

**DENIS TAKACHI MIZOBUCHI DE OLIVEIRA**

**Sistema de direção aplicado em eixos trativos em veículos de tração total**

Guaratinguetá - SP  
2016

**Denis Takachi Mizobuchi de Oliveira**

**Sistema de direção aplicado em eixos trativos em veículos de tração total**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador (a): Angelo Caporalli Filho

Guaratinguetá - SP  
2016

O48s

Oliveira, Denis Takachi Mizobuchi de  
Sistema de direção aplicado em eixos trativos em veículos de tração  
total / Denis Takachi Mizobuchi de Oliveira– Guaratinguetá, 2016.  
62 f : il.  
Bibliografia: f. 62

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade  
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2016.

Orientador: Prof. Dr. Angelo Caporalli Filho

1. Veículos a motor 2. Pneus – Tração 3. Eixos I. Título

CDU 629.113


**DENIS TAKACHI MIZOBUCHI DE OLIVEIRA**

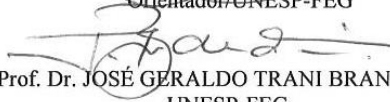
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. ANGELO CAPORALLI FILHO  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO  
UNESP-FEG

Prof. Dr., VALDIR ALVES GUIMARÃES  
UNESP-FEG

Dezembro 2016

## **DADOS CURRICULARES**

### **DENIS TAKACHI MIZOBUCHI DE OLIVEIRA**

**NASCIMENTO** 24.09.1988 – Itapecerica da Serra / SP

**FILIAÇÃO** Cristovam de Oliveira  
Lourdes Keiko Mizobuchi de Oliveira

**2007/2016** Graduação em Engenharia Mecânica  
UNESP Guaratinguetá- SP

À minha família e  
amigos que me apoiaram e incentivaram neste  
período de tão grande crescimento.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço a Deus por me dar tantas oportunidades nas vida e sabedoria para seguir o caminho certo até aqui.

Em segundo lugar, à toda a minha família, principalmente meus pais e irmão pela formação do indivíduo que sou atualmente, além de todo o apoio e suporte nos bons e maus momentos neste período tão especial de minha vida.

Aos muitos amigos que fiz durante todas estas aventuras pelo mundo, sejam eles do tempo do colégio, faculdade, de inúmeros eventos fora de estrada e tantos outros lugares onde passei e tenho certeza que tenho em quem confiar.

A todos os meus professores, que além de mestres, muitas vezes se mostravam como exemplos a serem seguidos, desde o tempo de colégio e posteriormente na faculdade. Em especial para o Prof<sup>o</sup> Dr. Angelo Caporalli Filho, que além de orientador deste trabalho, se mostrou um grande amigo, ensinando-me não somente com o conhecimento acadêmico, mas sendo um mentor para minha formação.

Aos grandes companheiros da equipe Piratas do Vale, que demonstraram o verdadeiro significado de persistência, dedicação e amizade, com certeza o que adquiri no período de Baja SAE foi fundamental por boa parte do que conquistei até agora, sendo um verdadeiro divisor de águas na minha formação.

Por fim, agradeço à oportunidade fornecida pela General Motors do Brasil de realizar meu estágio supervisionado nesta companhia, em especial aos membros da engenharia de serviços, que me acolheram de braços abertos desde o início do meu período de estágio.

“Eu não tenho ídolos. Tenho admiração por trabalho,  
dedicação e competência.”  
Ayrton Senna

OLIVEIRA, D. **Sistema de direção aplicado em eixos trativos em veículos de tração total.** 2016. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

### **RESUMO**

Um veículo automotor pode melhorar sua capacidade de contornar situações com pisos adversos se possuir tração em mais de um eixo, desta forma foram projetados os veículos de tração total. Com o passar dos anos iniciou-se uma nova modalidade automobilística que envolvia o emprego destes veículos propositalmente em terrenos acidentados com o propósito recreativo. Entretanto com o avanço da modalidade, as peças originais dos veículos passaram a ficar subdimensionadas para o esforço à elas submetido. Desta forma, houve a necessidade de um novo conjunto de eixo dianteiro que fosse capaz de suportar os esforços de suporte do peso do veículo, bem como transmitir o torque fornecido pelo conjunto motriz. Neste projeto foram estudadas as principais geometrias de direção e construção do sistema de articulação do eixo dianteiro de um veículo empregado para tal atividade.

**PALAVRAS-CHAVE:** Tração Total. Transmissão. Direção . Fora de estrada. Soldagem. Automobilística. Metalurgia.

OLIVEIRA, D. **Steering system applied on live axles of all wheel drive vehicles.** 2016. Graduation Thesis (Graduation in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

### **ABSTRACT**

A motor vehicle can improve its performance to overcome situations with most different kinds of ground if equipped with more than one drive axle, thinking about this condition, all wheel drive vehicle were developed. Across the years, started a new kind of motorsport, where these vehicles were applied to ride through these terrains as a recreational activity. In addition, with the development of the Sport, the OEM parts became undersized to the forces applied to them. With this need, a new model of front drive axle became necessary, to hold the loads of the vehicle weight and to transfer all the torque applied by the powertrain. In this project, were studied the main steering geometries, to build a articulated knuckle to be applied in a front drive axle in a four Wheel drive vehicle.

**KEYWORDS:** Powertrain. Steering System. Offroad. Welding. Metal. Automotive Vehicle.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Comportamento das rodas de veículo automotor em curvas.....	15
Figura 2 – Munhão externo de veículo Jeep Willys .....	16
Figura 3 – Comparativo de veículo Willys MB.....	17
Figura 4 – Suspensão traseira com eixo rígido ( Tipo “Hotchkiss”).....	18
Figura 5 – Suspensão dianteira independente ( Tipo “ Duplo A”) .....	19
Figura 6 – Diferença de comprimento de trajetória de veículo descrevendo curva.....	20
Figura 7 – Secção central de diferencial : Caixa de satélites com e sem bloqueio .....	21
Figura 8 – Munhão do tipo fechado.....	23
Figura 9 – Munhão do tipo aberto .....	24
Figura 10 – Caixa de transferência de uso veicular .....	25
Figura 11 – Distribuição de tração em veículo 4x4.....	26
Figura 12 – Inclinação do Pino mestre .....	27
Figura 13 – <i>Scrub radius</i> em suspensão dianteira .....	27
Figura 14 – Caster positivo em veiculo automotor .....	29
Figura 15 – Pesquisa de mercado – Tamanho do pneu utilizado .....	31
Figura 16 – Pesquisa de mercado – Causa de quebra.....	32
Figura 17 – Pesquisa de mercado – Expectativa do consumidor .....	33
Figura 18 – Comparativo junta universal e junta homocinética.....	38
Figura 19 – Tabela Spicer® de juntas universais .....	39
Figura 20 – Tabela de parâmetros de soldagem com arame ER-70-S6.....	44
Figura 21 – Esboço de dimensões conjunto Pneu e roda .....	47
Figura 22 – Linha imaginária de ângulo de pino mestre .....	47
Figura 23 – Modelo 3D de munhão interno .....	48
Figura 24 – Modelo 3D de munhão externo.....	49
Figura 25 – Modelo 3D das peças : Munhão interno e externo.....	49
Figura 26 – Modelo 3D da montagem : Munhão interno e externo .....	50
Figura 27 – Modelo 3D do Pino do mancal.....	50
Figura 28 – Vista explodida do Modelo .....	51
Figura 29 – Vista explodida lateral do modelo.....	52
Figura 30 – Pino do mancal : carregamentos .....	53
Figura 31 – Estudo de tensões : pino do mancal .....	53
Figura 32 – Manga de eixo : Carregamentos.....	54

Figura 33 – Manga de eixo : tensões .....	55
Figura 34 – Resultado de estudo – Manga de eixo - Deslocamento.....	56
Figura 35 – Garfo do semi eixo : carregamentos .....	57
Figura 36 – Garfo do semi eixo : Resultado do estudo de tensões.....	58
Figura 37 – Garfo do semi eixo : Resultado do estudo de deslocamento.....	58

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Planilha de calculo do torque máximo suportado.....	41
Tabela 2 – Planilha de estimativa de torque máximo oferecido.....	41
Tabela 3 – Planilha de tomada de decisão para processo de soldagem utilizado .....	43

## LISTA DE SÍMBOLOS

$D_e$	Diâmetro externo do eixo
$N$	Numero de estrias no eixo
$P$	Passo diametral
$M$	Módulo da estria
$D_m$	Diâmetro mínimo do eixo
$\tau_{máx}$	Tensão cisalhamento máxima no eixo
$J$	Momento polar de inércia
$T$	Torque
$c$	Raio no ponto avaliado do eixo
$\tau$	Tensão de cisalhamento
$M_{AT}$	Torque de auto alinhamento no eixo de esterço
$M_{Zl}$	Torque de alinhamento esquerdo
$M_{Zr}$	Torque de alinhamento direito
$\lambda$	Ângulo do pino mestre ( KPI)
$\nu$	Ângulo de cáster do veículo
$Z$	Fator de redução

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	13
<b>2</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b> .....	15
2.1	TIPOS DE SUSPENSÃO .....	17
<b>2.1.1</b>	<b>Suspensão por Eixo Rígido</b> .....	17
<b>2.1.2</b>	<b>Suspensão Independente</b> .....	18
2.2	SISTEMA DE TRANSMISSÃO - DIFERENCIAL .....	19
<b>2.2.1</b>	<b>Sistema de transmissão – Munhão</b> .....	22
2.3	SISTEMA DE TRASSMISSÃO – CAIXA DE TRANSFERENCIA .....	24
2.4	PRINCIPAIS GEOMETRIAS DE DIREÇÃO .....	26
<b>2.4.1</b>	<b>Inclinação(Ângulo) de pino rei</b> .....	26
<b>2.4.1</b>	<b>Ângulo de cáster</b> .....	28
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b> .....	31
3.1	ANÁLISE DE CONSUMIDORES .....	31
<b>3.1.1</b>	<b>Divisão por Quebras</b> .....	32
3.2	ANÁLISE DE PROJETO.....	34
<b>3.2.1</b>	<b>Conjunto da Manga</b> .....	35
<b>3.2.2</b>	<b>Semi Eixo</b> .....	36
<b>3.2.3</b>	<b>Munhão</b> .....	42
<b>4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DE MODELO 3D</b> .....	46
4.1	SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS .....	51
4.2	DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	59
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	60
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	61

## 1 INTRODUÇÃO

Desde o início da civilização humana, sempre houve a necessidade de transportar cargas ou passageiros para diferentes localizações, inicialmente utilizando-se animais das mais diversas espécies, e posteriormente com o advento e popularização da roda tornou-se necessário um novo tipo de construção: As estradas.

O maior fluxo de pessoas, animais, carroças e afins provocava um efeito indesejável ao calçamento : em períodos chuvosos ou localidades próximas à cursos d'água, as estradas se tornavam lamacentas, reduzindo o atrito, provocando sulcos no solo e por consequência dificultando a passagem de animais e principalmente carroças.

Com o advento dos automotores, o problema apenas aumentou de tamanho: Caminhões e carros eram muito mais rápidos e eficientes, porém em condições adversas de solo, mostravam-se até mais incapazes que a tração animal. Soluções que comprometiam o deslocamento dos veículos eram adotadas para contornar a situação: lagartas (esteiras), correntes nos pneus, aros em aço para ter maior tração.

Durante a segunda guerra mundial, popularizaram-se veículos dotados de tração total, onde todas as rodas tinham a possibilidade de transmitir potencia ao solo. Com isso, era possível realizar deslocamentos em auto estradas bem como enfrentar trechos em péssimas condições com o mesmo veículo sem maiores modificações.

Após o final da guerra, os veículos de tração total se mostraram interessantes também para o uso civil, especialmente em zonas rurais onde a quantidade de estradas pavimentadas é bem inferior, com isso em poucos anos a maioria dos fabricantes ao redor do mundo já contava com um veículo de pequeno porte dotado de tração total, agora denominados “Jeeps”.

Com o passar dos anos, a tecnologia da industria automobilística evoluiu, trazendo os sistemas de tração total como artifício para melhorar aspectos de dirigibilidade e segurança dos veículos, perdendo em certo aspecto a essência rústica onde os veículos, agora denominados 4x4, originaram-se. Atualmente chega-se a oferecer a tração 4x4 como item de série em utilitários top de linha na maioria das montadoras do Brasil.

Paralelamente, iniciou-se um movimento esportivo que empregava os antigos 4x4 utilizados anteriormente na lavoura ou em quartéis para fins recreativos, onde o objetivo era enfrentar os obstáculos, antes tidos como impossíveis a bordo dos veículos. Tal atividade iniciou uma indústria dedicada a fornecer equipamentos para facilitar a transposição de tais obstáculos, tal mercado cresce anualmente movimentando cifras milionárias.

Em vista da ascensão do esporte nos dias atuais, os sistemas que originalmente equipavam os veículos tornaram-se obsoletos, pois as modificações necessárias para a prática da modalidade implicavam em alterações severas na estrutura do veículo, com isso ocasiões onde a quebra de componentes e ou a falta dos mesmos no comércio passaram a fazer parte da rotina dos proprietários de veículos, tais falhas ocorriam especialmente no sistema de munhão do eixo dianteiro.

Alternativas para as falhas estão disponíveis no mercado, porém nenhuma delas que atenda perfeitamente as necessidades : Kits de upgrade de semi eixo, mangas de eixo reforçadas, adaptação de algum modelo de eixo mais moderno. Porém nenhuma delas se enquadra como um equipamento feito especialmente para as necessidades do consumidor.

Com base nesta dificuldade, surgiu a ideia de desenvolver um sistema novo de munhão, que poderia corrigir tanto as peças subdimensionadas, quanto as geometrias de direção que ficam comprometidas ao executar tais modificações, tudo isto ouvindo as necessidades do mercado e adequando para a realidade do consumidor brasileiro.

Este documento é um descritivo do projeto de um novo equipamento destinado à prática da atividade fora de estrada de forma a acompanhar a constante evolução dos equipamentos, para tal, primeiramente será realizada uma pequena descrição da teoria empregada, posteriormente uma análise de mercado e processos que podem ser empregados na construção, por fim, a descrição do processo de desenvolvimento da peça através de projeto e simulação computacional.

## 2 DESENVOLVIMENTO

Um veículo dotado de tração total (4x4, 6x6, 8x8 e etc) é caracterizado pela presença de eixos de transmissão em todas as rodas, desta forma há a possibilidade de todas elas transmitirem potência ao solo em algum momento, estando a possibilidade de tracionar sujeita à ação do condutor ou das limitações impostas pelo sistema de diferencial (is).

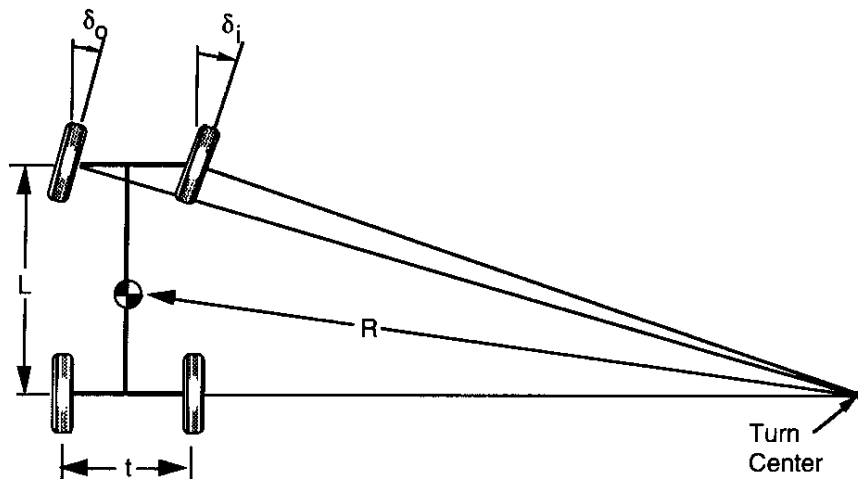
A tração total melhora a tração em automóveis de passageiros, veículos fora de estrada e utilitários, principalmente em pistas molhadas e escorregadias e em terrenos irregulares(BOSCH, 2005, v. 1, p. 753)

De modo geral, eixos rígidos instalados na traseira da maioria dos veículos comerciais e de passeio não participam ativamente do sistema de direção do automóvel, desta forma não precisam de articulações em suas extremidades, pois existe a necessidade dos mesmos estarem sempre perpendiculares ao deslocamento do veículo. Neste ponto não consideramos efeitos de sobre e sub esterço em curvas de alta velocidade.

Por sua vez, um eixo instalado na dianteira demanda de extremidades articuladas para permitir que o veículo mude a direção de sua trajetória, para realizar uma curva ou uma manobra por exemplo, para tal, são necessários componentes que suportem os cubos de roda e conseqüentemente todo o peso da dianteira do veículo e sejam comandados pelo sistema de direção para fornecer o controle do veículo. Tais estruturas do sistema de direção são popularmente denominadas “Mangas de eixo”.

A ação do sistema de direção no eixo dianteiro é demonstrado na figura 1:

Figura 1 – Comportamento das rodas de veículo automotor em curva



Fonte: (GILLESPIE, 1992)

Para veículos de tração total, a necessidade de transmitir o torque para as rodas dianteiras se torna um desafio, pois há a necessidade do emprego de juntas universais para acompanhar a direção em que as mangas estão alinhadas. Nos veículos dotados de suspensão com eixo rígido e tração total, as mangas de eixo são renomeadas popularmente como “Munhão”, ilustrado na figura 2:

Figura 2 – Munhão externo de veículo Jeep Willys



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Com o avanço da atividade “Off Road”, cada vez mais os eixos que originalmente equipavam os veículos ficaram inadequados para as solicitações de carga e torque empregadas: Pneus maiores, mais pesados e com desenhos mais agressivos aumentaram o torque necessário para por o conjunto em movimento, paralelamente, tais pneus causavam maior efeito de alavanca sobre rolamentos em virtude da maior distancia do centro da tala da roda até o componente carregado.

Somados aos aumentos de carga nas peças, adiciona-se décadas de uso abusivo dos eixos em condições desfavoráveis de manutenção, o resultado destes fatores se traduz em quebras originadas nas mais diversas causas raiz .

Figura 3 – Comparativo entre veículo Willys MB : modificado e original



Fonte: (www.pirate4x4.com, 2013)

## 2.1 TIPOS DE SUSPENSÃO

### 2.1.1 Suspensão por eixo rígido

As suspensões de eixo rígido apresentam-se como uma viga onde as rodas são posicionadas em suas extremidades, permanecendo de forma transversal ao chassis do veículo e acoplada ao sistema de suspensão. Seus valores das camber não alteram-se com o movimento de rolagem do chassis, ou curso de suspensão. Isso reduz a variação das geometrias de direção e conseqüentemente o desgaste dos pneus, assim como definido por BOSCH (2005) :

Aplicação como eixo traseiro na tração convencional ( rodas traseiras) ; como eixo dianteiro e traseiro em utilitários e veículos fora de estrada. Distância entre rodas, convergência e camber sempre constantes em relação à superfície da pista, boa aderência mesmo com inclinação lateral da carroceria (BOSCH, 2005, v. 1, p. 766)

Dentre os aspectos positivos do sistema por eixos rígidos, cabe destacar ;

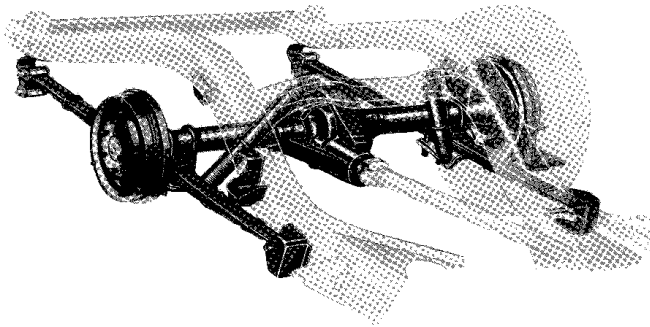
- Simplicidade de construção
- Elevada durabilidade em função da baixa quantidade de componentes moveis
- Em veículos com tração total, permite grandes cursos de suspensão sem limitações em função do ângulo de trabalho das juntas universais.

Em contrapartida, cooperam pelo aspecto negativo:

- Elevada massa não suspensa
- Valores de geometrias de suspensão e direção basicamente fixos
- Propensão a apresentar vibrações “ shimmy” no sistema de direção.

Mesmo com seu aspecto dinâmico comprometido, suspensões de eixo rígido estão presentes na maioria dos eixos traseiros de veículos de passeio, bem como são praticamente unânimes em veículos de carga, pois atuam como eixo de tração em veículos dotados de tração traseira e por suportarem elevadas cargas em aplicação na suspensão dianteira, como é o caso de caminhões e utilitários em geral, assim ilustrado na figura 4.

Figura 4 – Suspensão traseira com eixo rígido ( Tipo “ Hotchkiss”)



Fonte: (GILLESPIE, 1992)

### 2.1.2 Suspensões independentes

De acordo com Gillespie (1992), diferentemente das suspensões de eixo rígido, suspensões independentes justificam seu nome pelo fato de permitirem que uma roda desloque-se verticalmente sem afetar seu par oposto. Pelo fato de não demandar uma viga atravessando por baixo do veículo, é muito adotada em projetos como maneira de contornar o posicionamento do motor.

Dentre as principais vantagens, podemos citar :

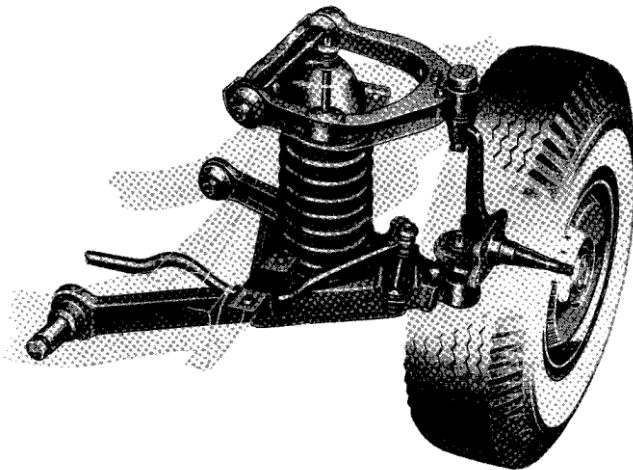
- Reduzida massa não suspensa
- Maior vão livre central
- Maior facilidade de ajuste de geometrias
- Melhor controle de pontos geométricos do veículo ( Centro de rolagem, centro instantâneo)

Como aspectos negativos, estão presentes:

- Maior demanda de manutenções em virtude da maior quantidade de elementos de deslizamento (Buchas, terminais , rotulas)
- Construção mais complexa
- Em eixos de tração, necessidade de juntas universais para compensar o curso e desalinhamento dos eixos.

Um exemplo de suspensão independente muito utilizado é o *Double wishbone*, também conhecido como duplo leque, duplo A, braços sobrepostos, aqui ilustrado na figura 5 :

Figura 5 – Suspensão dianteira independente (tipo “Duplo A”)



Fonte: (GILLESPIE, 1992)

## 2.2 SISTEMA DE TRANSMISSÃO - DIFERENCIAL

Um elemento presente em todos os eixos de transmissão dos veículos comerciais é o conjunto denominado diferencial, formado principalmente por:

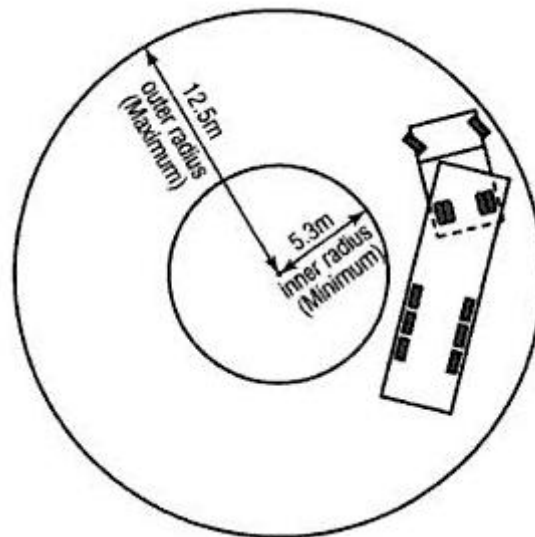
- Um par de engrenagens (normalmente hipóides) empregados na redução da rotação disponibilizada pela transmissão; conhecidos popularmente como par “coroa e pinhão” .
- Um trem composto por 4 ou 6 engrenagens conicas , cuja função é compensar a diferença de rotação dos semi eixos , este conjunto de engrenagens que batiza o conjunto como diferencial. Tais engrenagens alojam-se em uma estrutura denominada “caixa de satélites”

- Um par de semi eixos, encarregados de transmitir o torque da engrenagem planetária do diferencial às rodas.
- Rolamentos, retentores, fixadores e etc.

Quando o veículo anda em linha reta, ambas as rodas do eixo de tração rotacionam à mesma velocidade. Entretanto, ao descrever uma trajetória curva, a roda interna à trajetória percorre uma distancia inferior ao seu par localizado no raio externo da curvatura, como fica evidente na figura 6. Esta diferença de distâncias e velocidades angulares é compensada pelo sistema de diferencial.

Observando pela ótica de torque disponível nas rodas, segundo Bosch(2005) o diferencial desenvolve um papel análogo à uma balança de travessão e estabelece o equilíbrio de torque entre a roda esquerda e direita.

Figura 6 – Diferenças de comprimento de trajetória de veículo descrevendo curva



Fonte: (GILLESPIE, 1992)

Porém, em virtude de sua construção, o diferencial tende a fornecer torque apenas ao semi eixo que tiver menor resistência ao movimento. Tal fato implica em dificuldades em terrenos de baixa aderência, pois a roda que possui menor resistência ao movimento consequentemente possui menor força de reação no solo. Isto resulta em uma menor força empregada no deslocamento do veículo para frente, fazendo-o tender a ficar parado.

Havendo na superfície da pista diferentes coeficientes de atrito para as rodas de tração( deslizamento  $\mu$ ), este efeito de balança limita o torque de tração efetivamente transferido pelo veículo ao dobro do valor da força de tração da roda(pneu) com menor coeficiente de atrito. Se o torque exceder a força de resistência do atrito, a roda patina (BOSCH, 2005, v. 1, p. 752)

Uma maneira encontrada para contornar este inconveniente é o emprego de conjuntos conhecidos como “bloqueios de diferencial”, que são constituídos de engrenagens ou similares que em situações normais funcionam como um diferencial convencional, porém não contam com o efeito indesejado em terrenos de baixa aderência, fazendo ambas as rodas tracionarem mesmo em pisos escorregadios.

Este efeito indesejável pode ser eliminado através do bloqueio do diferencial por meio físico ou por fricção. O bloqueio físico do diferencial é acionado pelo motorista. Sua desvantagem é o esforço provocado na transmissão durante o trajeto em curva. Bloqueadores por fricção operam automaticamente utilizando lamelas de fricção, cones ou uma combinação de engrenagem e rosca sem fim, e portanto, possuem um efeito de bloqueio dependente do torque. (BOSCH, 2005, v. 1, p. 752)

Figura 7 – Secção central de diferencial : Caixa de satélites sem bloqueio (Esquerda) e com bloqueio ( Direita)



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Como citado anteriormente, os bloqueios de diferencial auxiliam a transpor obstáculos, por outro lado seu uso acarreta em um maior esforço nas peças de transmissão, especialmente semi eixos, que ficam solicitadas o tempo todo, aumentando o efeito da fadiga nos componentes, bem como elevando os valores de torque por ele transmitidos pelo fato da rotação não ser mais enviada à roda de menor resistência ao deslocamento.

Uma das maneiras de contornar a menor confiabilidade atribuída aos semi eixos com o uso de bloqueios é o emprego de aços ligados (especialmente ao cromo e molibidênio) e

tratamentos térmicos mais avançados na produção dos eixos, porém acarretando em um maior custo de produção, fator indesejável para produção de eixos em escala, porém não aplicável no escopo deste projeto.

### 2.2.1 Sistema de transmissão – Munhão

Para se transmitir o torque para os cubos de roda em eixos rígidos, normalmente são utilizados semi eixos unitários, sem a presença de articulações, pois o eixo de simetria do cubo sempre estará em um plano paralelo e com sequentemente concêntrico ao semi eixo, desta forma, não há a necessidade do emprego de juntas universais ou equivalentes.

Entretanto, para veículos que possuam suspensão independente em um ou mais eixos de tração, há a necessidade de juntas universais para compensar desalinhamentos entre eixos, seja por concentricidade ou paralelismo quando o cubo trabalha em um eixo de direção.

Para compensar tal dificuldade, foi empregada um dispositivo conhecido popularmente como munhão, ou em inglês *knuckle* (punho), que confere o papel de suporte para o cubo de roda e articulação o sistema de direção, sem deixar de agregar o semi eixo empregado na transmissão do torque.

Ao longo do tempo, o projeto do munhão evoluiu de forma a facilitar a manutenção, melhorar a resistência, facilitar a produção, melhorar a dirigibilidade em função das geometrias de direção e suspensão. Mesmo com todas estas variantes, ainda podemos dividir os munhões em 2 grandes grupos :

- **Munhões fechados** : São fabricados em geral na forma de hemisfério, não é possível ver o semi eixo por fora da carcaça do eixo, ilustrado na figura 8.

- **Munhões abertos** : são fabricados em sua maioria no formato de “ C ”, neste caso, por possuir uma ampla área não coberta pelas peças, é possível observar e efetuar inspeções no semi eixo por fora da carcaça, ilustrado na figura 9.

Levando em conta os aspectos construtivos das peças, podemos citar como principais características de cada tipo de munhão :

#### **Munhões fechados :**

- Maior resistência, pois a maior área de construção distribui melhor as tensões.

- Maior disponibilidade de lubrificação da junta de transmissão por ser preenchido com lubrificante
- Obrigatoriedade de peças fundidas e/ou forjadas em sua construção – maior custo de ferramental
- Maior dificuldade para realizar a vedação com o ambiente externo – Presença constante de vazamentos de lubrificante pela interface das peças – Obrigatório o uso de retentores partidos ou coifas “*boots*”
- Dificuldade de realizar inspeções nos semi eixos por não possuir acesso visual.

Figura 8- Munhão do tipo Fechado veículo Willys MB



Fonte: (www.g503.com, 2014)

#### **Munhões abertos :**

- Possibilidade de utilizar terminais rotulares nas articulações: menor manutenção
- Possibilidade de construir peças com reforços (nervuras) de forma a distribuir tensões apenas em pontos críticos
- Maior facilidade de observar condição dos semi eixos.
- Retenção do lubrificante fica ao encargo dos vedadores da junta de transmissão (coifa ou retentor) : Menor probabilidade de vazamentos.

Figura 9- Munhão do tipo aberto veículo Chevrolet Blazer



Fonte: (www.fourwheeler.com, 2015)

### 2.3 SISTEMA DE TRANSMISSÃO – CAIXA DE TRANSFERÊNCIA

Por apresentar maior quantidade de componentes, a tração 4x4 acaba sendo um inconveniente em situações com pisos firmes e secos, pois seu uso nestas situações ocasiona um maior consumo de combustível, desgaste prematuro de peças, além da situação apresentada nos diferenciais, onde as rodas dianteiras percorrem distâncias diferentes das traseiras em determinados momentos do deslocamento.

Apesar destes inconvenientes, a tração 4x4 permite que todas as rodas tenham possibilidade de tracionar, fornecendo assim maior controle do veículo em curvas, melhor capacidade de arrancada e tração e etc.

Baseado nesta balança de prós e contras, foi desenvolvida outro item fundamental para os veículos 4x4 : a caixa de transferencia ; um elemento instalado entre a saída da caixa de marchas e os eixos de transmissão , que permite que escolha-se entre a tração ser traseira, dianteira e traseira simultaneamente (4x4) ou em alguns modelos específicos, distribuir entre os eixos a potencia fornecia pelo conjunto motor-cambio, conhecidas popularmente como transferencia com diferencial central.

- Tração total comutável através de acoplamento rígido dos eixos dianteiro e traseiro ou do diferencial central. O Diferencial central e as caixas de transmissão também

podem ter bloqueio comutável. Os veículos fora de estrada possuem também uma redução adicional para velocidades baixas e aclives acentuados  
 -Tração total permanente com tração constante em todas as rodas. Diferencial central livre ou com bloqueio por fricção através de mecanismo dependente do torque. Bloqueio de torção ou acoplamento em meio viscoso. Distribuição de torque entre os eixos dianteiro e traseiro na proporção 50:50 ou assimétrica. Redução adicional também é possível. (BOSCH, 2005, v. 1, p. 752)

Figura 10 – Caixa de transferência de uso veicular



Fonte: (www.advancedadapters.com, 2010)

Todavia, a caixa de transferência não é empregada apenas como uma distribuidora de torque entre eixos, sendo muitas vezes empregada como multiplicadora de velocidades da transmissão, pois ao trafegar em pisos acidentados, é necessário uma demanda de torque muito maior. Desta forma, muitas caixas de transferência possuem um conjunto de redutores acopladas a si com a função de multiplicar o torque disponível.

Uma relação final de marchas com maior redução final (i) proporciona em virtude do binômio alto torque/baixa velocidade, um maior controle do veículo em situações extremas, sendo assim muitas vezes desejável na prática da condução *off road*. Este ansejo por um melhor desempenho levou ao projeto de conjuntos de engrenagens especialmente desenvolvidos para resultar numa maior redução final.

Em suma, a caixa de transferência pode oferecer várias opções de tração, sendo as mais comuns ;

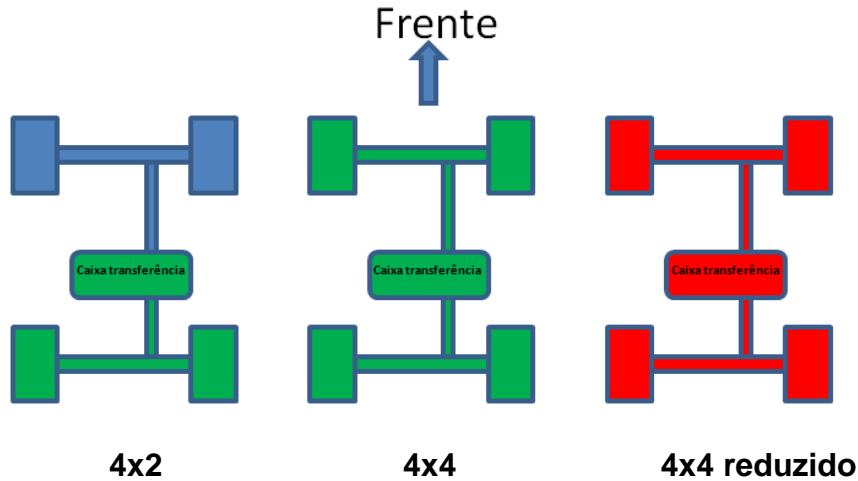
4x2 Alta – Tração normalmente destinada às rodas traseiras, relação de transmissão de 1:1 entre a entrada e saída da caixa, igualdade de torques,

4x4 Alta – Tração nas 4 rodas, relação de transmissão de 1:1 entre entrada e saída da caixa, igualdade de torques.

4x4 Reduzida : Tração nas 4 rodas, redução aplicada na caixa : Rotação na entrada é maior na saída da caixa, resultando em ampliação do torque e redução de velocidade.

As 3 configurações são demonstradas na figura 11 :

Figura 11 – Distribuição de tração em veículos 4x4



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Com a evolução do esporte, tornou-se necessário o uso de caixas de transferência cada vez mais preparadas para suportar os esforços mais elevados, bem como proporcionar relações de redução total muito maiores, tal necessidade implicou em um maior torque fornecido aos eixos, implicando novamente na sobrecarga dos componentes descritos anteriormente.

## 2.4 PRINCIPAIS GEOMETRIAS DE DIREÇÃO

Em virtude do eixo dianteiro estar diretamente relacionado ao sistema de direção, é necessário conhecer suas principais geometrias, de forma a conhecer as reações do pneu ao solo, prevendo assim as reações, efeitos e comportamento do sistema de maneira geral.

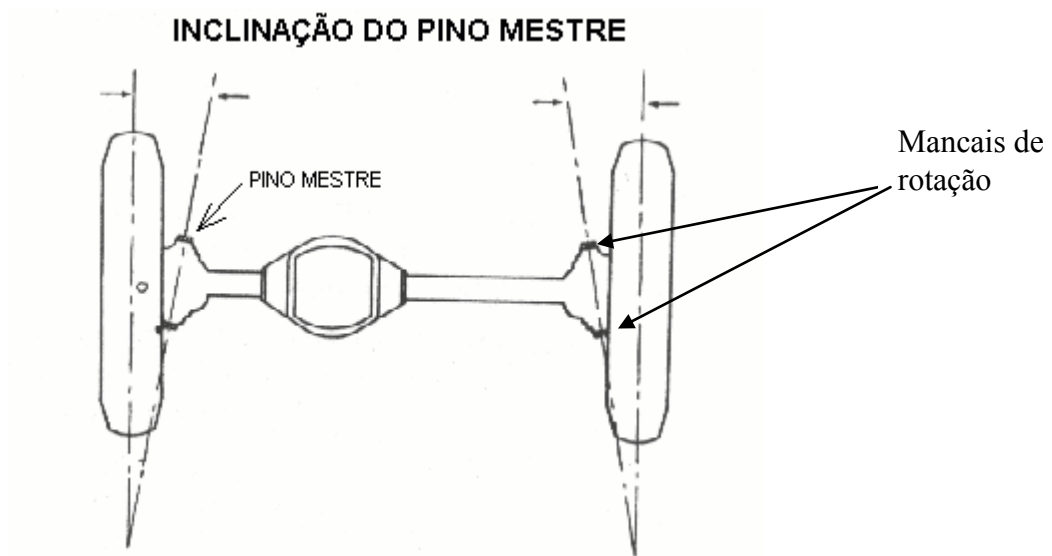
### 2.4.1 – Inclinação ( ângulo) do pino rei – “ *Kingpin inclination* ”

Ao esterçar, o conjunto de munhão rotaciona em torno de um eixo, este eixo é conhecido popularmente como “ *kingpin inclination* ” (KPI) , e é definido pelos mancais ou

rolamentos utilizados na carcaça do eixo ou estrutura da suspensão. Normalmente este eixo não é vertical, tendo o mancal inferior deslocado para a parte externa da suspensão.

A Figura 12 demonstra a linha imaginária do KPI, adotando uma vista frontal do veículo.

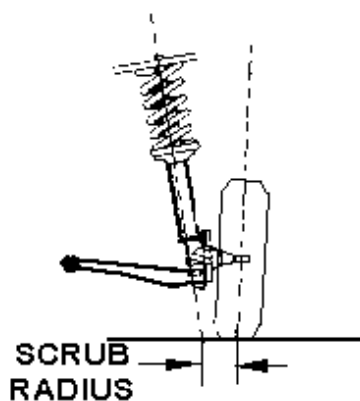
Figura 12 – Inclinação do pino mestre em eixo rígido



Fonte: (WILLYS OVERLAND, 1963)

Normalmente, a intersecção da reta estabelecida pelos mancais do munhão com o centro da banda de rodagem é considerada como ideal, porém, em muitas situações este posicionamento ideal não é obtido, muitas vezes em virtude do offset dos componentes para abrigar os sistemas de direção e freio principalmente. À esta distancia horizontal é popularmente atribuído o nome de *Scrub radius* ou deslocamento de pino rei.

Figura 13 – *Scrub radius* em suspensão dianteira



Fonte: (www.jalopyjournal.com, 2010)

De acordo com Bosch (2005) quando a distancia de *Scrub* é deslocada para a face interna da banda do pneu, a mesma é denominada positiva, e por consequente, negativo ao ser deslocado para a face externa. Uma situação de *Scrub* zero embora pareça ser desejável, acaba resultando em baixa sensibilidade do condutor à direção e maior esforço em manobras paradas.

Consequentemente, valores de *Scrub* positivos causam maior sensibilidade da estrada e resposta da direção além de aumentar os esforços no volante, embora estas características sejam desejáveis para um melhor controle do veículo, devem ser evitados valores muito positivos pois em caso de um pneu estourado ou falha do freio, a força no volante seria muito elevada, podendo ser fator determinante em um acidente.

Por fim, um *Scrub* negativo resultaria nas mesmas condições de valores positivos, porém com menor intensidade. Em virtude desta característica, esta configuração é a mais corriqueira em veículos de tração dianteira. Entretanto é uma condição mais difícil de se obter pelo fato de ter de abrigar o sistema de freio “dentro” da roda para tal.

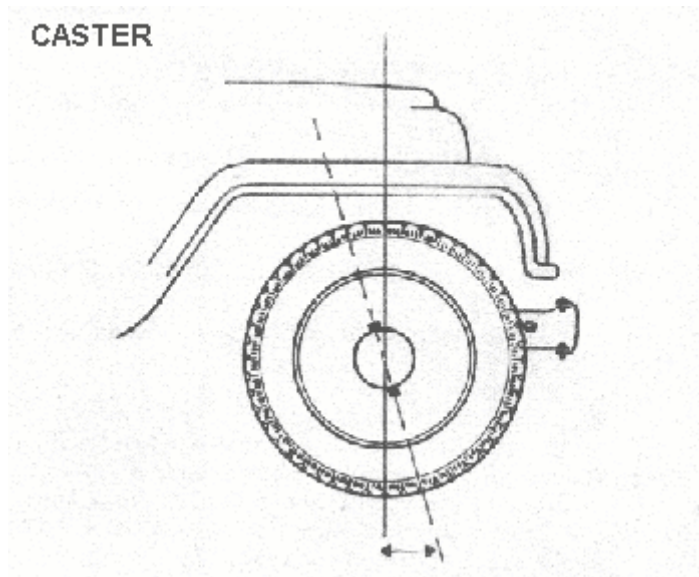
Cabe destacar que como o *Kingpin inclination* (KPI) é determinado pelos pontos de fixação dos mancais de direção, seus valores são inalteráveis, permanecendo fixo ao projeto, o mesmo não ocorre com o *Scrub*, que pode variar em virtude da largura ou diâmetro dinâmico do pneu, off set de rodas e etc.

#### **2.4.2. Ângulo de Cáster**

O ângulo de cáster é uma resultante senoidal de força de reação do pneu ao solo, de maneira mais didática, enquanto a inclinação do eixo de rotação do munhão com a normal vista pela frente do veículo é denominada *KPI*, o ângulo desta mesma linha imaginária e a normal vista pela lateral do veículo determina o cáster.

O ângulo de caster é o ângulo entre a perpendicular e a inclinação do pino mestre na projeção lateral. Em conjunto com o ângulo do pino mestre ( KPI) na projeção frontal, ele influencia a alteração do camber em função do ângulo de direção, assim como as características de retorno à posição central da direção. (BOSCH, 2005, v. 1, p. 764)

Figura 14 – Caster positivo em veículo automotor – vista lateral



Fonte: (WILLYS OVERLAND, 1963)

Por convenção, foi determinado que caso a linha de projeção lateral do KPI cruzasse à frente do eixo, seria denominado caster positivo e da mesma maneira, caso a linha imaginária tocasse o solo atrás do eixo, seria denominado negativo.

A projeção do contato do pneu com o solo produz uma força lateral no pneu, que depende do ângulo de direção e força aplicada, quando a direção está alinhada (por exemplo, em uma reta) anulam-se as forças laterais, pois o ângulo e reações de ambos os lados são iguais.

Ao realizar uma curva, a resultante destas forças sempre será diferente de zero, pois o ângulo e a reação serão diferentes para ambos os lados. Com o módulo da força sendo não nulo, o volante tende a continuar guinando para o lado onde a maior força é aplicada.

Desta forma, veículos com caster positivo tendem a ter um comportamento de retorno do volante após a realização de uma curva, ação esta conhecida como “torque auto alinhante”, extremamente conveniente para o condutor, pois não demanda da necessidade de retornar o volante em retas. Além do mais, em retas, mesmo com perturbações do piso, o volante tende a se manter alinhado.

Analogamente, veículos com caster negativo tendem a não retornar o volante após realizar uma curva, isso causa um maior desconforto ao condutor, portanto não possuindo o fator do torque auto alinhante da direção, demandando mais cuidado até mesmo em linha reta.

Por ser determinado em função da posição de fixações em relação ao chassis do veículo, o caster é uma das poucas geometrias que pode ser alterada, normalmente realizando este procedimento através da alteração dos pontos de união ao chassis ou comprimento dos elementos móveis da suspensão

### 3 DESENVOLVIMENTO

#### 3.1 ANÁLISE DE CONSUMIDORES

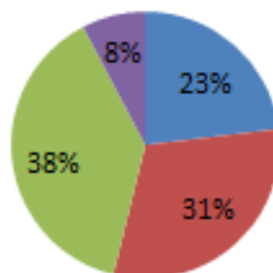
Com base nas fundamentos teóricos obtidos, foram colhidas informações com profissionais especialistas na manutenção de veículos fora de estrada, bem como com praticantes da modalidade, pois em ambos os grupos há o contato direto com os componentes do sistema de transmissão e direção.

Um resumo das respostas obtidas segue nos gráficos:

Figura 15 – Pesquisa de mercado – tamanho de pneu utilizado

#### Divisão por tamanho de pneu

■ 31" ■ 33" ■ 35" ■ >38"



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Foi observado-se o gráfico da figura 15, nota-se que maioria dos praticantes de off Road entrevistados utilizavam pneus com medidas maiores que 33", em busca do aumento do vão livre do eixo ao solo e desta forma diminuindo a possibilidade de encostar as partes inferiores do veículo em terrenos não pavimentados.

Como um pneu vendido comercialmente como a media de 33", equivalente a aproximadamente 820 mm, há um acréscimo de 38% em diâmetro em relação ao pneu original (600 mm) empregado nos Jeep Willys/Ford, este maior diâmetro demanda um torque maior no semi eixo para mover o veículo, uma vez que o maior raio dinâmico aumenta o momento necessário para o deslocamento.

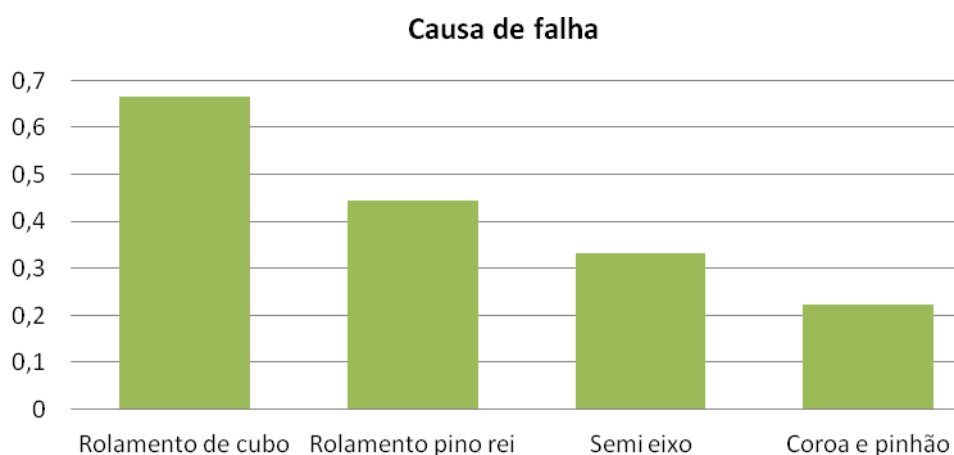
O acréscimo do diâmetro vem acompanhado do aumento da largura do conjunto Pneu-Roda, pois assim diminui-se a pressão exercida sobre solos argilosos ou arenosos, diminuindo a possibilidade de se afundar o veículo nestes terrenos. Em contrapartida, este aumento de largura acarreta em um maior momento nos elementos de fixação do cubo, pois a distancia da aplicação da força agora passa a ser maior.

Outro inconveniente agora presente é o aumento do *Scrub radius* em virtude da mudança do centro de contato do pneu, pois o sistema original possuía um ângulo de inclinação do pino mestre (*king pin inclination – KPI*) projetado para um pneu menor em diâmetro e largura, resultando em maior desgaste e carregamento das peças, além de uma sensibilidade diferente na direção.

### 3.1.1 Divisão por quebras.

Sabendo que realmente havia a sobrecarga do equipamento, foi questionado quais eram as principais causas de falha, tanto aquelas que causavam imobilização do veículo quanto os itens de manutenção mais frequentemente avariados. Além de citar quais as principais ocasiões onde ocorria a quebra. Os itens mais relevantes são apresentados no gráfico da figura 16.

Figura 16 – Pesquisa de mercado – tamanho de pneu utilizado



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Como avaliado na pesquisa, um dos itens mais avariados seriam os rolamentos de roda, não somente pelas maiores solicitações, mas também pela contaminação do lubrificante

ao trafegar em terrenos alagados com a presença de sólidos abrasivos em suspensão (areia e sais minerais de modo geral) causando corrosão e desgaste das pistas.

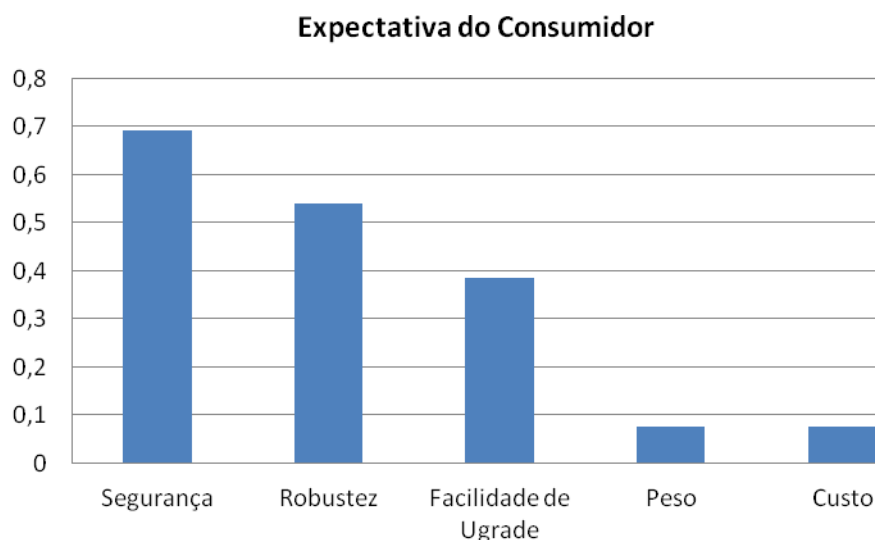
Em segundo lugar, estão os rolamentos do pino rei, pelos mesmos motivos dos itens presentes no cubo de roda, porém com o agravante de agora estarem sujeitos a carregamentos ainda maiores em virtude de sua nova aplicação, pois em trechos onde há alguma componente de esforço axial ao eixo diferencial é empregado o guincho ou outro equipamento equivalente, forçando o conjunto mesmo quando não há tração para tal.

Por fim, os semi eixos, principalmente por solicitação excessiva de torque em função dos novos conjuntos motrizes e também por uso inadequado: acelerações bruscas, retomada brusca do contato com o solo (Conjunto motriz perde contato com o solo, acelera-se sem carga no ar e para bruscamente ao tocar o solo), fornecimento de potencia aos eixos com direção virada para um dos lados, aumentando as tensões no conjunto da junta universal.

Pode-se observar que a incidência de falhas do conjunto coroa e pinhão eram bem menores que os demais componentes, talvez pelos demais itens trabalharem como “fusíveis” do sistema, ou também pela robustez do conjunto. De modo geral, falhas do conjunto de coroa e pinhão são atribuídas a contaminação do lubrificante ou ausência de troca do mesmo, bem como regulagem do contato entre dentes efetuada erroneamente.

Desta forma, pode-se observar que realmente havia o anseio por um produto com extremidades robustas (munhões e cubos), mantendo-se o conjunto de coroa e pinhão empregados atualmente. O gráfico da figura 17 demonstra quais as principais características desejadas pelo consumidor em um eixo diferencial *aftermarket*

Figura 17 – Pesquisa de mercado – Expectativa do consumidor



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Com isto, pode-se observar que o consumidor de um produto deste nível de equipamento tem um sério compromisso com a segurança, seguido da robustez e facilidade de Upgrade, ao passo que peso e custo não obtiveram valores tão expressivos.

A interpretação deste resultado pode ser definida como um consumidor que preza por produtos que apresentem uma confiabilidade elevada, principalmente com a prevenção de falhas de elementos estruturais, além disso, que possa realizar modificações no produto para melhor atender as suas necessidades, muito embora isto resulte em um produto pesado e de elevado valor de aquisição.

### 3.2 ANÁLISE DE PROJETO

Através da análise das necessidades do mercado consumidor, foram elaboradas diversas análises de forma a nortear o projeto do conjunto de munhão a ser desenvolvido, de forma a escolher os componentes de mercado empregados, bem como as diretrizes das peças a serem manufaturadas.

Como citado nas seções 2.1.1 e 2.1.1 , eixos rígidos não possuem como qualidade um reduzido valor de massa, bem como são conhecidos por sua simplicidade e robustez, desta forma atendem perfeitamente as exigências do mercado consumidor. Cabe destacar que o foco no fora de estrada recreativo deixa pressuposto que é efetuado em baixas velocidades, minimizando os efeitos de ressonância de uma elevada massa não suspensa .

Por haver uma grande preocupação com a possibilidade de upgrades, o conjunto de engrenagens hipóides (coroa e pinhão) deveria ser de fácil aquisição e com ampla aplicação no fora de estrada. Como conjunto padrão para projeto foi adotado a montagem de diferencial produzida pela indústria Spicer® , conhecido comercialmente como DANA 44®.

A escolha do par coroa e pinhão do modelo citado previamente se deve pelo fato de ter sido empregado em diversos veículos nacionais e importados desde a década de 50, havendo então uma elevada disponibilidade de relações de reduções disponíveis, conjuntos de bloqueio, além da facilidade de encontrar peças de manutenção geral como vedadores e rolamentos.

Por fim, o fato do conjunto DANA 44® ser empregado em diversos veículos 4x4 produzidos no Brasil o torna quase unânime no segmento, sendo uma escolha interessante para a maioria dos entusiastas da modalidade, uma vez que não haveria a necessidade de

trocar o diferencial traseiro em um eventual upgrade do dianteiro, pois facilmente haveria a compatibilidade de relações (reduções) entre eles.

Desta forma, o conjunto seria composto com um conjunto de engrenagens de diferencial DANA 44® e um conjunto de extremidades (munhões) manufacturados, formando desta forma uma montagem robusta e com elevada resistência, associando um conjunto central de dimensões reduzidas (melhorando o vão livre do veículo) com extremidades reforçadas, dimensionadas para suportar elevadas cargas.

Embora pareça uma linha de projeto ortodoxa, onde o conjunto de engrenagens poderia ser o “fusível” do sistema, cabe destacar que por ser empregado em outras categorias de competições automobilísticas (arrancadas, corridas de circuito), o DANA 44® possui uma enorme disponibilidade de engrenagens, conjuntos de bloqueios e satélites feitos com processos e materiais que os tornam muito mais resistentes que os conjuntos originais.

### **3.2.1 Conjunto de manga**

Estando definido o conjunto propulsor, haveria a necessidade de se empregar um conjunto de montagem de cubo de roda para suportar toda a carga do veículo, e como citado nas análises de mercado, deveria ser algo plenamente seguro e robusto.

De modo geral, eixos de transmissão de automóveis podem ser definidos como:

- Totalmente flutuantes- Onde o semi eixo desempenha apenas o papel de eixo, não estando sujeito a esforços radiais oriundos de suportar o peso do veículo, analogamente à secção central de um eixo bi apoiado.
- Semi flutuantes : O semi eixo possui um trecho em balanço, suportando o torque disponibilizado e também o esforço radial pelo carregamento vertical oriundo do peso do veículo.

Desta forma, por possuírem uma menor sensibilidade à fadiga e ao mesmo tempo permitirem que o veículo continue o deslocamento mesmo com um semi eixo fraturado, optou-se pelo conjunto flutuante. Salienta-se que isto não tira os méritos do eixo semi flutuante, pois o mesmo é empregado com sucesso na maioria dos veículos de carga de

pequeno porte como pick ups e vans; entretanto em virtude da aplicação, o conjunto totalmente flutuante se mostrou mais adequado.

Definido o sistema a ser empregado, foram pesquisadas quais peças poderiam ser aplicadas na construção do mesmo. Dentre diversos conjuntos disponíveis no mercado, foi selecionado o conjunto de manga, cubo e rolamentos empregados no Toyota bandeirante, por serem itens validados em campo e serem facilmente adquiridos em autopeças nas mais diversas localidades do país.

Ainda existiria a possibilidade de desenvolver uma manga sob medida para o projeto, entretanto, o fato de ser uma peça forjada já descartou a hipótese de imediato, pois demandaria a fabricação de um ferramental específico para tal, algo que vai contra a ideia inicial de produção de baixa escala.

Outra vantagem da escolha do sistema de cubo e manga do projeto foi a possibilidade de empregar o sistema de freios completo da Toyota Bandeirante, eliminando a necessidade de realizar validação das peças perante órgãos de trânsito. Associado a esta comodidade, tratam-se de peças produzidas por fabricantes renomados no mercado automotivo, garantindo qualidade e segurança ao produto.

### **3.2.2. Semi eixo**

Como citado na seção 1.1.2 , os semi eixos são componentes que estão sujeitos a um carregamento elevado em função do incremento de torque necessário para locomover o veículo, bem como o aumento considerável de torque disponibilizado pelo *powertrain* .

Ao avaliar os semi eixos originalmente empregados nos DANA44® de sua primeira geração, pode-se notar que tais peças não dispunham de um processo de fabricação muito refinado. Esta condição pode ser explicada pela tecnologia disponível na época, bem como o foco do fabricante em produzir em escala, em detrimento de uma melhor resistência e execução dos componentes.

Outro aspecto que pesa negativamente para o sistema de semi eixos original é o fato do garfo da junta universal ser integrado ao semi eixo, pois uma falha do mesmo resultaria na perda da peça como um todo , não apenas do garfo ou do semi eixo. Esta característica permite também que o semi eixo seja fabricado apenas com usinagem, não necessitando de matrizes de forjamentos, que assim como explicado anteriormente, encareceriam o custo do projeto.

Como material empregado para a fabricação do semi eixo, foi adotado o aço SAE 4340, por se tratar de um dos aços liga mais empregados para tal função, além disto, é conhecida por sua alta resistência mecânica e à fadiga, além de possui um amplo domínio dos processos de tratamento térmico empregado no mesmo.

Por fim, haveria a necessidade de se empregar algum tipo de junta que permitisse a transmissão do torque na articulação do munhão, uma vez que ao executar uma curva ou manobra, o cubo de roda não estaria mais concêntrico ao eixo do diferencial.

De acordo com Gillespie (1992), as juntas mais empregadas atualmente nos veículos comerciais são : Junta homocinética e Junta universal “ Cruzeta”. Um breve descritivo de ambos os mecanismos é apresentado a seguir:

#### **Juntas universais:**

- Possuem baixo custo de aquisição por serem amplamente utilizadas nos eixos cardã de caminhões e máquinas em geral.
- Em sua maioria, são vedadas contra a contaminação do lubrificante.
- Ao serem empregadas para compensar o desalinhamento de eixos, transmitem a rotação em velocidades diferentes entre a entrada e saída, alternando a senóide entre os eixos.

#### **Juntas homocinéticas:**

- Possuem maior custo de produção devido à sua complexidade e maior quantidade de elementos
- Necessitam de lubrificante especial e são mais sensíveis à contaminação.
- Necessitam de coifas caso sejam empregadas em condições expostas às intempéries.
- Possuem maior coeficiente resistência/ dimensões
- Como seu nome diz, transmitem o torque de maneira constante, sem variação de velocidade entre entrada e saída.
- Aplicações restritas: Um conjunto de homocinética fica dependente de suas dimensões: diâmetro de eixos, comprimento de eixos e etc. não podem ser alterados facilmente.

Tais juntas são demonstradas na figura 18.

Figura 18 – Comparativo : Junta universal (esquerda) e Junta homocinética (direita)



Fonte: (www.pirate4x4.com, 2010)

Desta forma, muito embora as juntas homocinéticas apresentem inúmeras vantagens no quesito de desempenho, ficam extremamente restritas no que se refere a custo de produção e adequabilidade da peça ao projeto. Além do mais, sua maior fragilidade à contaminantes pesa negativamente a seu favor.

Portanto, foi adotado o uso de junta universal, fato este que demandaria a produção de um novo conjunto de garfo suporte para a montagem da cruzeta. Embora isto demande uma peça a mais para ser usinada, ainda é viável por se tratar de uma peça de fácil construção.

Para tal, foi selecionada a cruzeta Spicer 160-X , que originalmente equipava caminhões de pequeno e médio porte no Brasil. Além de um produto robusto, em virtude de sua aplicação, torna-se acessível e de fácil manutenção, sendo encontrado na maioria das lojas de peças mesmo nas localidades mais afastadas.

Além do aspecto de dimensões e facilidade de aquisição, também foi avaliado a resistência da cruzeta escolhida, através do comparativo entre as séries de juntas universais, norma americana de catálogo de tais peças. De modo geral, a cruzeta escolhida é 2 vezes mais resistente que a original da maioria dos eixos (Spicer 153-XS), como é mostrado na tabela da figura 19, onde a cruzeta 153 X é descrita como série 1310 (Norma americana) e a 5-160X é da série 1410

Figura 19 – Tabela Spicer® de resistência de juntas universais.

SPICER U-JOINT SERIES	Torsional Ratings (lb. ft.)			
	Continuous Torque	Short Duration Torque	Minimum Elastic Limit	
<b>Light Duty</b>				
1280	—	570	1,250	
1310	400	800	1,600	→ Cruzeta 153-X
<b>Medium Duty</b>				
1350	680	1,240	2,260	
1410	820	1,500	2,700	→ Cruzeta 160-X
1480	1,100	2,000	3,330	
<b>Heavy Duty</b>				
1550	1,400	2,400	4,400	
1610	2,200	3,650	6,500	
1710	2,930	4,800	8,000	
1760	3,480	5,800	10,200	
1810	3,800	6,500	12,000	
1880	5,000	8,900	16,000	

Fonte: (www.speedtalk.com, 2002)

Embora a princípio a cruzeta passe a ser o ponto mais reforçado do semi eixo, condição de projeto pouco desejável pois a peça mais barata e simples do conjunto não opera mais como fusível do mesmo, cabe informar que ao trabalhar em ângulo, a cruzeta tem sua resistência reduzida em função das cargas combinadas que atuam sobre a mesma.

Por fim, ao consultar diversos profissionais especialistas na manutenção de eixos diferenciais, chegou-se ao consenso que ao haver a falha de um componente rotativo dentro do eixo, as peças fragmentam-se saindo nas mais diversas direções, tal energia chega a patamares tão elevados, que ao se chocar com elementos que a circundam, causam a ruptura dos mesmos, logo a falha da cruzeta não seria desejável.

Com base nas informações coletadas, foi dado início ao projeto do garfo do semi eixo, tal peça é responsável pelo suporte e acoplamento da cruzeta ao semi eixo. Como citado anteriormente, em projetos de grande escala o conjunto garfo + semi eixo é forjado em apenas uma peça, porém, em virtude da baixa demanda do projeto aqui desenvolvido, optou-se em fazê-los em peças divididas, permitindo sua fabricação através de processos convencionais de usinagem.

O acoplamento do conjunto garfo + junta universal com o semi eixo é realizado através de estrias, como normalmente é utilizado em eixos de transmissão. Desta forma, a falha do garfo ou do semi eixo resultaria na troca de apenas um componente e não do conjunto completo como ocorre em alguns projetos de eixo.

O conjunto de semi eixos poderia ser superdimensionado a principio, garantindo uma peça que muito dificilmente falharia, porém, existe uma dimensão em que o projeto ficaria limitado, pois não há como alterar a peça que trabalha em conjunto, tal restrição é encontrada nas estrias que acoplam o semi eixo à caixa de satélites, pois esta é dependente do projeto do diferencial.

No diferencial aqui aplicado, a maior dimensão de caixa de satélites disponível no Brasil utiliza uma engrenagem solar com 30 estrias e 1.29 polegada de diâmetro, logo esta seria a dimensão máxima do semi eixo, correspondente ao Diâmetro externo no memorial de cálculos.

De acordo com o manual de manutenção americano do fabricante, o padrão adotado nos projetos Dana possui o ângulo de pressão das estrias de 30°

Fisicamente, nada impede de se fabricar um eixo com dimensões maiores na secção entre a caixa de satélites e os garfos, porém, como a secção crítica se encontra na caixa de satélites, este ponto é o mais suscetível a falha, seja uma falha estática ou em fadiga.

Desta forma, o eixo tendo 1.29 polegada como diâmetro externo ( $D_e$ ) na estria, e dotado de 30 estrias, como demonstrado por Smith (1985), a fórmula do cálculo do passo diametral é definida por:

$$D_e = \frac{(N+1)}{P} \quad (1)$$

Desta forma, o passo diametral(P) é de 24 dentes por polegada, equivalente a um modulo 1.05; embora a medida seja pouco usual, trata-se de uma peça aplicada em um projeto americano, onde utiliza-se o sistema imperial de medidas

Como o módulo determina o diâmetro primitivo do eixo ( $D_p$ ), e este é importante para o projeto, temos que:

$$D_e = D_m + 2M \quad (2)$$

Desta forma, temos um diâmetro primitivo de 1,25 polegadas (31,75mm), medida usada como secção crítica do projeto e base para o cálculo de resistência nos eixos.

Como o segmento central do eixo de transmissão estará sujeito apenas a torção, sem carregamentos radiais ao mesmo tempo, teremos valores de tensão de cisalhamento ( $\tau_{m x}$ ) determinados no raio mais externo do eixo definidos por :

$$\tau_{máx} = \frac{T_c}{J} \quad (3)$$

Sendo  $J$  o momento polar de inércia, definido para um eixo maciço como :

$$J = \frac{\pi}{2} c^4 \quad (4)$$

E  $T_c$  sendo o torque aplicado ao eixo no momento de maior tensão na região periférica.

Tendo como base o aço SAE 4340 temperado e revenido, que nestas condições possui uma tensão de cisalhamento de 650 MPa, o torque máximo admitido para a secção crítica de 31,75mm é demonstrado na tabela 1.

Tabela 1 : Planilha de cálculo de torque máximo admissível

<b>Cálculo de torque máximo</b>		
Diâmetro do eixo	31,75	mm
Momento polar de inércia ( J )	9,97136E-08	m <sup>-4</sup>
Tensão cisalhante máxima (τ)	650	Mpa
Limite de torque admissível	4082,763382	N.m

Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Através do cálculo do torque máximo aceitável, é possível confirmar que o conjunto suporta as solicitações de torque de um veículo em patamares de torque intermediários, entretanto, cabe destacar que nem sempre o torque fornecido pelo trem de força do veículo será integralmente aplicado ao solo, pois existe o limitante do atrito da interação pneu-pavimento, tais valores são demonstrados na tabela 2.

Tabela 2 - Estimativa de torque máximo oferecido

Parâmetro	Embreagem	Cambio	Transferência	Diferecial	Redução total
<b>Redução</b>	1:1	4,0:1	2,0:1	5,0:1	40:1
<b>Torque disponível (Kgf.m)</b>	N/A	32	128	256	1280

Fonte: Produção do próprio autor

Através da tabela 3, é possível acompanhar a multiplicação do torque através da transmissão do veículo, para tal foram empregados valores usuais de redução em cada um dos

componentes, bem como o valor de torque disponível em um motor diesel que possua potencia na faixa de 120 cv.

Para o processo de fabricação das estrias, foi escolhido o processo de fresamento em equipamento do tipo Renânia, pois apresenta elevada produtividade e precisão, aliado ao fato de possuir ferramental já padronizado para a abertura das estrias em virtude do passo diametral ser uma medida já estabelecida mediante os profissionais de usinagem.

Outra alternativa seria a fresagem individual através de fresa módulo, este método não demanda fresadoras específicas como as Renânias ou Fellows, bastando uma simples fresadora universal, em contrapartida, possui uma produtividade muito menor, pois os dentes são abertos um a um, além de ser mais vulnerável a desvios dimensionais em função do desgaste da máquina ou descuido do operador.

Uma alternativa também averiguada foi a fabricação de estrias por laminação, um processo muito rápido e que reduz parte das tensões residuais oriundas do processo de usinagem, em contrapartida, o custo de ferramental é muito elevado, sendo inviável para a demanda do projeto.

### **3.2.3 Munhão**

Assim como anteriormente explicado, existem basicamente dois tipos de munhão ; Aberto e fechado, sendo que os munhões fechados de modo geral necessitam de processos mais onerosos de construção como forjamento e fundição com moldes complexos, enquanto munhões abertos podem ser fundidos em areia verde ou até mesmo conformados e soldados.

Por se tratar de um projeto de baixa escala de produção, aqui foi adotado o sistema de munhão aberto, com peças produzidas em aço de baixo teor de carbono, que facilitariam os processos de soldagem e ainda assim seriam resistentes o suficiente para suportar os esforços solicitados. Em contrapartida, o processo ficaria sujeito à variações do processo de soldagem, bem como o aumento de peso em função das peças terem de ser mais espessas em função da menor resistência mecânica dos aços de baixo teor de carbono.

Embora para aplicações especiais (competições de modo geral) existam munhões de baixo peso manufaturados em aço liga (Ex SAE 4130), esta opção não se mostrou plenamente satisfatória em virtude da maior dificuldade de soldar as peças, bem como a produtividade e custo das mesmas que tornariam o projeto inviável.

Em virtude da responsabilidade de unir peças que estarão sob esforços elevados, o processo de soldagem era peça fundamental para o sucesso da empreitada, além disto, deveria ser um processo que viabilizasse o aspecto econômico da produção, pois caso o equipamento fosse muito caro, demandaria uma produção muito maior para ter um retorno financeiro.

Embora pareça estranho escolher o processo de produção antes mesmo do desenvolvimento da peça, esta escolha é importante para evitar geometrias de construção que dificultem o acesso do ferramental de soldagem ou demandem um aporte de calor excessivo em áreas de pequena área, causando um maior aquecimento e conseqüentemente tensões residuais.

A Tabela 3 fez uma análise dos principais processos utilizados na soldagem de aços carbono com espessuras maiores que 8 mm, ponderando as notas atribuídas entre eles com valores de “peso” das características analisadas.

Tabela 3 – Planilha de tomada de decisão para processo de soldagem utilizado

<b>Análise de processo</b>					
Parâmetro	Fator	GTAW	GMAW	SMAW	Arco Submerso
<b>Custo</b>	3	4	4	5	1
<b>Produção</b>	5	1	4	3	5
<b>Acabamento</b>	4	5	5	3	5
<b>F. operador</b>	1	2	3	2	5
<b>Somatória</b>	N/A	37	52	42	48

---

Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Onde as notas atribuídas ao custo e à habilidade do soldador são inversas, ou seja, quanto maior a nota, mais viável economicamente ou menos dependente do fator citado será o item avaliado. Desta forma, pode-se observar que o processo de arco submerso é extremamente oneroso de aquisição inicial, entretanto produz soldas de excelente qualidade sem dependência do operador, pois trata-se obrigatoriamente de um processo automatizado.

Desta forma, o processo MIG/MAG apresenta um melhor valor dentre os fatores avaliados. Todavia, o processo de arco submerso possui características que o tornam



Como análise preliminar, o aço SAE 1020 demonstrou-se conveniente ao projeto, porém outras ligas de aços de alta resistência e baixa liga também poderiam ser utilizadas, agregando mais resistência e leveza ao conjunto, garantindo uma melhor qualidade no produto final.

Ainda avaliando o aspecto de produção dos componentes; por se tratar de uma montagem, as matérias primas serão fornecidas em seu estado pré-trabalhado, ou seja, as chapas de aço serão já adquiridas cortadas do fornecedor, uma vez que o corte das peças em escala teria sua precisão reduzida caso fosse executada manualmente.

De modo a reduzir as tensões na matéria prima, processos tradicionais de corte como o oxicorte estariam fora de cogitação, pois sua tolerância dimensional não atende às necessidade do projeto (Na média, fornecedores apresentam 3% a mais nas dimensões lineares e 10% de conicidade do corte) .

Por sua vez, o corte Plasma apresenta melhores características do que o oxi combustível, porém o corte de chapas grossas (maiores que 13 mm) passa a ter um acabamento reduzido, retornando às características do oxicorte, fato que não ocorre com peças cortadas no processo de corte Laser, porém este se mostra restrito na espessura máxima de corte.

Todos os processos citados acima realizavam a separação das peças aplicando um foco de calor concentrado e fundindo as peças neste local e isolando seu contorno da matéria prima, obviamente que cada processo possuía suas intensidades de aplicação de calor, mas seu procedimento sempre será igual.

Uma alternativas aos processos de corte que empreguem calor, seria um corte mecânico, porém por se tratar de uma peça de geometria complexa, o corte através de prensas (Guilhotina ou estampo) estaria eliminado de cogitação, entretanto, a possibilidade de realizar o corte por jato d'água permite a construção de tais geometrias á um preço relativamente acessível.

A principal vantagem do corte por jato d'água seria a maior precisão dimensional (0,1 mm) e menor conicidade (1%) , além de não gerar tensões residuais em oriundas do aquecimento. Salienta-se que qualquer processo de corte de material produz algum tipo de tensão residual, porém algumas em menor ou maior escala.

#### 4 DESENVOLVIMENTO DE MODELO 3D

Findada a escolha de matérias, métodos e decisões de projeto, foi dado início ao projeto em software de CAD, para tal processo, foi empregado o Solidworks na versão 2010.

Inicialmente foram modelados os itens comerciais adotados, como a manga de eixo, cubo e rolamentos, pois através das medidas dos mesmos, foi possível iniciar o esboço dos componentes que seriam projetados e eventualmente fabricados.

Como parâmetro para determinar as geometrias presentes no conjunto do munhão, foi estipulado o uso de um pneu de medida comercial, dotado de 37” de diâmetro, com diâmetro interno ( aro) de 15” sendo assim, maior do que os pneus empregados usualmente nos veículos de lazer.

Para realizar a montagem de tal pneu, foi selecionada uma roda de 15” de diâmetro, com largura ( tala) de 10”, pois em virtude das dimensões do pneu, há a necessidade de uma roda que o comporte sem deformar ao realizar a montagem, caso contrário a banda de rodagem teria um contato reduzido com o solo.

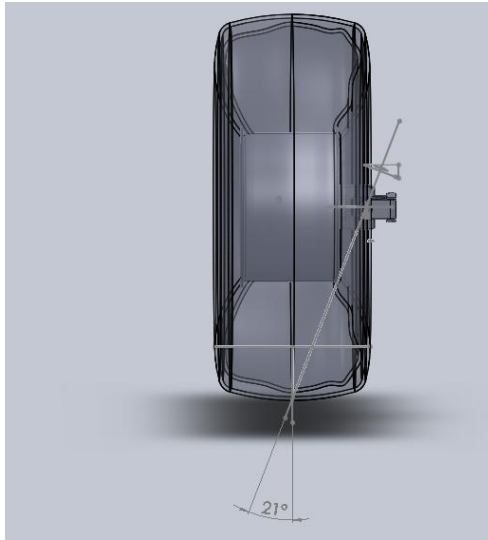
Por se tratar de um pneu de elevadas dimensões, é necessário mantê-lo distante dos demais componentes de suspensão, chassis, carroceria e etc. A maneira mais prática de contornar tal dificuldade é empregar rodas com o centro deslocado em relação ao aro, medida conhecida como “ *offset* ” . A roda selecionada possui um *offset* padrão de -44 mm , ou seja, a roda é montada com o seu aro deslocado 44 mm mais para a parte externa do veículo, causando assim um aumento da bitola.

Embora estas medidas sejam padrão e aparentemente não relevantes ao projeto, são fatores determinantes para o projeto da geometria do ângulo do pino rei ( KPI), pois tais medidas alteram a distancia do centro da banda do pneu até o centro do tubo do eixo.

Portanto, foi traçado um esboço que incluía a montagem do conjunto da manga de eixo juntamente da montagem do pneu e roda, de forma a obter a distancia entre o solo e o centro do eixo e do centro do contato da banda de rodagem do pneu com o centro da junta universal de transmissão.

Desta forma, foi feito um esboço de uma linha que partia do centro da banda de rodagem e passava pelo centro da junta universal, através do recurso de medidas do software foi encontrado o valor de 21° em relação a vertical, como demonstrado na figura 21

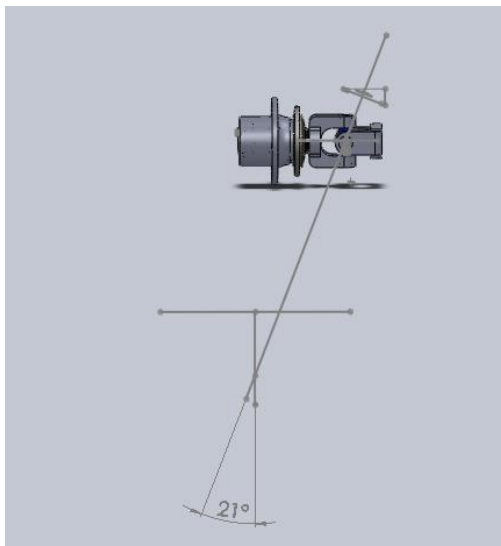
Figura 21 – Esboço de dimensões conjunto de pneu e roda



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Cabe destacar que a linha obrigatoriamente passaria pelo centro da junta universal pois ao realizar o movimento de esterço, a junta não poderia se mover axialmente ou até mesmo radialmente dentro do munhão, resultando em maior desgaste das peças envolvidas ou até mesmo a quebra das mesmas, através da ferramenta ocultar do software empregado, foi possível demonstrar a linha imaginária na figura 22, sem a presença do conjunto pneu-roda.

Figura 22 – Esboço de linha imaginária de ângulo de pino mestre



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Ao determinar a inclinação do pino mestre, foi possível iniciar o desenho da estrutura do munhão, pois o mesmo articularia em torno de um eixo prescrito na reta determinada

anteriormente. Um desalinhamento entre estes pontos poderia causar folgas, dificuldades no movimento de esterço e rotação do munhão, desgaste excessivo dos mancais e etc.

Paralelamente, foi possível estimar o torque auto alinhante do conjunto:

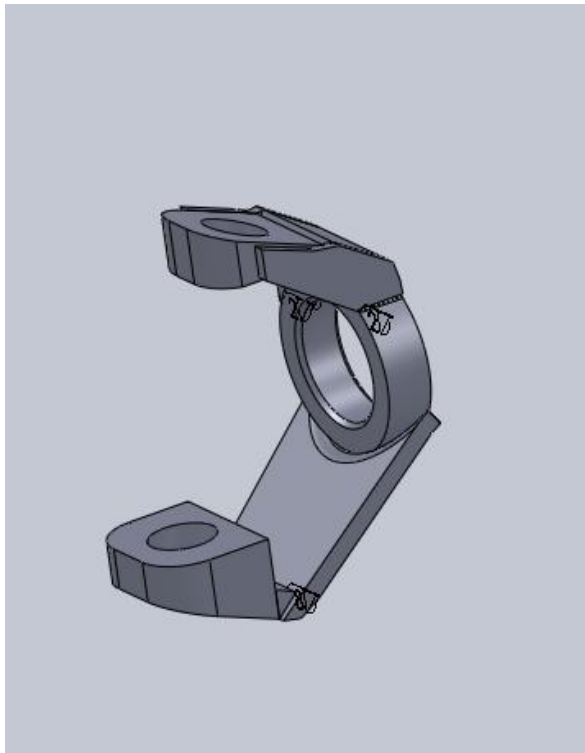
$$M_{AT} = (M_{Zl} + M_{Zr}) \cos \sqrt{\lambda^2 + v^2} \quad (5)$$

Aqui não será calculado o torque auto alinhante da montagem, pois existe a variação do efeito do ângulo de cáster na dinâmica de direção, afetando fatores como sobre e sub esterço, sendo então fatores ajustáveis após a montagem do conjunto em um veículo.

De modo geral, foi projetada uma peça que fosse possível de ser fabricada apenas através do emprego de chapas sobradadas e soldadas, sem a necessidade de matrizes de forjamento ou estampo. Reduzindo assim o custo de ferramental e favorecendo a viabilidade econômica do projeto.

A figura 23 demonstra como seria o projeto do garfo interno do munhão.

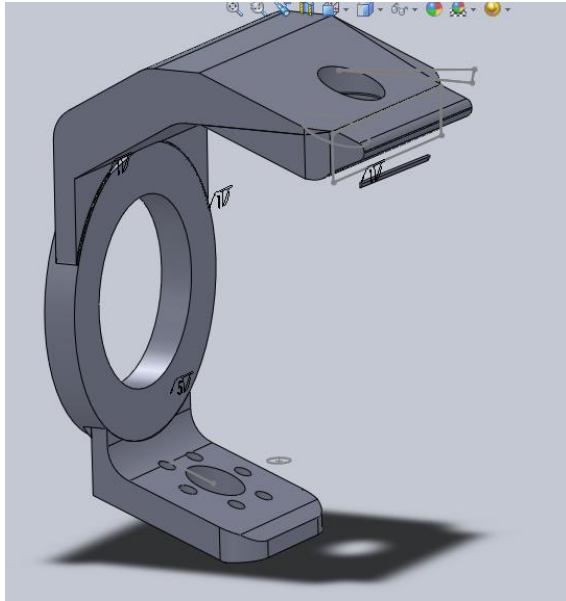
Figura 23 – Modelo 3D munhão interno



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

O munhão externo é demonstrado na figura 24.

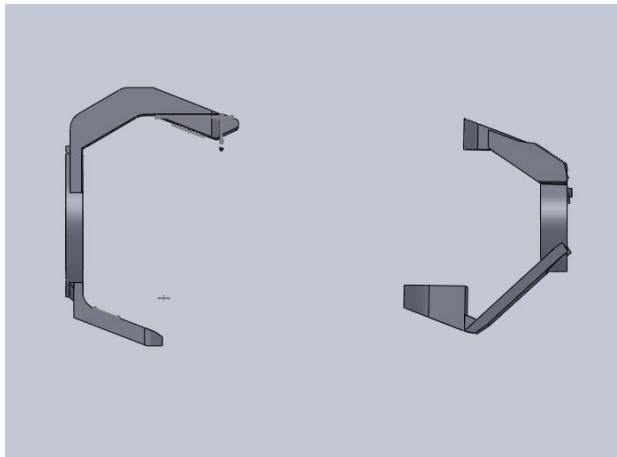
Figura 24 – Modelo 3D munhão externo



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Por fim, a vista lateral das peças em vias de montagem é demonstrada na figura 25 :

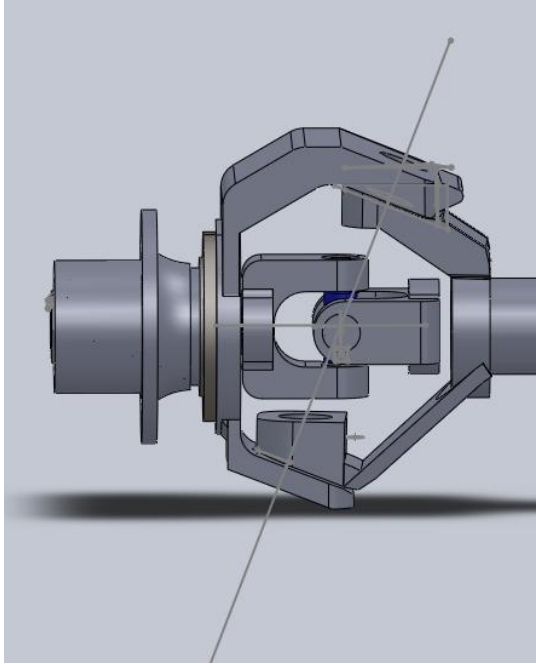
Figura 25 – Modelo 3D das peças : munhão externo e interno



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Após realizados os esboços iniciais, foi obtido o resultado final demonstrado na figura 26, aqui representado já com a extremidade interna acoplada ao tubo que integra o conjunto do eixo diferencial.

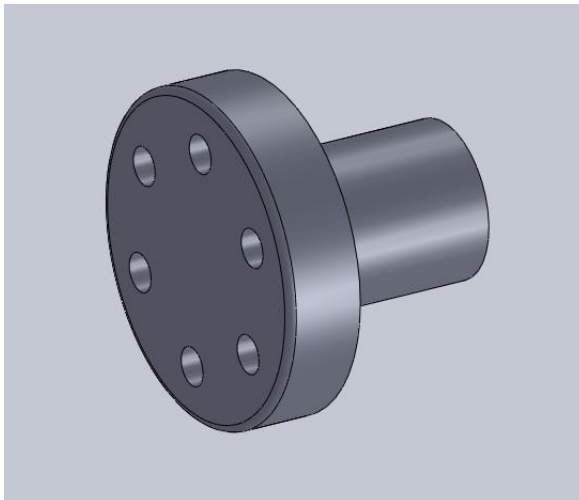
Figura 26 – Modelo 3D da montagem : munhão externo e interno



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Por fim, como maneira de unir as peças interna e externa, foi projetado um eixo flangeado (pino do mancal), conhecido popularmente como “ toquinho”, que tem o papel de fixar a metade externa do munhão à interna através de um conjunto de eixo-bucha, mantendo-os concêntricos e permitindo assim a articulação em torno da montagem, aqui demonstrado na figura 27.

Figura 27 – Modelo 3D do pino do mancal



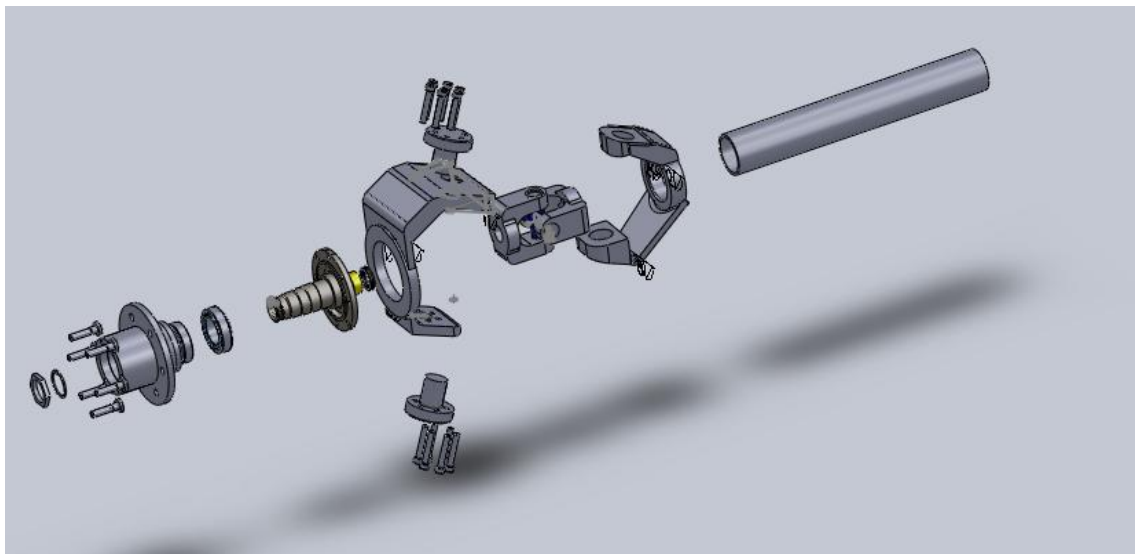
Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Por se tratar de um elemento cuja a falha poderia afetar a integridade do componente todo, foi adotado o aço SAE 4340 como material empregado na fabricação do pino do mancal, tendo como base na sua aplicação os mesmos argumentos apresentados para a escolha do mesmo na fabricação dos eixos.

Para fixar cada eixo flangeado (toquinho) ao munhão, foram empregados 6 parafusos sextavados internos (Allen) da medida de 10 mm com passo de 1,5 mm (M10x1,5). A escolha por tais parafusos é sua elevada resistência comparados ao parafusos tradicionais sextavados externos e por possuírem cabeças menores, permitindo uma maior alocação de parafusos no mesmo espaço.

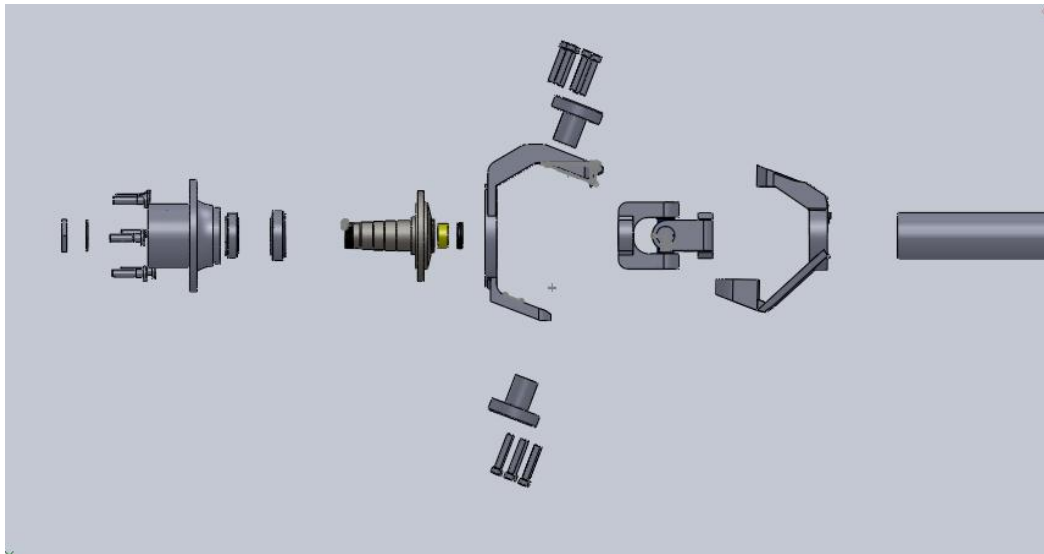
A vista explodida do conjunto é vista na figuras 28 e 29, demonstrando que embora seja uma montagem repleta de peças, é algo fácil de ser reparado, não demandando ferramentas especiais ou equipamentos de maior porte como prensas e etc.

Figura 28 – Vista explodida do modelo



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Figura 29 – Vista lateral do modelo explodido



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

#### 4.1 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

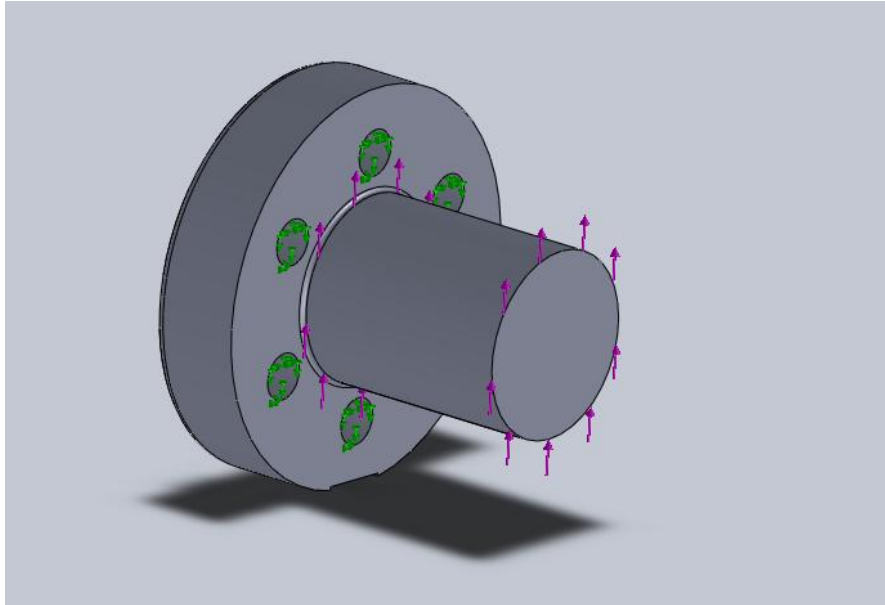
Primeiramente, foram iniciadas simulações empregando o software *SolidWorks* que contem uma extensão dedicada à análise por elementos finitos (FEA). Tais componentes analisados são somente os produzidos através de peça única, pois apresentariam uma melhor confiabilidade na análise. Elementos constituídos de peças soldadas possuem um procedimento de análise diferenciado, podendo não apresentar resultados tão fiéis.

Para todas as análises foi empregada a malha padrão do software (*default*), pois uma malha de menor tamanho resultaria em limitações do hardware empregado.

Inicialmente, simulou-se o pino do mancal (toquinho), tornando fixo os furos por onde o mesmo é fixado ao munhão e exercendo-se uma força de módulo 200kN aplicada radialmente à área com em contato com a bucha, simulando o apoio de metade da massa do veículo na lateral da roda, gerando um momento em torno do pino superior. Os carregamentos e geometrias fixas são demonstrados na figura 30.

Embora a situação seja um pouco exagerada, é necessária para certificar-se com um coeficiente de segurança razoável que a peça suportaria tal solicitação. Cabe destacar que o limite de escoamento para o aço SAE 4340 recozido adotado pelo software é de 470 MPa.

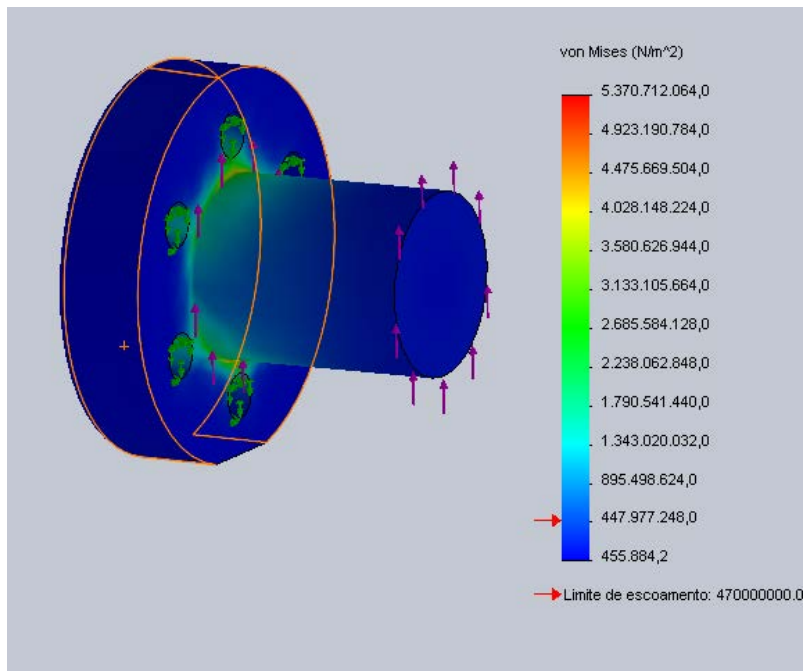
Figura 30 – Pino do mancal - Carregamentos



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Os resultados apresentados na simulação são mostrados a na figura 31 :

Figura 31 – Estudo de tensões – Pino do mancal



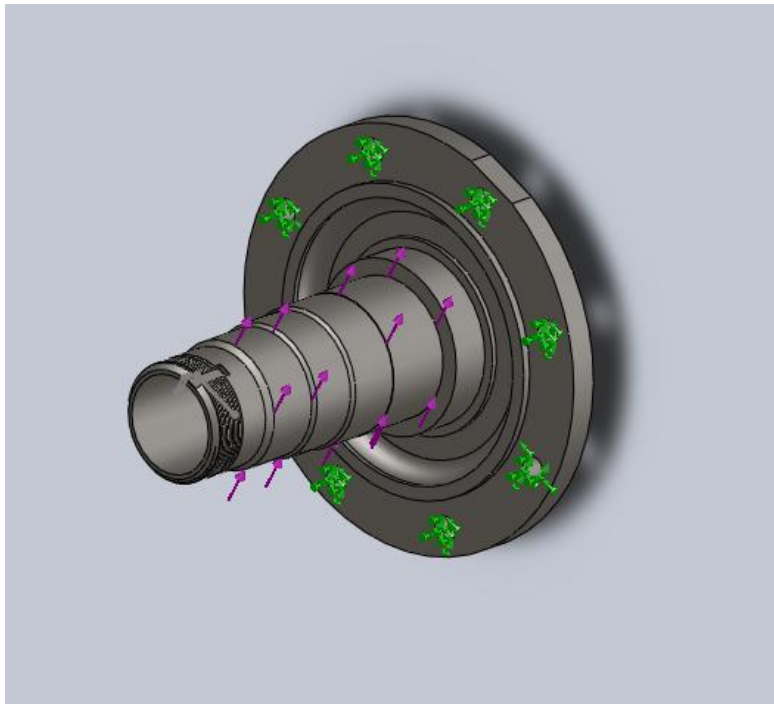
Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Desta forma, foi possível observar que a peça possui um dimensionamento adequado, não sendo necessária intervenção no projeto.

Em seguida foi simulada a manga de eixo, que embora seja um componente comercial, é interessante conhecer suas características, pois a mesma pode se tornar um fusível do sistema em determinadas condições. Para a simulação da mesma, foi adotada uma força radial à sua construção de módulo 400 kN, aplicada nos berços dos rolamentos da manga, mantendo os furos de fixação como elementos de geometria fixa, demonstrado na figura 32.

Como material foi adotado o aço SAE 1045, que normalizado possui limite de escoamento de 430 MPa

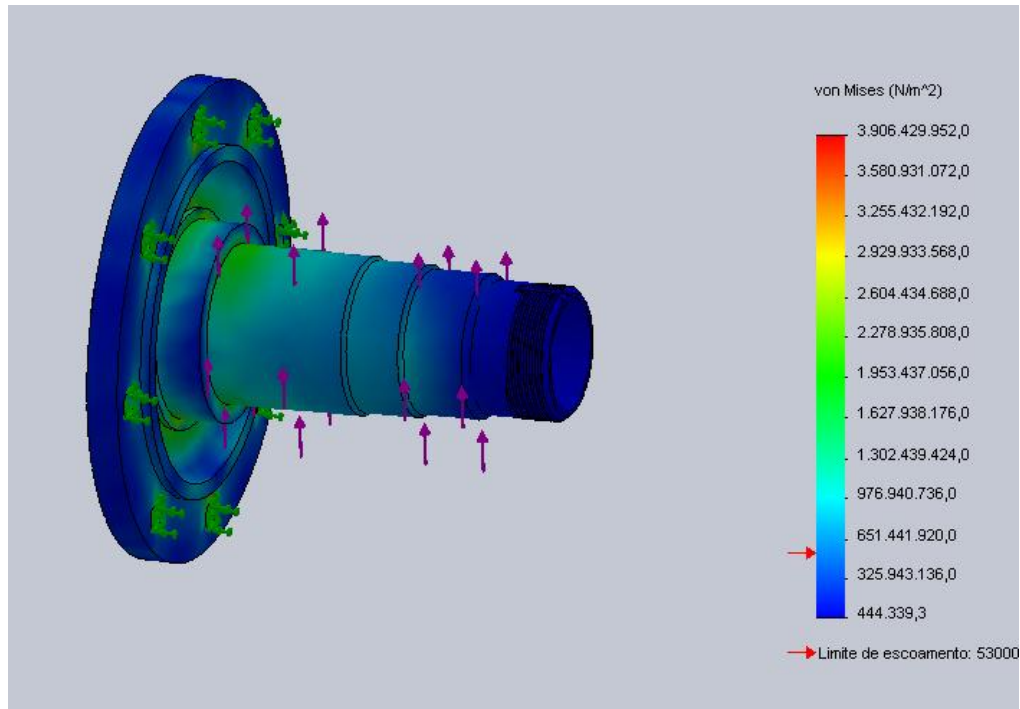
Figura 32 – Manga de eixo - Carregamento



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

O resultado da análise de tensões da manga de eixo é apresentado na figura 33 :

Figura 33 – Manga de eixo – Tensões

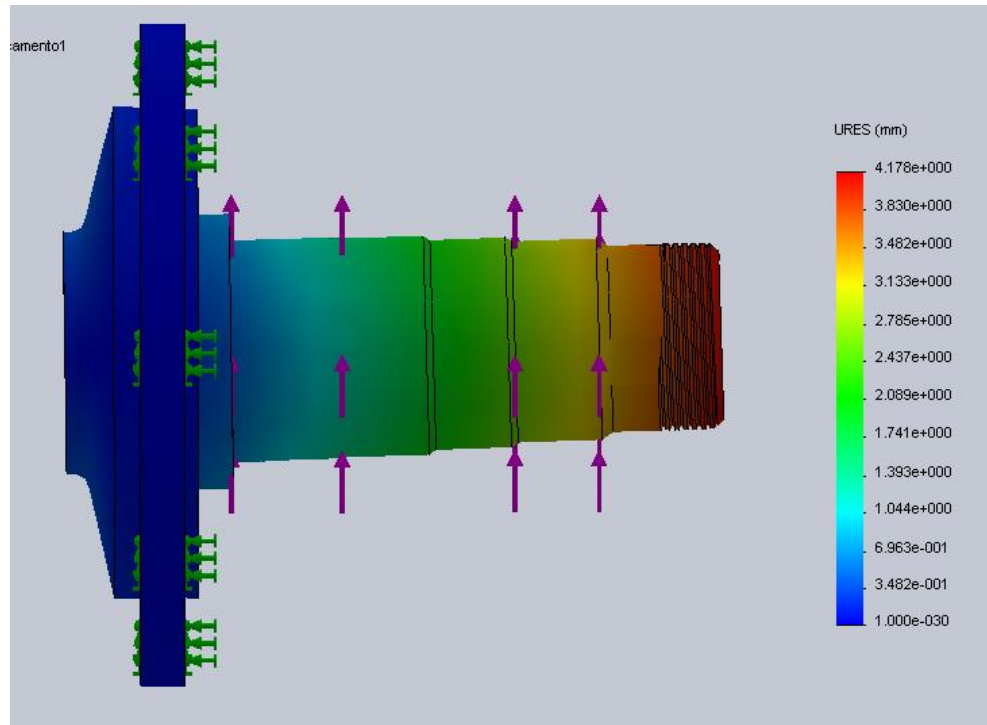


Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Embora os valores de tensão não representem condições críticas ao projeto, cabe destacar que uma análise com uma malha mais refinada poderia indicar possíveis pontos de concentração de tensões que deveriam ser modificados no projeto.

Apesar dos valores de tensão estarem em patamares “confortáveis”, ao observar o deslocamento ocasionado pelo carregamento, chega-se a valores muito próximos a 5 mm, que embora seja uma dimensão relativamente pequena, pode ocasionar a falha de componentes como rolamentos de roda em virtude da variação de pré carga resultante. O diagrama de deslocamentos é demonstrado na figura 34

Figura 34 – Resultado de estudo – Manga de eixo – Deslocamento

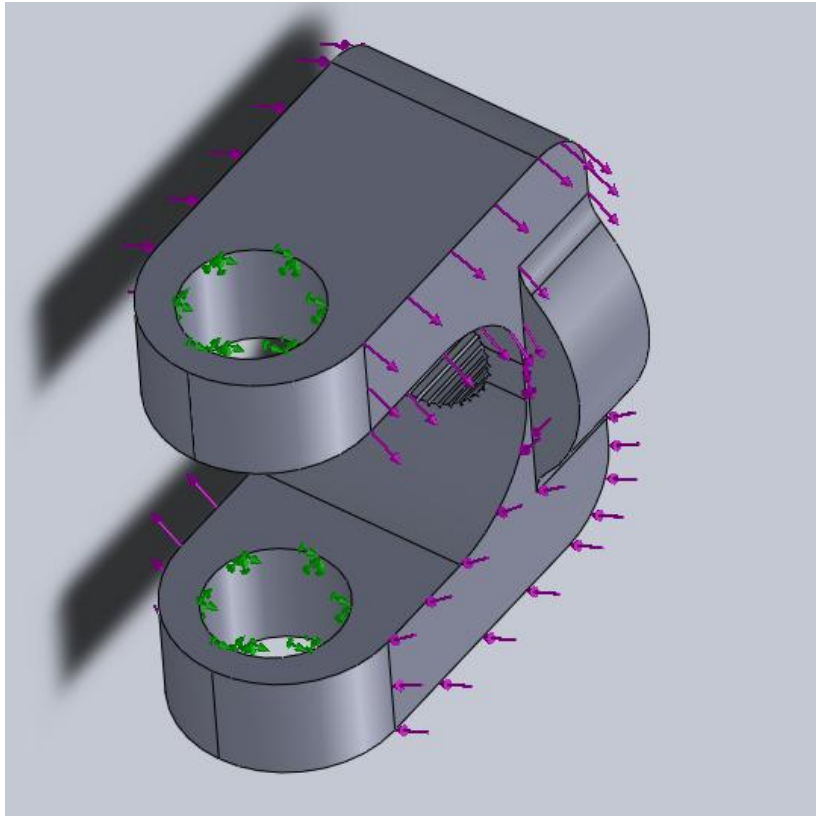


Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Por fim, foi simulado o garfo da junta universal, que por se tratar de um componente fabricado para o projeto, é passível de melhorias em prol da resistência.

O material empregado novamente é o aço SAE 4340, desta vez temperado e revenido, com tensão de escoamento de 860 MPa, sendo aplicado um torque pela região estriada da peça de 20kN.m. Tal valor de torque foi obtido como sendo o torque máximo fornecido por um trem de força de um veículo 4x4 atual. Como geometria fixa foram escolhidos os furos onde são acoplados os rolamentos de agulha da junta universal. Tais geometrias e carregamentos são demonstrados na figura 35.

Figura 35 – Garfo do semi eixo : carregamentos

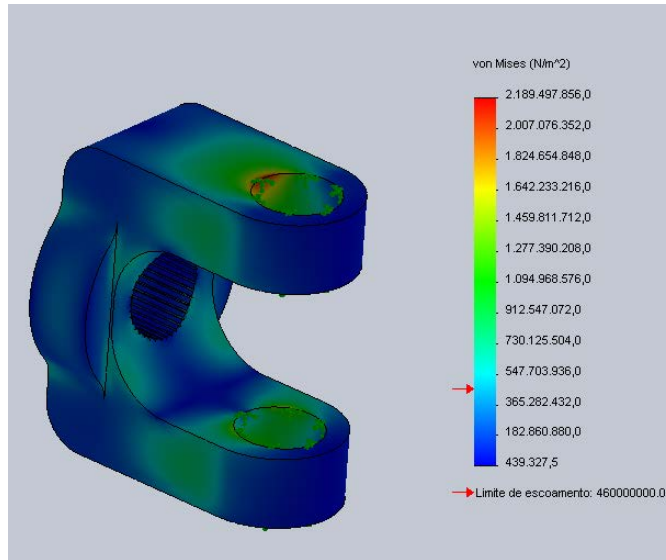


Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Através da análise das tensões da peça, foi possível observar um pequeno concentrador de tensões na borda da aresta de alojamento do rolamento, uma possível melhora pode ser empregada ao utilizar uma junta universal de travamento interno e melhorar a geometria de tal aresta, aumentando sua área e usinando um chanfro no local.

Tal concentrador de tensões é demonstrado na figura 36 através da região em vermelho.

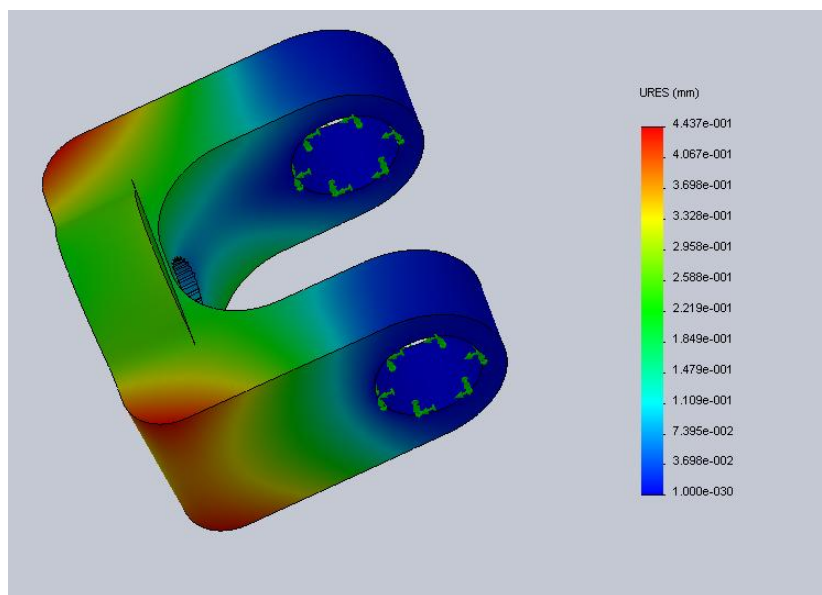
Figura 36 – Garfo do semi eixo – Resultado do estudo de tensões



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

Por fim, uma análise de deformação do garfo, pode-se observar que a peça tem maiores deformações nas extremidades, podendo ser aperfeiçoada a geometria com a adição de material na região destacada, muito embora o deslocamento associado seja relativamente pequeno, assim como pode ser observado na figura 37.

Figura 37 – Garfo do semi eixo – Resultado do estudo de deslocamento



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2016)

## 4.2 DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Com base nos resultados apresentados nas simulações computacionais, foi possível observar que o projeto possui uma margem de segurança confortável para a aplicação desejada.

Porém, em procura da melhoria constante do projeto, haveriam alguns pontos que podem ser melhorados, de forma a aumentar a confiabilidade e reduzir os custos associados com a manutenção.

O primeiro aspecto observado é o elevado deslocamento da manga de eixo, que poderia resultar na quebra do semi eixo em uma situação extrema, de modo a reduzir esta possibilidade, uma alternativa seria a manufatura de uma manga com as mesmas dimensões globais, porém construída através da usinagem de um tarugo de aço ligado (Ex. 4130, 4340), além de modificar o desenho para utilizar 2 rolamentos iguais, ganhando um pouco mais de resistência na ponta externa.

Outra melhoria aplicável seria o emprego de aços de baixa liga na manufatura do munhão, garantindo uma maior resistência e estabilidade do processo, uma vez que se trata de um aço mais refinado do que habitualmente encontrado em aços de baixo teor de carbono. Além disto, por se tratar de uma peça de pequena dimensão, seria possível aplicar algum tipo de tratamento térmico na mesma.

Uma alteração de projeto interessante seria o uso de cruzetas com travas internas ao invés das travas de garfo aqui aplicadas, pois assim reduziria-se o concentrador de tensões presente na extremidade do garfo, reduzindo uma eventual falha por fadiga da região do anel trava.

Por fim, o desenho do pino dos mancais poderia ser alterado para reduzir o concentrador de tensões presente na interface entre o flange e o eixo, através de um chanfro aplicado nesta região, com isso poderia garantir-se uma maior secção e também uma maneira de assegurar o alinhamento entre as peças, pois o encaixe cônico entre as peças impossibilitaria uma liberdade de movimento muito elevada nos planos radiais à peça.

## 5 CONCLUSÃO

Muito embora o esporte a motor não seja uma das modalidades mais praticadas no Brasil, pode-se observar que diversos segmentos do mesmo vem se desenvolvendo com o passar dos anos, com isso as exigências aplicadas vem crescendo juntamente com a profissionalização dos profissionais envolvidos.

Em virtude do crescimento da modalidade fora de estrada, novos equipamentos estão em desenvolvimento, sendo o projeto apresentado neste trabalho de graduação um potencial produto a ser disponibilizado no mercado.

Através da análise dos equipamentos hoje disponibilizados no mercado, foi possível identificar os pontos onde seria necessário a melhoria em prol da confiabilidade e desempenho, corrigindo dificuldades encontradas na aplicação de tais peças em situações que fogem das características que foram originalmente projetadas, sem deixar de lado a facilidade de manutenção .

O projeto do produto contempla uma fabricação de fácil execução, que apesar da complexidade da peça, procura facilitar produção e assegurar a qualidade do produto final, por isso o emprego de processos que possam fugir do que é utilizado atualmente na indústria de autopeças.

Uma análise preliminar das peças atesta o cuidado no projeto, procurando prever eventuais pontos de melhoria e limitações do projeto, demonstrando a preocupação com a integridade da peça e a satisfação do consumidor.

Por fim, mostra-se um projeto com potencial de ser executado e disponibilizado comercialmente, obviamente que após testes em protótipos para filtrar possíveis anomalias encontradas na peça.

## REFERÊNCIAS

NORTON, ROBERT L.. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p.

GILLESPIE, THOMAS D.. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, 1992. 495 p.

SMITH, CARROLL **Engineer to win** . Osceola : MBI Publishing Company, 1984. 277 p.

CALLISTER JR, WILLIAN D. **Ciencia e engenharia de materiais** : uma introdução.8. Ed. Rio de Janeiro : Livros Técnicos e Científicos, 2012. 912p

PUHN, FRED , **How to Make Your Car Handle** . Tucson : H.P. Books , 1976. 198 p.

BOSCH, ROBERT, **Manual de Tecnologia Automotiva** : Tradução da 25º edição alemã , São Paulo : Edgard Blücher ,2005.1231 p.

GAIOTTO, JOÃO ROBERTO de C. **Técnica 4x4, O Guia de Condução Fora de Estrada** . Curitiba: Espiral, 2000. 256 p.

ESAB, WELDING AND CUTTING PRODUCTS, **Apostila de Metalurgia de Soldagem**. Contagem: O Próprio, 2005. 50 p.