

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

KAROLINA VITÓRIA DA COSTA
LUCAS SANTIN DA ROCHA

PROJETO DE BARRAS DE SUSPENSÃO REGULÁVEIS PARA VEÍCULO JEEP
GRAND CHEROKEE

Xanxerê

2025

KAROLINA VITÓRIA DA COSTA
LUCAS SANTIN DA ROCHA

PROJETO DE BARRAS DE SUSPENSÃO REGULÁVEIS PARA VEÍCULO JEEP
GRAND CHEROKEE

Trabalho de Conclusão de
Curso apresentado ao
Curso de Bacharelado em
Engenharia Mecânica do
Câmpus Xanxerê do
Instituto Federal de Santa
Catarina para a obtenção
do diploma de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Rogério
Ferreira Rezende.

Coorientador: Samuel
Scheleski

Xanxerê
2025

C837p Costa, Karolina Vitória da.
Projeto de barras de suspensão reguláveis para veículo Jeep Grand Cherokee / Karolina Vitória da Costa, Lucas Santin da Rocha. — Xanxerê, 2025.
83 p. : il., color.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação). Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina — Câmpus Xanxerê. Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientação: Rogério Ferreira Rezende.

Coorientação: Samuel Scheleski.

1. Barras reguláveis. 2. Cáster. 3. Distância entre eixos. 4. Jeep Grand Cherokee ZJ. 5. Suspensão automotiva. I. Rezende, Rogério Ferreira. II. Scheleski, Samuel. III. Rocha, Lucas Santin da. IV. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina. V. Título.

KAROLINA VITÓRIA DA COSTA
LUCAS SANTIN DA ROCHA

PROJETO DE BARRAS DE SUSPENSÃO REGULÁVEIS PARA VEÍCULO JEEP
GRAND CHEROKEE

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título em Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

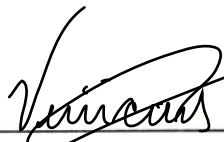
Xanxerê, 04 de Dezembro de 2025.



Prof. Rogério Ferreira Rezende, Dr.
Instituto Federal de Santa Catarina – IFSC Xanxerê



Prof. Samuel Scheleski, Me.
Instituto Federal de Santa Catarina – IFSC Xanxerê



Prof. Vinícius Gonçalves Deon, Dr.
Instituto Federal de Santa Catarina – IFSC Xanxerê

Dedicamos este trabalho às nossas amadas famílias, pilares de nossa jornada e fontes inesgotáveis de amor e apoio.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos às nossas famílias, por todo o apoio prestado e pelas palavras de incentivo que nos impulsionaram a seguir em frente. Ao professor Rogério Rezende, pelo tempo dedicado à nossa orientação. Ao professor Samuel Scheleski, pela coorientação do trabalho. À professora Vanessa Schmitt, por abrir mão de seu precioso tempo por nós. Ao professor Vinicius Deon, por sanar nossas dúvidas sempre que necessário. Aos nossos amigos, por todos os momentos compartilhados nesta trajetória. Por fim, agradecemos um ao outro, pela motivação, parceria e companheirismo de sempre.

“No que diz respeito ao empenho, ao compromisso, ao esforço, à dedicação, não existe meio termo. Ou você faz uma coisa bem feita ou não faz” (Ayrton Senna, [199-?]).

RESUMO

A elevação da suspensão, conhecida como *lift*, é uma modificação comum em veículos utilizados no *off-road*, porém essa alteração provoca mudanças importantes na geometria da suspensão, afetando diretamente a estabilidade, o conforto e a segurança durante a condução. Diante desse cenário, o presente trabalho teve como objetivo projetar, simular, fabricar e validar barras de suspensão reguláveis para um Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997, com *lift* previamente executado. Inicialmente, foram levantadas as especificações originais do sistema de suspensão e analisados os impactos gerados pela elevação de altura. Em seguida, realizou-se a caracterização das barras originais por meio de ensaios e modelagem 3D, possibilitando o desenvolvimento das novas barras reguláveis. As simulações computacionais, conduzidas no software Ansys, demonstraram que os componentes projetados atendem aos requisitos estruturais com fatores de segurança adequados. Após a fabricação e instalação no veículo, foram avaliados os parâmetros de geometria em alinhamento 3D, comprovando o retorno da suspensão aos valores ideais de fábrica. Assim, conclui-se que as barras reguláveis desenvolvidas são uma solução eficiente para compensar os efeitos do *lift* de suspensão nos parâmetros de câster e convergência entre eixos, contribuindo para a melhoria do desempenho e da segurança do veículo.

Palavras-Chave: barras reguláveis; câster; distância entre eixos; jeep grand cherokee ZJ; suspensão automotiva.

ABSTRACT

The elevation of the suspension, known as lift, is a common modification in vehicles used for off-road applications; however, this alteration causes significant changes in suspension geometry, directly affecting stability, comfort, and driving safety. In this context, the present study aimed to design, simulate, manufacture, and validate adjustable suspension control arms for a 1997 Jeep Grand Cherokee ZJ with a previously installed lift. Initially, the original suspension system specifications were gathered, and the impacts caused by the height increase were analyzed. Next, the original control arms were characterized through testing and 3D modeling, enabling the development of the new adjustable arms. Computational simulations conducted using Ansys demonstrated that the designed components meet the structural requirements with appropriate safety factors. After manufacturing and installing the components on the vehicle, the geometry parameters were evaluated using 3D alignment, confirming the restoration of the suspension to the ideal factory values. Thus, it is concluded that the adjustable arms developed are an effective solution to compensate for the effects of suspension lift on caster and wheelbase alignment parameters, contributing to improved vehicle performance and safety.

Keywords: adjustable control arms; caster; wheelbase; jeep grand cherokee ZJ; automotive suspension.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Tipos de suspensão independente.....	21
Figura 2 - Suspensão Duplo A 1.....	22
Figura 3 - Suspensão Duplo A 2.....	23
Figura 4 - Suspensão MacPherson 1.....	24
Figura 5 - Suspensão MacPherson 2.....	24
Figura 6 - Suspensão Multilink.....	25
Figura 7 - Suspensão de eixo rígido.....	26
Figura 8 - Suspensão Hotchkiss.....	27
Figura 9 - Suspensão Four Link.....	28
Figura 10 - Suspensão Four Link PS Amortecedores.....	29
Figura 11 - Mola Helicoidal.....	30
Figura 12 - Mola de Lâmina.....	30
Figura 13 - Amortecedor monotubo.....	32
Figura 14 - Braços de suspensão.....	33
Figura 15 - Buchas de borracha.....	34
Figura 16 - Cambagem negativa, positiva e nula.....	36
Figura 17 - Cáster positivo, nulo e negativo.....	37
Figura 18 - Convergência e Divergência.....	37
Figura 19 - Kit lift OffShox.....	39
Figura 20 - Jeep Grand Cherokee ZJ 1997.....	40
Figura 22 - Barras da suspensão dianteira.....	43
Figura 23 - Barras da suspensão traseira.....	43
Figura 24 - Fluxograma.....	44
Figura 25 - Eletroerosão a fio.....	45
Figura 26 - Regiões Corpos de Prova.....	46
Figura 27 - Norma E8/E8M.....	46
Figura 28 - Corpos de prova para ensaio de tração.....	47
Figura 29 - Direções dos testes.....	47
Figura 30 - Vista isométrica: Barra inferior traseira.....	48
Figura 31 - Vista lateral: Barra inferior traseira.....	48
Figura 32 - Vista isométrica: Barra superior traseira.....	49
Figura 33 - Vista lateral: Barra superior traseira.....	49
Figura 34 - Vista isométrica: Barra inferior dianteira.....	49
Figura 35 - Vista lateral: Barra inferior dianteira.....	50
Figura 36 - Vista isométrica: Barra superior dianteira.....	50
Figura 37 - Vista lateral: Barra superior dianteira.....	50
Figura 38 - Recurso Bonded.....	52
Figura 39 - Malha barra projetada.....	52
Figura 40 - Recurso Fixed Support.....	53

Figura 41 - Geometria.....	55
Figura 42 - Parâmetros da geometria pós lift.....	56
Figura 43 - Distância entre eixos pós lift.....	57
Figura 44 - Ensaio de tração.....	58
Figura 45 - Ensaio A Superfície.....	59
Figura 46 - Ensaio B Seção Transversal Horizontal.....	59
Figura 47 - Ensaio C Seção Transversal Vertical.....	60
Figura 48 - Imagem comparativa SAE 1020.....	60
Figura 49 - Especificações para Aço Utilizado para Parafusos da Série em Milímetros.....	62
Figura 50 - Dimensões Básicas de Parafusos de Roscas ISO Métricas.....	64
Figura 51 - Alojamento das buchas com rosca soldada.....	66
Figura 52 - Vista explodida.....	67
Figura 53 - Região crítica.....	71
Figura 54 - Componentes fabricados.....	72
Figura 55 - Entalhes.....	72
Figura 56 - Ferramenta.....	73
Figura 57 - Barras reguláveis traseiras instaladas.....	74
Figura 58 - Barras reguláveis dianteiras instaladas.....	74
Figura 59 - Geometria final.....	75
Figura 60 - Distância entre eixos final.....	76

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Parâmetros da geometria.....	55
Quadro 2 - Resultados ensaio de tração.....	58
Quadro 3 - Cargas máximas de resistência das barras originais.....	61
Quadro 4 - Elementos e quantidades.....	67
Quadro 5 - Informações tubo central.....	68
Quadro 6 - Informações alojamento das buchas.....	69
Quadro 7 - Comprimento das barras.....	70
Quadro 8 - Cargas máximas de resistência das barras projetadas.....	70

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

3D – Tridimensional

AISI – Instituto Americano do Ferro e Aço

ISO – Organização Internacional de Padronização

MPa – Megapascal

UHMW – Ultra Alto Peso Molecular

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	16
1.1 OBJETIVOS.....	18
1.1.1 Objetivo geral.....	18
1.1.2 Objetivos específicos.....	18
2 REVISÃO DE LITERATURA.....	19
2.1 HISTÓRIA DAS SUSPENSÕES.....	19
2.2 TIPOS DE SUSPENSÃO.....	20
2.2.1 Suspensão Independente.....	21
2.2.1.1 Suspensão Duplo A.....	22
2.2.1.2 Suspensão MacPherson.....	23
2.2.1.3 Suspensão Multilink.....	24
2.2.2 Suspensão de eixo rígido.....	25
2.2.2.1 Suspensão Hotchkiss.....	26
2.2.2.2 Four Link.....	27
2.2.2.3 Four link no mundo Off-road.....	28
2.3 COMPONENTES DE SUSPENSÃO.....	29
2.3.1 Molas.....	30
2.3.2 Amortecedores.....	31
2.3.3 Braços de suspensão.....	32
2.3.4 Buchas.....	33
2.4 GEOMETRIA.....	35
2.4.1 Câamber.....	35
2.4.2 Cáster.....	36
2.4.3 Convergência e Divergência.....	37
2.5 LIFT DE SUSPENSÃO.....	38
2.6 JEEP GRAND CHEROKEE ZJ 1997.....	39
3 METODOLOGIA.....	42
3.1 VERIFICAÇÃO DE CÁSTER E DISTÂNCIA ENTRE EIXOS.....	45
3.2 VERIFICAÇÃO DA RESISTÊNCIA DAS BARRAS ORIGINAIS.....	45
3.2.1 Teste de tração.....	46
3.2.2 Metalografia.....	47
3.3 MODELAGEM 3D DAS BARRAS ORIGINAIS.....	48
3.4 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DAS BARRAS ORIGINAIS.....	50
3.5 PROJETO E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DAS BARRAS REGULÁVEIS.....	51
3.6 VERIFICAÇÃO DA GEOMETRIA FINAL.....	53
4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	54
4.1 ANÁLISE DA SUSPENSÃO ORIGINAL E IMPACTOS DO LIFT DE SUSPENSÃO NA GEOMETRIA ORIGINAL DO SISTEMA.....	54
4.1.1 Resistência das barras originais.....	57

4.1.1.1 Ensaio de tração.....	57
4.1.1.2 Ensaio de Metalografia.....	58
4.1.1.4 Simulação computacional das barras originais.....	61
4.2 PROJETO DAS BARRAS DE SUSPENSÃO REGULÁVEIS.....	61
4.2.1 Dimensionamento dos componentes.....	62
4.2.1.1 Dimensionamento das roscas de regulagem.....	62
4.2.1.2 Descrição dos elementos que compõem as barras.....	66
4.2.1.3 Projeto dos componentes.....	68
4.3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DAS BARRAS PROJETADAS.....	70
4.4 FABRICAÇÃO E INSTALAÇÃO DAS BARRAS REGULÁVEIS.....	71
4.5 VERIFICAÇÃO DA GEOMETRIA.....	75
REFERÊNCIAS.....	79

1 INTRODUÇÃO

O *off-road* pode ser definido como o conjunto de atividades que utilizam veículos de duas ou quatro rodas em terrenos caracterizados por pisos não pavimentados. A prática do *off-road* pode estar relacionada ao lazer, turismo, atividades esportivas ou ao trabalho. Atualmente, no Brasil, existem diversas atividades envolvendo essa prática como ralis, *raides*, enduros, *indoors*, encontros, expedições e simples passeios (Almeida Filho, 2009).

Gonçalves (2010, p. 19) utilizou o termo fora-de-estrada como tradução livre para *off-road*, “partindo-se do entendimento de que vias públicas são as ruas, avenidas, rodovias etc. de utilização pública, preparadas... para serem trafegadas por automóveis, *off-road* seria o oposto”, ou seja, “são caminhos não preparados para receber veículos automotivos”. Ainda segundo Gonçalves (2010, p. 19), os “carros fora-de-estrada seriam os veículos preparados para terrenos hostis, normalmente apresentando características que possibilitem essa circulação e a superação de eventuais obstáculos”. Essas características incluem suspensão elevada, pneus de maior diâmetro e com cravos, barras de proteção externa, quebra-matos, estribos, tração nas quatro rodas, bloqueios de diferenciais e outros dispositivos que possibilitem a transposição de terrenos acidentados, irregulares e/ou escorregadios (Gonçalves, 2010).

Assim, a prática *off-road* demanda diversas modificações e adaptações no veículo, a depender do nível de exigência do *off-road* que será praticado, envolvendo principalmente modificações no sistema de suspensão, aumentando seu curso e possibilitando a absorção dos impactos gerados durante a prática. A modificação do sistema de suspensão em conjunto com a troca dos pneus de asfalto por pneus de maior diâmetro possibilita uma performance superior no *off-road*.

Com a popularização do *off-road*, a demanda por itens de performance tem crescido significativamente. Essa demanda impulsiona a produção de itens mais resistentes, eficientes e principalmente ajustáveis, que permitem ao usuário o ajuste do veículo conforme suas necessidades. Segundo Mordor Intelligence (2025) o mercado de veículos *off-road* é estimado em US\$ 17,41 bilhões e deve atingir US\$ 21,30 bilhões em 2030. Além disso, “o crescente entusiasmo por atividades recreativas e esportivas ao ar livre continua a ser um catalisador fundamental para a

expansão do mercado de veículos recreativos e *off-road*” (Mordor Intelligence, 2025, n.p.).

Uma das modificações mais comuns nos veículos fora-de-estrada é o *lift* de suspensão, que tem como principal objetivo o aumento da altura entre carroceria e solo, possibilitando maior capacidade de transposição de obstáculos durante os percursos. De acordo com Penna Off-Road (2024, n.p.), “este procedimento envolve a substituição ou modificação de componentes da suspensão, como molas, amortecedores e braços de controle”. Ainda conforme Penna Off-Road, “o *lift* de suspensão serve para melhorar a capacidade *off-road* do veículo, permitindo a instalação de pneus maiores e oferecendo maior curso de suspensão”. Essa adaptação resulta em um melhor desempenho em trilhas difíceis, e uma elevação dos ângulos de ataque e de saída. Além disso, também proporciona uma estética mais agressiva e robusta, valorizada por entusiastas do *off-road* (Penna Off-Road, 2024).

Apesar do *lift* de suspensão ser comumente realizado, é preciso tomar alguns cuidados, pois com a elevação da carroceria, acaba-se alterando o centro de gravidade do veículo, podendo afetar também a sua dirigibilidade. Com a elevação do centro de gravidade, o risco de capotamento em curvas e manobras mais arriscadas também aumenta (Schmitz, 2021). Isso significa que com o *lift* de suspensão realizado, a geometria do veículo não atende mais as condições originais de projeto, o que pode causar instabilidade e acidentes. Diante desse contexto, surge a seguinte questão: como desenvolver barras de suspensão reguláveis para o veículo Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997, com o propósito de manter a geometria original do sistema de suspensão após a realização do *lift*?

Espera-se que o desenvolvimento deste trabalho contribua para o meio acadêmico, oferecendo embasamento teórico sobre um tema ainda pouco explorado. Além disso, a implementação bem sucedida do projeto poderá beneficiar oficinas mecânicas especializadas em modificações *off-road*, bem como a sociedade em geral, ao preservar a geometria original dos veículos após o *lift* de suspensão - minimizando o risco de acidentes e contribuindo para a melhoria do desempenho em ambientes fora-de-estrada.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Desenvolver um conjunto de barras de suspensão reguláveis para o veículo Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997, com o propósito de manter a geometria original do sistema de suspensão, especificamente os parâmetros de cáster e distância entre eixos, após a realização do *lift*.

1.1.2 Objetivos específicos

- Realizar o levantamento das especificações detalhadas da suspensão original do Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997;
- Analisar os impactos do *lift* de suspensão na geometria original do sistema de suspensão do Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997;
- Projetar as barras de suspensão reguláveis para um veículo Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997;
- Realizar simulação computacional das barras originais e das barras projetadas pelo método de elementos finitos;
- Realizar a fabricação e a instalação das barras no veículo Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997;
- Verificar através da geometria da suspensão os valores de cáster e distância entre eixos após a instalação das barras reguláveis.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Os tópicos abordados nesta seção são referentes ao histórico das suspensões automotivas, aos diferentes tipos e aos componentes de suspensão, à geometria veicular, ao *lift* de suspensão e às características técnicas do Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997.

2.1 HISTÓRIA DAS SUSPENSÕES

Segundo Paiva Okabe (2003, p. 20), “a história oficial das suspensões veiculares começa próxima ao início do século VIII com uma primeira tentativa, hesitante, e ruidosa de uma suspensão com correntes de ferro numa carruagem real puxada por burros”. Ainda, de acordo com a pesquisa realizada por Paiva Okabe (2003), pode-se apresentar um resumo da evolução dos sistemas de suspensão desenvolvidos e utilizados até o século XX:

- Século 15: o coche, originário dos reinos da Bavária e Hungria, tem seu uso popularizado. As correntes de ferro são substituídas por tiras de couro que mais tarde se localizariam abaixo da carroceria das carruagens.
- Século 17: surge a mola de metal. As tiras eram fixadas às pontas das molas de lâminas em forma de C e as outras pontas eram fixadas ao chassi da carruagem. O atrito entre as lâminas reduzia os balanços da carruagem.
- 1804: Obadiah Elliot constrói o primeiro veículo de tração animal realmente leve, rápido e seguro. Este veículo era uma carroça de oito molas, duas molas de lâmina opostas em cada uma das quatro rodas. As carrocerias eram fixadas aos eixos por meio das molas.
- 1873: Obéissante de Amédée Bollée suspensa nas quatro rodas independentes, com duas molas elípticas na frente e planas na traseira.
- 1897: Daimler duplo cilindro com suspensão de molas helicoidais.
- 1898: Decouville é o primeiro veículo a utilizar a suspensão dianteira independente na competição Paris-Madrid.
- 1902 e 1903: a maioria dos carros de competição começou a utilizar amortecedores hidráulicos em conjunto com as molas de lâminas.
- 1908 a 1914: uso de amortecedores de fricção em carros de competição.
- 1919: amortecedor de fricção adotado em carros de série de luxo e

esportivos.

- 1926: uso generalizado dos amortecedores de fricção.
- 1931: popularização das suspensões dianteiras independentes no Peugeot 201c.
- 1936: surgem versões mais sofisticadas de amortecedor hidráulico.
- 1940: Earle MacPherson, projetista da Ford, inventa a suspensão independente MacPherson, a ser implementada num Ford Inglês em 1940.
- 1955: Citroën DS lançado com suspensão hidropneumática. Produzido até 1975.
- 1972: Automotive Products projeta um sistema de suspensão ativo altamente sensível, com rápida ação de auto-nivelamento e sistema anti-rolagem. Um protótipo é instalado em um Rover experimental.
- 1996: Ford lança um Cadillac com o sistema CVRSS, composto por uma série de sensores que acionam os amortecedores hidráulicos das quatro rodas, melhorando o conforto e o amortecimento.
- Desde o ano de 1999 a Land Rover oferece no Land Rover Discovery Series II o sistema ACE, com um sistema hidráulico substituindo as barras estabilizadoras da suspensão dianteira e traseira, aplicando um torque ao chassi utilizando uma configuração de dois pistões com alavanca. Primeiro sistema oferecido a veículos SUV.
- Desde os anos 2000 a Mercedes-Benz oferece o seu modelo CL500 com um sistema de suspensão totalmente ativo, que usa 13 sensores, que alimentam quatro atuadores servo-hidráulicos posicionados no topo de cada mola.

2.2 TIPOS DE SUSPENSÃO

Com o avanço da indústria automotiva, surgiu a necessidade de atender a diferentes perfis de usuários, que utilizam os veículos para os mais variados propósitos. Para isso, foram desenvolvidos diversos tipos de veículos, cada um empregando tecnologias de suspensão específicas, com características de funcionamento adequadas aos seus objetivos. A escolha do tipo de suspensão está diretamente relacionada a fatores como estabilidade, conforto, tração, resistência e capacidade de adaptação às irregularidades do terreno.

Conforme Freitas Leal (2007, p. 31),

As principais funções de um sistema de suspensão são manter as rodas em contato permanente com o solo, suportar as forças de controle nos pneus, resistir ao movimento da carroceria, proporcionar flexibilidade vertical e isolar o veículo das irregularidades da pista.

As suspensões podem ser classificadas em dois grupos: suspensões independentes e suspensões dependentes. Nas suspensões independentes as rodas têm seu curso de suspensão totalmente independentes umas das outras. Nas suspensões dependentes, também chamadas de suspensões de eixo rígido, o movimento de uma roda influencia o comportamento da outra (Jazar, 2008).

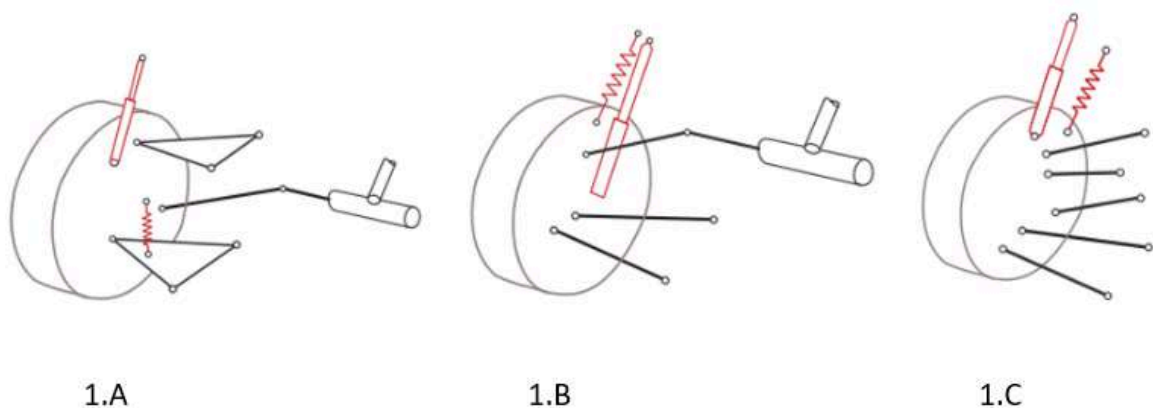
2.2.1 Suspensão Independente

A suspensão independente se refere a um tipo de suspensão veicular na qual cada roda do eixo, seja dianteiro ou traseiro, tem seu movimento independente da outra, e o movimento de uma não afeta diretamente o movimento da outra.

Segundo Jazar (2008, p. 465, tradução própria),

Suspensões independentes foram introduzidas para permitir que uma roda se mova para cima e para baixo sem afetar a roda oposta. Existem muitos formatos e designs de suspensões independentes. No entanto, as suspensões de braço duplo A e *McPherson* são os designs mais simples e comuns.

Na Figura 1 apresenta-se três exemplos de suspensões independentes, sendo elas a suspensão Duplo A, identificada como 1.A, a suspensão *MacPherson*, identificada como 1.B e a suspensão *Multilink*, identificada como 1.C.



Fonte: Adaptado de: Rill (2009, p. 81).

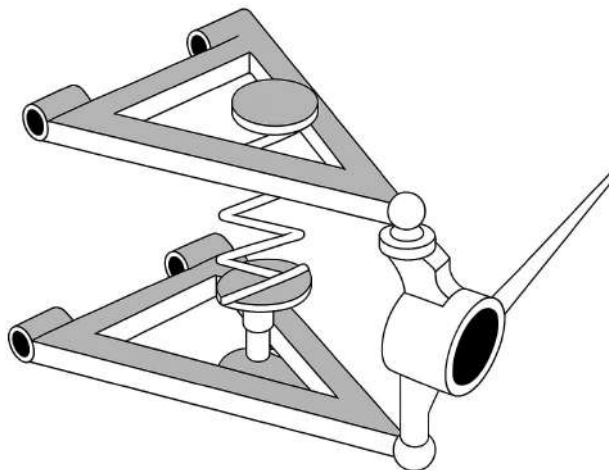
2.2.1.1 Suspensão Duplo A

A suspensão duplo A utiliza dois braços de controle, ambos em formato de “A”, ligando o cubo de roda até o chassis ou agregado do veículo. Como cita Jazar (2008), a suspensão de braço duplo A, que também pode ser chamada de double wishbone, é um mecanismo muito popular para a suspensão independente de carros de rua.

Esse tipo de suspensão é formado por dois braços triangulares sobrepostos, ambos ligados ao chassis ou subchassis do veículo, totalizando quatro pontos de apoio na estrutura do veículo. A outra ponta é ligada a manga de eixo, por meio de pivôs (juntas esféricas). Trata-se de uma construção relativamente simples para uma suspensão independente de alta performance. Os dois braços em formato de ‘A’ permitem ampla movimentação vertical da roda, com deslocamento longitudinal limitado (Nakata Automotiva, 2021, n.p.).

Na Figura 2 é apresentada a suspensão duplo A, onde podem ser visualizados os dois braços em formato de ‘A’, um superior e outro inferior.

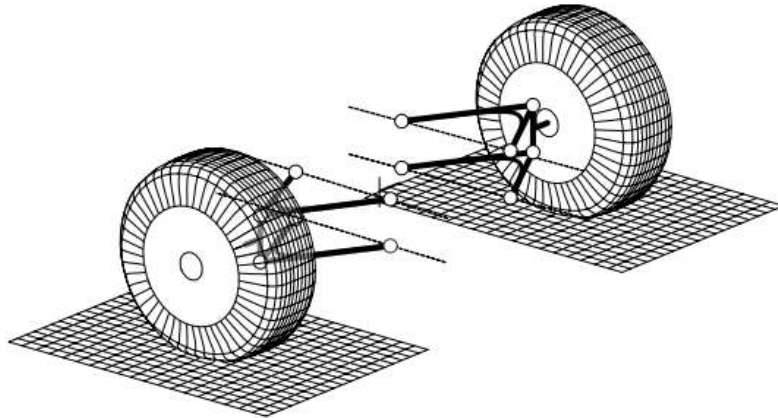
Figura 2 - Suspensão Duplo A 1



Fonte: adaptado de Jazar (2008, p. 466).

Na Figura 3 apresenta-se como o conjunto é ligado do chassis às rodas.

Figura 3 - Suspensão Duplo A 2



Fonte: Jazar (2008, p. 467).

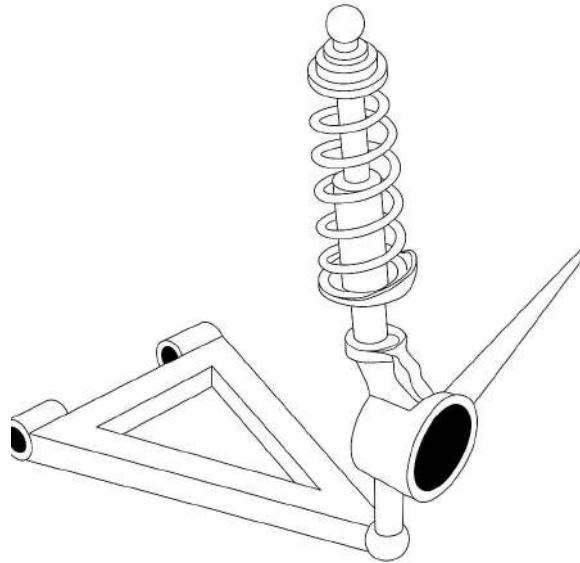
2.2.1.2 Suspensão MacPherson

Segundo Jazar (2008, p. 346) a suspensão do tipo *MacPherson* é uma suspensão “compacta e de baixo custo”. Essa suspensão é amplamente utilizada na dianteira de veículos de pequeno e médio porte que utilizam a tração nas rodas dianteiras (Freitas Junior, 2006).

De acordo com Reimpell, Stoll e Betzler (2001) a suspensão *MacPherson* é uma variação da *double wishbone*, sendo a articulação superior alterada para um ponto de articulação na caixa de roda, que recebe a ponta da haste do amortecedor e a mola helicoidal. Além disso, devido a ausência da articulação superior, forças de todas as direções acabam gerando tensões de flexão na haste do pistão do amortecedor.

Ainda segundo Reimpell, Stoll e Betzler (2001, p. 10), “a principal vantagem do amortecedor *MacPherson* é que todas as peças que fornecem a suspensão e o controle da roda podem ser combinadas em um único conjunto”. Ou seja, a articulação superior que foi substituída pelo conjunto mola/amortecedor tem a vantagem de serem combinadas em apenas um conjunto, formando uma peça inteira. Na Figura 4 é apresentada a suspensão *MacPherson*.

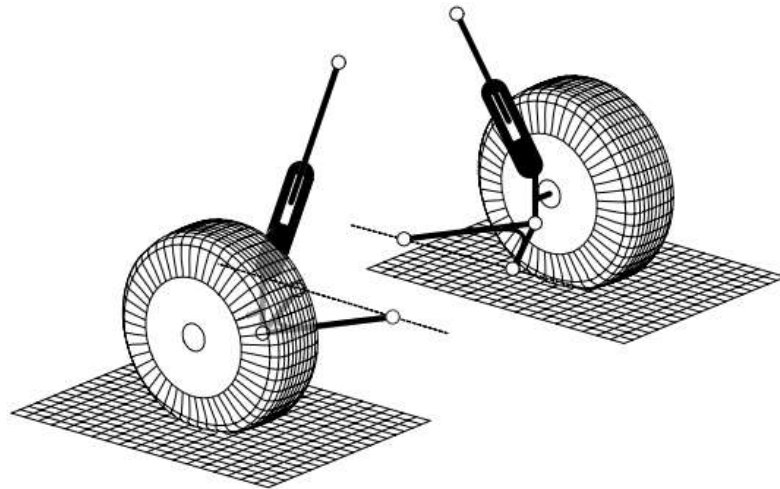
Figura 4 - Suspensão *MacPherson 1*



Fonte: adaptado de Jazar (2008, p. 466).

Na Figura 5 apresenta-se como o conjunto é ligado do chassi às rodas.

Figura 5 - Suspensão *MacPherson 2*



Fonte: Jazar, 2008, p. 467.

Nas Figuras 4 e 5 observa-se como a articulação superior pôde ser substituída pelo conjunto mola/amortecedor.

2.2.1.3 Suspensão *Multilink*

A suspensão *multilink* é um dos sistemas mais avançados e sofisticados de suspensão independente. Utilizada em veículos *premium*, foi criada para encontrar um equilíbrio ideal entre estabilidade, conforto e desempenho dinâmico da

suspensão, podendo utilizar até cinco braços de suspensão por roda, o que permite um controle preciso da geometria de suspensão ao longo de seu curso (Reimpell; Stoll; Betzler, 2001).

Na Figura 6, apresenta-se a suspensão *multilink* traseira de um Volkswagen Golf geração 7, onde é possível verificar a disposição dos braços de suspensão.

Figura 6 - Suspensão *Multilink*



Fonte: Quatro Rodas (2021, n.p.).

A suspensão *multilink* possui algumas desvantagens: alto custo devido ao número de elos, alto custo de montagem, maior sensibilidade a desgaste, altas exigências relacionadas a tolerâncias de geometria e rigidez (Reimpell; Stoll; Betzler, 2001). A primeira suspensão *multilink* foi criada pela Mercedes-Benz em 1982 para utilização na série 190, série de carros revolucionários para a época (Reimpell; Stoll; Betzler, 2001).

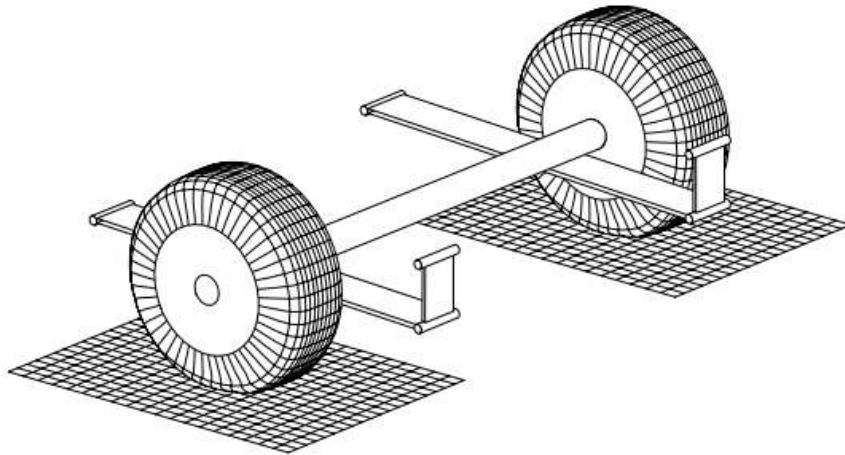
2.2.2 Suspensão de eixo rígido

As suspensões com eixo rígido foram as primeiras a serem utilizadas em veículos, consistindo em um eixo no qual as extremidades são montadas nas rodas. Entre as vantagens desse sistema com eixo rígido estão a alta capacidade de carga, a ausência de necessidade de ajuste de cambagem e a estabilidade do alinhamento em relação à carroceria. Contudo, devido as rodas serem conectadas rigidamente,

cria-se um efeito de acoplamento de movimentos, onde o movimento de uma roda, afeta a outra. Esse efeito pode gerar vibrações indesejadas no sistema de direção devido a ação de forças giroscópicas entre as duas rodas. Além disso, o sistema ocupa muito espaço e utiliza peças que possuem peso elevado, o que pode afetar diretamente o conforto. Devido a essas desvantagens, esse tipo de suspensão tem maior aplicação em veículos de carga (Campos Rezende, 2007).

Na Figura 7, é representada a suspensão de eixo rígido.

Figura 7 - Suspensão de eixo rígido



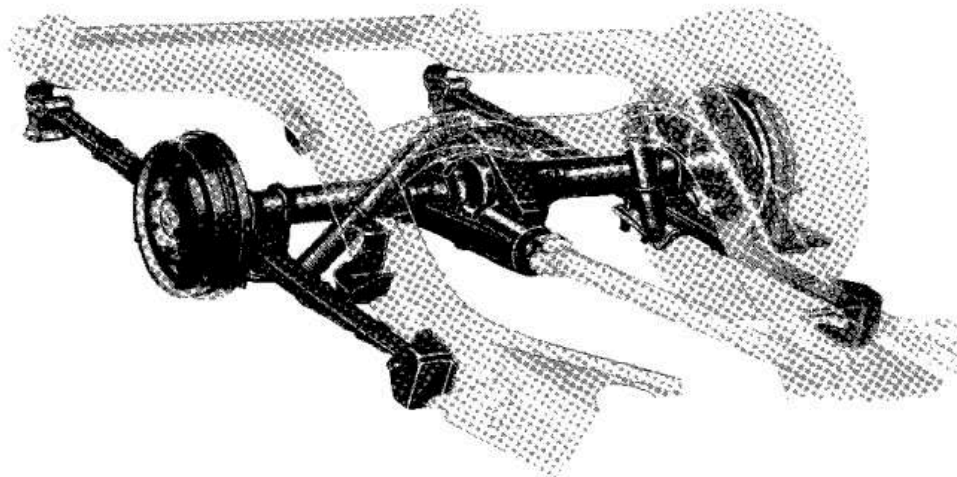
Fonte: Jazar (2008, p. 455).

A suspensão de eixo rígido foi muito utilizada até a década de 60 em veículos de passeio, devido a sua simplicidade e facilidade de construção (Freitas Jr, 2006). “Normalmente as molas semi-elípticas eram aplicadas em eixos rígidos sendo que a configuração mais conhecida é a *Hotchkiss* onde um par de molas semi-elípticas é montado longitudinalmente em um eixo rígido [...]” (Freitas Jr, 2006, p 21).

2.2.2.1 Suspensão *Hotchkiss*

A suspensão *Hotchkiss* foi um dos primeiros tipos utilizados em veículos com eixos rígidos, utilizando molas em forma de lâminas semi-elípticas sobrepostas montadas longitudinalmente. Nesse tipo de suspensão, as pontas das molas são montadas em conjunto com o chassi do veículo e o eixo, montado ao meio do conjunto de molas (Campos Rezende, 2007).

Na Figura 8, é possível visualizar as molas de lâmina, o eixo e o chassi do veículo.

Figura 8 - Suspensão *Hotchkiss*

Fonte: Gillespie (1992, p. 239).

Sua montagem e funcionamento são muito simples, pois as molas em ligação com o chassis funcionam como os braços de controle da suspensão, sustentando o veículo (Campos Rezende, 2007). Contudo, segundo Oliveira Andrade (2013) esse sistema contém algumas desvantagens: devido a rolagem excessiva no veículo, não é indicado para veículos que atingem altas velocidades. Atualmente, o uso desse tipo de suspensão é mais indicado para veículos de carga ou de baixa velocidade.

Além disso, para obter conforto utilizando esse tipo de suspensão é necessária a utilização de molas macias, que demandam um maior comprimento e podem sofrer flambagem em seu uso. Ademais, a imprecisão no posicionamento do eixo inviabiliza sua aplicação em veículos de passeio (Campos Rezende, 2007).

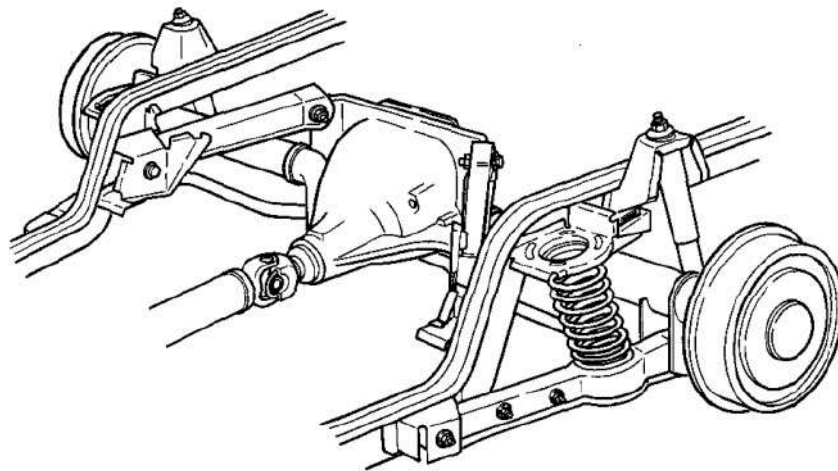
2.2.2.2 *Four Link*

A suspensão *four link* é amplamente utilizada em veículos utilitários e veículos 4x4, voltados a trilhas, passeios e até competições. É uma solução mecânica eficaz para o controle de eixos rígidos, composta por quatro braços de controle, sendo dois superiores responsáveis pelo câster e dois inferiores responsáveis pelo entre-eixo do veículo.

O sistema *four link* foi criado como alternativa às deficiências do sistema *Hotchkiss* com molas de lâmina, e nas últimas décadas evoluiu como o sistema preferido para veículos maiores de transporte de passageiros que possuíam eixo de tração traseira rígido. Os braços inferiores fornecem o controle longitudinal do eixo,

enquanto os superiores têm a função de absorver torques de condução e frenagem. Como o sistema de quatro braços é mais tecnológico, houve a possibilidade de utilizar molas helicoidais ao invés das molas de lâmina, o que proporciona maior dirigibilidade (Gillespie, 1992). Na Figura 9 observa-se que a diferença entre a *Hotchkiss* e a *four link* se dá pela substituição da mola de lâmina para uma mola helicoidal.

Figura 9 - Suspensão *Four Link*



Fonte: Gillespie (1992, p. 240).

Embora o sistema de quatro braços seja mais caro que o sistema de molas em lâmina, seu design geométrico permite melhor controle da localização do centro de rolagem, desempenho anti-agachamento e anti-mergulho, além de propriedades de direção e rolagem (Gillespie, 1992).

2.2.2.3 *Four link no mundo Off-road*

A suspensão *four link* é uma solução para obtenção de maior rigidez estrutural, necessária em veículos 4x4 utilizados para uso extremo. Seu maior curso possibilita a transposição de obstáculos de forma eficaz e alivia tensões em outros componentes do veículo.

Segundo PS Amortecedores (2024) a suspensão *four link* no *off-road* extremo fornece benefícios como geometria mais precisa do veículo, braços de suspensão dispostos de maneira que permitem o controle preciso dos movimentos da roda, garantindo uma maior estabilidade e tração em vários tipos de terreno. Além disso, há maior articulação em virtude das barras de maior comprimento,

permitindo maior amplitude do curso da suspensão, o que facilita a superação de obstáculos e reduz a probabilidade de danificar outros componentes do veículo. A suspensão *four link* também possibilita uma grande gama de personalizações, possui diversas regulagens, o que possibilita o ajuste de suspensão conforme o *setup* de pneu e roda e o terreno onde o veículo irá trafegar.

Na Figura 10, podem ser visualizados os quatro braços da suspensão *four link* utilizada em veículos preparados para a prática *off-road*, com seus respectivos suportes.

Figura 10 - Suspensão *Four Link* PS Amortecedores



Fonte: adaptado de PS Amortecedores (2025, n.p.).

Destaca-se que a suspensão *four link* é foco deste trabalho, sendo a suspensão utilizada nos veículos Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997.

2.3 COMPONENTES DE SUSPENSÃO

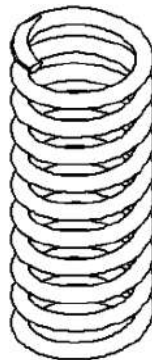
As suspensões automotivas são compostas por diversos componentes responsáveis pela absorção das vibrações e a dissipação de energia provenientes das ondulações das vias. Ainda, o conjunto tem a função de garantir a estabilidade e conforto do veículo, mantendo sempre as quatro rodas em contato com o solo.

2.3.1 Molas

Segundo Campos Rezende (2007) as molas das suspensões servem para suportar toda a massa suspensa do veículo, que engloba o peso da carroceria, dos sistemas de propulsão e transmissão e também os pesos dos passageiros. As molas também são responsáveis por absorver as vibrações resultantes das passagens dos veículos pelas irregularidades das vias, proporcionando conforto aos ocupantes.

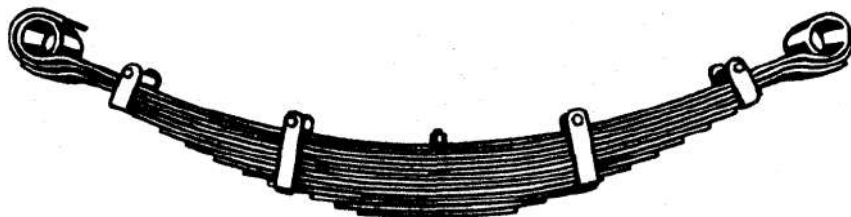
As molas da suspensão funcionam de forma que, quando o veículo passa sobre uma saliência na pista, a suspensão suba e as molas se comprimam armazenando energia. Após a passagem pela saliência a suspensão desce e as molas liberam a energia armazenada. Esse trabalho é realizado em conjunto com os amortecedores (Campos Rezende, 2007). Ainda de acordo com Campos Rezende (2007, p. 16) “as molas mais utilizadas são as molas helicoidais e as molas de lâmina”. Nas Figuras 11 e 12, podem ser visualizadas a mola helicoidal e a mola de lâmina.

Figura 11 - Mola Helicoidal



Fonte: Campos Rezende (2007, p. 18).

Figura 12 - Mola de Lâmina



Fonte: Reimpell; Stoll; Betzler (2007, p. 344).

Gillespie (1992, *apud* Lima, 2023) argumenta que as molas helicoidais apresentam simplicidade construtiva, menor peso e menor espaço ocupado em comparação com as molas de lâmina. Além disso, apresentam movimento mais

suave e contínuo do veículo, proporcionando maior conforto aos ocupantes. Por outro lado, as desvantagens incluem dificuldade de ajuste da altura do veículo e vida útil mais curta, sendo mais suscetível a falhas por fadiga e deformação plástica que as molas de lâmina, pois têm menor capacidade de absorver energia. Já as molas de lâmina suportam grandes cargas de energia e fornecem rigidez longitudinal aos veículos, características importantes em veículos comerciais e *off-road*. Contudo, a rigidez deste tipo de mola pode causar desconforto aos ocupantes em superfícies irregulares. As molas de lâmina também interferem consideravelmente no peso do veículo.

Segundo Campos Rezende (2007, p. 16), uma característica importante a observar com relação às molas, é a constante de rigidez, “definida como a quantidade de carga suportada pela mola para comprimi-la de uma unidade de comprimento”.

Tanto as molas helicoidais quanto as molas de lâmina não têm sua constante de rigidez alterada ao longo de sua vida. Porém, um problema comum a estes dois tipos de mola é sua perda de carga após um certo tempo de operação. [...] Ao perderem carga as molas cedem e tiram o veículo de sua altura de projeto, comprometendo assim o alinhamento da geometria de suspensão (Campos Rezende, 2007, p. 16).

2.3.2 Amortecedores

De acordo com Campos Rezende (2007, p. 20), “Os amortecedores são componentes do sistema de suspensão que trabalham em conjunto com as molas e tem por função dissipar a energia introduzida pelas excitações”. É um dos principais componentes do sistema, fundamental para suavizar o movimento da mola e dissipar a energia gerada durante sua deflexão, contribuindo para o conforto e a estabilidade do veículo. Quando a mola contrai-se, o amortecedor controla o seu movimento exercendo uma força oposta de forma a garantir um retorno suave à posição original (Neto; Bitencourt; Moreira Matos, 2021).

Inicialmente, os amortecedores possuíam dois braços que se conectavam ao chassis e ao eixo, respectivamente, com um disco de fricção entre eles. Em seguida, surgem amortecedores hidráulicos telescópicos, que contém em seu interior um êmbolo, uma câmara de tração e outra câmara de compressão. Essas câmaras se comunicam por meio de válvulas na base do amortecedor e no pistão. As válvulas

controlam a passagem de fluido viscoso entre as câmaras, controlando os movimentos de compressão e extensão das molas (Campos Rezende, 2007).

Um amortecedor hidráulico tipo monotubo pode ser visualizado na Figura 13.

Figura 13 - Amortecedor monotubo



Fonte: adaptado de OffShox ([202-?], n.p.).

Nos dias atuais são utilizados amortecedores hidráulicos tradicionais e hidráulicos pressurizados. A diferença entre estes amortecedores é que os hidráulicos pressurizados “possuem uma câmara de gás submetido à alta pressão que tem por finalidade diminuir a possibilidade de formação de bolhas no fluido viscoso quando este é submetido a intensas atividades de compressão e distensão” (Campos Rezende, 2007, p. 20).

2.3.3 Braços de suspensão

Os braços de suspensão são responsáveis por apoiar o conjunto mola-amortecedor, fazendo a ligação entre o conjunto e o chassi do veículo. Os braços de suspensão também garantem que o movimento resultante das molas-amortecedores ocorra de forma alinhada e segura, pois limita este movimento na direção vertical, proporcionando estabilidade (Goulart, 2024). Além disso, os braços de suspensão são a principal forma de classificar tipos diferentes de

suspensão. “Os braços de suspensão têm influência direta nos ângulos de geometria da roda quando realizam o movimento de oscilação” (Rabaioli, 2022, p. 16).

Na Figura 14 os braços de suspensão são apresentados em vermelho, ligando o agregado ao conjunto mola-amortecedor.

Figura 14 - Braços de suspensão



Fonte: GONDOÁFRICA (2025, n.p.).

Os braços destacados em vermelho na Figura 14 pertencem a uma suspensão *MacPherson*, contudo, os braços de suspensão também estão presentes em outros tipos de suspensão, assim como na *four link*, objeto de estudo deste trabalho.

2.3.4 Buchas

As buchas de suspensão são componentes flexíveis, cuja aplicação principal é nas interfaces dos componentes móveis, como os braços de suspensão, sendo responsáveis por estabelecer certo grau de complacência aos movimentos. Tipicamente, são compostas por uma peça cilíndrica de borracha protegida internamente e externamente por superfícies metálicas. As buchas para carros de passeio geralmente são feitas de borracha galvanizada, isolando vibrações e

compensando possíveis erros de alinhamento e fabricação das peças. Para carros de alto desempenho, outras opções podem ser utilizadas, como as buchas metálicas, as de plástico ou as de nylon (Freitas Leal, 2007).

Segundo Adams (1993), *apud* Campos Rezende (2007, p. 22),

As vantagens das buchas de borracha sobre as buchas feita de outros materiais é que elas não necessitam de lubrificação, oferecem melhor isolamento das excitações da pista, possuem um alto grau de complacência e apresentam menor custo de fabricação. Em situações onde é exigido alto desempenho do veículo, o uso das buchas de borracha não é recomendado pois estas permitem deflexões excessivas.

Na Figura 15 é possível analisar os braços de suspensão de um Jeep Grand Cherokee, as buchas de suspensão indicadas em vermelho e seus devidos locais de instalação, indicados em azul.

Figura 15 - Buchas de borracha



Fonte: Poliuflex (2025, n.p.).

Além disso, as buchas de borracha são sensíveis ao calor e tendem a apresentar fissuras e a romper quando submetidas a altas temperaturas. Condições ruins de pista, amortecedores e movimentação excessiva de suspensão tendem a reduzir ainda mais a vida útil das buchas (Campos Rezende, 2007). As buchas para veículos de alto desempenho não apresentam essa desvantagem, porém, em contrapartida, “não oferecem o isolamento das excitações provenientes da pista que chegam ao chassi do veículo” (Campos Rezende, 2007, p. 22).

2.4 GEOMETRIA

Segundo o autor Almeida Junior (2007), as condições fundamentais da geometria veicular envolvem as características relacionadas aos ângulos das rodas, que precisam atender a requisitos específicos de simetria e perpendicularidade em seus eixos. Maia Linhares (2025) destaca que a geometria da suspensão exerce papel essencial no comportamento dinâmico do veículo, pois define a forma como a estrutura reage às forças externas e à interação com o solo. Câamber, cáster e convergência entre eixos são parâmetros da geometria veicular.

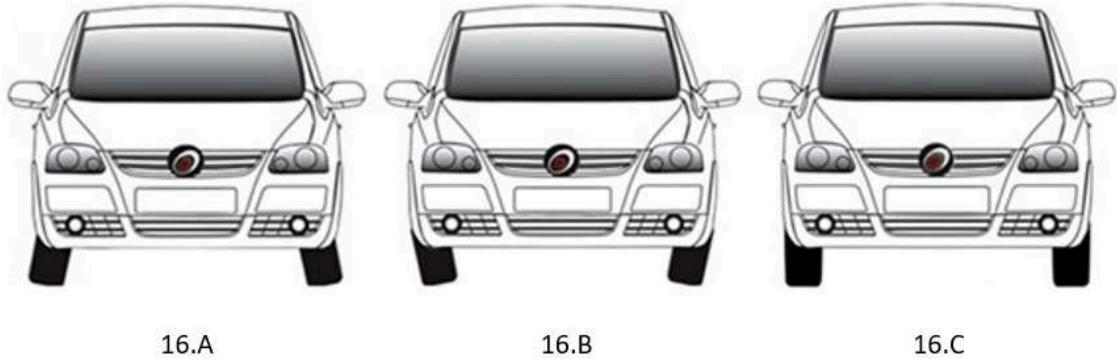
2.4.1 Câamber

Segundo Boff (2019, p. 19) “O ângulo de câamber, ou cambagem, está diretamente ligado à estabilidade de um veículo e ao desgaste prematuro dos seus pneus”. Com relação ao câamber, Campos Rezende (2007, p. 9), apresenta a seguinte explicação:

O câamber é um dos parâmetros geométricos do sistema de suspensão e corresponde ao ângulo na vista frontal que as rodas do veículo fazem com um plano vertical que passa pelo centro do pneu. Quando as rodas estão inclinadas com sua extremidade superior apontando para dentro do veículo o câamber é dito negativo e quando apontam para fora o camber é dito positivo. Porém, se as rodas fazem exatamente um ângulo de 90° em relação ao solo tem-se nesta situação um ângulo de câamber igual a 0° .

Na Figura 16 é possível observar as três diferentes configurações de cambagem: em 16.A, a cambagem é negativa, em 16.B, a cambagem é positiva e em 16.C, a cambagem é nula.

Figura 16 - Cambagem negativa, positiva e nula



Fonte: adaptado de Della Via Pneus (2023, n.p.).

Quando o ângulo de câmbio é negativo, há desgaste excessivo na parte interna dos pneus e, quando é positivo, o desgaste excessivo se dá na parte externa dos pneus (Monteiro, 2012 *apud* Boff, 2019). Nenhuma das duas situações é desejada, pois o desgaste excessivo diminui a vida útil dos pneus, o contato dos pneus com o solo diminui e pode causar instabilidade.

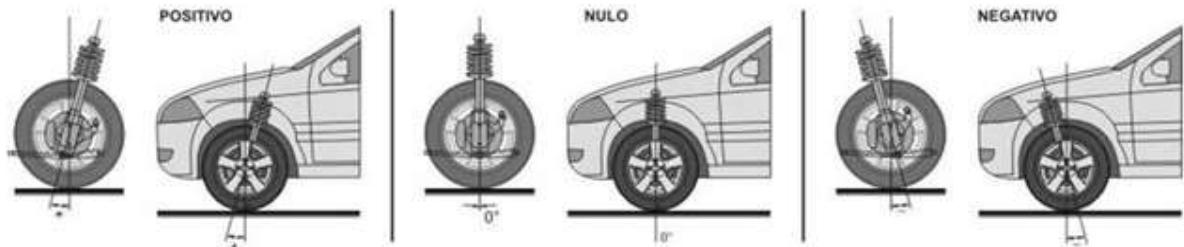
2.4.2 Cáster

Conforme o autor Ribeiro Faria (2018, p. 13) “Na vista lateral do veículo, o ângulo de cáster é o ângulo formado pelo eixo de esterçamento e o eixo vertical”. A relação da inclinação dos pontos de fixação inferior ou superior da manga de eixo da suspensão em relação a um plano perpendicular ao solo pode ser negativa, nula ou positiva (Boff, 2019). Além disso,

O cáster influencia a cambagem durante as curvas, ou seja, quanto maior o ângulo de caster maior a inclinação de cambagem durante curvas e conseqüentemente ocorre o aumento da força de reação sentida pelo motorista durante a condução do veículo (Boff, 2019, p. 20).

Na Figura 17 é possível observar três diferentes configurações para o ângulo de cáster: positivo, nulo e negativo.

Figura 17 - Cáster positivo, nulo e negativo



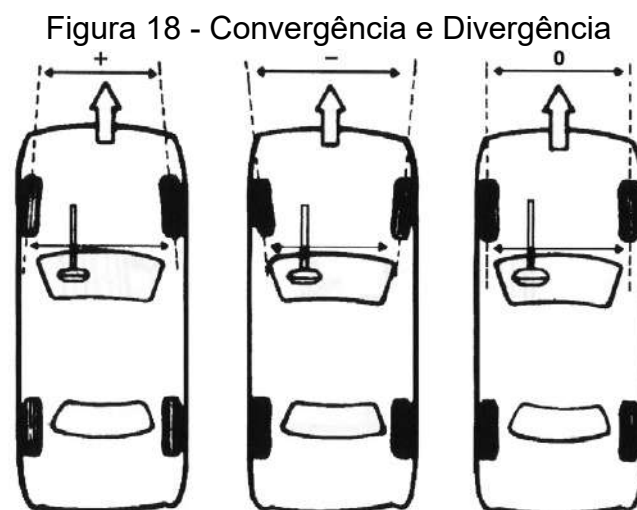
Fonte: adaptado de Della Via Pneus (2023, n.p.).

Boff ainda cita, “o ângulo cáster gera o auto alinhamento da direção do veículo e ocorre devido à combinação do sentido de marcha do veículo e do ângulo de cáster utilizado” (Boff, 2019, p. 20).

2.4.3 Convergência e Divergência

Conforme Boff (2019) a convergência é comumente conhecida como a abertura das rodas do veículo. Devido a transferência de massa que age para fora da curva, o pneu externo é o que define a trajetória que o veículo percorrerá. Já o pneu interno escorrega pela pista se houver uma variação da convergência durante o curso da suspensão, o que acarreta em um desgaste prematuro dos pneus. Um bom indicador de que o veículo está com a angulação de convergência errada, é quando os pneus emitem ruído enquanto está realizando uma curva.

Na Figura 18 podem ser visualizadas três configurações para o ângulo de convergência do veículo.



Fonte: adaptado de Overdrive (2012, n.p.).

De acordo com Gillespie (2012) *apud* Boff (2019) a convergência e divergência podem variar conforme o curso da suspensão e, para minimizar essas variações, os braços axiais - responsáveis pela direção - e o braço da suspensão devem possuir uma relação de paralelismo.

2.5 LIFT DE SUSPENSÃO

Segundo Penna Off-Road (2024), o *lift* de suspensão é uma modificação no sistema de suspensão do veículo, que serve para aumentar a sua altura em relação ao solo. Essa modificação engloba a substituição ou modificação de alguns componentes da suspensão como molas, amortecedores e braços da suspensão, que possibilitam a elevação da altura da carroceria do veículo em relação ao eixo, proporcionando maior capacidade de transposição de obstáculos e permitindo a instalação de pneus com diâmetro maior que os originais, oferecendo maior curso de suspensão e aumentando ainda mais sua capacidade *off-road*. Na prática essa modificação torna o veículo mais capaz de transpor obstáculos em trilhas, além de proporcionar maior ângulo de ataque e saída. Ainda, o *lift* proporciona uma estética mais robusta, valorizada por muitos entusiastas do meio *off-road*.

Segundo Schmitz (2021) o *lift* geralmente é utilizado por donos de picapes e SUVs, pois esses veículos costumam ter características voltadas para a prática do *off-road*, sendo a elevação da carroceria uma forma de melhorar seu desempenho em estradas acidentadas. Pode ser combinado com a modificação "*body lift*", que consiste em erguer a carroceria com calços entre o chassi e a carroceria, o que não altera nenhum componente da suspensão, apenas a altura da carroceria em relação ao chassi. Entretanto, o *lift* de suspensão traz algumas desvantagens, pois com a alteração da altura da carroceria do veículo, altera-se diretamente seu centro de gravidade e conseqüentemente a sua dirigibilidade.

Na Figura 19 é apresentado um kit *lift* com amortecedores, calços e prolongadores de amortecedor.

Figura 19 - Kit *lift* OffShox

Fonte: adaptado de OffShox ([202-?], n.p.).

O kit *lift* é um kit completo para a realização do *lift* de suspensão. Os calços ficam localizados acima das molas, distanciando-as de seus locais de origem, aumentando assim a distância entre a carroceria e o eixo. Já os prolongadores têm a função de prolongar o tamanho do amortecedor.

2.6 JEEP GRAND CHEROKEE ZJ 1997

Conforme a fabricante Jeep, o Jeep Grand Cherokee ZJ teve sua primeira aparição quando quebrou o vidro do centro de convenções no salão internacional do automóvel da América do Norte em Detroit, em 7 de janeiro de 1992. O Grand Cherokee ZJ substituiu o Wagoneer, assumindo o posto de SUV médio porte de luxo da marca, uma classe de *design* que outras montadoras estavam prestes a imitar. Foi o primeiro SUV a contar com *airbag* do lado do motorista, estabelecendo novos padrões de dirigibilidade e conforto. Devido a sua inovação, ganhou vários prêmios como o “*truck of the year*” na revista “*motor trend*” em dezembro de 1992. O veículo pode ser visualizado na Figura 20.

Figura 20 - Jeep Grand Cherokee ZJ 1997



Fonte: Jeep Specs (2024, n.p.).

Maior que o Cherokee, a construção do ZJ manteve a estrutura monobloco, diferente dos concorrentes que utilizavam a tecnologia de carroceria sobre chassi. Suas dimensões eram de 4,54 metros de comprimento e 2,69 metros de entre eixos. Foi o primeiro Jeep a utilizar molas helicoidais e freio a disco nas quatro rodas, ABS, tração integral Quadra-Trac e *airbag* para o motorista (Samahá, 2017).

O Jeep ZJ chegou ao mercado em três versões diferentes: a básica, a Laredo e a Limited, todas com um motor 4.0 de 6 cilindros em linha de origem AMC, enquanto sua versão especial Grand Wagoneer utilizava o V8 318 pol³ (5,2 litros) com 220 cv e 39 kgfm de torque. Havia três opções de tração integral, sendo elas a Command-Trac, a Select-Trac e a Quadra-Trac. As versões de entrada tinham tração apenas traseira (Samahá, 2017). Além disso, o Jeep ZJ, em sua configuração original, possuía suspensão com eixo rígido (Carros na Web, [202-?], n.p.). Segundo Montanye (2025), o veículo dispunha originalmente de suspensão *quadra link*, ou seja, *four link*.

A versão Grand Wagoneer encerrou em 1994, e o V8 estava disponível para ser aplicado em todas as versões, somente com câmbio automático. Dois anos depois, o ZJ passou por uma reestilização interna onde trouxe *airbag* para o passageiro. Em 1998 a Jeep lançou a versão LX, com um V8 5.9, com 245 cv e 47,7 kgfm. Além de ser produzido nos EUA, o Grand Cherokee ZJ foi produzido na Áustria, pela Magna Steyr. O ZJ foi oferecido ao mercado europeu com uma variação a diesel, utilizando um motor VM Motori turbo diesel de 2.5 litros, 115 cv e 30 kgfm de torque. Algumas raras unidades a diesel chegaram ao Brasil. Quando o

ZJ foi lançado, BMW, Mercedes e Porsche não haviam lançado SUVs, e os Land Rover Discovery não tinham a mesma finalidade que o ZJ, logo esse veículo se tornou um ícone, muito desejado no mercado Brasileiro (Samahá, 2017).

3 METODOLOGIA

Este trabalho foi conduzido como uma pesquisa de natureza aplicada, com abordagem quantitativa, tendo em vista o desenvolvimento de um componente de suspensão automotiva com posterior verificação por meio de simulações computacionais. Os procedimentos adotados foram a pesquisa bibliográfica e a pesquisa experimental. A pesquisa bibliográfica foi utilizada para dar embasamento teórico ao trabalho e abordou o levantamento de informações técnicas sobre a prática *off-road*, sistemas de suspensão, *lift* de suspensão e suas implicações na geometria veicular. A pesquisa foi realizada a partir da catalogação de referências como livros, artigos científicos, publicações técnicas, trabalhos acadêmicos e conteúdo de sites especializados. Algumas das palavras chaves utilizadas para a pesquisa foram *off-road*, barras de suspensão e *lift*. Na Figura 21, pode ser visualizado o veículo Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997, que foi utilizado para o desenvolvimento do trabalho.

Figura 21 - Jeep Grand Cherokee ZJ 1997



Fonte: elaborado pelos próprios autores (2025).

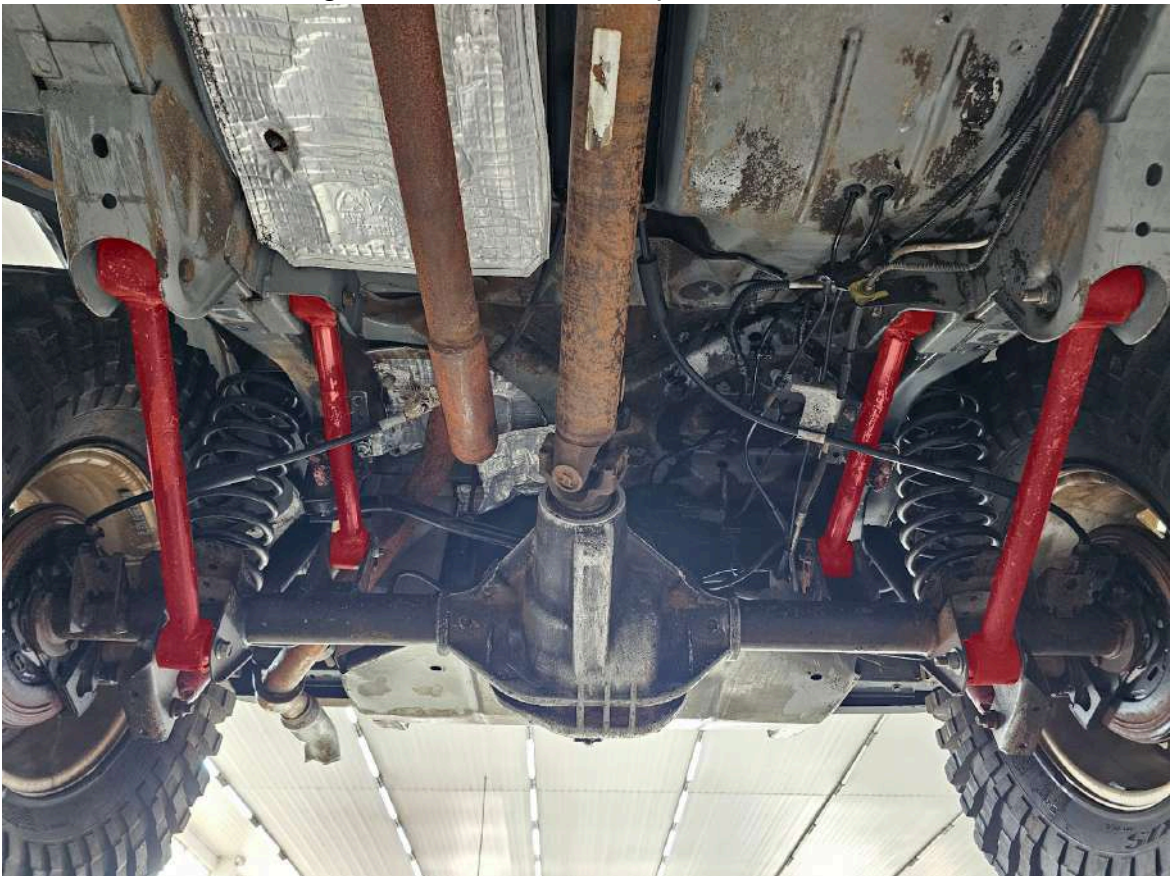
O veículo conta com oito barras de suspensão, sendo duas inferiores dianteiras, duas inferiores traseiras, duas superiores dianteiras e duas superiores traseiras. Neste trabalho foram projetadas quatro barras, uma inferior dianteira, uma inferior traseira, uma superior dianteira e uma superior traseira. Nas Figuras 22 e 23, podem ser visualizados os espaços onde se encontram cada uma das barras do veículo, onde foram instaladas as barras reguláveis.

Figura 22 - Barras da suspensão dianteira



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

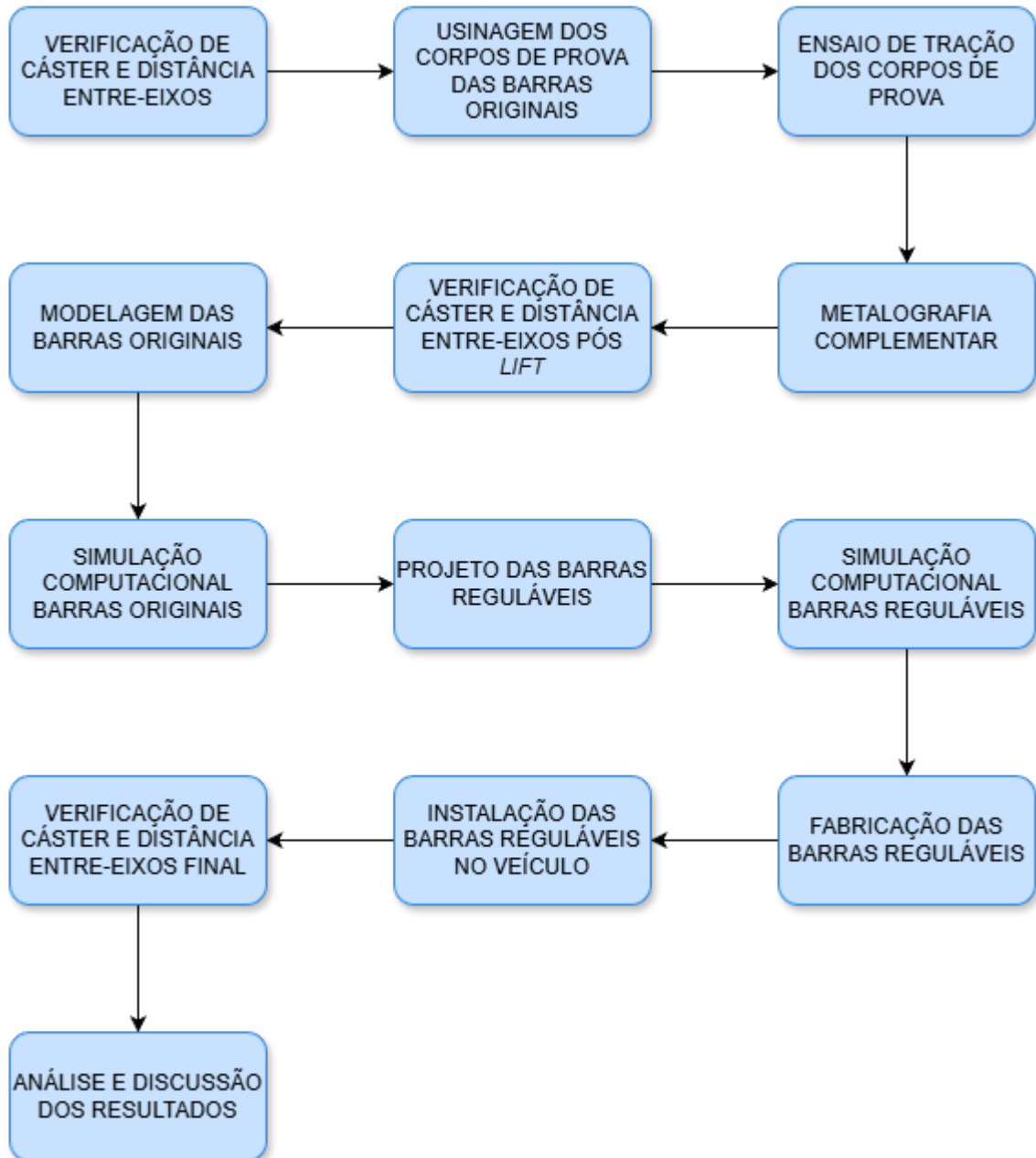
Figura 23 - Barras da suspensão traseira



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Na Figura 24, é apresentado um fluxograma da metodologia.

Figura 24 - Fluxograma



Fonte: elaborado pelos próprios autores (2025).

A partir do fluxograma, é possível visualizar de forma simples e direta as etapas que foram realizadas para o desenvolvimento das barras de suspensão reguláveis, facilitando o entendimento da metodologia aplicada.

3.1 VERIFICAÇÃO DE CÁSTER E DISTÂNCIA ENTRE EIXOS

Após a pesquisa bibliográfica, o passo seguinte consistiu na realização de um levantamento das especificações da suspensão original de um veículo Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997, voltado à verificação dos parâmetros originais da geometria e das características das barras utilizadas. Ainda, para o desenvolvimento do trabalho propôs-se realizar uma análise dos impactos do *lift* de suspensão na geometria original do veículo, especificamente nos parâmetros de cáster e convergência entre eixos, pois o *lift* implica alterações nos valores desses parâmetros. Para tanto, foi realizado alinhamento 3D no veículo, em empresa especializada, possibilitando conhecer os valores ideais dos parâmetros da geometria e os impactos do *lift* nesses parâmetros.

3.2 VERIFICAÇÃO DA RESISTÊNCIA DAS BARRAS ORIGINAIS

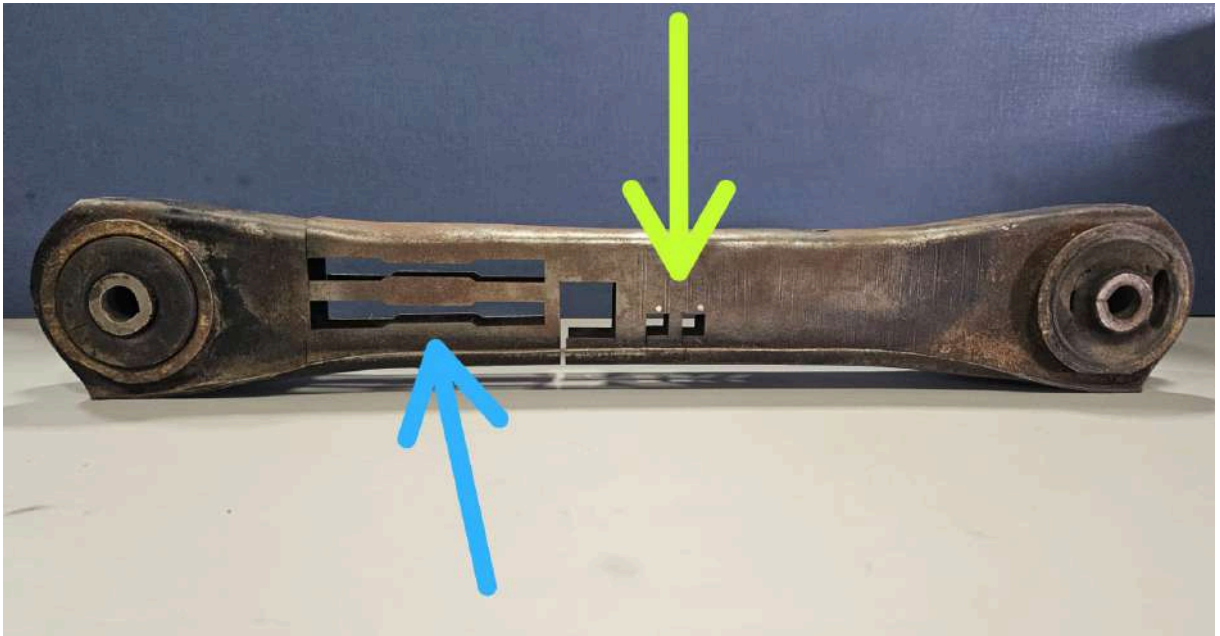
Fez-se o levantamento dos valores de resistência ao escoamento das barras originais, dados importantes para o dimensionamento das novas barras. Para tanto, realizaram-se ensaios de tração em laboratório especializado e uma análise complementar de metalografia. Os corpos de prova para os dois ensaios foram retirados da barra inferior traseira por eletroerosão a fio, conforme mostrado na Figura 25. Na Figura 26, estão indicadas as regiões onde foram retirados os corpos de prova dos ensaios de tração - flecha azul e dos ensaios de metalografia - flecha amarela.

Figura 25 - Eletroerosão a fio



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 26 - Regiões Corpos de Prova

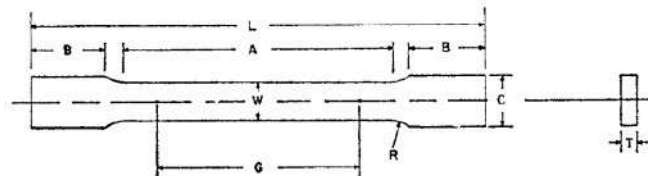


Fonte: elaborado pelos autores (2025).

3.2.1 Teste de tração

Para o teste de tração, os corpos de prova foram retirados atendendo às dimensões conforme a norma ASTM E8/E8M, como apresentado na Figura 27.

Figura 27 - Norma E8/E8M

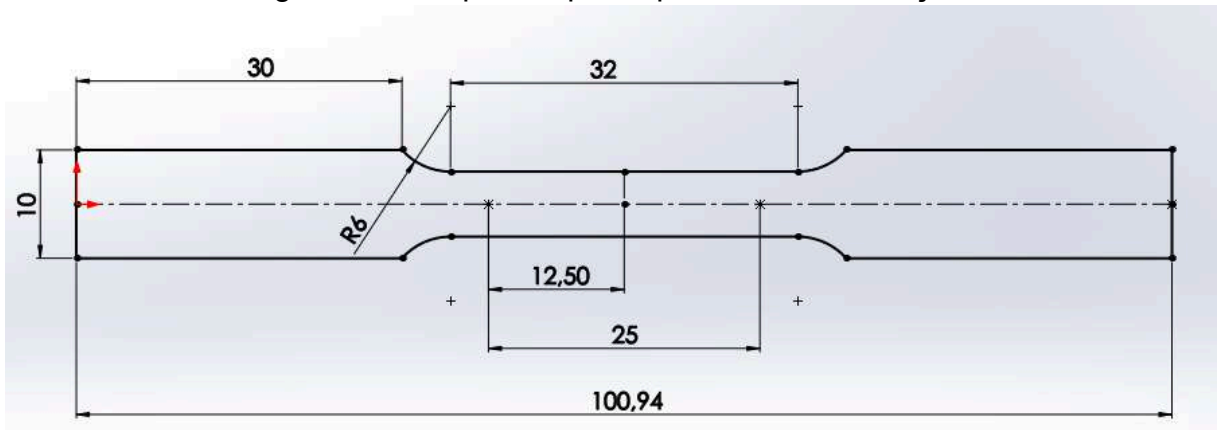


	Dimensions		
	Plate-Type, 40 mm [1.500 in.] Wide	Sheet-Type, 12.5 mm [0.500 in.] Wide	Subsize Specimen 6 mm [0.250 in.] Wide
	mm [in.]	mm [in.]	mm [in.]
G—Gauge length (Note 1 and Note 2)	200.0 ± 0.2 [8.00 ± 0.01]	50.0 ± 0.1 [2.000 ± 0.005]	25.0 ± 0.1 [1.000 ± 0.003]
W—Width (Note 3 and Note 4)	40.0 ± 2.0 [1.500 ± 0.125, -0.250]	12.5 ± 0.2 [0.500 ± 0.010]	6.0 ± 0.1 [0.250 ± 0.005]
T—Thickness (Note 5)		thickness of material 12.5 [0.500]	6 [0.250]
R—Radius of fillet, min (Note 6)	25 [1]	12.5 [0.500]	6 [0.250]
L—Overall length, min (Note 2, Note 7, and Note 8)	450 [18]	200 [8]	100 [4]
A—Length of reduced section, min	225 [9]	57 [2.25]	32 [1.25]
B—Length of grip section, min (Note 9)	75 [3]	50 [2]	30 [1.25]
C—Width of grip section, approximate (Note 4 and Note 9)	50 [2]	20 [0.750]	10 [0.375]

Fonte: ASTM E8/E8M (2013, p. 4).

As dimensões dos corpos de prova podem ser verificadas na Figura 28.

Figura 28 - Corpos de prova para ensaio de tração

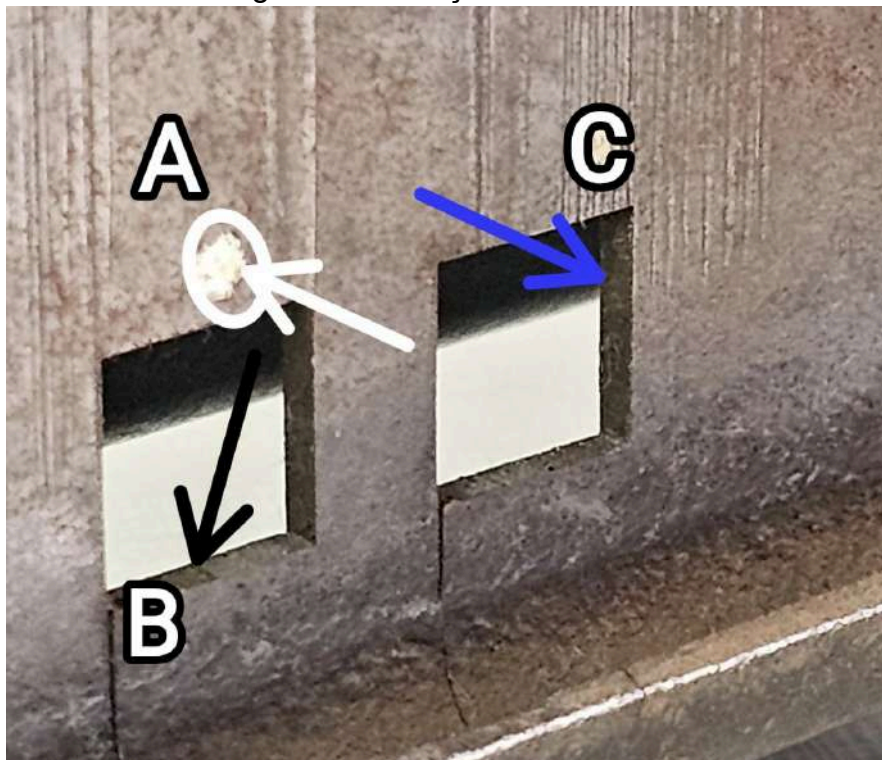


Fonte: elaborado pelos autores (2025).

3.2.2 Metalografia

Para realizar a metalografia, foram retirados três corpos de prova da barra original com dimensões de 10 mm x 10 mm. As direções em que os testes foram realizados podem ser visualizadas na Figura 29.

Figura 29 - Direções dos testes



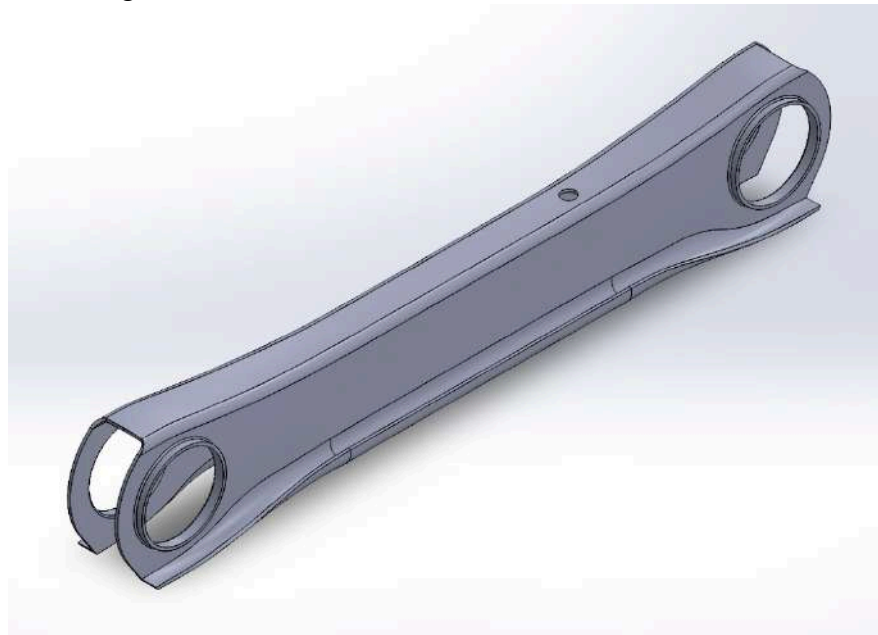
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Foram analisados os corpos de prova, cada um em uma direção A, B ou C com 400 vezes de aumento.

3.3 MODELAGEM 3D DAS BARRAS ORIGINAIS

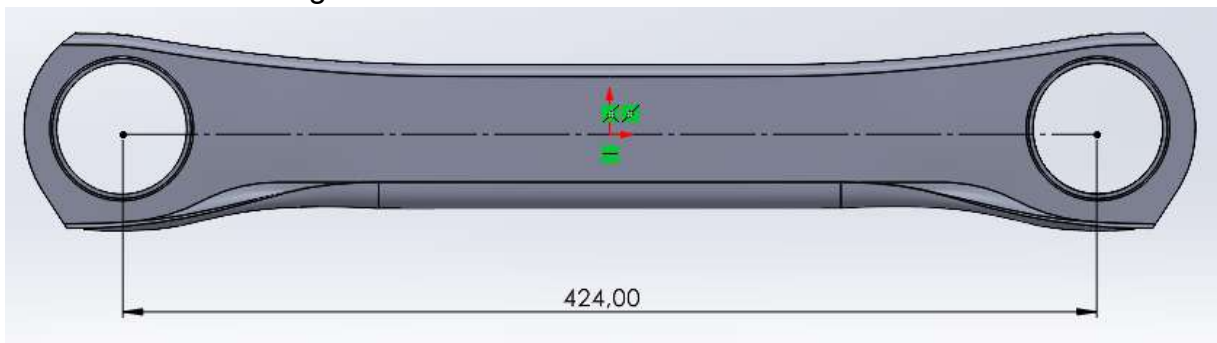
Em seguida, realizaram-se as simulações computacionais em cada uma das barras originais. Para tanto, realizaram-se as modelagens de cada barra original. A modelagem 3D das barras de suspensão originais foram realizadas a partir do método de engenharia reversa e desenhadas no software Solidworks. Foram realizados quatro desenhos, sendo eles: barra inferior traseira, barra superior traseira, barra inferior dianteira e barra superior dianteira. As modelagens foram utilizadas na simulação computacional. As barras são apresentadas nas Figuras 30, 32, 34 e 36. Nas Figuras 31, 33, 35 e 37 é possível visualizar a distância entre os centros dos furos de cada uma das barras, em milímetros.

Figura 30 - Vista isométrica: Barra inferior traseira



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 31 - Vista lateral: Barra inferior traseira



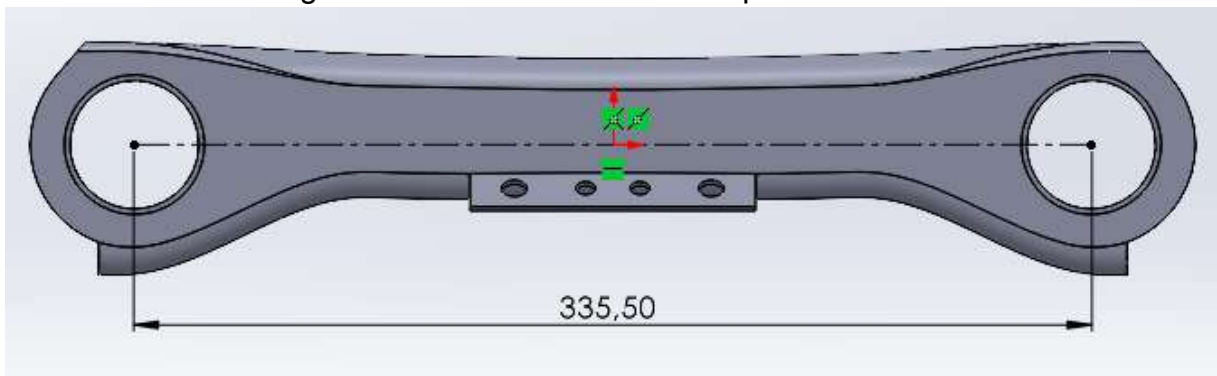
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 32 - Vista isométrica: Barra superior traseira



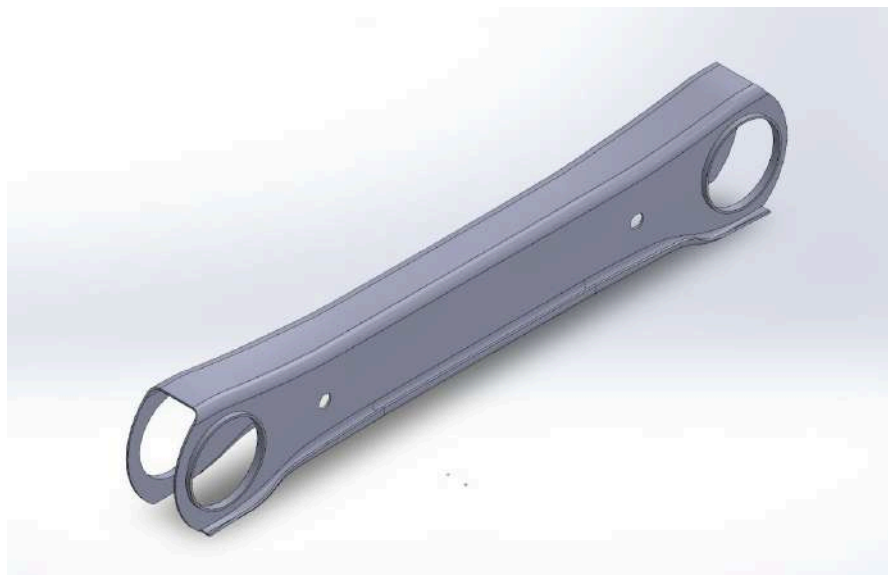
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 33 - Vista lateral: Barra superior traseira



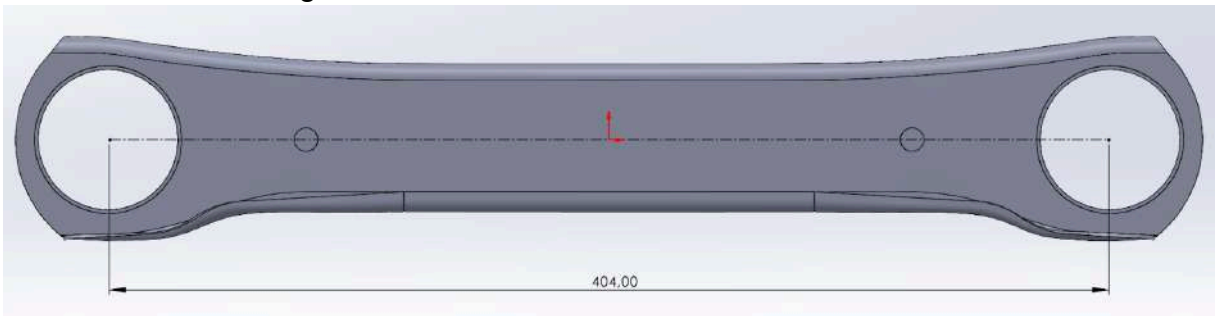
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 34 - Vista isométrica: Barra inferior dianteira



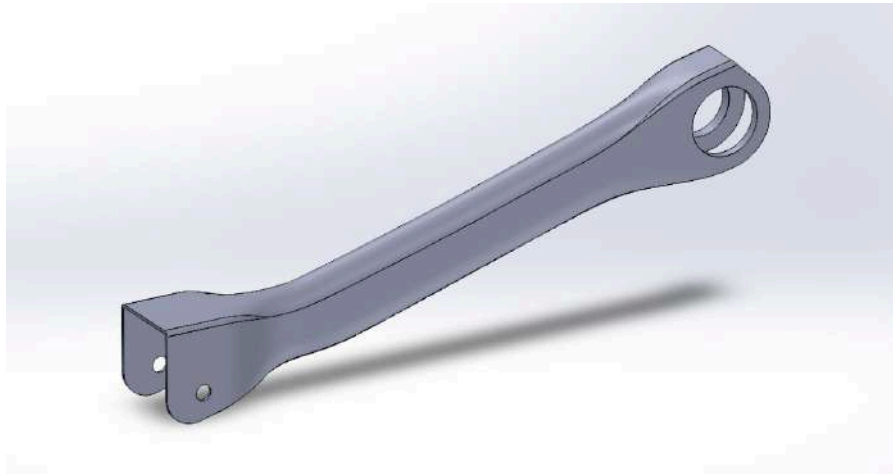
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 35 - Vista lateral: Barra inferior dianteira



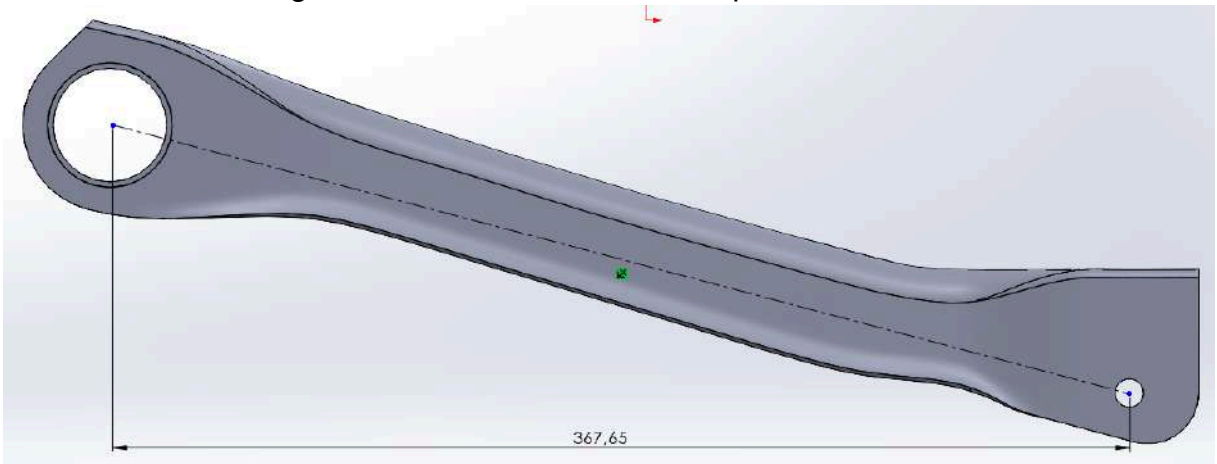
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 36 - Vista isométrica: Barra superior dianteira



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 37 - Vista lateral: Barra superior dianteira



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

3.4 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DAS BARRAS ORIGINAIS

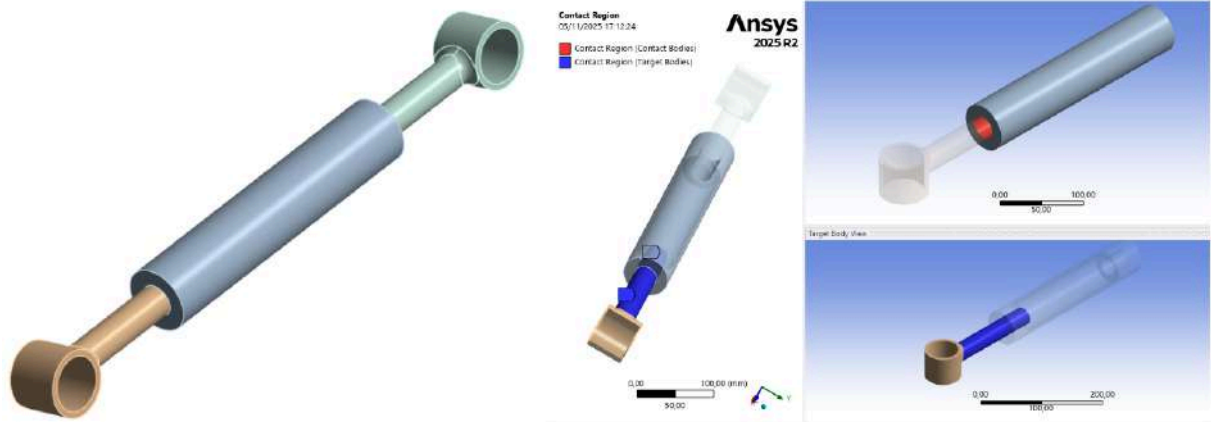
A partir da modelagem 3D das barras originais, realizou-se a etapa de simulação computacional, a fim de verificar a eficiência das barras projetadas em

comparação com as barras originais. A simulação computacional das barras foi terceirizada e realizada no software Ansys. O dado de entrada foi a tensão de escoamento de 480 MPa obtida nos ensaios de tração. Foi utilizado um bloco de análise estática estrutural, ou seja, um dos fluxogramas com o passo a passo para a realização da simulação sugeridos pelo Ansys. A geometria 3D de cada barra foi importada para o software Space Clean da Ansys, no qual foi realizado o refinamento da geometria a fim de prepará-la para a simulação. Posteriormente, foi criada a malha pelo Ansys Mechanical, onde também foram realizados diversos refinamentos de malhas nas regiões críticas das barras (extremidades). Destaca-se que foi necessário maior refinamento no raio, utilizando esfera de influência nos apoios. Para evitar singularidades nos filetes, a malha foi refinada com tetraedros de 0,3 mm. No setup do Ansys Mechanical, foram aplicadas as cargas até o escoamento do material. Além disso, também realizou-se convergência de malha (refino automático) próximo aos pontos de apoio.

3.5 PROJETO E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DAS BARRAS REGULÁVEIS

Após a simulação computacional das barras originais, projetou-se as barras de suspensão reguláveis dianteiras e traseiras para o veículo, de forma a minimizar ou eliminar os impactos do *lift*, atendendo aos valores originais de cáster e distância entre eixos do veículo. Após a modelagem das barras reguláveis no software SolidWorks, foram realizadas simulações estruturais utilizando o software Ansys. Essa etapa teve como objetivo avaliar se as barras projetadas apresentam resistência mecânica suficiente para suportar as condições de uso fora-de-estrada iguais ou superiores às barras originais. A geometria 3D de cada barra foi importada para o software Space Clean da Ansys, no qual foi realizado o refinamento da geometria a fim de prepará-la para a simulação. A partir das simulações foram encontrados as cargas máximas de resistência ao escoamento, considerados os esforços de tração, compressão e torção.

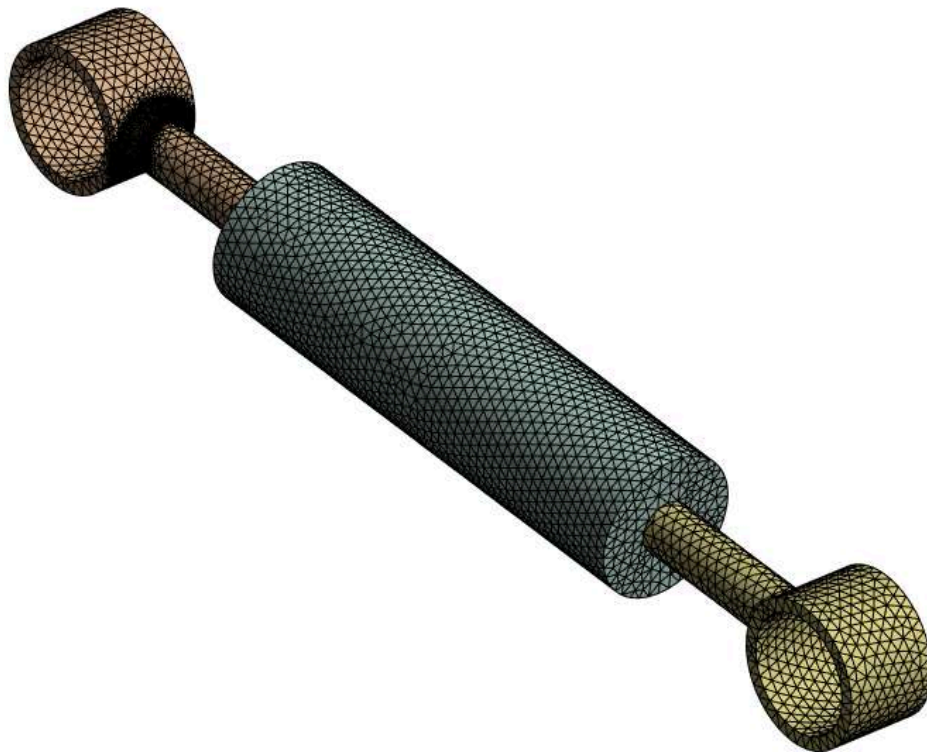
Com o objetivo de obter as tensões nominais no corpo da peça, o conjunto das barras com o tubo foi simplificado na região roscada e utilizado um contato *Bonded* entre os componentes, simulando uma interface “colada”. Na Figura 38 pode-se visualizar a geometria e a região de contato.

Figura 38 - Recurso *Bonded*

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Para a simulação computacional, foi utilizado um bloco de análise estática estrutural, ou seja, um dos fluxogramas com o passo a passo para a realização da simulação sugeridos pelo Ansys. Posteriormente, foi criada a malha pelo Ansys Mechanical com aproximadamente 91632 nós e 53590 elementos. A malha foi refinada nas regiões de maior concentração de tensão conforme Figura 39.

Figura 39 - Malha barra projetada

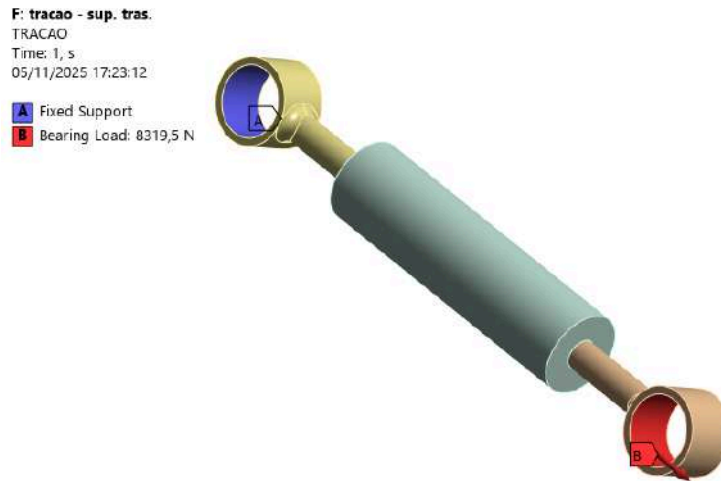


Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Com a malha definida, foram realizadas as análises necessárias para cada componente. As condições de contorno das simulações são análogas para todas as

peças e envolvem a fixação de uma das extremidades do tubo através do *Fixed Support* e a aplicação das cargas na extremidade oposta. A carga de tensão aplicada para a simulação foi de 266 MPa, conforme certificado de qualidade do material AISI 1020 fornecido pelo fabricante. Na Figura 40 pode-se visualizar um exemplo das condições de contorno para a barra superior traseira no caso de tração.

Figura 40 - Recurso *Fixed Support*



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Os resultados da simulação foram parametrizados e trabalhou-se na variação das cargas até que o componente atingisse a tensão de escoamento do material, indicando as cargas máximas admissíveis para cada caso.

3.6 VERIFICAÇÃO DA GEOMETRIA FINAL

Após análises, realizou-se a fabricação das barras reguláveis utilizando torno e fresadora CNC e solda e a instalação das barras no veículo e por fim, a verificação da geometria final em empresa especializada em alinhamento 3D.

4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A partir das etapas descritas na metodologia, apresentam-se neste capítulo os resultados obtidos nas fases de caracterização, simulação e validação do projeto.

Inicialmente, são discutidos os parâmetros da geometria da suspensão modificada, evidenciando as alterações promovidas pelo aumento de altura da carroceria. Em seguida, são analisadas as propriedades mecânicas dos materiais e o desempenho estrutural das barras projetadas por meio de simulações computacionais, considerando os esforços atuantes no sistema e o fator de segurança requerido.

Por fim, são apresentados os resultados após a instalação das barras reguláveis e a realização do alinhamento 3D, demonstrando a efetividade do projeto em restabelecer a geometria adequada da suspensão. Este capítulo não se limita a expor os dados obtidos, mas busca compreender as razões que levaram aos comportamentos observados. Além disso, são identificadas oportunidades de aprimoramento e propostas de estudos futuros que podem contribuir para a continuidade e evolução deste trabalho.

4.1 ANÁLISE DA SUSPENSÃO ORIGINAL E IMPACTOS DO *LIFT* DE SUSPENSÃO NA GEOMETRIA ORIGINAL DO SISTEMA

O levantamento das especificações da suspensão original do Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997 fez-se necessário pois serviu como referência para o atendimento da geometria original após a instalação das barras reguláveis no veículo. As informações relevantes para o trabalho quanto à geometria englobaram os ângulos de cáster e a distância entre eixos, parâmetros estes que não atendem aos valores mínimos e máximos ideais com o *lift* de suspensão realizado no veículo. Quanto às barras originais, as informações relevantes são o comprimento e resistência. Ainda, pode-se citar os parâmetros de câmbor e convergência, contudo, esses parâmetros não são influenciados diretamente pela altura da carroceria e, portanto, apesar de constarem nas verificações, não foram considerados para análise da eficiência das barras reguláveis.

Para a coleta dos ângulos mínimos e máximos ideais de cáster e câmbor e convergência para o veículo e análise dos impactos do *lift* nesses parâmetros, foi

realizado um alinhamento 3D em empresa especializada. Um registro do procedimento pode ser visualizado na Figura 41.

Figura 41 - Geometria



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Os valores ideais para cada parâmetro da geometria são apresentados no Quadro 1.

Quadro 1 - Parâmetros da geometria

Parâmetro	Valor mínimo	Valor máximo
Câmbor dianteiro direito	0,13	-1,13
Câmbor dianteiro esquerdo	-1,13	0,13
Cáster dianteiro direito	6,50	7,50
Cáster dianteiro esquerdo	6,50	7,50
Convergência dianteira direita	0,00	0,06
Convergência dianteira esquerda	0,06	0,00
Convergência total dianteira	0,00	0,13
Distância entre eixos	2700 mm	

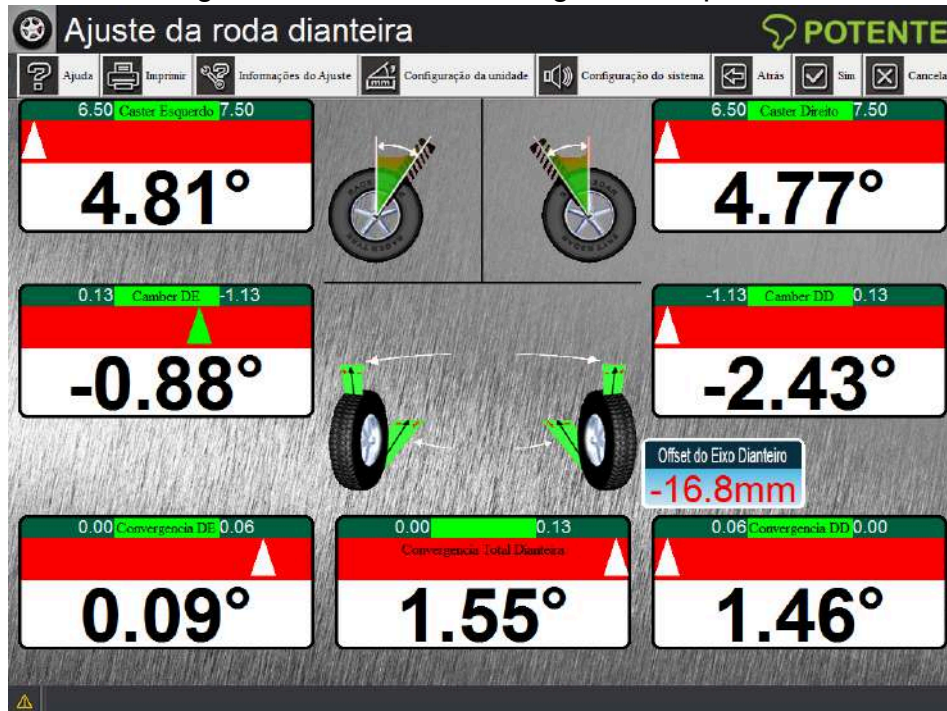
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

A distância entre eixos foi coletada da ficha técnica do veículo, disponível no site CarrosnaWeb.

Na Figura 42 podem ser visualizados os valores obtidos para cada parâmetro

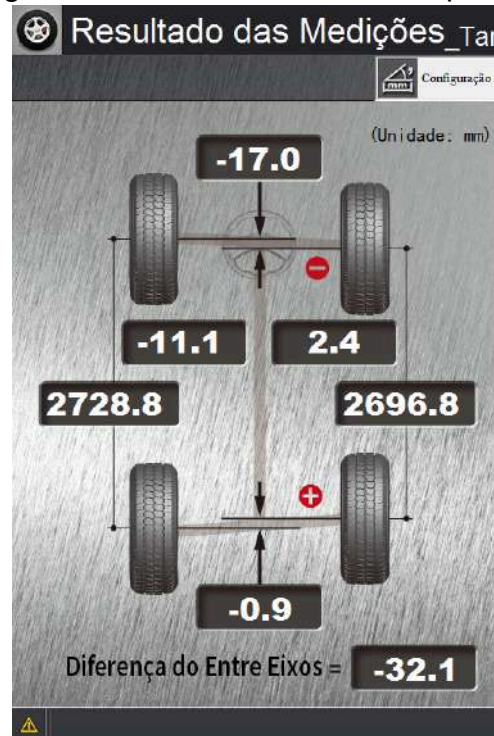
com o *lift* e, na Figura 43 é possível visualizar a distância entre eixos com o *lift*.

Figura 42 - Parâmetros da geometria pós *lift*



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Na Figura 42, observa-se que apenas o parâmetro câmbor DE encontrou-se dentro do intervalo ideal, contudo, ressalta-se que, como posto anteriormente, os valores de câmbor e convergência não são influenciados pela altura da carroceria, e que apenas as variações dos valores de câster são relevantes para o trabalho. A alteração de câmbor e convergência deve-se a outros fatores. É importante destacar também que as barras originais já haviam sido substituídas por barras 40 mm maiores, e que ainda assim, os valores de câster não atenderam aos ideais.

Figura 43 - Distância entre eixos pós *lift*

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

As variações dos parâmetros de cáster e distância entre eixos foram mitigadas com a instalação das barras reguláveis projetadas neste trabalho.

4.1.1 Resistência das barras originais

Para o levantamento dos valores de resistência ao escoamento das barras originais, dados importantes para o dimensionamento das novas barras, realizaram-se ensaios de tração e uma análise complementar de metalografia.

4.1.1.1 Ensaio de tração

Os ensaios de tração foram realizados em um laboratório especializado em ensaios mecânicos. Na Figura 44 é possível observar os corpos de prova enumerados antes do teste e os respectivos corpos de prova após o teste.

Figura 44 - Ensaio de tração



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

O Quadro 2 apresenta os resultados obtidos nos ensaios de tração.

Quadro 2 - Resultados ensaio de tração

Corpo de prova	Resistência ao Escoamento (MPa)
1	460
2	476
3	482
4	503
Média calculada	480,25

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

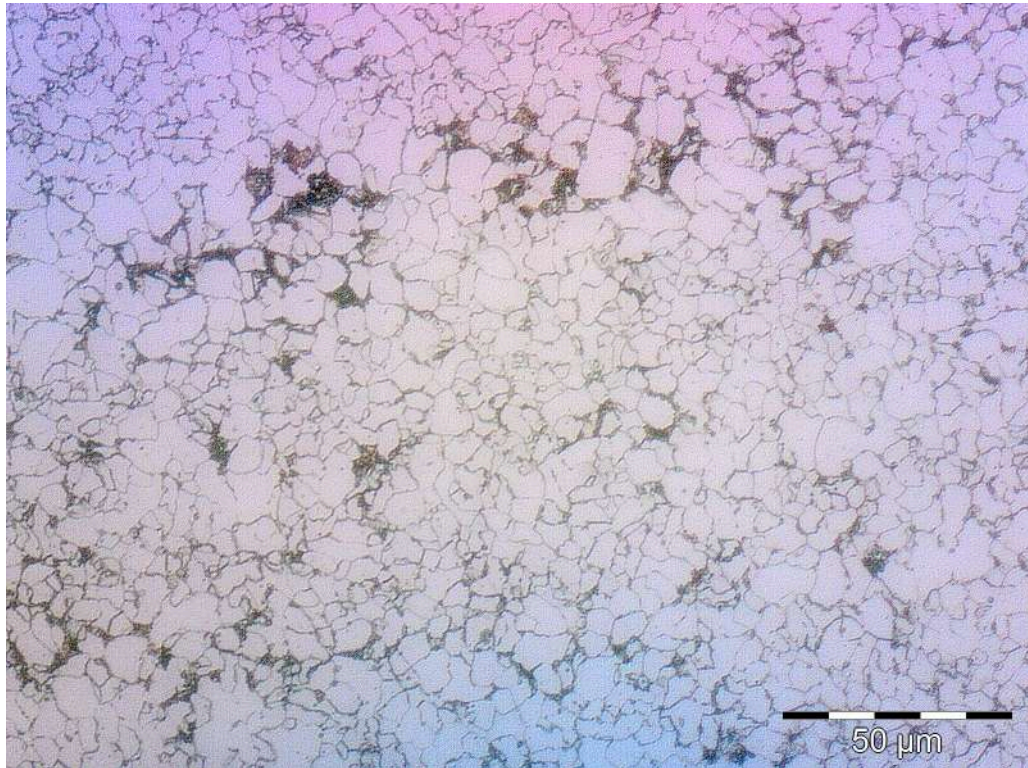
A partir dos resultados obtidos foi possível calcular a média das resistências ao escoamento dos corpos de prova, valor utilizado posteriormente para a simulação computacional das barras originais.

4.1.1.2 Ensaio de Metalografia

O ensaio de metalografia foi realizado de forma complementar ao ensaio de tração, confirmando um possível material da barra e evidenciando se foi realizado algum processo para aumentar a resistência do material.

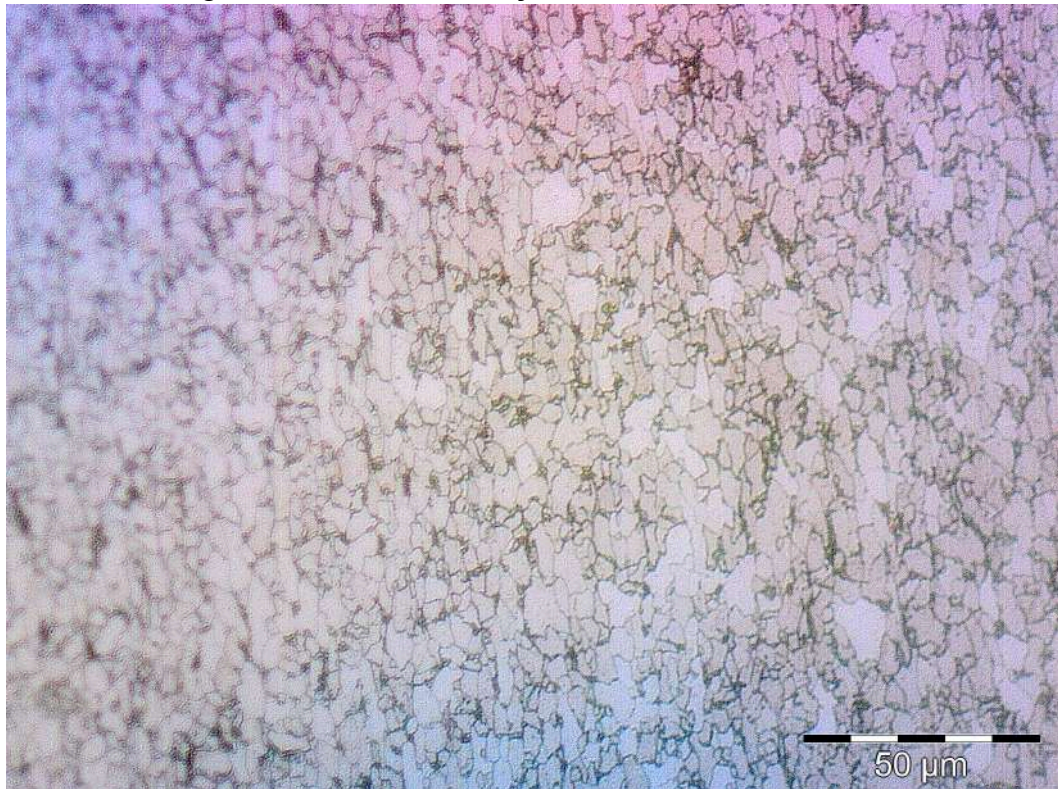
A micrografia obtida em cada ensaio pode ser visualizada nas Figuras 45, 46 e 47.

Figura 45 - Ensaio A Superfície



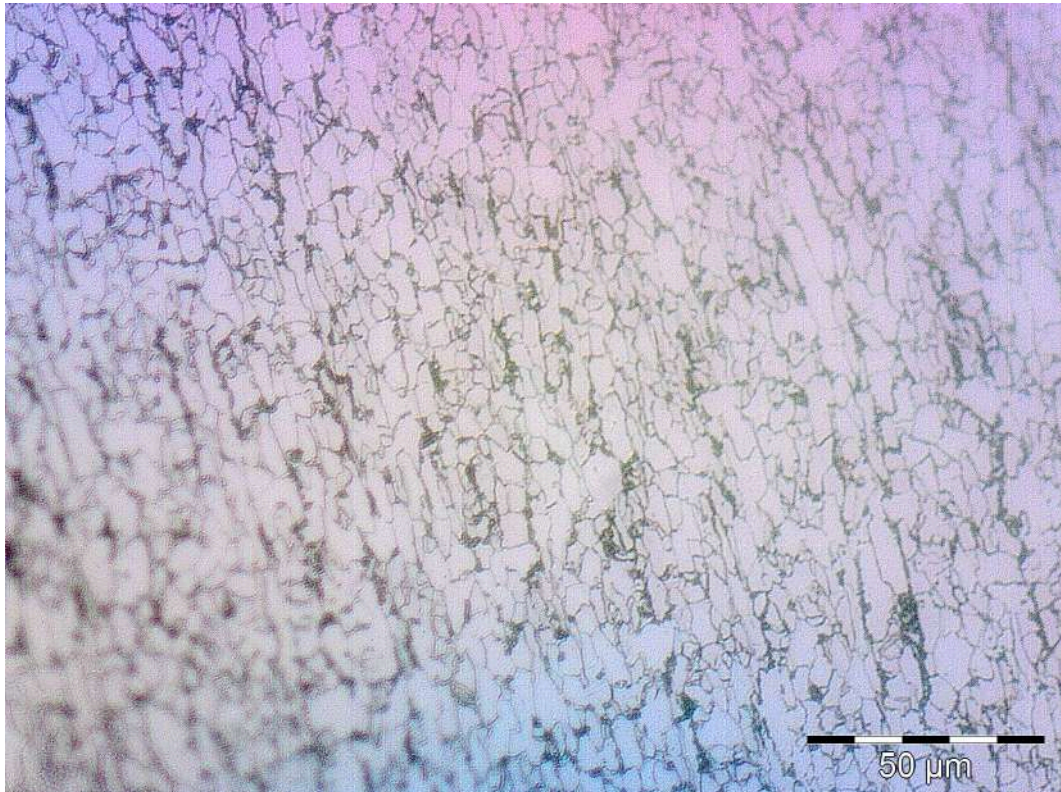
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 46 - Ensaio B Seção Transversal Horizontal



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

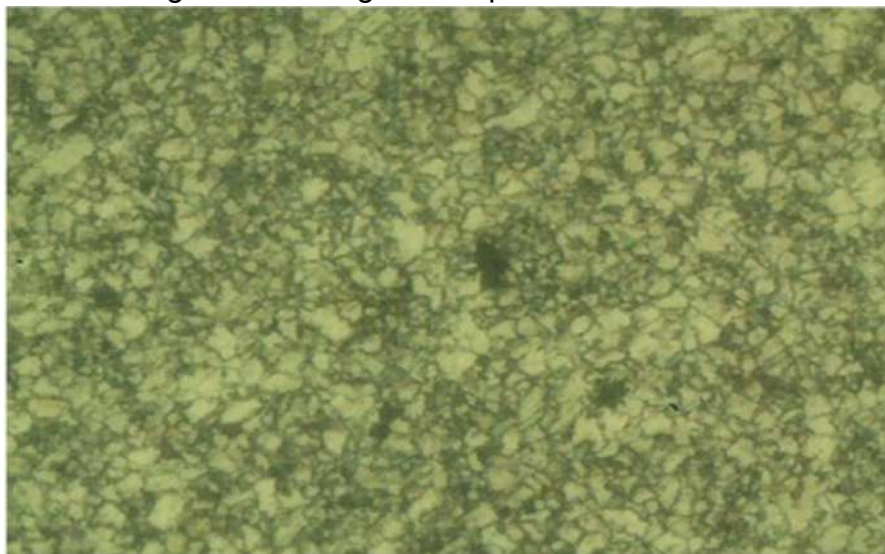
Figura 47 - Ensaio C Seção Transversal Vertical



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Ao comparar as micrografias das imagens 45, 46 e 47 com a referência do aço SAE 1020 da Figura 48, nota-se que as amostras analisadas apresentam uma quantidade significativamente menor de perlita, indicando um teor de carbono mais baixo que o encontrado neste aço padrão. Dessa forma, estima-se que o material da barra original é um aço de baixo carbono.

Figura 48 - Imagem comparativa SAE 1020



Fonte: Freitas *et al.* (2016, p. 3).

Corassini (2012), destaca que “Na medida em que o encruamento aumenta, observa-se o aumento da deformação dos grãos de ferrita na direção principal de laminação (longitudinal), assim como também ocorre o direcionamento e alinhamento da cementita e perlita presentes preferencialmente em contorno de grão. De forma semelhante, na Figura 36 pode-se observar um “direcionamento e alinhamento, indicando o encruamento dos grãos” e dos contornos de grãos, indicando um possível tratamento para aumento da resistência do material na direção do ensaio C.

4.1.1.4 Simulação computacional das barras originais

A simulação computacional das barras foi realizada no software Ansys. O dado de entrada foi a tensão de escoamento de 480 MPa obtida nos ensaios de tração. A partir das simulações foram encontrados as cargas máximas de resistência ao escoamento, considerados os esforços de tração, compressão e torção. As cargas encontradas para cada uma das barras podem ser visualizadas no Quadro 3.

Quadro 3 - Cargas máximas de resistência das barras originais

Barra	Limite de resistência		
	Tração	Compressão	Torção
Inferior traseiro	13341 N	23500 N	64605 N
Inferior dianteiro	10938 N	25732 N	45142 N
Superior traseiro	12992 N	14180 N	30638 N
Superior dianteiro	1545 N	1597 N	23188 N

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

4.2 PROJETO DAS BARRAS DE SUSPENSÃO REGULÁVEIS

O projeto teve como foco o Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997, considerando a geometria original do veículo e as alterações resultantes do *lift* de suspensão. Com base nas informações obtidas na pesquisa e nos testes realizados na barra original, foi realizado o dimensionamento e a modelagem das barras de suspensão reguláveis do veículo utilizando o software Solidworks. Também foi

realizada a modelagem das barras originais do veículo, para comparação por meio de análise computacional de elementos finitos entre as tensões admissíveis nas barras originais e nas projetadas. Foram considerados no projeto critérios de resistência, facilidade de ajuste e viabilidade de fabricação - custos e componentes já existentes. As barras foram projetadas com capacidade de regulagem que permite o retorno da suspensão à geometria original, mesmo após a elevação do veículo.

As barras reguláveis projetadas consistem em um tubo com duas roscas, uma em cada extremidade, sendo elas uma direita e outra esquerda, para possibilitar a regulagem de seu comprimento sem a necessidade da desmontagem do veículo.

4.2.1 Dimensionamento dos componentes

4.2.1.1 Dimensionamento das roscas de regulagem

Para o dimensionamento, primeiramente fez-se necessário dimensionar as roscas. Para tanto, utilizou-se o maior valor de carga máxima de resistência à tração obtido na simulação computacional das barras originais. Dentre os valores obtidos, o maior foi referente à resistência da barra inferior traseira, cuja carga máxima de resistência à tração é de 13341 N. A classe escolhida para a rosca de regulagem foi a 5.8, levando em consideração que esta classe não apresenta tratamentos térmicos para aumento de resistência. A carga de prova para esta classe é de 380 MPa. Na Figura 49, é possível observar as classes e suas respectivas cargas de prova¹ (S_p).

Figura 49 - Especificações para Aço Utilizado para Parafusos da Série em Milímetros

Classe SAE	Diâmetro d (mm)	Carga de Prova (Resistência) ³ S_p (MPa)
4,6	5 até 36	225
4,8	1,6 até 16	310
5,8	5 até 24	380
8,8	17 até 36	600
9,8	1,6 até 16	650
10,9	6 até 36	830
12,9	1,6 até 36	970

¹ “A carga de prova (resistência) corresponde à carga aplicada axialmente que o parafuso precisa resistir sem se deformar permanentemente”.

Fonte: adaptado de Juvinall e Marshek (2019, p. 260).

Com o valor da carga de prova e da carga máxima de resistência à tração da barra, foi possível calcular a área de tensão necessária para que a rosca suportasse 13341 N, como mostrado na Equação 1.

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{13341 N}{380 MPa} = 35,11 mm^2 \quad (1)$$

Conhecido o valor mínimo de área da rosca, foi possível definir qual a rosca adequada para suportar a carga de 13341 N.

Figura 50 - Dimensões Básicas de Parafusos de Roscas ISO Métricas

Roscas Grossas			
Diâmetro Nominal d (mm)	Passo p (mm)	Diâmetro Menor d_1 (mm)	Área de Tensão A_t (mm ²)
3	0,5	2,39	5,03
3,5	0,6	2,76	6,78
4	0,7	3,14	8,78
5	0,8	4,02	14,2
6	1	4,77	20,1
7	1	5,77	28,9
8	1,25	6,47	36,6
10	1,5	8,16	58,0
12	1,75	9,85	84,3
14	2	11,6	115
16	2	13,6	157
18	2,5	14,9	192
20	2,5	16,9	245
22	2,5	18,9	303
24	3	20,3	353
27	3	23,3	459
30	3,5	25,7	561
33	3,5	28,7	694
36	4	31,1	817
39	4	34,1	976

Roscas Finas			
Diâmetro Nominal d (mm)	Passo p (mm)	Diâmetro Menor d_1 (mm)	Área de Tensão A_t (mm ²)
3			
3,5			
4			
5			
6			
7			
8			
10	1	6,77	39,2
12	1,25	8,47	61,2
14	1,25	10,5	92,1
16	1,5	12,2	125
18	1,5	14,2	167
20	1,5	16,2	216
22	1,5	18,2	272
24	1,5	20,2	333
27	2	21,6	384
30	2	24,6	496
33	2	27,6	621
36	2	30,6	761
39	3	32,3	865
	3	35,3	1030

Fonte: adaptado de adaptado de Juvinal e Marshek (2019, p. 247).

Na Figura 50, pode-se observar que um rosca M8 x 1,25 (rosca grossa) ou um M8 x 1 (rosca fina), resistiriam à carga solicitada. O cálculo leva em consideração somente a carga de tração. Considerando que o sistema estará sujeito à cargas combinadas - tração e torção ou compressão e torção, adotou-se a rosca M30 x 2, garantindo um fator de segurança. Calculou-se a força máxima de resistência para a rosca M30 x 2, levando em consideração sua área de tensão e a carga de prova para a classe 5.8 escolhida, conforme a Equação 2.

$$F = \sigma \times A = 380 \text{ MPa} \times 621 \text{ mm}^2 = 235980 \text{ N} \quad (2)$$

Assim, obteve-se que a rosca escolhida proporciona um fator de segurança de 17,69, a partir do cálculo realizado na Equação 3.

$$FS = \frac{235980 \text{ N}}{13341 \text{ N}} = 17,69 \quad (3)$$

A rosca M30 x 2 foi utilizada nas barras inferiores, tanto dianteiras quanto traseiras. Para as barras superiores, dianteiras e traseiras, a rosca adotada foi a M24 x 2, devido a geometria da barra. A carga máxima de resistência também foi calculada a partir da Equação 4.

$$F = \sigma \times A = 380 \text{ MPa} \times 384 \text{ mm}^2 = 145920 \text{ N} \quad (4)$$

Assim, obteve-se que a rosca escolhida proporciona um fator de segurança de 11,23 a partir do cálculo realizado na Equação 5.

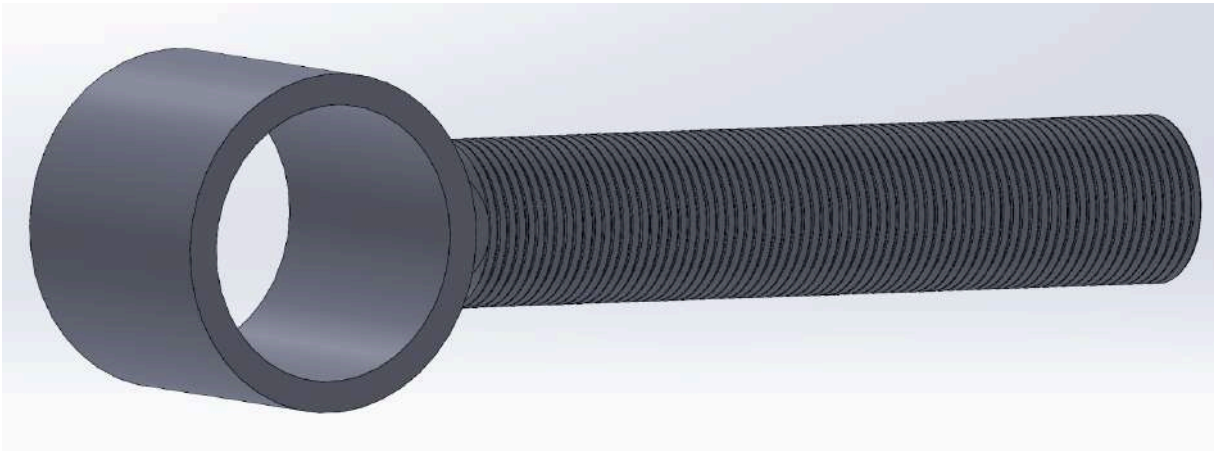
$$FS = \frac{145920 \text{ N}}{12992 \text{ N}} = 11,23 \quad (5)$$

Embora o dimensionamento das roscas apresente um fator de segurança adequado em regime estático, é importante destacar que as roscas são regiões naturalmente concentradoras de tensões. Como as barras de suspensão estão instaladas em um componente sujeito a vibrações contínuas e carregamentos variáveis durante o uso off-road, o comportamento real da rosca passa a ter caráter dinâmico. Nessas condições, o fator de segurança efetivo tende a ser inferior ao

valor obtido nas simulações estáticas, uma vez que ciclos de carregamento podem intensificar tensões locais e contribuir para efeitos de fadiga no conjunto roscado. Portanto, mesmo com um fator de segurança satisfatório em análise estática, sua interpretação deve considerar essas limitações quando aplicadas às condições reais de operação.

Na Figura 51, é possível visualizar uma representação do alojamento das buchas com a rosca soldada.

Figura 51 - Alojamento das buchas com rosca soldada



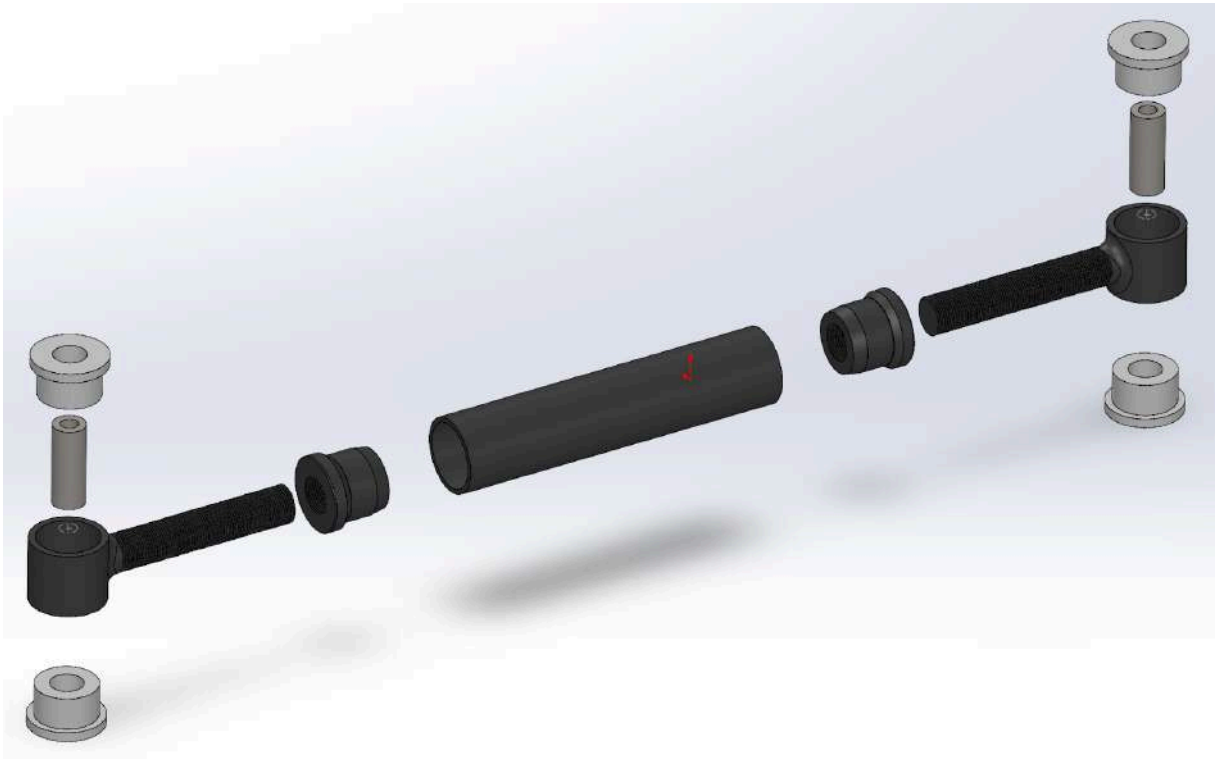
Fonte: elaborado pelos autores (2025).

4.2.1.2 Descrição dos elementos que compõem as barras

Inicialmente, buscaram-se informações em catálogos de fornecedores de materiais certificados, para verificação das dimensões dos tubos e barras disponíveis para aquisição. A partir disso, foram realizados os cálculos de dimensionamento para cada uma das barras reguláveis, sendo uma inferior traseira, um inferior dianteira, uma superior traseira e uma superior dianteira.

As barras reguláveis são compostas por um tubo central, duas buchas de metal com rosca interna - uma rosca direita e uma esquerda, dois alojamentos para as buchas da suspensão com rosca soldada - uma direita e uma esquerda, quatro buchas da suspensão e um tubo interno às buchas. Na Figura 52 pode ser visualizada uma representação da vista explodida da barra inferior traseira, contendo todos os componentes.

Figura 52 - Vista explodida



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

No Quadro 4 são apresentados cada um dos componentes e suas respectivas quantidades necessárias.

Quadro 4 - Elementos e quantidades

Item	Representação	Quantidade
Tubo central		8 - 1 por barra
Alojamento das buchas da suspensão com rosca soldada		14 - 2 por barra, exceto nas barras superiores dianteiras, onde só é utilizado 1

Chapa dobrada com rosca soldada		2 - 1 por barra superior dianteira
Bucha de metal com rosca interna		16 - 2 por barra
Bucha da suspensão (polímero)		32 - 4 por barra
Tubo interno às buchas da suspensão		16 - 2 por barra

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

4.2.1.3 Projeto dos componentes

O dimensionamento iniciou-se pelo tubo central das barras, cujas informações fornecidas pelo fabricante constam no Quadro 5. Os tubos utilizados foram os mesmos para cada uma das barras.

Quadro 5 - Informações tubo central

Material	Tensão de escoamento	Diâmetro externo	Diâmetro interno	Área calculada
Aço 1020	266 MPa	60,30 mm	52,48 mm	692,67 mm ²

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Com esses valores foi possível obter a força máxima a qual o tubo pode ser

submetido, a partir da Equação 7.

$$F = \sigma \times A = 266 \text{ MPa} \times 692,67 \text{ mm}^2 = 184250,22 \text{ N} \quad (7)$$

Assim, obteve-se que o tubo escolhido proporciona um fator de segurança de 13,81 para as barras inferiores, conforme Equação 8.

$$FS = \frac{184250 \text{ N}}{13341 \text{ N}} = 13,81 \quad (8)$$

Para as barras superiores, o fator de segurança obtido foi de 14,18, conforme Equação 9.

$$FS = \frac{184250 \text{ N}}{12992 \text{ N}} = 14,18 \quad (9)$$

O alojamento das buchas foi dimensionado a partir do alojamento das buchas originais, cujas informações constam no Quadro 6.

Quadro 6 - Informações alojamento das buchas

Material	Tensão de escoamento	Diâmetro externo	Diâmetro interno
Aço 1020	266 MPa	60,30 mm	49,22 mm

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

As buchas foram todas produzidas com o material UHMW, cujas dimensões foram baseadas na largura total do tubo interno às buchas e no diâmetro interno do tubo de alojamento.

O comprimento das barras roscadas, conforme Quadro 7, foi definido levando em consideração o comprimento total das barras originais, a fim de proporcionar uma regulagem das novas barras de 200 mm, possibilitando a correção da geometria pós *lift* desejada.

Quadro 7 - Comprimento das barras

Barra	Comprimento original	Comprimento mínimo com regulagem	Comprimento máximo com regulagem
Inferior traseiro	424 mm	424 mm	624 mm
Inferior dianteiro	404 mm	404 mm	604 mm
Superior traseiro	335,5 mm	335,5 mm	535,5 mm
Superior dianteiro	367,65 mm	367,65 mm	567,65 mm

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

4.3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DAS BARRAS PROJETADAS

No Quadro 8 são apresentados os valores de cargas máximas de resistência obtidos para cada uma das barras.

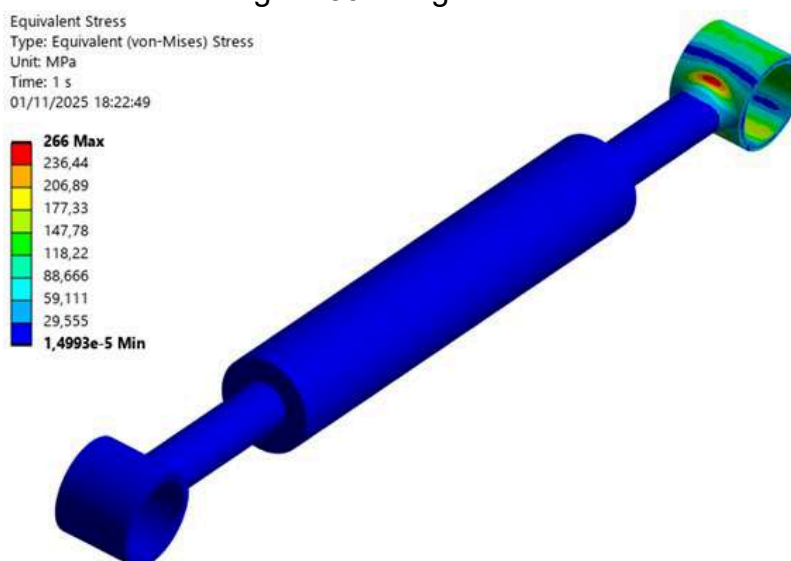
Quadro 8 - Cargas máximas de resistência das barras projetadas

Barra	Limite de resistência		
	Tração	Compressão	Torção
Inferior traseiro	12119 N	48077 N	511863 N
Inferior dianteiro	12196 N	49245 N	511755 N
Superior traseiro	8320 N	25849 N	229510 N
Superior dianteiro	21436 N	20207 N	282770 N

Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Destaca-se que, apesar de os resultados de simulação indicarem que as barras reguláveis inferior e superior traseiras apresentam valores máximos de resistência à tração inferiores quando comparadas às barras originais, essa diferença não representa, necessariamente, um desempenho estrutural inferior em sua condição real de uso. Na geometria das barras reguláveis existe um raio na extremidade, que pode ser visualizado na Figura 53, região que concentra tensões e onde ocorrerá a soldagem durante a fabricação.

Figura 53 - Região crítica



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Como a simulação não leva em consideração a presença da solda, o software interpreta o raio como um ponto crítico suscetível à falha, reduzindo a carga máxima calculada. Assim, os valores reduzidos observados na análise computacional estão diretamente relacionados à limitação do modelo, que ignora a participação da solda na distribuição dos esforços. Na aplicação real, a junta soldada reforça essa região crítica. Portanto, a tendência é que a barra regulável, instalada e soldada, apresente comportamento mecânico superior ao estimado na simulação, mantendo fatores de segurança adequados. Entretanto, a confirmação desse comportamento somente será possível mediante uma análise específica da região soldada, conduzida em modelo próprio que represente adequadamente sua influência estrutural.

4.4 FABRICAÇÃO E INSTALAÇÃO DAS BARRAS REGULÁVEIS

A fabricação das barras reguláveis iniciou após a simulação computacional. Foi realizada em empresa terceirizada a partir dos desenhos técnicos de cada componente das barras reguláveis. Para a fabricação, foram utilizados torno e fresadora CNC. Ainda, foi realizado um processo de soldagem GMAW (*Gas Metal Arc Welding*). Na Figura 54 é possível visualizar os componentes fabricados após a pintura.

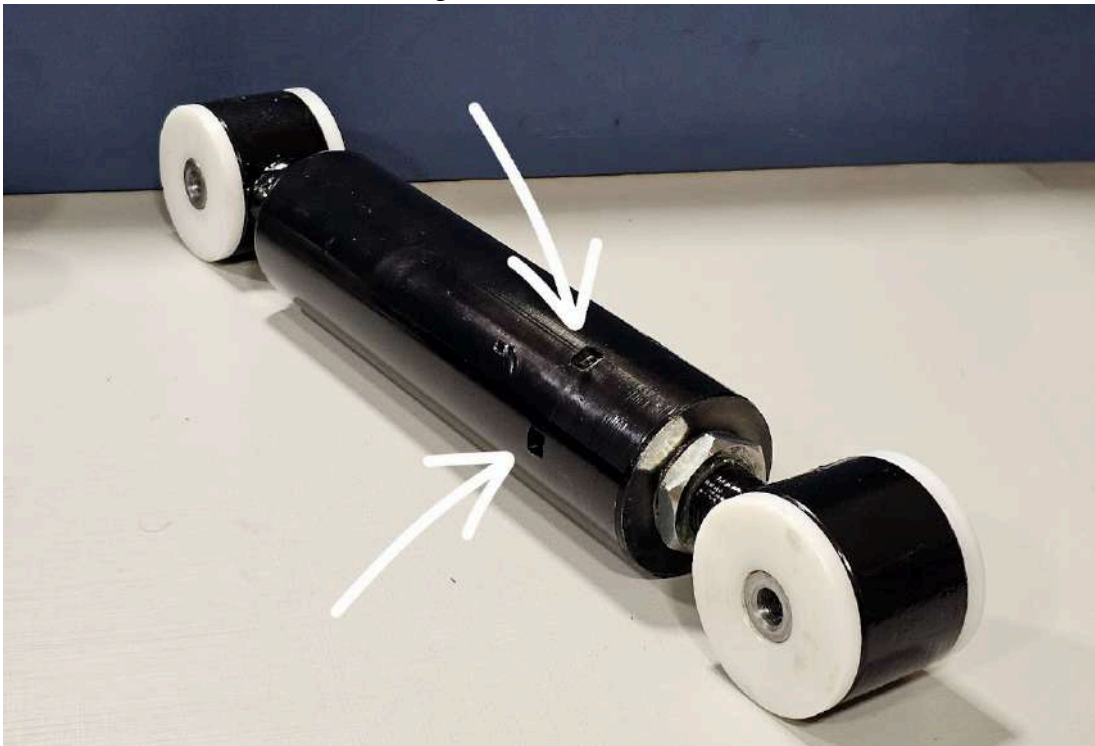
Figura 54 - Componentes fabricados



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Para a regulagem das barras foram realizados seis entalhes quadrados em cada barra, possibilitando a utilização de uma ferramenta produzida exclusivamente para esse fim. Para regular as barras basta encaixar a ferramenta em um dos entalhes e rotacionar o tubo central, e assim, variar o comprimento total das barras. Os entalhes e a ferramenta podem ser visualizados nas Figuras 55 e 56.

Figura 55 - Entalhes



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

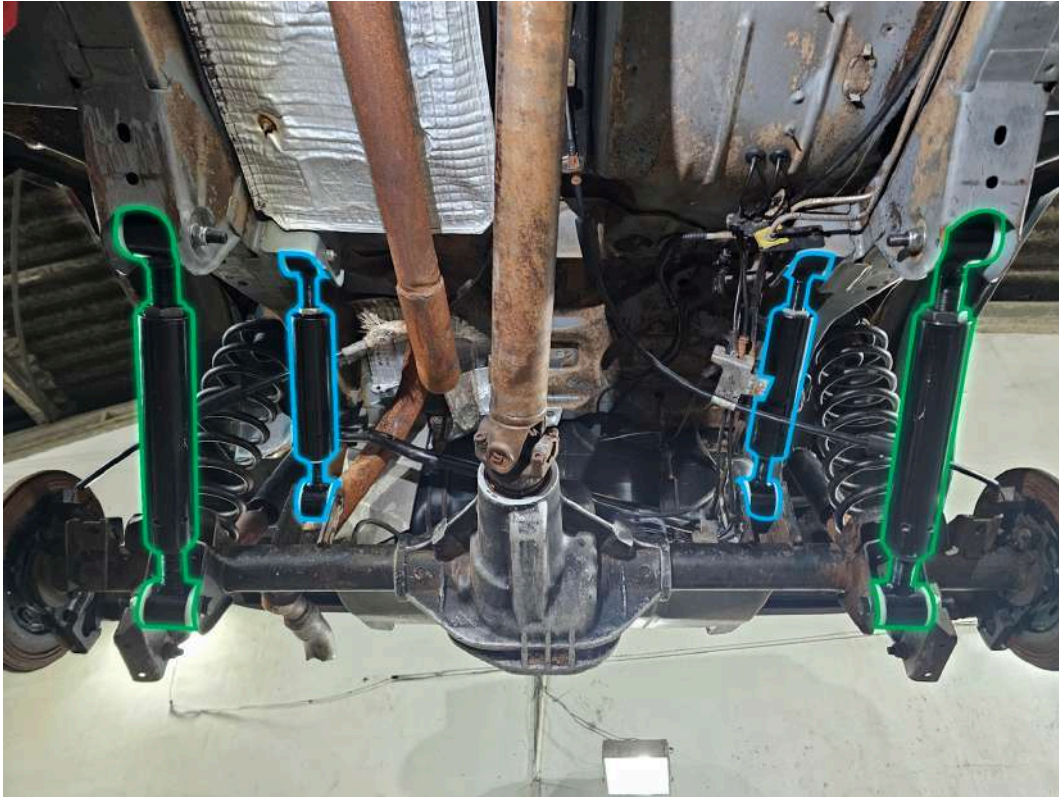
Figura 56 - Ferramenta



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

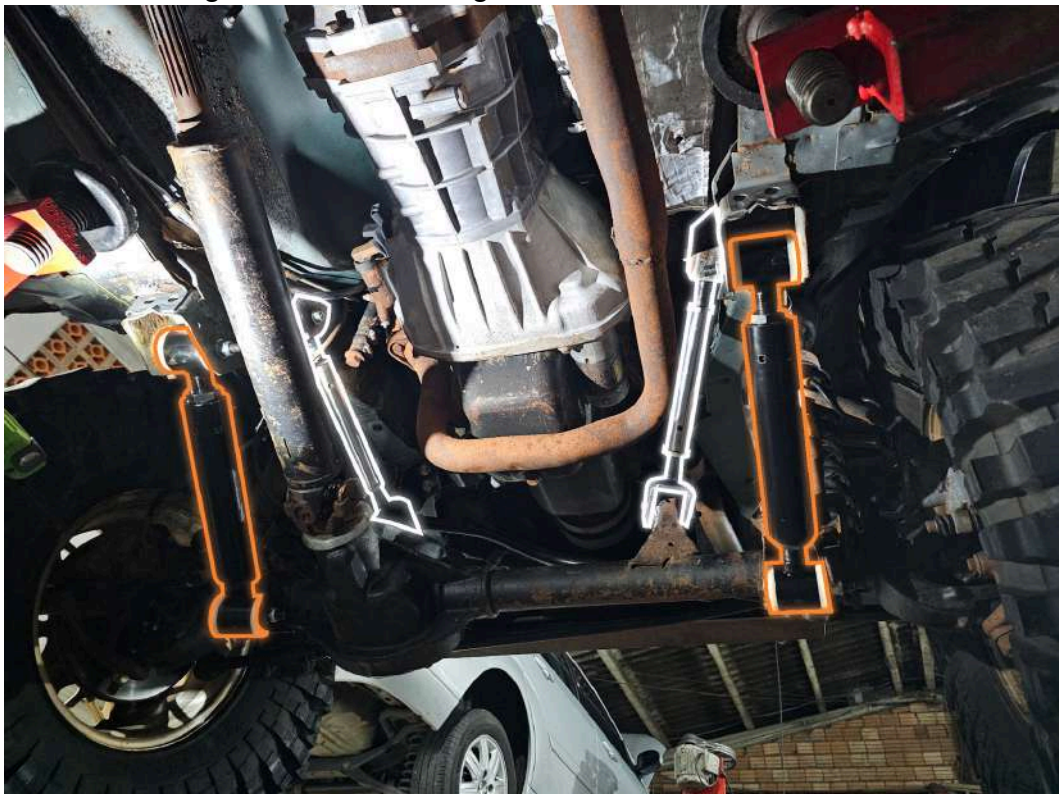
Após a fabricação, as barras foram instaladas no veículo Jeep Grand Cherokee ZJ com *lift* de suspensão previamente executado. As barras instaladas no veículo são apresentadas nas Figuras 57 e 58.

Figura 57 - Barras reguláveis traseiras instaladas



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 58 - Barras reguláveis dianteiras instaladas

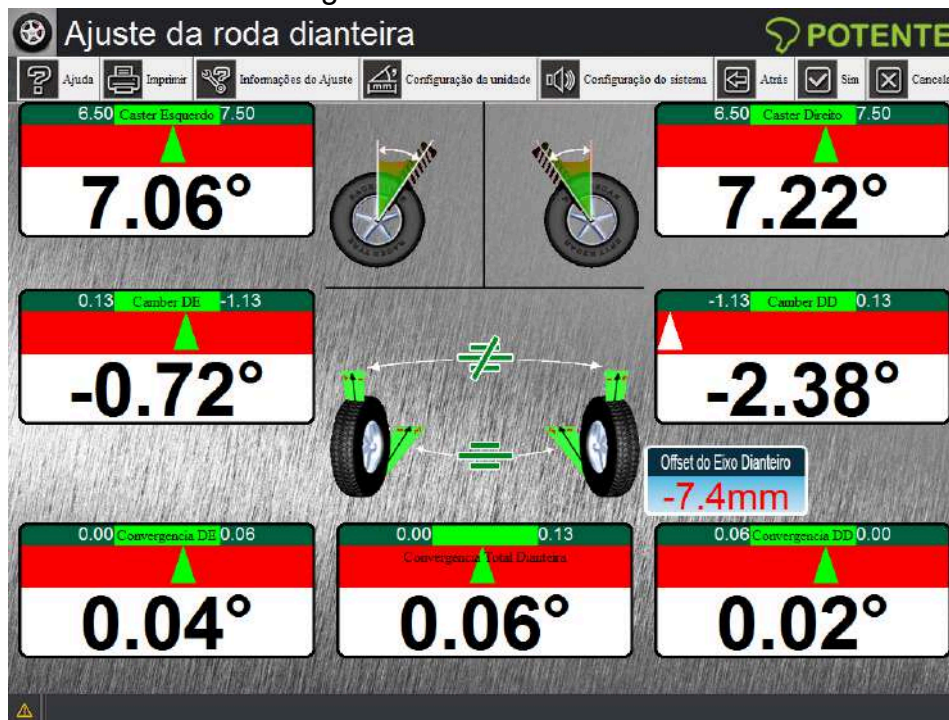


Fonte: elaborado pelos autores (2025).

4.5 VERIFICAÇÃO DA GEOMETRIA

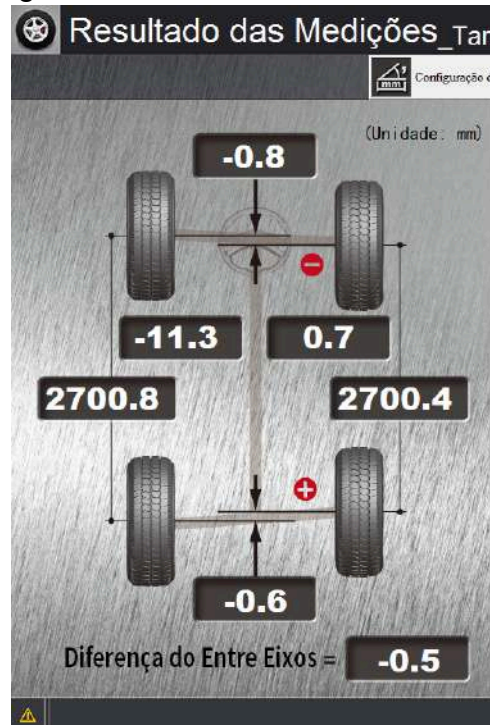
A última etapa consistiu na verificação da geometria final com as barras reguláveis instaladas no veículo. Para a verificação dos parâmetros de geometria, o veículo foi levado a uma empresa especializada, onde foi realizado o alinhamento 3D. Os parâmetros analisados foram os ângulos de cáster e a distância entre eixos. Os valores obtidos são apresentados nas Figuras 59 e 60.

Figura 59 - Geometria final



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

Figura 60 - Distância entre eixos final



Fonte: elaborado pelos autores (2025).

A verificação final da geometria confirmou a eficácia das barras reguláveis desenvolvidas, demonstrando que a alteração das dimensões das barras de suspensão foi capaz de restabelecer os parâmetros originais da geometria do Jeep Grand Cherokee ZJ após o *lift*. A análise por alinhamento 3D revelou que os valores de cáster e distância entre eixos retornaram ao intervalo de tolerância de fábrica, comprovando que o reposicionamento do eixo dianteiro e traseiro foi bem-sucedido com o ajuste das novas barras. Além disso, observou-se que o valor de câmbor permaneceu praticamente inalterado, alinhando-se ao comportamento esperado para veículos com eixo rígido, em que esses parâmetros não sofrem influência direta com a variação de altura da carroceria. Com isso, conclui-se que as barras projetadas atenderam plenamente ao objetivo do trabalho, assegurando o retorno das condições originais de dirigibilidade e estabilidade, mesmo com a modificação de suspensão aplicada ao veículo.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo projetar, simular, fabricar e validar barras de suspensão reguláveis para um Jeep Grand Cherokee ZJ, ano 1997, modificado com *lift* de suspensão. Para isso, inicialmente realizou-se o levantamento das características da suspensão original do veículo e a análise dos impactos gerados pela elevação de altura, que resultaram em desvios significativos nos parâmetros de geometria, especificamente cáster e distância entre eixos, prejudicando a dirigibilidade e a segurança.

Durante o desenvolvimento do projeto, a caracterização das barras originais e as simulações computacionais das barras projetadas foram fundamentais para assegurar que o novo conjunto atendesse aos requisitos estruturais e funcionais do sistema de suspensão. Essas etapas permitiram validar o potencial da regulação como ferramenta técnica eficaz para compensar os impactos do *lift*, destacando a importância de dispositivos ajustáveis em modificações automotivas. A validação no alinhamento 3D confirmou que os ajustes proporcionados pelas barras projetadas restabeleceram os valores originais de cáster e distância entre eixos, demonstrando que o conjunto desenvolvido cumpre seu propósito de corrigir os efeitos do *lift* na geometria da suspensão, mantendo o veículo dentro dos parâmetros recomendados pelo fabricante.

Dessa forma, este projeto acrescenta conhecimento a uma área ainda pouco explorada na literatura acadêmica e, ao mesmo tempo, apresenta uma solução prática para um desafio comum em veículos modificados. Assim, contribui para que adaptações como o *lift* sejam realizadas com maior responsabilidade técnica, incentivando o desenvolvimento de componentes ajustáveis que preservem as características essenciais do veículo e acompanhem a crescente demanda do universo *off-road*.

Como recomendações para trabalhos futuros, sugere-se:

- A utilização de extensômetros para aprofundar a análise dos esforços que agem sobre as barras durante o uso;
- A análise aprofundada das tensões nas áreas soldadas;
- A avaliação da durabilidade dos componentes;
- O estudo aprofundado sobre a possibilidade de utilização de outros materiais nas buchas;

- A realização de ensaios experimentais em diferentes condições de uso *off-road*;
- A implementação de ajustes mais precisos, considerando que as barras projetadas são protótipos sujeitos a implementação de melhorias;
- Investigar o comportamento dinâmico das roscas, considerando a fadiga e as concentrações de tensão presentes nessas regiões;
- A análise aprofundada dos materiais das barras originais e dos possíveis tratamentos para aumento da resistência realizados.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA FILHO, Nelson. **Todo off-roader é um amigo**. Ética Off-Road, [S. l.], 16 out. 2009. Disponível em: <https://eticaoffroad.blogspot.com/2009/10/todo-o-off-roader-e-um-amigo-texto.html>. Acesso em: 12 abr. 2025.

ALMEIDA JUNIOR, Valdeck. **Parametrização dos valores de geometria do sistema de suspensão de veículos de passageiros**. 2007. Trabalho de Conclusão de Curso (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007. Disponível em: https://www.automotiva-poliusp.org.br/wp-content/uploads/2013/02/valdeck_almeida.pdf. Acesso em: 27 jun. 2025.

ANDRADE, Guilherme de Oliveira. **Dimensionamento geométrico e análise elastocinemática de suspensão automotiva do tipo duplo A**. 2013. Monografia (Bacharelado em Engenharia Automotiva) – Universidade de Brasília, Brasília, 2013. Disponível em: <https://core.ac.uk/download/pdf/196876061.pdf>. Acesso em: 12 abr. 2025.

ASTM INTERNATIONAL. **ASTM E8/E8M-13a**: standard test methods for tension testing of metallic materials. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2013. Disponível em: <https://www.galvanizeit.com/uploads/ASTM-E-8-yr-13.pdf>. Acesso em: 25 jun. 2025.

BOFF, Guilherme. **Estudo de uma suspensão duplo A para um veículo Volkswagen Fusca**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2019. Disponível em: <https://repositorio.ucs.br/xmlui/bitstream/handle/11338/5775/TCC%20Guilherme%20Boff.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 8 abr. 2025.

CARROS NA WEB. **Ficha Técnica Jeep Grand Cherokee Limited 5.2 V8**. [S. l.], [202-?]. Disponível em: <https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=125>. Acesso em: 27 jun. 2025.

CORASSINI, Eduardo. **Influência do grau de encruamento e tratamentos térmicos de recozimento nas propriedades mecânicas do aço ABNT 1006**. 2012. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Materiais) – Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2012. Disponível em: https://fei.edu.br/~rodrmagntf/tfc/2012/ec_tfc_2012.pdf.

DELLA VIA PNEUS. **Conheça tudo sobre cambagem, também conhecido como câmber**. Blog Della Via, 13 jun. 2023. Disponível em: <https://blog.dellavia.com.br/conheca-tudo-sobre-cambagem-tambem-conhecido-com-o-camber/>. Acesso em: 26 maio 2025.

FARIA, Matheus Pericles Ribeiro. **Simulação numérica do sistema de suspensão**

para um protótipo Baja SAE. 2018. Projeto Final (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2018. Disponível em: https://www.cefet-rj.br/attachments/article/2943/Projeto%20Final%202018_2%20Simulação%20Numérica%20Sistema%20Suspensão%20p%20Protótipo%20Baja%20SAE.pdf. Acesso em: 12 abr. 2025.

FREITAS, Bruno Mello de; NETO, José Costa de Macedo; SILVA, Reginaldo de Souza da; GUSMÃO, André Ricardo Brandão; FREITAS, Luciano Barbosa. **Microestrutura e microdureza do aço SAE 1020 em diferentes tratamentos térmicos.** In: CONGRESSO TÉCNICO CIENTÍFICO DA ENGENHARIA E DA AGRONOMIA – CONTECC'2016, 29 de agosto a 1 de setembro de 2016, Foz do Iguaçu.

FREITAS JR., Luís Mauro Pereira. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson.** 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006. Disponível em: <https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18149/tde-19012011-114031/publico/DissertacaoMestradoLuisMauro.pdf>. Acesso em: 26 maio 2025.

FURTADO NETO, Acácio Antônio Mesquita; BITENCOURT, Cesar Matheus Miranda; MATOS, Tales Moreira. **Projeto de uma suspensão para veículo de competição Fórmula SAE.** 2021. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2021. Disponível em: <https://www.cefet-rj.br/attachments/article/2943/Projeto%20de%20Suspensão%20para%20Veículo%20de%20Competição%20Fórmula%20SAE.pdf>. Acesso em: 12 abr. 2025.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. Disponível em: <http://103.203.175.90:81/fdScript/RootOfEBooks/E%20Book%20collection%20-%20025/MED/Fundamentals%20of%20Vehicle%20Dynamics%20by%20Thomas%20D.%20Gillespie.pdf>. Acesso em 12 abr. 2025.

GONÇALVES, Eduardo Vicente. **O que buscam os fora-da-estrada?:** um estudo sociológico sobre o consumo de carros off-road. 2010. Dissertação (Mestrado em Sociologia Política) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/94449>. Acesso em: 7 abr. 2025.

GONDOÁFRICA. **Braços de suspensão – o que são e quais os sinais de desgaste?** [S. l.], 2025. Disponível em: <https://www.gondoafrika.com/newsletters/bracos-de-suspensao-o-que-sao-e-quais-os-sinais-de-desgaste/>. Acesso em: 5 maio 2025.

GOULART, Daniela. **Braço de suspensão: o que é e como perceber os sinais de desgaste.** Blog Viemar Automotive, 29 jan. 2024. Disponível em: <https://www.viemar.com/blog/voce-motorista/braco-de-suspensao-o-que-e-e-como-p>

erceber-os-sinais-de-desgaste. Acesso em: 26 maio 2025.

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics**: theory and application. New York: Springer, 2008. Disponível em: <https://geumotorsports.wordpress.com/wp-content/uploads/2016/08/vehicle-dynamics-theory-and-applications.pdf>. Acesso em: 5 maio 2025.

JEEP®. **1990s History**. [S. l.], 2025. Disponível em: <https://www.jeep.com/history/1990s.html>. Acesso em: 5 maio 2025.

JEEP SPECS. **Jeep “ZJ” Grand Cherokee**. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://jeepspecs.com/grand-cherokee/zj-generation/>. Acesso em: 2 jun. 2025.

JEEP SPECS. **Jeep Grand Cherokee 1993-1998**: Suspension Specifications. [S. l.], 2025. Disponível em: <https://jeep-specs.com/grand-cherokee/1993-1998/suspension/specs/>.

JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.

LEAL, Marcus de Freitas. **Desenvolvimento de uma metodologia moderna de projeto de veículos**. 2007. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007. Disponível em: <https://repositorio.ufu.br/bitstream/123456789/14721/1/Marcus%20de%20Freitas.pdf>. Acesso em: 12 abr. 2025.

LIMA, Breno Mateus. **Modelagem e simulação computacional de ¼ de uma suspensão automotiva por meio do software Scilab**. 2023. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2023. Disponível em: https://monografias.ufop.br/bitstream/35400000/5242/6/MONOGRAFIA_ModelagemSimulacaoComputacional.pdf. Acesso em: 12 abr. 2025.

MAIA LINHARES, Antonio Paulo. **Proposta de geometria de suspensão dianteira para um protótipo do tipo baja SAE**. 2025. Monografia. (Bacharelado em Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia) – Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Caraúbas, 2025. Disponível em: <https://repositorio.ufersa.edu.br/server/api/core/bitstreams/2cd7369d-4f96-444e-9165-c136903d5272/content>. Acesso em: 27 jun. 2025.

MORDOR INTELLIGENCE. **Off-road vehicle market size & share analysis: growth trends & forecasts (2025-2030)**. [S. l.], 2025. Disponível em: <https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/off-road-vehicle-market>. Acesso em: 12 abr. 2025.

NAKATA AUTOMOTIVA. **Suspensão tipo Double Wishbone**: O que é isso? [S. l.], 21 dez. 2021. Disponível em: <https://blog.nakata.com.br/suspensao-tipo-double-wishbone-o-que-e-isso/>. Acesso em: 12 abr. 2025.

OFFSHOX. **Kit Lift Troller 2 pol. 1998 até 2014 com OffShox FX6.** [S. l.], [202-?]. Disponível em: <https://offlimits.com.br/produto/kit-lift-troller-offshox-fx6-kl-093/>. Acesso em: 5 maio 2025.

OFFSHOX. **Amortecedores Off Road OffShox usam tecnologia monotubo.** [S. l.], [202-?]. Disponível em: <https://offlimits.com.br/>. Acesso em: 2 jun. 2025.

OKABE, Eduardo Paiva. **Metodologia de projeto para o desenvolvimento de suspensão veicular.** 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003. Disponível em: <https://repositorio.unicamp.br/Busca/Download?codigoArquivo=474342>. Acesso em: 12 abr. 2025.

OLIVEIRA, Junio. **Alinhamento de rodas:** os cinco ângulos. Overdrive, 21 jul. 2012. Disponível em: <https://overdrive-br.blogspot.com/2012/07/alinhamento-de-rodas-os-cinco-angulos.html>. Acesso em: 2 jun. 2025.

PENNA OFF-ROAD. **O que é lift de suspensão?** Qual a diferença entre ele e o body lift? [S. l.], 25 set. 2024. Disponível em: <https://blog.pennaoffroad.com.br/lift-de-suspensao-e-body-lift/>. Acesso em: 7 abr. 2025.

POLIUFLEX. 8 Bucha Braço Superior Inferior Traseiro Grand Cherokee 1993 em Pu Poliuretano. [S. l.], 2025. Disponível em: <https://poliuflex.lojaintegrada.com.br/8-bucha-braco-superior-inferior-traseiro-grand-cherokee-1993-em-pu-poliuretano>. Acesso em: 2 jun. 2025.

PS AMORTECEDORES. **Desvendando a suspensão four link:** a evolução do off-road. PS Amortecedores, 22 ago. 2024. Disponível em: <https://www.psamortecedores.com.br/2024/08/22/desvendando-a-suspensao-four-link-a-evolucao-do-off-road/>. Acesso em: 26 maio 2025.

PS AMORTECEDORES. **Kit Suspensão Fourlink Completo.** [S. l.], 2025. Disponível em: <https://www.psamortecedores.com.br/product/kit-suspensao-fourlink/>. Acesso em: 10 maio 2025.

RODRIGUEZ, Henrique. **Qual a diferença entre suspensão traseira multilink e eixo de torção?** Quatro Rodas, 20 jul. 2024. Disponível em: <https://quatrorodas.abril.com.br/auto-servico/qual-a-diferenca-entre-suspensao-traseira-multilink-e-eixo-de-torca/>. Acesso em: 26 maio. 2025.

RABAIOLI, Luiz Gustavo. **Análise de posição da geometria de uma suspensão do tipo duplo A para traseira de um protótipo veicular off-road.** 2022. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2022. Disponível em: <https://riut.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/31283/1/analisegeometriaprototipoveicular.pdf>. Acesso em: 12 abr. 2025.

REIMPELL, Jornsen; STOLL, Helmut; BETZLER, Jurgen W. **The Automotive Chassis**: engineering principles. 2. ed. Warrendale, PA: SAE International, 2001.

Disponível em:

https://landover.narod.ru/Mechanical_Engineering-SAE-The_Automotive_Chassis_.pdf. Acesso em: 5 maio 2025.

REZENDE, Jean Carlos Campos. **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007. Disponível em:

<https://repositorio.ufu.br/bitstream/123456789/14857/1/Diss%20Jean.pdf>. Acesso em: 8 abr. 2025.

RILL, Georg. **Vehicle Dynamics**: fundamentals and modeling aspects. Lecture notes. [S. l.: s. n.], 2009. Disponível em:

http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TMEC078/Bibliografia/dinamica/Vehicle_Dynamics_RILL.pdf. Acesso em: 12 abr. 2025.

SAMAHÁ, Fabrício. **Sonho dos anos 90, Grand Cherokee quer voltar ao topo**.

Auto Livraria Best Cars, 26 maio 2017. Disponível em:

<https://autolivrraria.com.br/bc/informe-se/passado/historia-sonho-dos-anos-90-jeep-grand-cherokee-quer-voltar-ao-topo/>. Acesso em: 10 maio 2025.

SCHMITZ, Vinicius. **O que é o lift de suspensão?** Tires Solution, 17 ago. 2021.

Disponível em: <https://blog.tiresolutions.com.br/o-que-e-o-lift-de-suspensao/>. Acesso em: 12 abr. 2025.