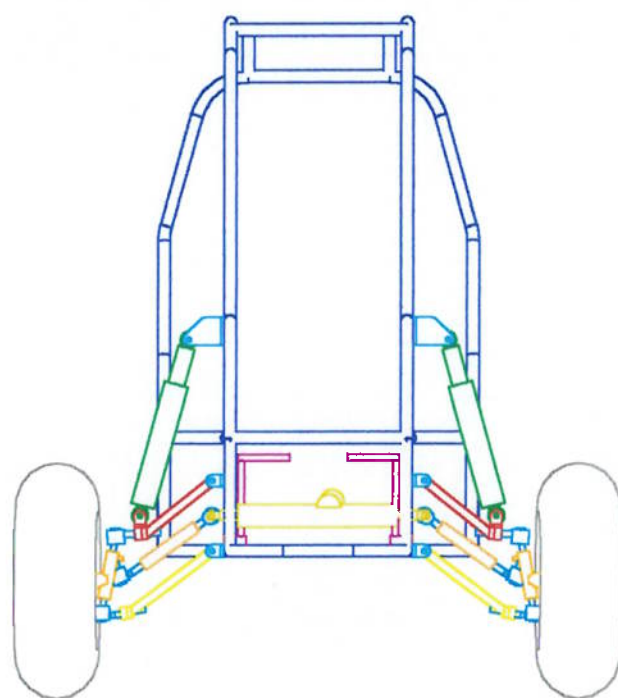


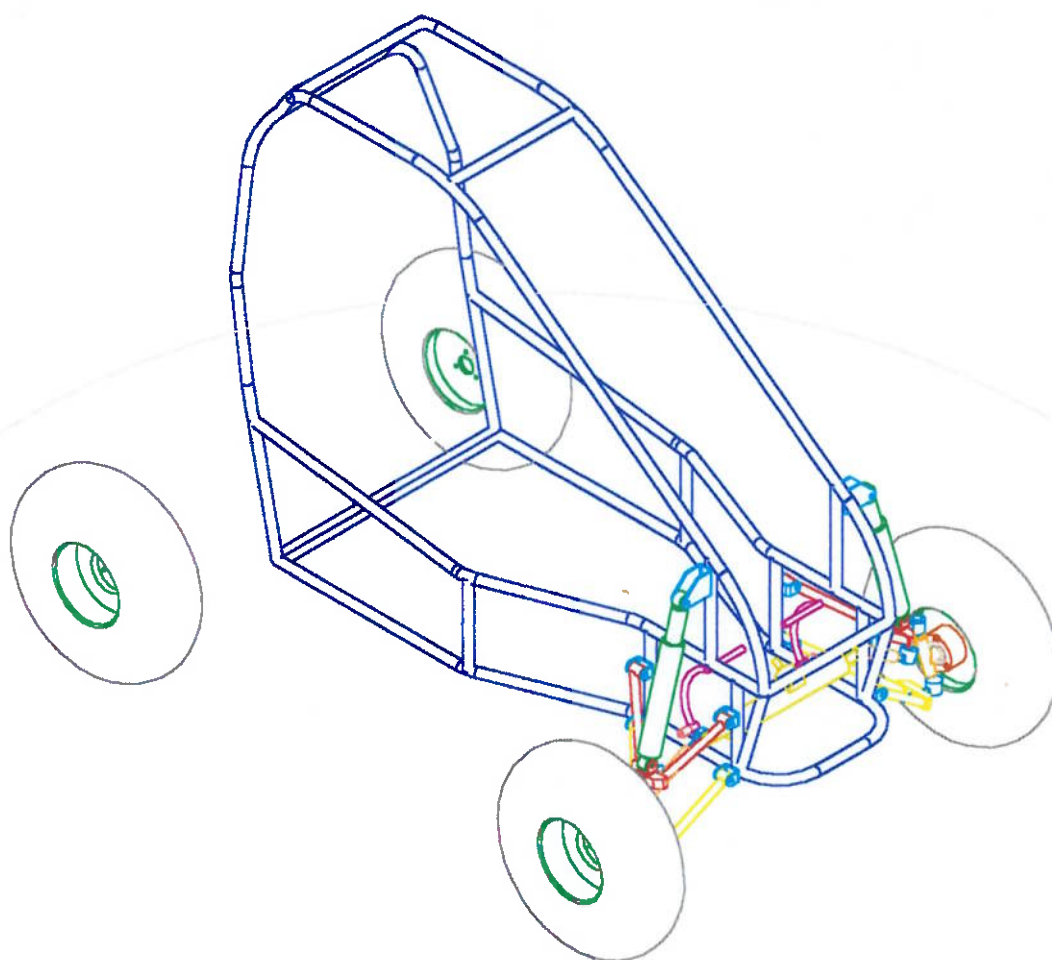
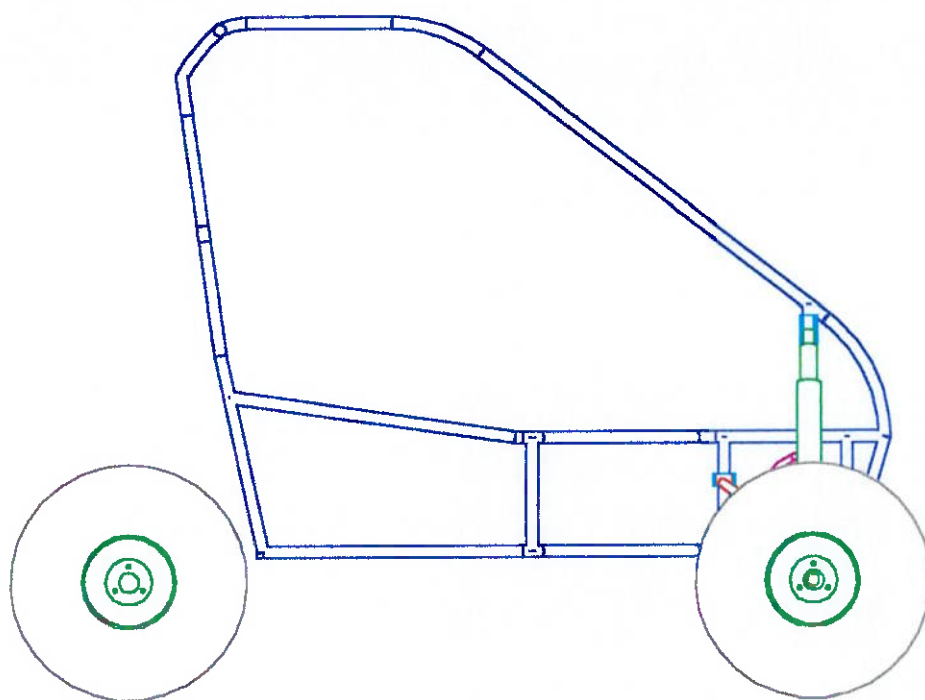


ANEXO B – VISTAS DO VEÍCULO

Nas páginas seguintes, são mostradas as três vistas ortogonais – frontal, superior, e lateral esquerda, respectivamente – e uma isométrica do veículo Mini-Baja, em sua versão final (segundo projeto).

São mostradas vistas do veículo inteiro com todas as partes relevantes para o projeto, isto é, todas as partes principais da suspensão dianteira e da direção do veículo, bem como a parte do chassi que comporta o piloto. Além disto, são colocadas as rodas traseiras, com o intuito de se dar uma idéia da distância entre-eixos e da bitola.

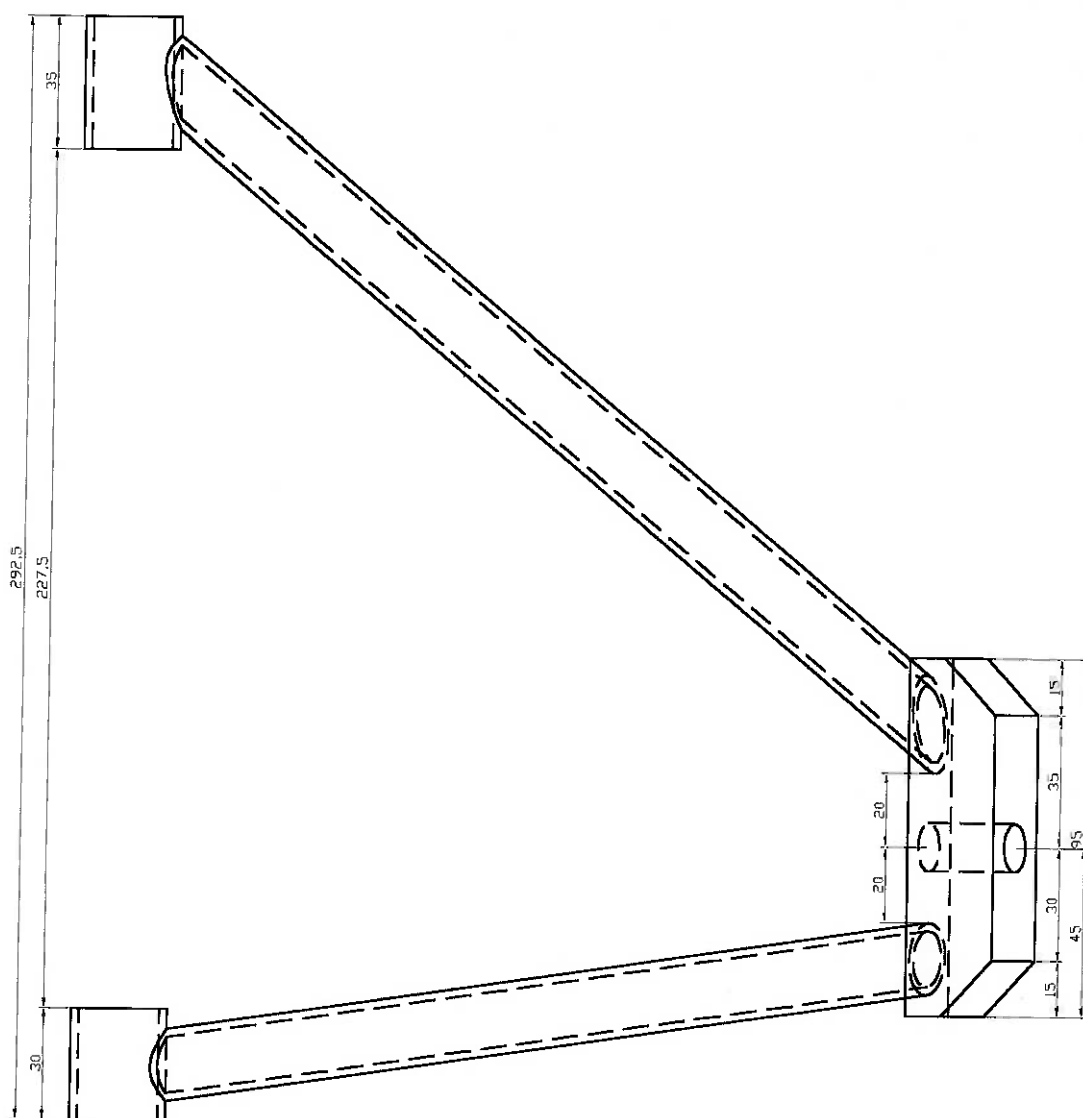
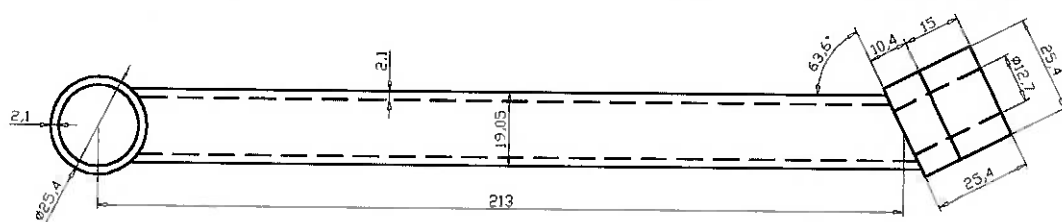




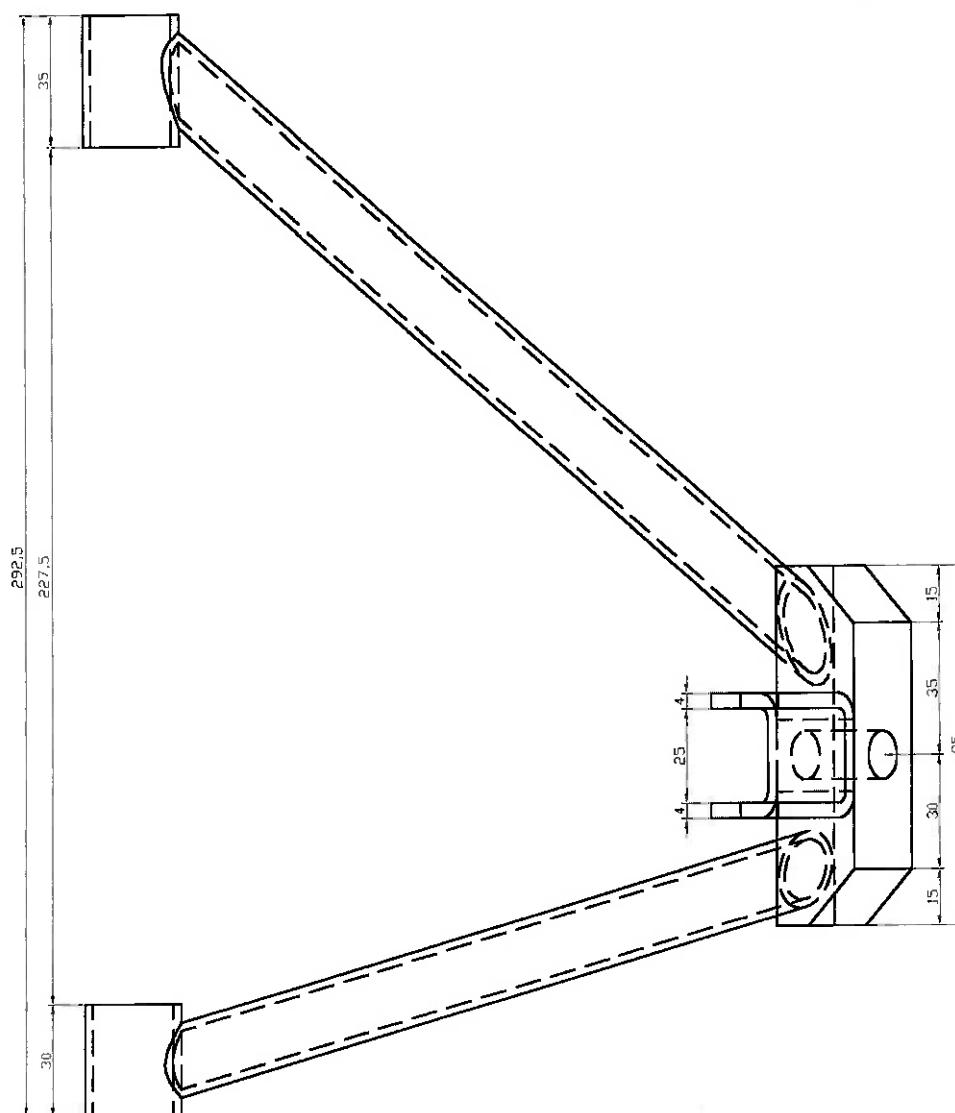
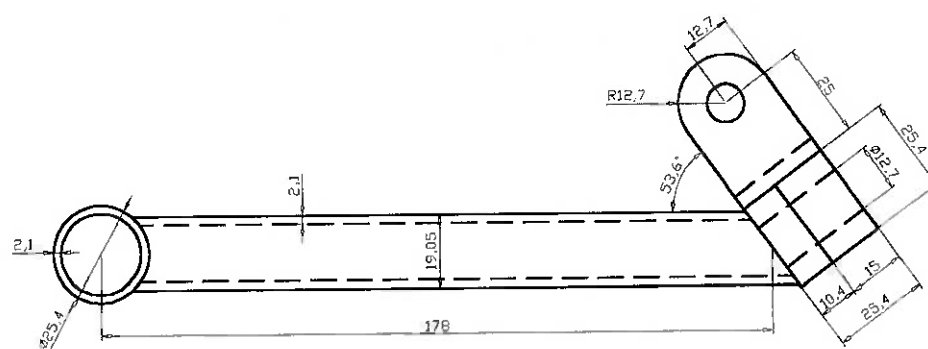
ANEXO C – DETALHAMENTO DAS PRINCIPAIS PEÇAS

Nas páginas seguintes, são mostradas algumas peças de maneira detalhada, para que possam ser analisadas com mais profundidade.

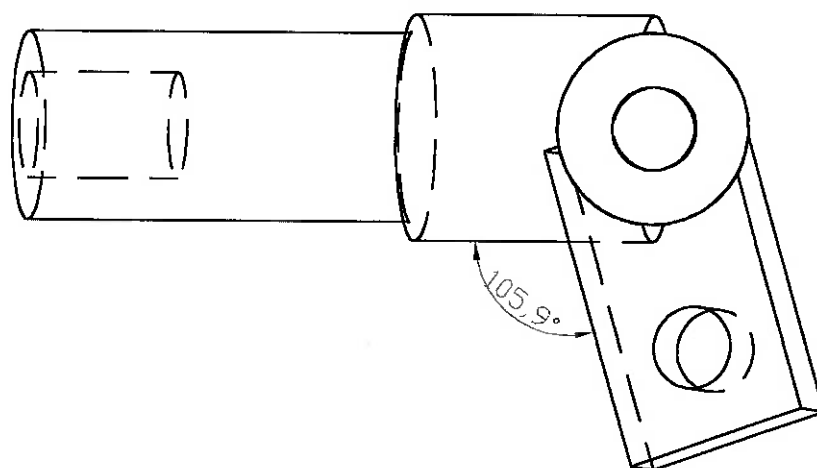
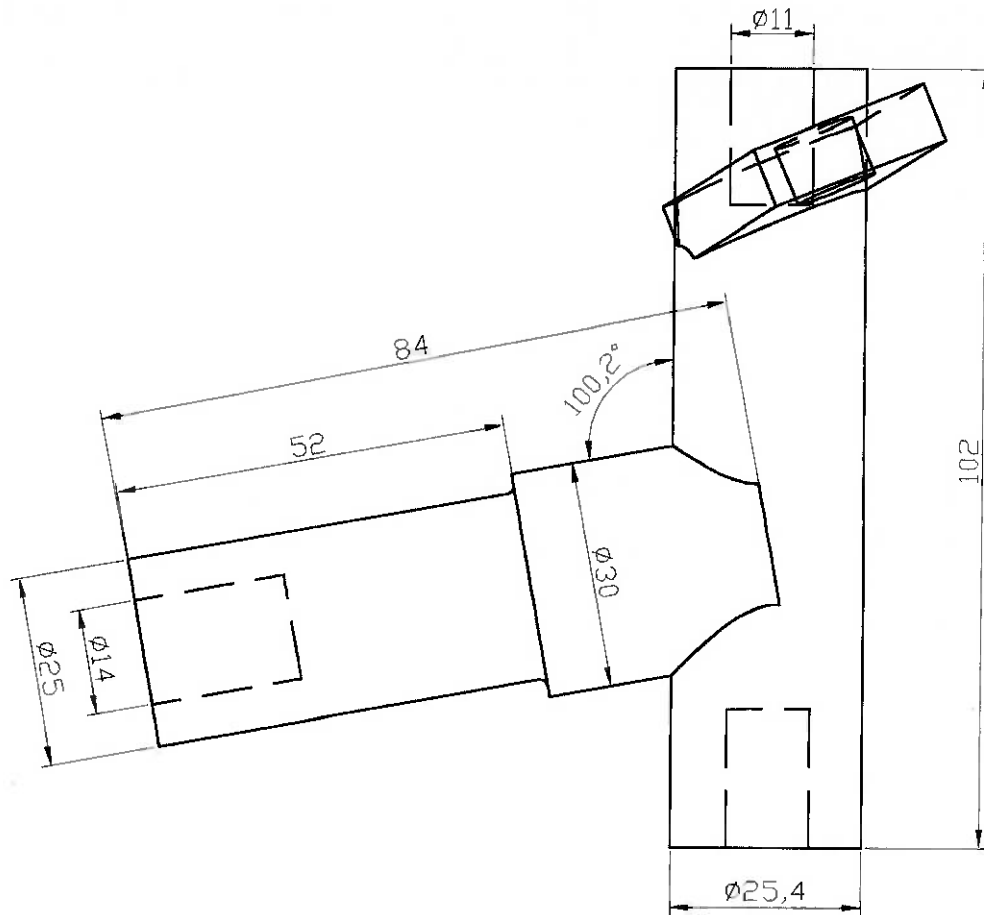
As peças aqui mostradas são o braço inferior, braço superior, pino mestre, apoios (U's) e cubo da roda, nesta ordem.



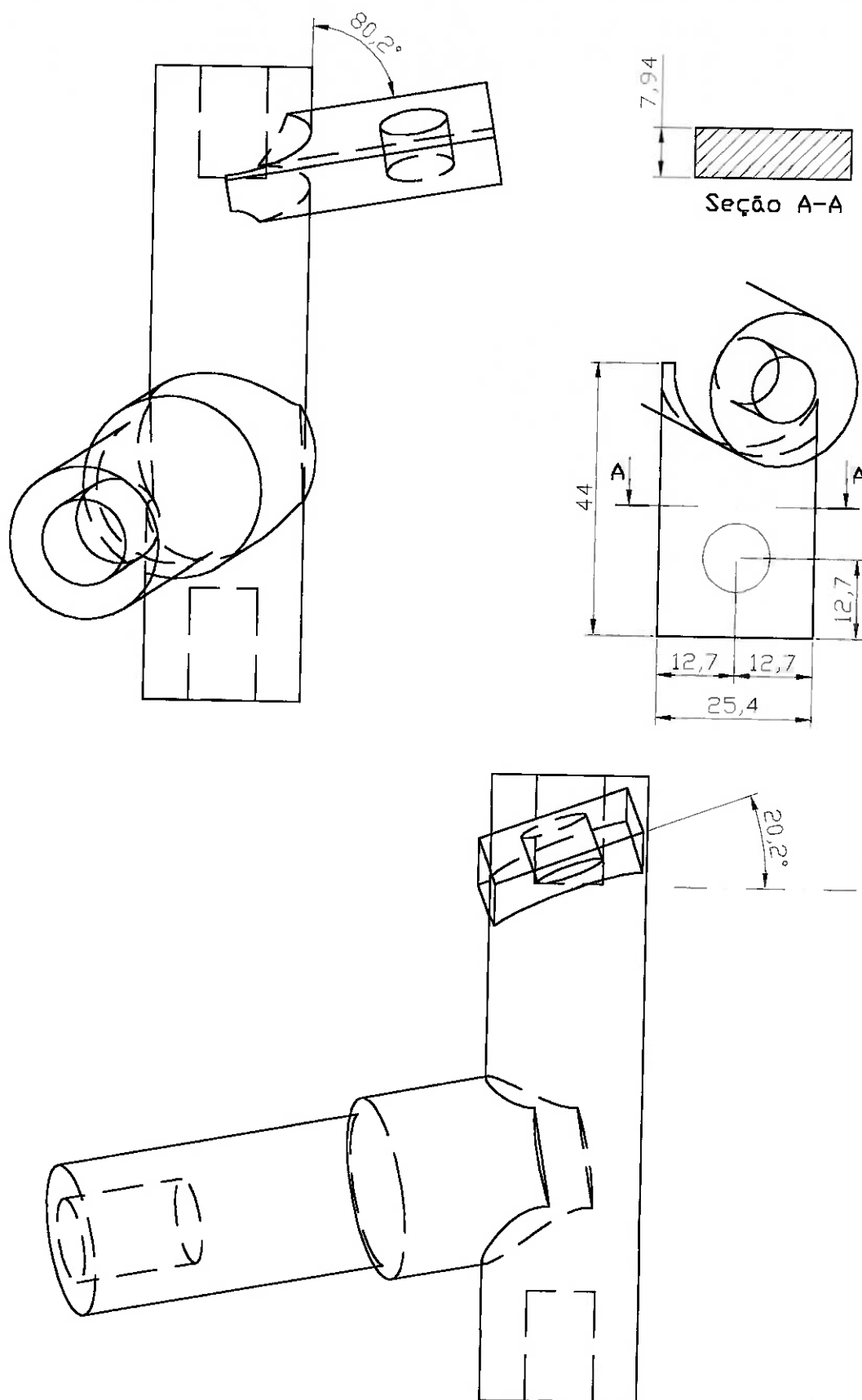
Vistas do Braço Inferior



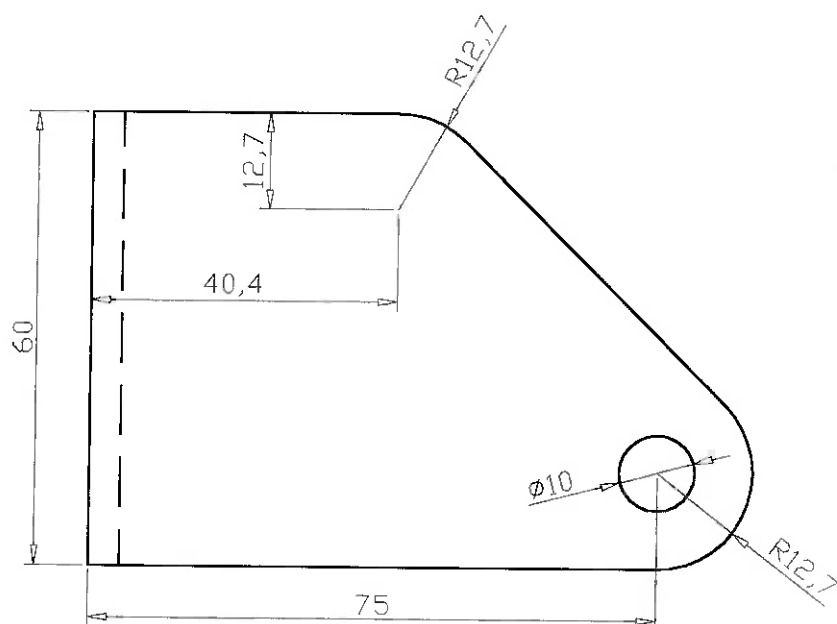
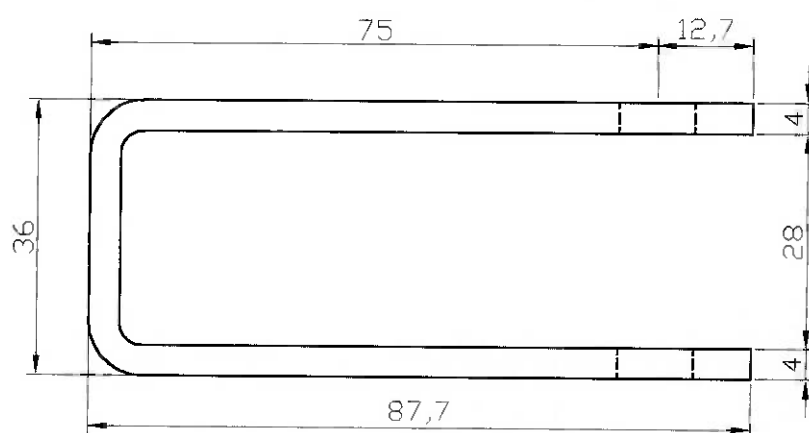
Vistas do Braço Superior



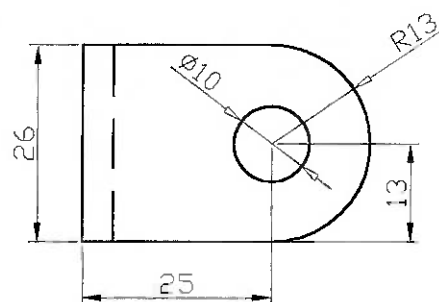
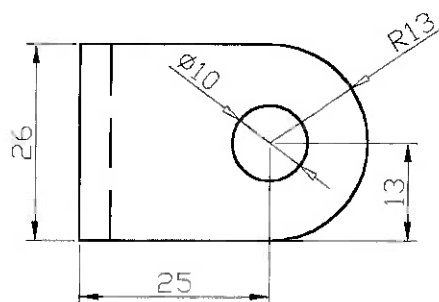
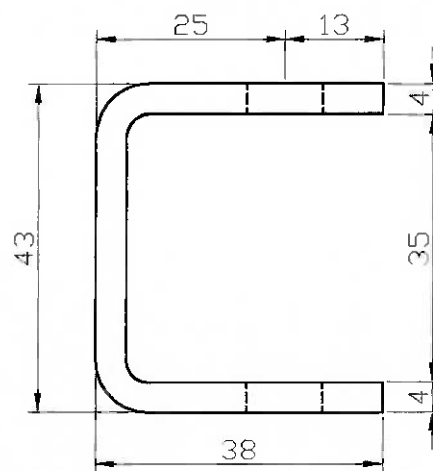
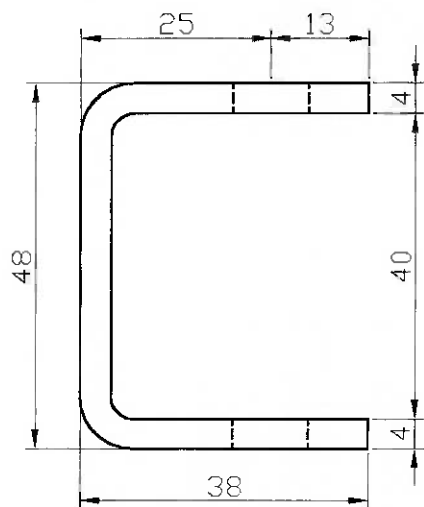
Vistas do Pino Mestre (relativas à Ponta de Eixo)



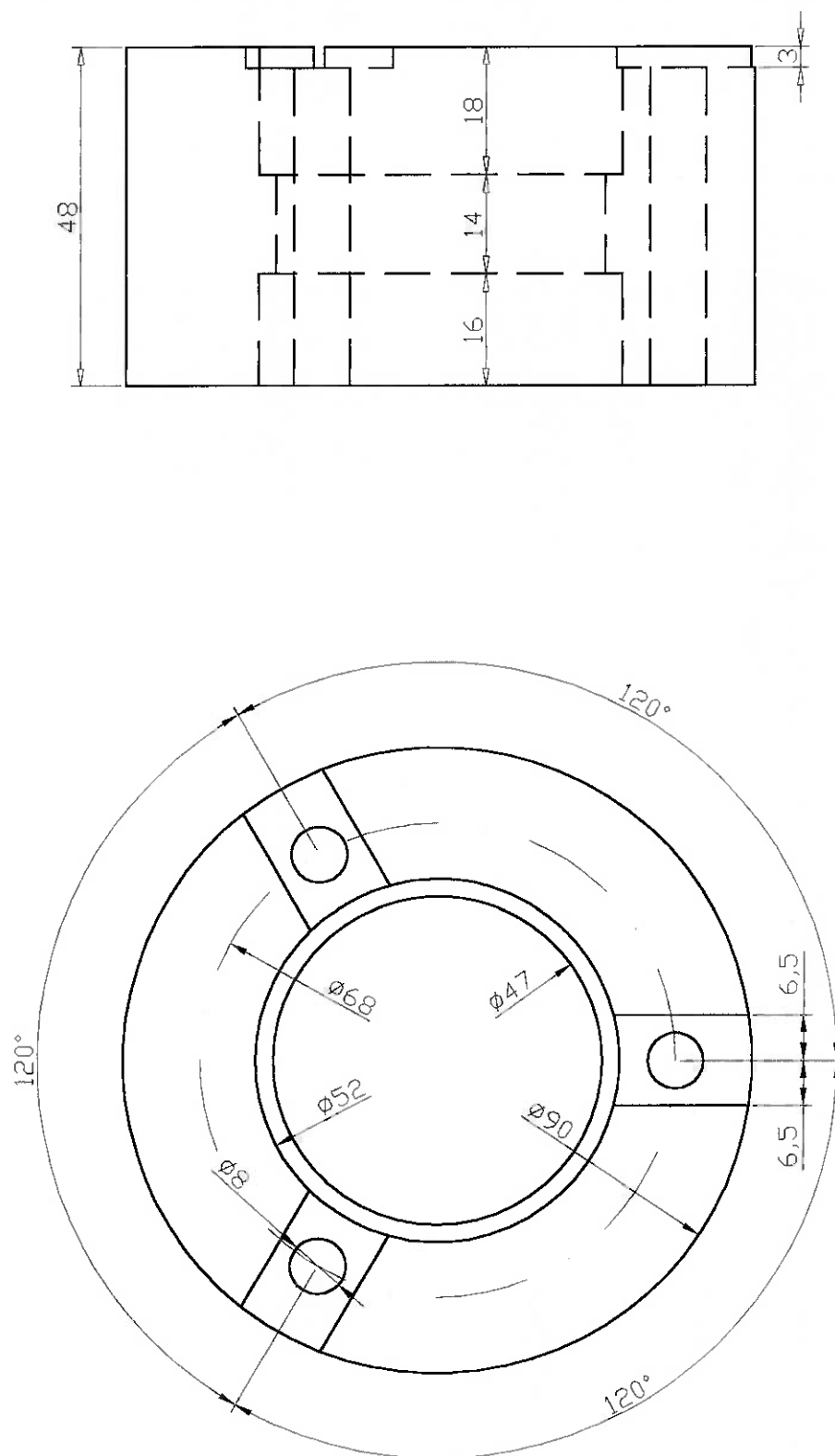
Vistas do Pino Mestre (relativas à "Barra de Ackerman")



Vistas do Apoio (U) Superior do Amortecedor



Vistas dos Apoios (U's) Anteriores (à esquerda) e Posteriores (à direita) das Barras de Suspensão



Vistas do Cubo

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BASTOW, Donald; HOWARD, G.; **Car Suspension and Handling**. Warrendale, PA. Society of Automotive Engineering, 1993, 3ª. Edição.
- [2] BONESIO, Maria C. M.; KUAE, Laura K. N.; VILLELA, Maria C. O. **Diretrizes para Apresentação de Dissertação e Teses**. São Paulo, Escola Politécnica da USP, 1991.
- [3] GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineering, 1992.
- [4] MANFÈ, Giovanni; POZZA, Rino; SCARATO, Giovanni. **Desenho Técnico Mecânico**. Hemus-Livraria Editora Ltda, 1991.
- [5] MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineering, 1995.
- [6] PUHN, Fred. **How to Make Your Car Handle**. Los Angeles, CA, HPBooks, 1981.
- [7] SKF. **Catálogo Geral**. Torino, IT, Stamperia Artistica Nazionale, 1989.
- [8] Binno – Como Medir uma Roda – Características e Medidas Importantes. <http://www.binno.com.br/manual/medicao.htm>
- [9] Equipe do SAE Mini-Baja West Competition da Catholic University of America. <http://www.ee.cua.edu/programs/mechanical/baja/index.htm>
- [10] Gerdau – Nossos Produtos. <http://www.gerdau.com.br/produtos/index.htm>
- [11] RK – Terminais – Boletim Técnico. http://www.rk.com.br/bol_term.htm