



**Fundação Municipal de Ensino de Piracicaba
Escola de Engenharia de Piracicaba
Curso de Engenharia Mecânica**



Renan Augusto Marchezin Peetz

Projeto de uma caixa de direção para um protótipo Baja

Piracicaba
2018

Renan Augusto Marchezin Peetz

Projeto de uma caixa de direção para um protótipo Baja

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola de Engenharia de Piracicaba como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Marcelo Eurípedes da Silva

Piracicaba
2018

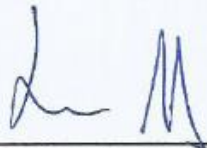
Renan Augusto Marchezin Peetz

Projeto de uma caixa de direção para um protótipo Baja

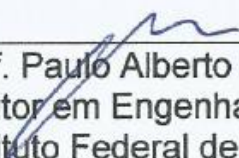
Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola de Engenharia de Piracicaba como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Piracicaba, 01 de dezembro de 2018

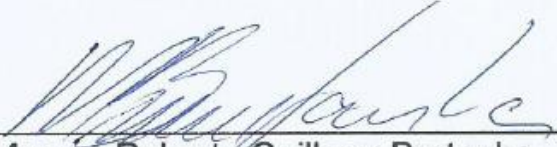
Banca Examinadora:



Prof. Marcelo Eurípedes da Silva – (Orientador)
Mestre em Engenharia Mecânica
Escola de Engenharia de Piracicaba



Prof. Paulo Alberto Silveira Wrege
Doutor em Engenharia Mecânica
Instituto Federal de São Paulo



Prof. Marcos Roberto Guilhem Bertanha
Mestre em Engenharia de Produção
Colégio Técnico Industrial de Piracicaba

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, aos meus pais por todo auxílio e ensinamentos que deram à minha pessoa, dedico este trabalho a toda minha família em especial meu querido avô Laércio Marchezin.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todas as pessoas que colaboraram direta ou indiretamente para minha formação e a realização deste trabalho.

Em especial aos meus pais Lucimeire Aparecida Marchezin Peetz e Paulo César Pelligrinotti Peetz e a todos meus familiares que não pouparam esforços e iniciativas pra me ajudar durante a trajetória acadêmica.

Ao Professor Marcelo Eurípedes da Silva, por aceitar ser meu orientador deste trabalho, aos professores Francisco José de Almeida, Jorge Marcos de Moraes e em especial ao querido Professor Hamilton Fernando Torrezan (*in memoriam*).

Aos amigos e formandos da turma de Engenharia Mecânica de 2014, Giuliano Martins, Carlos Grisotto, Rodolfo Duarte, Matheus Carillo, Luciano Pereira, Wesley Fortes e Kadu Gualdi, pelos ensinamentos e conhecimentos repassados nesses cinco anos árduos de curso.

Gostaria de agradecer também meus amigos Paulo Vítor, José Santos e Márcio Manarin pelo companheirismo durante a vida.

E gostaria de agradecer a Deus e Nossa Senhora Aparecida, que durante toda minha vida tem me acompanhado e ajudado nos momentos mais difíceis.

“O insucesso é apenas uma oportunidade para
recomeçar com mais inteligência.”

Henry Ford.

RESUMO

Este trabalho consiste em projetar uma caixa de direção para um veículo Baja, com intuito de obter melhorias. Foram utilizados parâmetros iniciais que foram levantados junto a equipe. Após levantados os dados foram estabelecidas maneiras de se obter tais melhorias relacionando-as com as literaturas do ramo, assim foi levantado o estudo de caso para compreender melhor o sistema da caixa de direção. A partir da geometria de Ackerman foram determinados todos os parâmetros para iniciação dos desenhos no SolidWorks. No desenho 2D foi encontrado o curso da cremalheira, a relação volante/pinhão que determinou o ângulo de giro do volante e o raio de giro do veículo. Após encontrar esses dados foi determinado através de equações, o diâmetro primitivo pinhão, a força horizontal que o sistema sofrerá e o torque gerado pelo piloto. A partir disso, foram feitos os desenhos 3D dos componentes da caixa de direção. Foram feitas as análises de elementos finitos nos componentes e foi concluído que os componentes da caixa suportam a força horizontal e o torque do sistema obtidos através de equações, podendo ser fabricados e usados nas competições que a equipe participará.

Palavras-chave: Caixa de direção. Geometria de Ackerman. Elementos finitos.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Exemplo de sistema de direção -----	13
Figura 2 - Geometria dos volantes permitidos e não permitidos -----	14
Figura 3 - Componentes de uma coluna e árvore de direção -----	15
Figura 4 - Componentes do sistema de direção -----	17
Figura 5 - Exemplo de batente de direção-----	18
Figura 6 - Vista em corte da caixa de direção com setor e rosca sem fim-----	19
Figura 7 - Caixa de direção com rosca sem fim e esferas recirculantes -----	20
Figura 8 - Mecanismo de direção pinhão e cremalheira -----	21
Figura 9 - Geometria de Ackerman-----	22
Figura 10 - Geometria trapezoidal de Ackerman -----	23
Figura 11 - Ângulo de câmber -----	24
Figura 12 - Ângulo de convergência -----	24
Figura 13 - Cáster positivo-----	25
Figura 14 - Ângulo do pino-mestre ou Kingpin -----	26
Figura 15 - Raio de rolamento positivo e negativo -----	26
Figura 16 - Esboço simplificado do carro em repouso -----	27
Figura 17 - Carro com o máximo esterçamento das rodas -----	29
Quadro 1 - Dados de entrada-----	30
Quadro 2 - Catálogo de cremalheiras de dentes retos e ângulo de pressão de 20°	31
Figura 18 - Distância do centro do pinhão a base da cremalheira -----	32
Figura 19 - Análise da força aplicada no pinhão-----	35
Figura 20 - Detalhe do dente com a aplicação da força -----	35
Figura 21 - Deslocamento lateral do dente com aplicação da força-----	36
Figura 22 - Análise do torque no dente do pinhão -----	37
Figura 23 - Detalhe do dente com aplicação do torque-----	37
Figura 24 - Deslocamento lateral do dente com a aplicação do torque -----	38
Figura 25 - Análise da força no dente da cremalheira-----	39
Figura 26 - Detalhe da força no dente da cremalheira -----	39
Figura 27 - Deslocamento dos dentes da cremalheira com aplicação da força -----	40
Figura 28 - Análise do torque na cremalheira -----	41
Figura 29 - Detalhe do torque no dente da cremalheira -----	41
Figura 30 - Deslocamento dos dentes na cremalheira com aplicação do torque ----	42

Figura 31 - Caixa de direção projetada	43
Figura 32 - Posição da caixa no veículo	43

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FUMEP: Fundação Municipal de Ensino de Piracicaba

EEP: Escola de Engenharia de Piracicaba

SAE: Sociedade de Engenheiros da Mobilidade

RATBSB: Regulamento administrativo e técnico Baja SAE BRASIL

LISTA DE SÍMBOLOS

®: Marca registrada

§: Parágrafo

δ: Delta

φ: Fi

σ: Sigma

μ: Mí

π: Pi

Θ: Teta

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
2	DESENVOLVIMENTO	13
2.1	SISTEMAS DE DIREÇÃO	13
2.1.1	VOLANTE	14
2.1.2	COLUNA E ARVORE DE DIREÇÃO	15
2.2	TIPOS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO	16
2.2.1	SISTEMAS DE DIREÇÃO MECÂNICOS	16
2.2.3	CAIXA DE DIREÇÃO COM SETOR E ROSCA SEM FIM	18
2.2.4	CAIXA DE DIREÇÃO COM ROSCA SEM FIM E ESFERAS RECIRCULANTES	19
2.2.5	CAIXA DE DIREÇÃO COM PINHÃO E CREMALHEIRA	20
2.3	GEOMETRIA ACKERMAN	21
2.4	TIPOS DE ÂNGULOS EXISTENTES EM UM SISTEMA DE DIREÇÃO	23
3	ESTUDO DE CASO	27
3.1	ANÁLISE DAS PEÇAS ATRAVÉS DE ELEMENTOS FINITOS	34
4	CONCLUSÃO OU CONSIDERAÇÕES FINAIS	44
5	REFERÊNCIAS	45

1 INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE foi criado nos Estados Unidos na Universidade da Carolina do Sul pelo Dr. John F. Stevens, sua primeira competição aconteceu no ano de 1976, em 1991 foi dado início das atividades do Baja no Brasil e em 1994 lançou-se o Projeto Baja SAE Brasil, em 1995 realizou-se a primeira competição no Brasil no bairro do Ibirapuera na pista Guido Caloi em São Paulo no ano de 1996 a competição foi transferida para o autódromo de Interlagos onde sediou as competições até o ano de 2002. A partir de 2003 a sede do Baja no Brasil virou Piracicaba, interior de São Paulo no ECPA (Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo).

Desde 1997 a SAE BRASIL também apoia a realização de eventos regionais do Baja SAE BRASIL, através de suas Seções Regionais. Desde então dezenas de eventos foram realizados em vários estados do país como Rio Grande do Sul, São Paulo, Minas Gerais e Bahia. (RATBSB, 2018, pág.4).

O projeto Baja tem o intuito de fazer com que os alunos coloquem em prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, ajudando assim o aluno a estar mais preparado para o mercado de trabalho.

Ao participar do programa Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo *Off Road*, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. E o mais estimulante é que as equipes vencedoras são convidadas a participar da competição internacional, nos Estados Unidos. (RATBSB, 2018, pág. 4).

O objetivo deste trabalho é o de mostrar o desenvolvimento de uma caixa de direção para um veículo *off-road*, e visa a criação de um novo sistema que apresente uma melhoria ao carro construído para 2018 e 2019. Essa melhoria se refere ao aumento de eficiência da mesma, de acordo com as restrições impostas pelo Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil.

O trabalho foi organizado da seguinte maneira:

O capítulo 2 aborda o desenvolvimento teórico do trabalho com a revisão bibliográfica para que a partir disso o projeto seja iniciado com as bases da teoria.

O capítulo 3 mostra o estudo de caso feito para levantar os dados necessários para obter os resultados do projeto.

O capítulo 4 apresenta as análises e os resultados obtidos com o desenvolvimento do projeto.

O capítulo 5 levanta as conclusões e considerações finais do trabalho realizado.

2 DESENVOLVIMENTO

O presente capítulo tem como objetivo apresentar os conceitos teóricos relativos ao desenvolvimento de uma caixa de direção para um protótipo baja SAE.

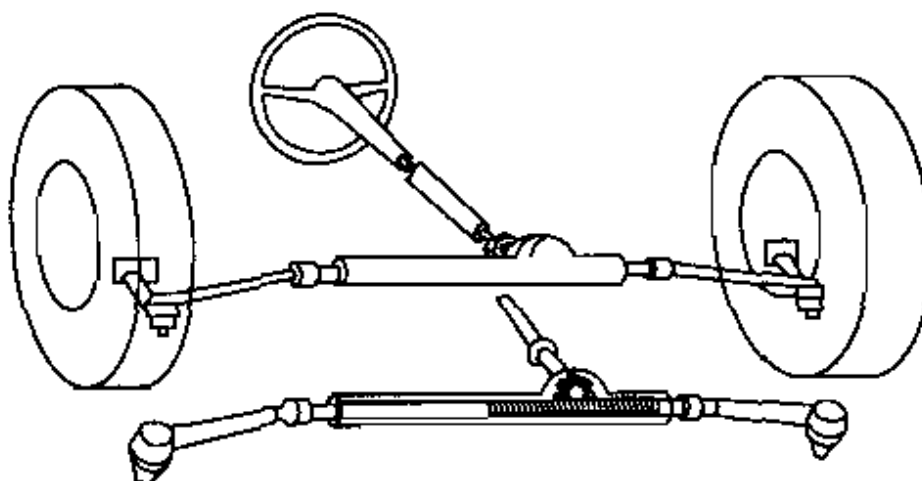
2.1 SISTEMAS DE DIREÇÃO

Um sistema de direção de um veículo é um conjunto de órgãos mecânicos que são responsáveis por mudar a trajetória e o sentido de direção durante sua locomoção, o eixo dianteiro de um veículo tem suas extremidades articuladas e fixadas as rodas por órgãos intermediários, assim as rodas giram quando o sistema for acionado pelo condutor.

“A função do sistema de direção é dirigir as rodas dianteiras em resposta às entradas de comando do motorista a fim de fornecer controle direcional global do veículo”. (GILLESPIE, 1992, pág. 275).

A figura 1 mostra de forma esquemática os principais componentes de um sistema de direção

Figura 1: Exemplo de sistema de direção.



Fonte: Gillespie, 1992, pág. 276.

2.1.1 VOLANTE

O volante é um aro circular onde se inicia o movimento do mecanismo das caixas de direção, sua função é ajudar o condutor a guiar o veículo, seu funcionamento é dado em movimentos circulares pelo condutor assim ocorre uma interação com a caixa de direção e faz com que as rodas do veículo virem no sentido de giro em que o condutor ordenar.

Nas competições Baja SAE BRASIL, segundo o regulamento existem algumas regras para a geometria de um volante.

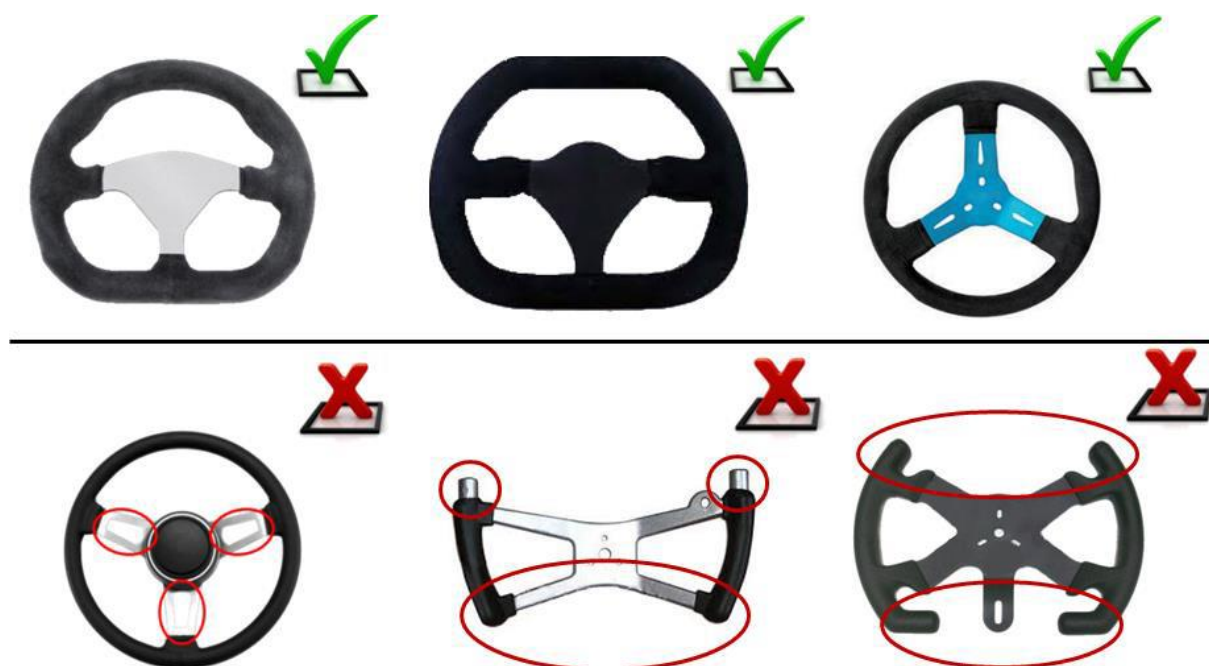
B11.5.1 O volante não pode conter furos ou rasgos em que consiga passar um círculo de 6 mm de diâmetro, mas não um de 50 mm. Este requisito tem o objetivo de impedir que dedos fiquem presos em caso de uma força brusca virar o volante. (RATBSB, 2018, pág.78).

B11.5.2 O volante deve possuir um perímetro contínuo que seja aproximadamente circular ou oval, isto é, o perfil do perímetro exterior pode possuir seções retas, mas não seções côncavas. Volantes em forma de "H" ou "8" não são permitidos. (RATBSB, 2018, pág.78).

B11.5.3 Todos os volantes serão avaliados pelos Juízes Credenciados de Segurança quanto à adequação do projeto, qualidade de fabricação, robustez e fixação. (RATBSB, 2018, pág.78).

A figura 2 a seguir detalha os tipos de volantes permitidos e proibidos dentro de uma competição baja.

Figura 2: Geometria dos volantes permitidos e não permitidos.



Fonte: RATBSB, 2018, pág. 78.

2.1.2 COLUNA E ÁRVORE DE DIREÇÃO

É uma haste cilíndrica geralmente metálica, que é fixada no interior da estrutura do veículo no qual é alojada a árvore de direção, a coluna também contém rolamentos de esferas para reduzir o atrito de giro da árvore e suportar as vibrações do mesmo, além disso a coluna é projetada de modo que em uma colisão frontal ela ceda e ou deforme para evitar que o condutor fique prensado pelo banco contra o volante.

A árvore de direção (figura 3) trata-se de um par de hastes cilíndricas que transferem o movimento do volante aos terminais de direção dando início ao deslocamento das rodas, possibilitando o carro ser guiado, essas hastes uma é oca e outra maciça que giram sobre os rolamentos da coluna de direção, as hastes são conectadas por pinos de cisalhamento que tem como princípio quebrar no caso de colisões, assim a parte oca cobre a haste maciça impedindo da árvore atingir o motorista.

Figura 3: Componentes de uma coluna e árvore de direção juntas.



Fonte: Carros Infoco, 2018.

Trata-se de um par de hastes, sendo uma oca e outra maciça, de formato cilindro e que giram sobre rolamentos dentro da coluna de direção. Esta configuração da árvore permite que o deslocamento de uma haste para dentro da outra, caracterizando o ajuste de distância do volante. Entretanto, esse atributo é também utilizado como dispositivo de segurança do veículo. (Carros Infoco, Acesso: 03/04/18).

2.2 TIPOS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO

Existem alguns tipos de mecanismos de direção no mercado para escolher em uma devida situação de projeto, à princípio todos os sistemas de direção são mecânicos, porém alguns contém componentes hidráulicos ou elétricos, por exemplo, os quais ajudam o motorista a facilitar a condução do veículo os tipos de sistemas de direção mais conhecidos e usados são: de direção mecânica, direção hidráulica e elétrica.

Porém segundo o regulamento administrativo e técnico Baja SAE BRASIL, é obrigatório o uso somente de sistemas de direções mecânicos.

“B11.1 Sistemas de direção devem ser mecanicamente operados. Sistemas steer-by-wire e sistemas operados hidraulicamente são proibidos”. (RATBSB, 2018, pág. 77).

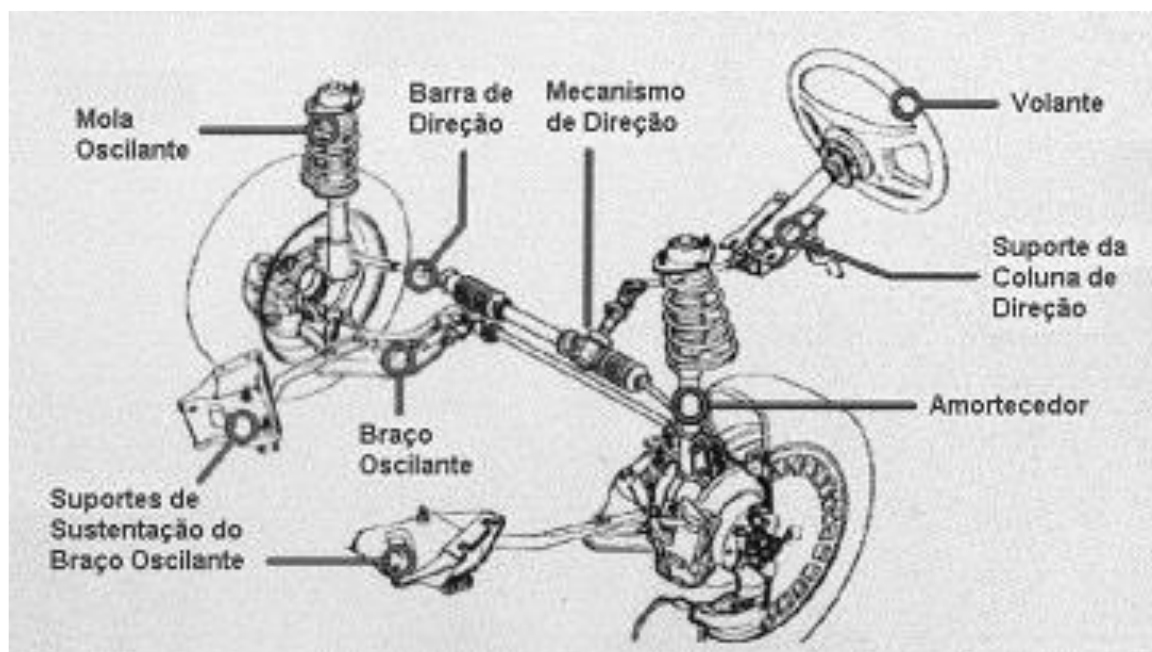
2.2.1 SISTEMAS DE DIREÇÃO MECÂNICOS

Os sistemas mecânicos trabalham através do giro do volante. Eles são acionados mecanicamente e fazem com que as engrenagens, e os componentes mecânicos do sistema sejam desbloqueados e determinem o sentido de direção desejada.

Segundo Rosa (2010) o funcionamento da direção mecânica, deve atuar como um redutor direto dos esforços no volante, ajudando assim o condutor a conduzir as rodas sem empregar muito esforço. Esse sistema por se tratar de um sistema totalmente mecânico, quando comparado aos demais sistemas de direção existentes ele possui um esforço maior e possui uma relação de transmissão mais alta. A relação utilizada é dada pelo giro do volante em graus e o movimento angular das rodas, essa relação é dada também pelo esforço do condutor durante o movimento do volante.

A figura 5 mostra um sistema de direção com todos os seus componentes, desde o volante até as rodas.

Figura 4: Componentes do sistema de direção.



Fonte: Rosa, 2010, pág. 2.

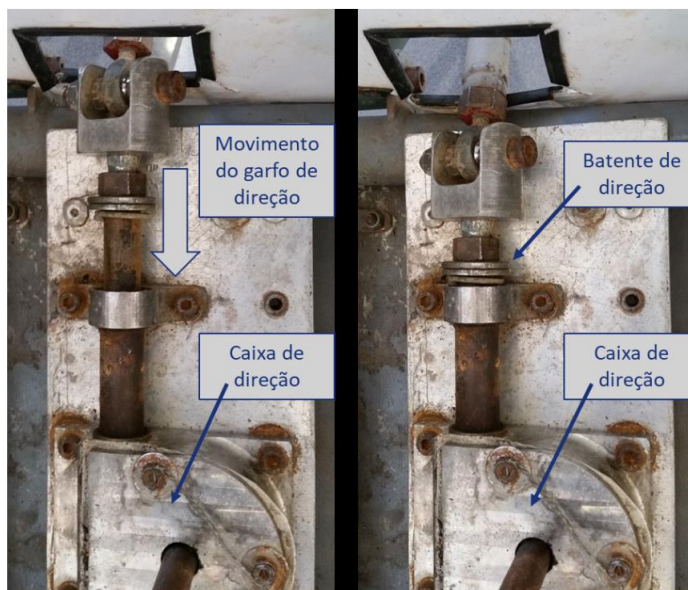
A caixa de direção é uma carcaça metálica que contém um conjunto de peças responsáveis em transformar o giro do volante em movimentos lineares da barra de direção.

Conforme o Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL quanto aos batentes de rodas devem ocorrer a instalação dos mesmos para limitar os esterçamentos das rodas para evitar o travamento do mecanismo.

“B11.2.1 Para evitar travamento do mecanismo de direção, devem ser instalados batentes que limitem o esterçamento das rodas”. (RATBSB, 2018, pág. 77).

A figura 5, tirada do regulamento, detalha os movimentos da caixa de direção e exemplifica como deve ser colocados os batentes de acordo com as normas do SAE Brasil.

Figura 5: Exemplo de batente de direção.



Fonte: RATBSB, 2018, Pág. 77.

Dentre o sistema mecânico existem três tipos de caixas de direção: com setor e rosca sem fim, com rosca sem fim e esferas recirculantes e com pinhão e cremalheira.

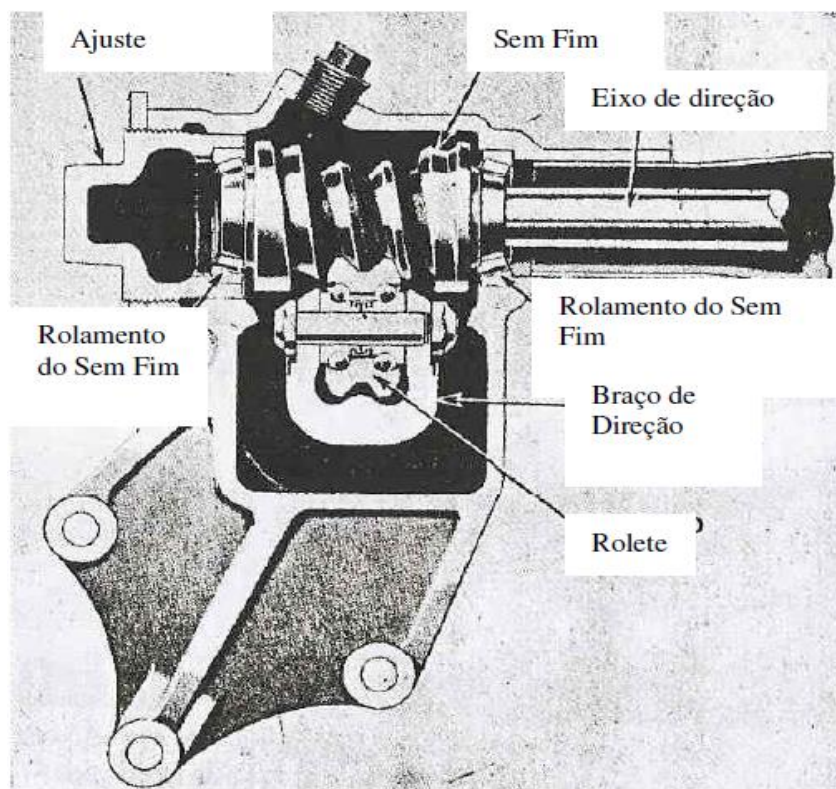
2.2.3 CAIXA DE DIREÇÃO COM SETOR E ROSCA SEM FIM

A caixa de direção com setor e rosca sem-fim (Figura 6) tem em seu sistema interno um eixo de entrada onde o volante é fixado, que possui uma rosca sem fim que fica engrenada no rolete de direção composta por um eixo de entrada esse sistema quando o eixo de direção é rotacionado pelo volante ele transforma o movimento rotativo em movimentos retilíneos ocasionando assim o movimento lateral das articulações de direção fazendo com que as rodas do veículo se desloquem lateralmente.

Segundo Rosa (2010) a rosca sem-fim tem um diâmetro maior nas extremidades do que no centro permitindo ao setor uma ajustagem em toda a sua movimentação, os setores pode apresentar forma cônica ou dentada.

Com a rotação do volante a rosca sem-fim recebe este movimento e o transmite para o setor ocasionando um deslocamento angular, a este está acoplado um braço de direção ("Pitman") que o acompanha. O braço de direção por sua vez transmite este movimento para as mangas de eixo (ligadas às rodas) através dos barramentos de direção acoplados a ele na sua extremidade. (Rosa, 2010, pág. 4).

Figura 6: Vista em corte da caixa de direção com setor e rosca sem fim.



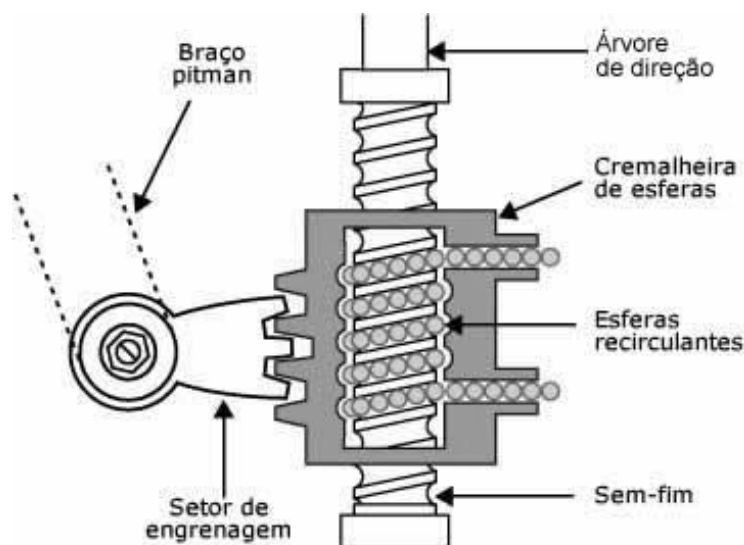
Fonte: Rosa, 2010, pág. 4.

2.2.4 CAIXA DE DIREÇÃO COM ROSCA SEM FIM E ESFERAS RECIRCULANTES

A caixa de direção com rosca sem fim e esferas recirculantes (figura 7) tem um princípio de funcionamento similar ao com setor e rosca sem fim, porém neste mecanismo o eixo de direção se conecta através de uma haste com rosca sem-fim a uma cremalheira de esferas com furo rosqueado.

A rosca sem-fim não faz contato direto com a rosca da cremalheira, devido ao alojamento de esferas em todos os filetes, que recirculam através da engrenagem enquanto ela se movimenta. As esferas atuam na redução do atrito e do desgaste da engrenagem e também reduzem a folga de engrenamento. (Rosa, 2010, pág. 4).

Figura 7: Caixa de direção com rosca sem fim e esferas recirculantes



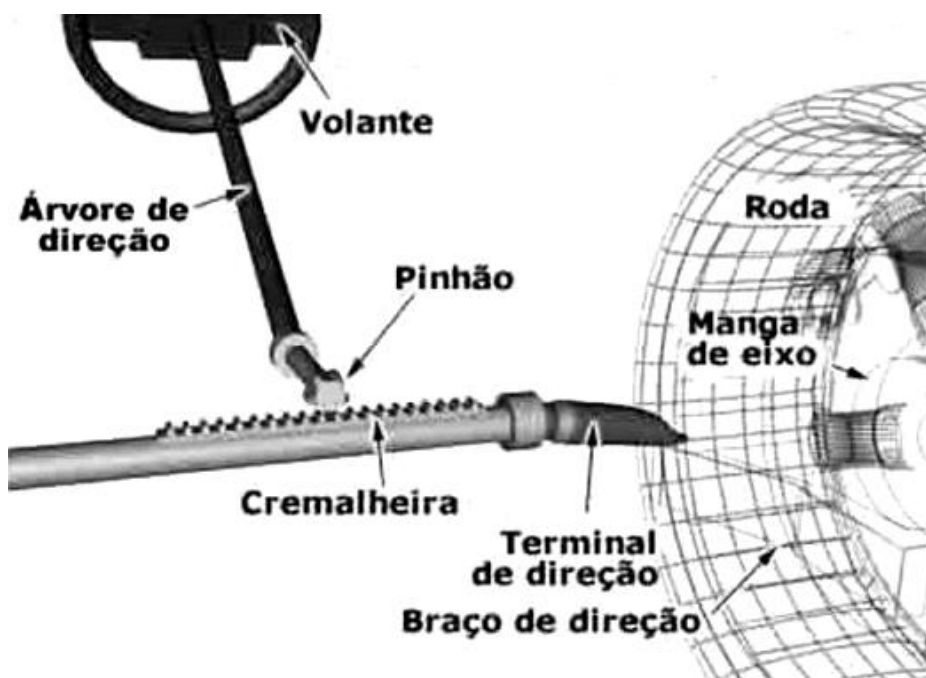
Fonte: Rosa, 2010, pág. 5.

2.2.5 CAIXA DE DIREÇÃO COM PINHÃO E CREMALHEIRA

Na caixa de direção com pinhão e cremalheira a articulação é diferente das apresentadas anteriormente, o que torna o mecanismo mais simples e com menos componentes e atende perfeitamente as necessidades da competição, esse mecanismo representa para um projeto menor custo de fabricação, ele tem uma menor folga em suas barras de ligação, fácil operação e alta eficiência e assim faz com que seja utilizado pela maioria das equipes da Baja SAE BRASIL. O mecanismo funciona dado por um pinhão fixado à árvore de direção e esse pinhão engrenado em uma cremalheira (haste linear dentada), quando o volante é girado a árvore de direção gira no mesmo sentido do volante consequentemente o pinhão também, assim pelo engrenamento a cremalheira realiza movimentos lineares conforme figura 8.

A cremalheira é a parte central da caixa de direção, tendo em cada extremidade barras laterais bi articuladas (barras de direção) que promovem sua união às mangas de eixo. O acionamento do volante gira o pinhão que obriga a cremalheira a deslocar-se, comandando as barras de direção, assim o movimento linear da cremalheira é transformado em movimentos angulares das rodas. (Rosa, 2010, pág. 5).

Figura 8: Mecanismo de direção pinhão e cremalheira.



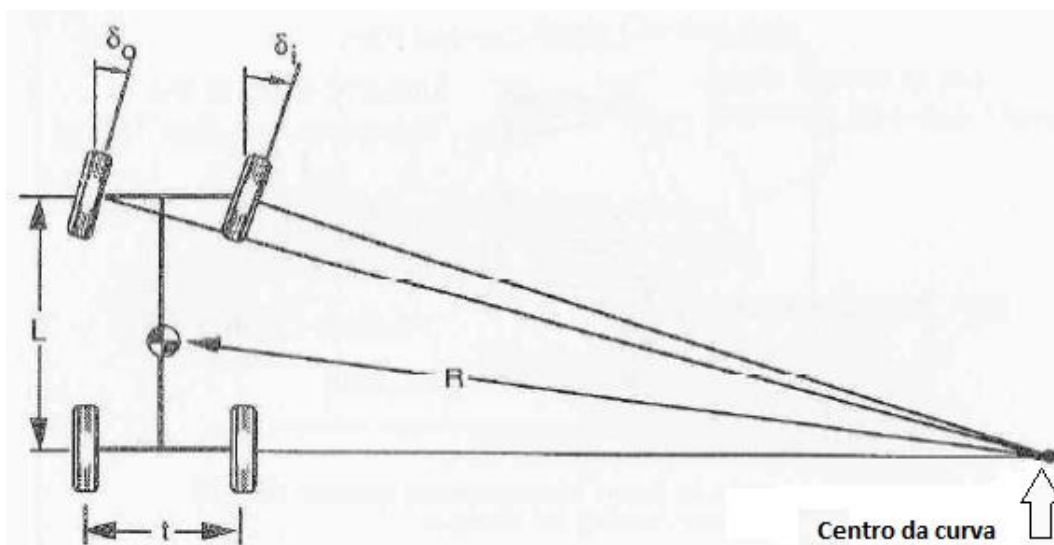
Fonte: Rosa, 2010, pág. 5.

2.3 GEOMETRIA ACKERMAN

Segundo Gillespie (1992), as translações laterais dos mecanismos de direção transmitidos através dos barramentos da roda direita e esquerda possuem importantes características geométricas.

A geometria cinemática deste sistema de barras não é um paralelogramo que produz ângulos de esterçamento iguais para ambas as rodas e sim um trapezóide que mais se identifica com a geometria de Ackerman, sendo que a roda interna tem um maior ângulo de esterçamento comparado com a roda externa conforme a figura 9, podemos observar.

Figura 9: Geometria de Ackerman.



Fonte: Gillespie, 1992, pág. 278

A geometria de Ackerman é um trapezoide que produz nas rodas ângulos de esterçamento, devido a isso o ângulo da roda interna é maior que o da externa, esta geometria garante uma melhor relação entre os ângulos de esterçamento dos pneus e determina o centro de curvatura do veículo sem que haja arraste dos pneus. Esta geometria garante de 80 a 100% de precisão nos cálculos.

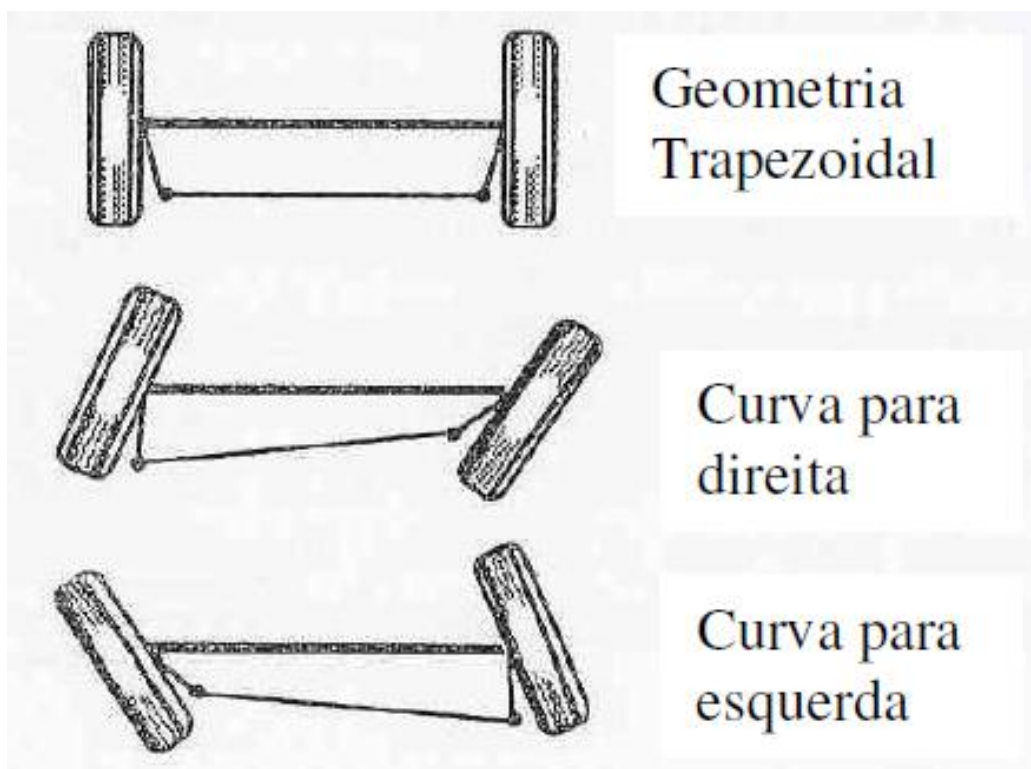
Conforme Gillespie os cálculos dos ângulos das rodas interna e externa podem ser definidos pelas equações:

$$\delta_o = \arctan (L/(R+t/2)) \cong L/(R+t/2) \quad (1)$$

$$\delta_i = \arctan (L/(R-t/2)) \cong L/(R-t/2) \quad (2)$$

As equações acima podem ser consideradas para pequenos ângulos e por consequência os arco tangentes destes ângulos são iguais os próprios ângulos em radianos.

O grau do atendimento da geometria de Ackerman no veículo tem pouca influência no comportamento direcional para altas velocidades, mas tem influência na auto centralização em manobras em baixas velocidades. Com o atendimento da geometria de Ackerman, também se verifica progressividade do torque de resistência em função do ângulo de esterçamento. Vale salientar que com o esterçamento paralelo entre as rodas, determina-se inicialmente o crescimento do torque com o ângulo, contudo a partir de um dado ângulo, o torque tende a diminuir ou até ficar negativo para grandes ângulos de esterçamento. (Fernandes, 2005, pág. 42).

Figura 10: Geometria trapezoidal de Ackerman

Fonte: Gillespie, 1992, pág. 278

2.4 TIPOS DE ÂNGULOS EXISTENTES EM UM SISTEMA DE DIREÇÃO

Em um sistema de direção no geral existem alguns ângulos que tem grande importância para desenvolver um sistema de direção.

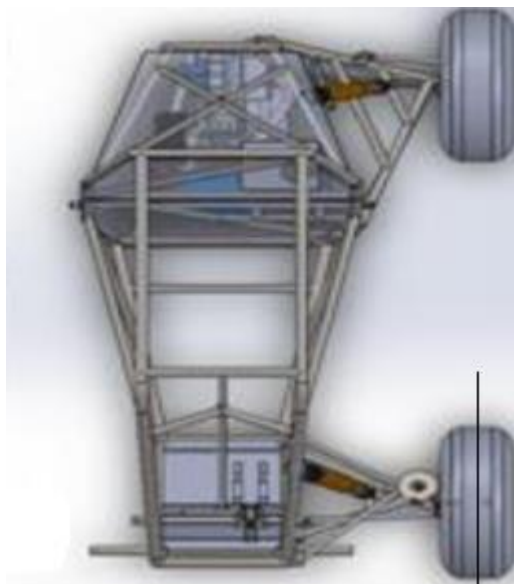
O câmbor, tomando uma vista frontal do veículo, é o ângulo formado entre o centro do pneu e a uma linha perpendicular ao solo conforme a figura 11 a seguir.

De uma forma geral, deseja-se que o câmbor do veículo esteja na maior parte do tempo o mais próximo possível do zero grau quando o veículo estiver percorrendo trajetórias retas, de forma a reduzir os desgastes dos pneus e aumentar a aderência entre o pneu e o solo, garantindo assim o melhor desempenho possível nas frenagens e acelerações do veículo. (Apostila PUC – RIO, 2008).

Figura 11: Ângulo de câmbor

Fonte: Brito, pág. 2.

Ângulo de convergência, tomada vista superior do veículo, é o ângulo do centro da roda e o eixo longitudinal do veículo conforme a figura 12.

Figura 12: Ângulo de convergência

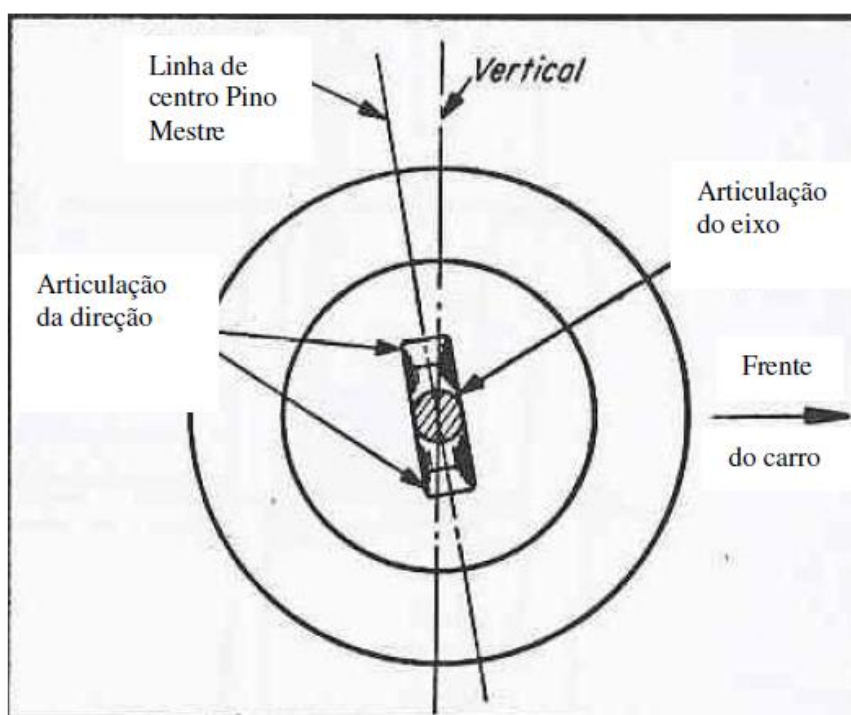
Fonte: Brito, 2017, pág. 2

Cáster, tomando vista lateral do veículo, é o ângulo entre a suspensão e o ângulo perpendicular do centro da roda. Normalmente verificam ângulos entre 0°- 5° que podem sofrer uma deflexão devido a suspensão, o cáster pode ser tanto positivo

quanto negativo, o positivo melhora a estabilidade direcional e ajuda no alinhamento das rodas, ou seja a linha do pino mestre fica à frente como mostra a figura 13 a seguir, já o cáster negativo a linha do pino mestre fica atrás da roda dianteira do veículo.

A principal função do cáster é possibilitar a estabilidade da direção do veículo, sendo responsável pelo retorno da direção à posição de trajetória em linha reta após as curvas, sua inclinação não influi nos desgastes dos pneus na reta. (Apostila PUC – RIO, 2008).

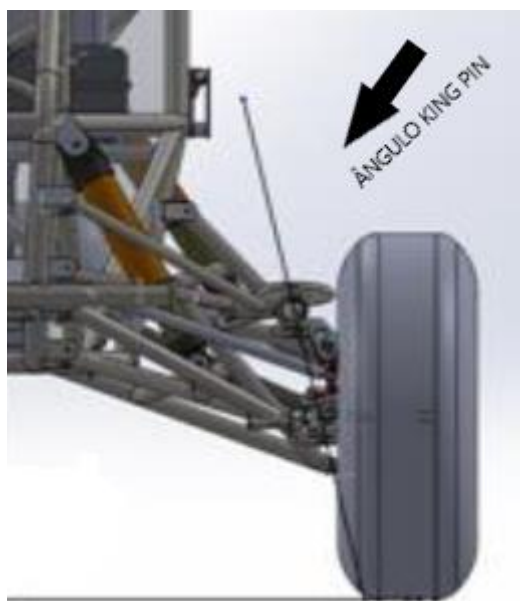
Figura 13: Cáster positivo



Fonte: Fernandes, 2005, pág. 47

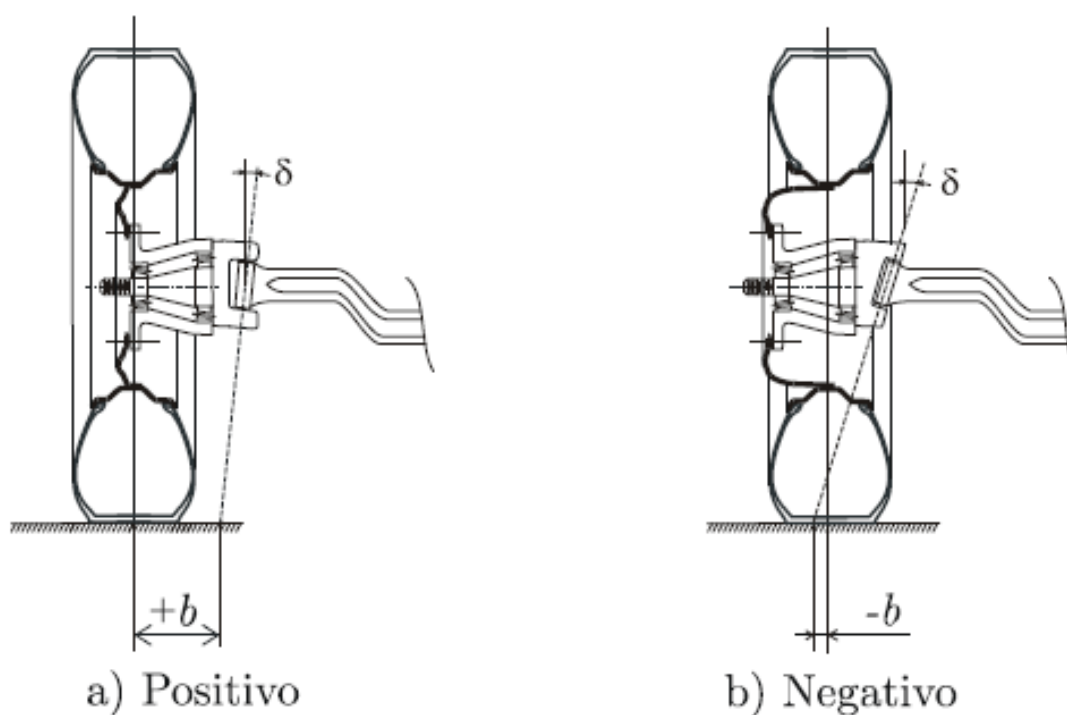
Pino-mestre ou King pin, é o ângulo formado entre as fixações da suspensão na manga em relação ao eixo de rotação da roda. Esse ângulo pode variar entre 4° - 9° , o mais usual está em torno de 5° , a inclinação do pino mestre faz com que o braço de alavanca seja menor, assim diminui o esforço sobre o volante e faz com que ocorra um efeito colateral que é o retorno da direção, além disso existe o conceito de braço a terra e raio de rolamento que é definido como a distância entre o plano médio do pneu e o ponto em que a direção do eixo do pino mestre intercepta o plano do solo. Esta distância é muito importante na determinação dos esforços que ocorrem nos braços da suspensão e da direção. O raio de rolamento pode ser positivo ou negativo conforme apresentado na figura 14.

Figura 14: Ângulo do pino-mestre ou Kingpin



Fonte: Brito, 2017, pág. 2

Figura 15: Raio de rolamento positivo e negativo



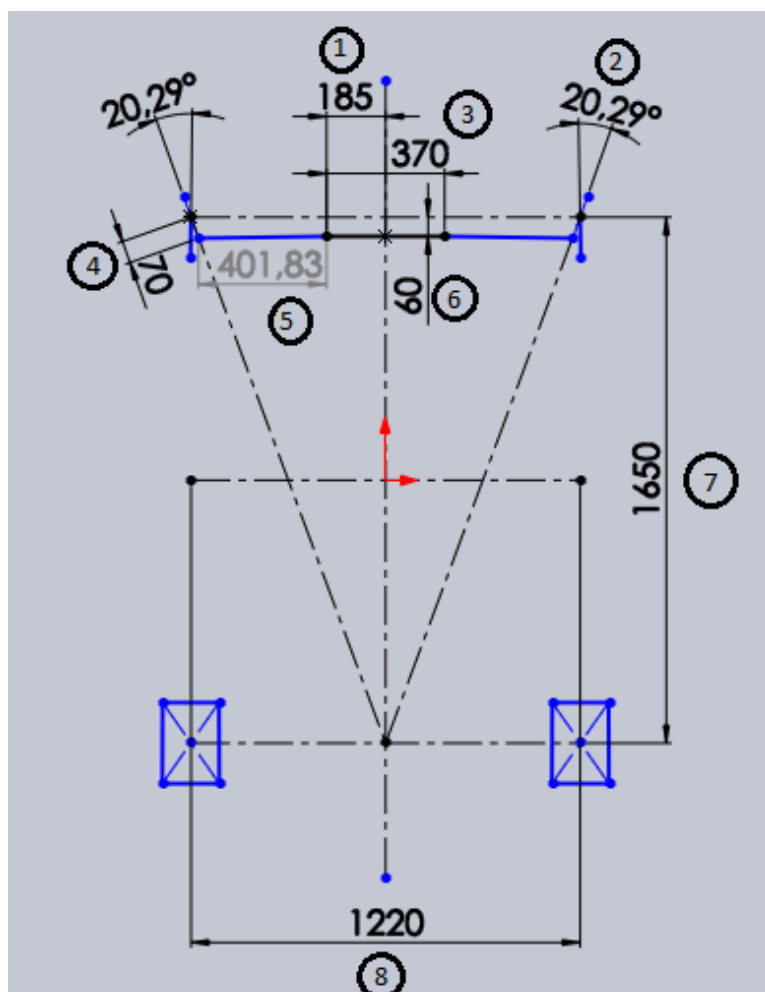
Fonte: Lauro, 2014, pág. 207

3 ESTUDO DE CASO

O intuito desse trabalho foi o de construir uma caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira, pois o regulamento da SAE especifica que nas competições as caixas de direção só podem ser do tipo mecânico e sem assistência. Foi determinado o uso da caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira porque reduziria custos comparados as dos outros tipos mecânicos existentes.

Para iniciar o estudo de caso foi utilizado o conceito da geometria de Ackerman como mostra a figura 16. O estudo foi desenhado no SolidWorks para a posição do carro em repouso, e com as medidas desejadas para iniciação de um novo protótipo, levando em consideração todos os conceitos necessários para o estudo.

Figura 16: Esboço simplificado do carro em repouso.



Fonte: Autoria própria.

Onde:

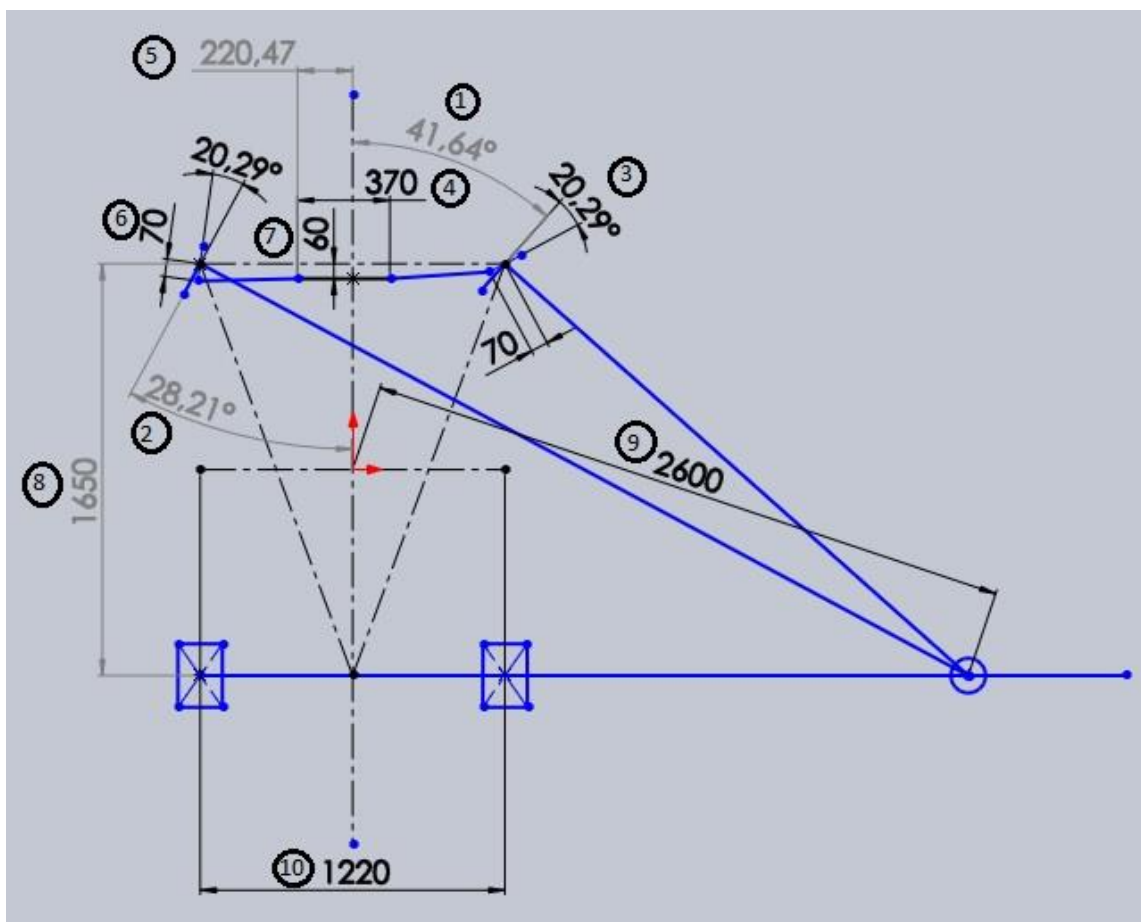
- 1- Metade da barra da cremalheira;
- 2- Ângulo da roda em relação ao braço de alavanca;
- 3- Comprimento da haste da cremalheira;
- 4- Comprimento do braço de alavanca;
- 5- Medida da barra de direção;
- 6- Distância da caixa de direção em relação as rodas dianteiras;
- 7- Distância eixo a eixo do carro;
- 8- Distância do ponto de giro do carro.

Após feito o desenho no SolidWorks, com as medidas desejadas, foram feitas simulações de deslocamento da caixa de direção, barra de direção, braço de alavanca junto com as rodas. Os movimentos do sistema foram feitos sempre respeitando a geometria de Ackerman para encontrar a distância de giro desejada para o carro, conforme figura 17. Nessa figura foram definidos os ângulos de esterçamento das rodas, distância de curso da cremalheira, além do raio de giro do carro.

Na figura 17, os números significam:

- 1- Ângulo da roda interna;
- 2- Ângulo da roda externa;
- 3- Ângulo da roda em relação com o braço de alavanca;
- 4- Comprimento da haste da cremalheira;
- 5- Comprimento do curso máximo;
- 6- Comprimento do braço de alavanca;
- 7- Distância da caixa de direção em relação as rodas dianteiras;
- 8- Distância eixo a eixo do carro;
- 9- Raio de giro do carro;
- 10-Distância do ponto de giro do carro.

Figura 17: Carro com o máximo esterçamento das rodas.



Fonte: Autoria própria.

Após os estudos foram encontrados os valores para iniciação do dimensionamento da caixa de direção. Assim, foram definidos como princípios do projeto o curso da cremalheira, o curso do volante para girar 90° em ambos os lados e atingir o curso total.

A equação (3) mostra o cálculo utilizado para encontrar o diâmetro primitivo do pinhão.

$$D_p = \frac{c}{\pi \cdot x \cdot N_v} \quad (3)$$

Onde:

D_p = Diâmetro primitivo do pinhão (mm);

c = Curso total da cremalheira (mm);

N_v = Número de voltas no volante.

O quadro 1 mostra os dados de entrada. O raio de giro foi definido baseando-se no giro do carro atual que é de 2800 mm. Com a diminuição para 2600 mm, espera-se obter um melhor desempenho nas competições de slalom, já que no carro atual o resultado foi satisfatório porém há margem de melhorias na pontuação. Os ângulos apresentados são do estudo de Ackerman, feito anteriormente além do novo diâmetro primitivo do pinhão da caixa encontrado através da equação (3). Já o novo giro do volante foi definido em comparação com o do carro atual, pois o ângulo de giro é de 120° para ambos os lados, o novo ângulo de giro vai ajudar o piloto a ter uma resposta mais rápida do carro em curvas.

Quadro 1: Dados de entrada

Raio de giro do carro	2600 mm
Giro roda interna	41,64°
Giro roda externa	28,21°
Curso total da cremalheira	70 mm
Diâmetro primitivo do pinhão	45 mm
Raio de giro do volante	90°

Fonte: Autoria própria.

O módulo do pinhão foi encontrado através da equação (4):

$$m = \frac{Dp}{Z} \quad (4)$$

Onde:

m = Módulo

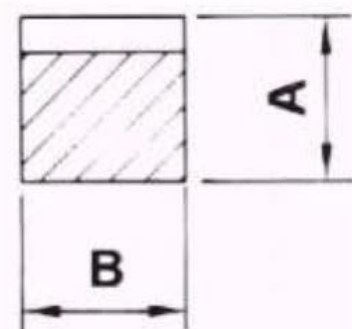
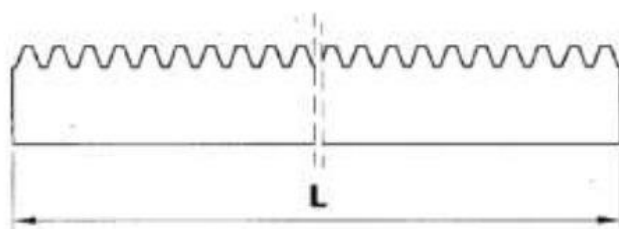
Z = Numero de dentes do pinhão

Através da equação (4), admitindo um número de dentes igual a 18 e o diâmetro primitivo encontrado na equação (3), foi encontrado o valor de módulo 2,5.

Quadro 2: Catálogo de cremalheiras de dentes retos e ângulo de pressão de 20°.

CÓDIGO	MÓDULO	PASSO (mm)	COMPRIMENTO (L) 2000mm - A x B	PESO (KG)
BE490110200	1	3,1416	15 x 15	3,100
BE490115200	1,5	4,7124	17 X 17	4,000
BE490120200	2	6,2832	20 X 20	5,400
BE490125200	2,5	7,854	25 X 25	8,600
BE490130200	3	9,4248	30 X 30	12,500
BE490140200	4	12,5664	40 X 40	22,000
BE490150200	5	15,708	50 X 50	34,600
BE490160200	6	18,8496	60 X 60	51,000

* Os produtos acima estão sujeitos a modificações técnicas ou dimensionais sem aviso prévio.

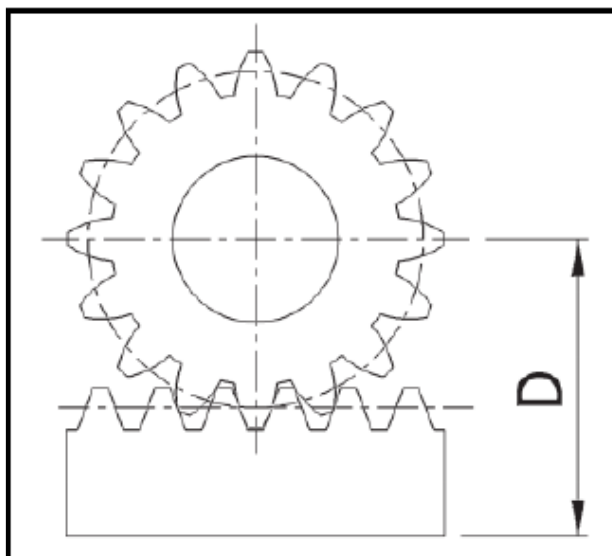


Fonte: A.T.I Brasil.

Após analisar o quadro 2 foi possível obter alguns parâmetros para o projeto. Sabendo que, no catálogo comercial, uma cremalheira para o módulo de 2,5 tem as dimensões de 25 x 25 mm, através das simulações no SolidWorks foi possível reduzir o tamanho da mesma para 20 x 20 mm, caso contrário ela iria ficar superdimensionada. Como é necessário um curso de 70 mm foi adotado um comprimento total de 80 mm (L) para haver uma folga no curso da cremalheira.

A figura 18 mostra o catálogo da Koom, que relaciona o número de dentes do pinhão com os módulos necessários para encontrar a distância do centro do pinhão a base da cremalheira.

Figura 18: Distância do centro do pinhão a base da cremalheira.



DIMENSÕES DA COTA "D"							
Z	Módulo do Pinhão com dentes retos (m)						
	2	3	4	5	6	8	10
18	-	62	81	104	-	157	195
20	-	65	85	109	125	165	205
22	-	68	89	114	131	173	215
24	50	71	93	119	137	181	225
26	52	74	97	124	143	189	235
28	54	-	-	129	149	197	-
30	56	-	-	-	155	-	-
32	58	-	-	-	161	-	-

Fonte: Catálogo da Koom.

Para definir o centro do pinhão e a base da cremalheira foram usados conceitos da norma DIN 867, que define as folgas existentes no engrenamento. O catálogo não contém os valores para "D", assim analisando o catálogo de cremalheiras da figura 18 foi usada a equação (5), para encontrar a distância D.

$$D = \frac{(D_p - m)}{2} + (h_c - 1,166.m) \quad (5)$$

Onde:

h_c = Altura da cremalheira (mm).

Após realizar o cálculo foi obtido um valor aproximado de $D = 44$ mm.

O cálculo de força horizontal real é determinado pela equação (6), nela, por meio de pesquisas, foi encontrado um estudo que determina o coeficiente de atrito do pneu/solo de um veículo Baja. No estudo elaborado por Lopes (2016) foi concluído que este coeficiente é de 0,72.

$$F_{hr} = M(g \cdot \mu + a) \quad (6)$$

Onde:

F_{hr} = Força horizontal real;

M = massa do veículo (kg);

μ = coeficiente de atrito;

A = aceleração (m/s²).

Após realizar o cálculo o resultado da força horizontal real (F_{hr}) foi de 1774,55 N, e também o torque gerado pela equação (7):

$$M_t = \frac{D_p \cdot F_{hr}}{2 \cdot \eta} \quad (7)$$

Onde:

M_t = Torque (N.m);

η = Rendimento do sistema.

Assim foi determinado um rendimento de 0,98, o valor encontrado do torque (M_t) é 40,72 N.m.

Para Potência mecânica foi usada a equação (8). A velocidade encontrada para o projeto foi de 0,035 m/s.

$$P = \frac{F_{hr} \cdot v}{\eta} \quad (8)$$

Onde:

P = Potência mecânica;

V = Velocidade (m/s).

Após realizar o cálculo, a potência mecânica encontrada foi de 63,37 W. Já a rotação foi encontrada pela equação (9), assim $n = 14,86$ rpm.

$$n = \frac{30.P}{\Pi.Mt} \quad (9)$$

Para analisar se o pinhão não estava superdimensionado ou subdimensionado usamos a equação (10) para calcular a tensão máxima no pé do dente e comparar com a tensão admissível do material escolhido para o projeto.

$$\sigma_{\acute{a}x} = \frac{Fhr.q.\varphi}{b.m} \leq \sigma_{mat} \quad (10)$$

Onde:

σ_{mat} = Tensão admissível do material;

q = Fator de forma em função dos números de dentes;

φ = Fator de serviço.

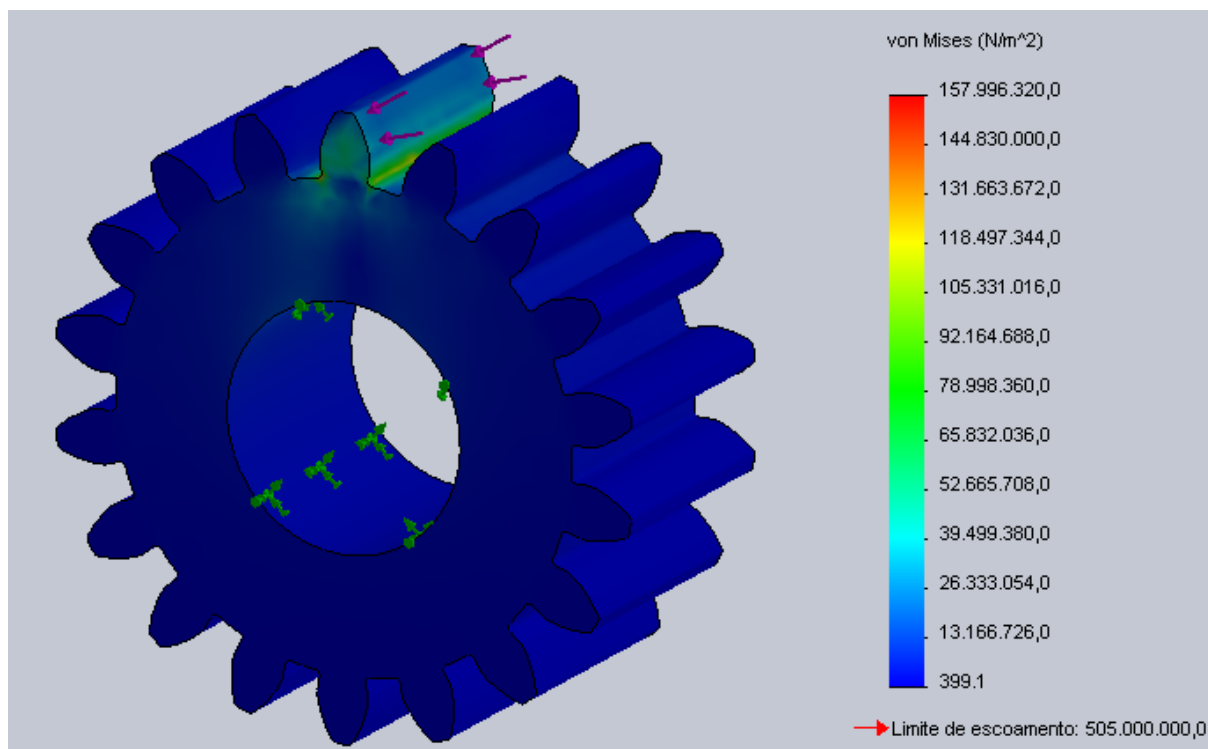
b = largura do pinhão.

Foi adotado por meio de tabelas um fator de forma $q = 3,5$ e fator de serviço $\varphi = 1,2$ e a largura do pinhão $b = 20$ mm. Resolvendo a equação (10), foi obtida a tensão máxima no pé do dente de 149,06 Mpa.

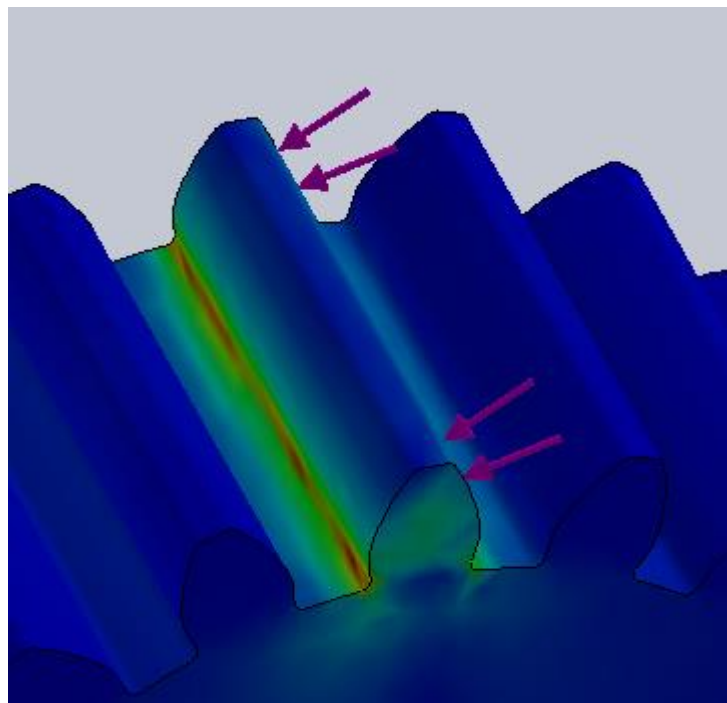
3.1 ANÁLISE DAS PEÇAS ATRAVÉS DE ELEMENTOS FINITOS

Foram desenvolvidos os desenhos e adotados como material para o pinhão e cremalheira o alumínio 7075-T6. Após isso, foram geradas as malhas nos componentes da caixa, e a partir delas foram feitas as simulações das tensões analisadas pelo critério de Von Misses e deslocamento lateral do dente. Foram utilizados como força e torque os dados calculados anteriormente. Finalizadas as análises de elementos finitos, e as simulações, obteve-se os resultados mostrados nas figuras 19, 20 ,21.

- Máxima tensão de cisalhamento com aplicação da força: 157,996 Mpa.
- Deslocamento lateral do dente: 0,01649 mm.

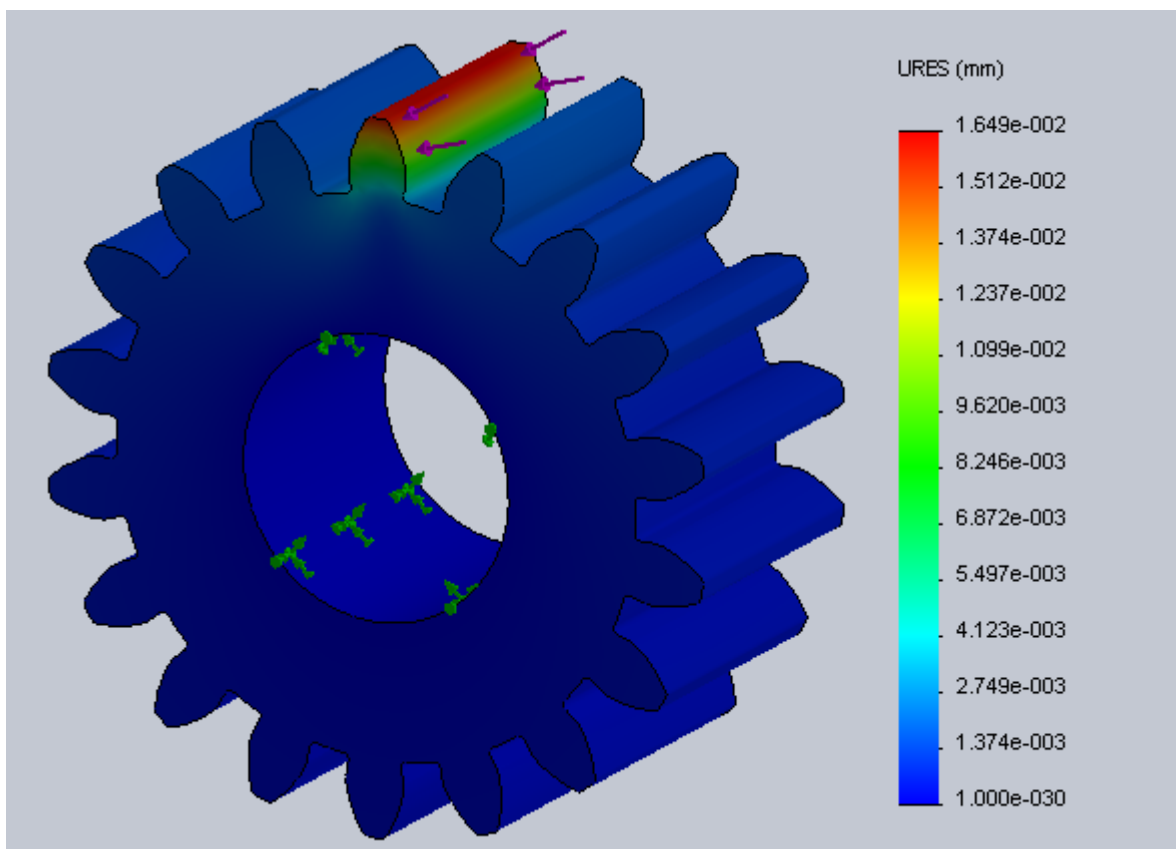
Figura 19: Análise da força aplicada no pinhão.

Fonte: Autoria própria.

Figura 20: Detalhe do dente com a aplicação da força.

Fonte: Autoria própria.

Figura 21: Deslocamento lateral do dente com aplicação da força.

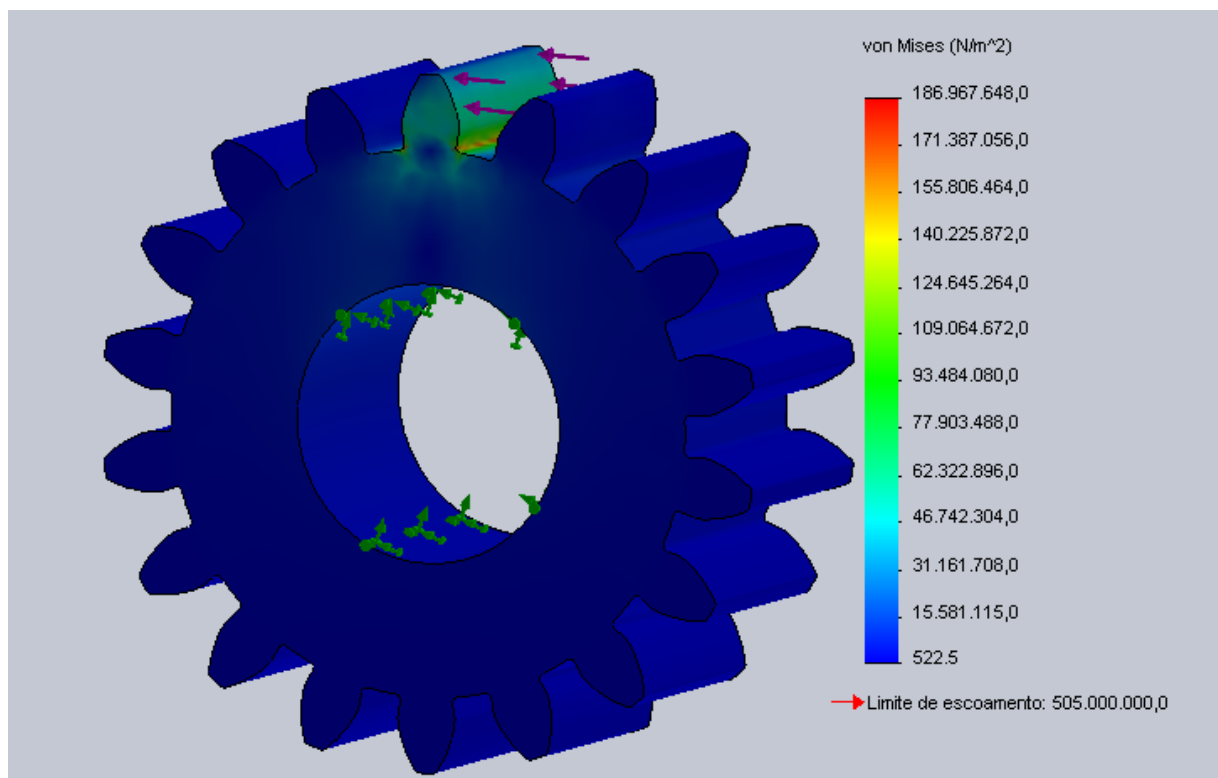


Fonte: Autoria própria.

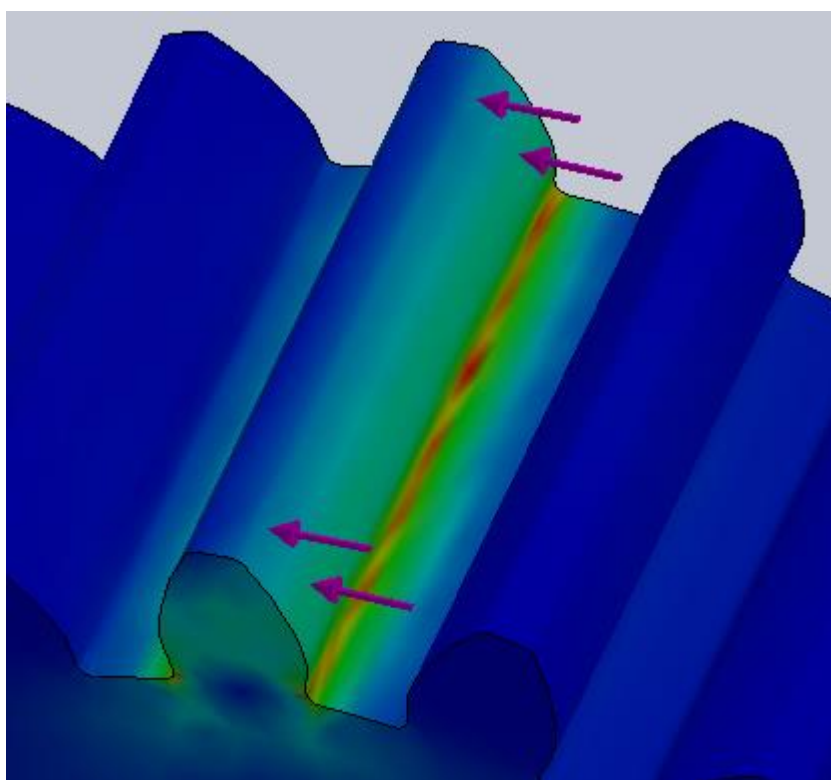
Analisando as imagens da simulação, é possível observar que o dente não sofrerá ruptura pois a tensão da força no dente é inferior ao limite de escoamento do material. Verificando o deslocamento lateral do dente do pinhão, foi observado que o topo do dente foi o local onde ocorreu o maior deslocamento, porém esse valor foi considerado desprezível (inferior a 0,02 mm), não interferindo assim no funcionamento do pinhão.

Após as simulações de forças laterais, foi feito o estudo com o torque e o deslocamento dos dentes gerados pelo mesmo como mostra as figuras 22, 23 e 24. Foram verificados os valores de torque na simulação:

- Máxima tensão de cisalhamento: 189,967 Mpa.
- Deslocamento lateral do dente: 0,02158 mm.

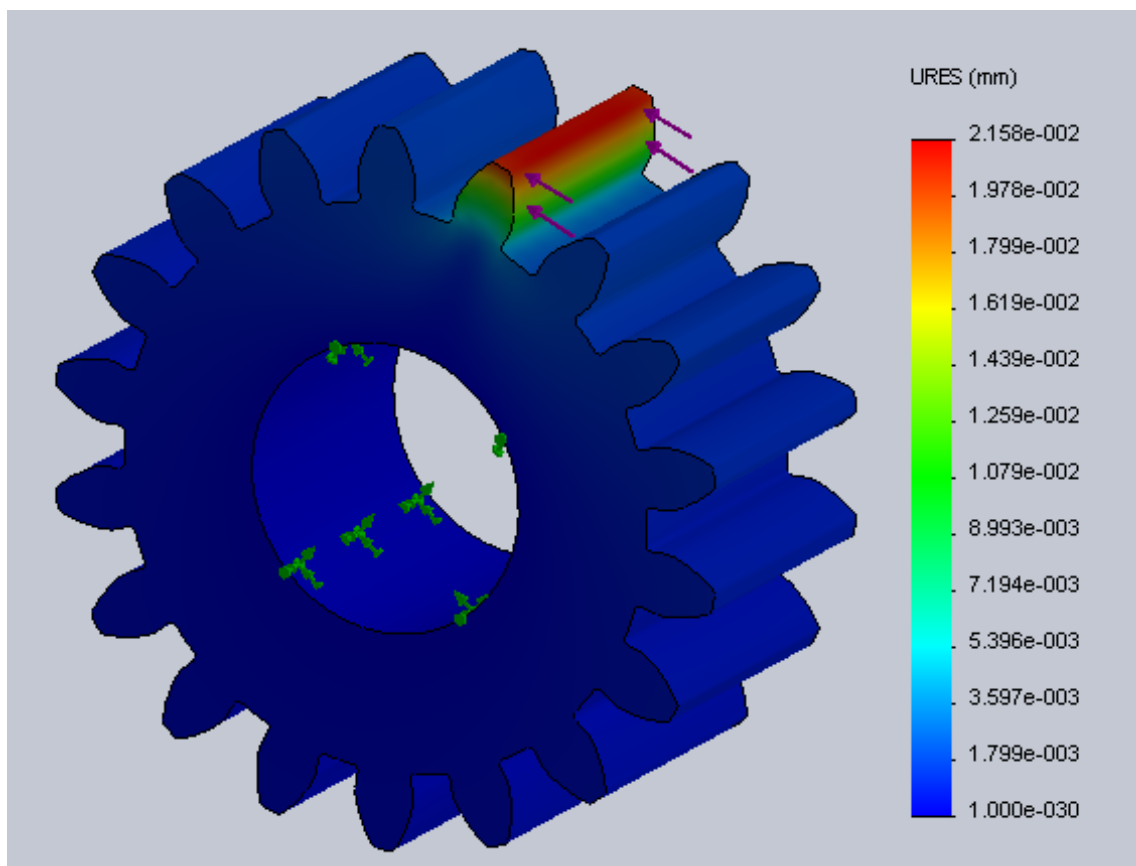
Figura 22: Análise do torque no dente do pinhão.

Fonte: Autoria própria.

Figura 23: Detalhe do dente com aplicação do torque.

Fonte: Autoria própria.

Figura 24: Deslocamento lateral do dente com a aplicação do torque.



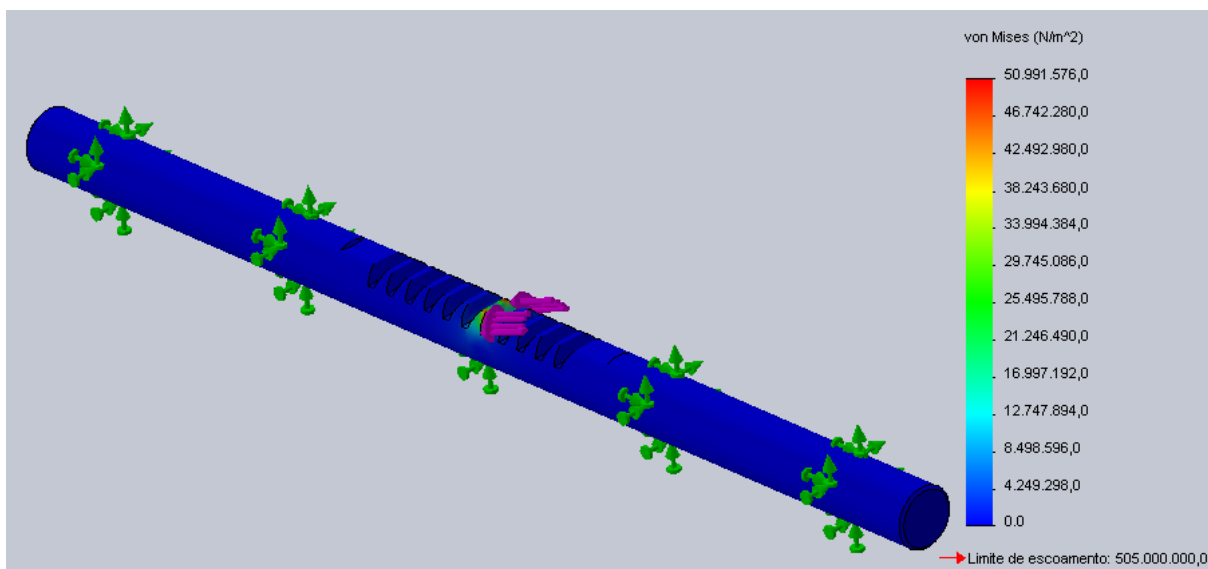
Fonte: Autoria própria.

Os valores encontrados na simulação do torque e deslocamento lateral dos dentes foram maiores comparados com os resultados obtidos na força e no deslocamento dos dentes feitos anteriormente, porém o pinhão irá suportar o torque, pois o limite de escoamento do material é maior que o obtido na simulação e o deslocamento lateral obteve-se um valor desprezível (inferior a 0,022 mm).

Na cremalheira foram realizados os mesmo estudos do pinhão. Primeiramente foram feitas a simulações de força e o deslocamento do dente utilizando os mesmos valores encontrados nas equações. Obtendo assim os seguintes resultados conforme as figuras 25, 26 e 27:

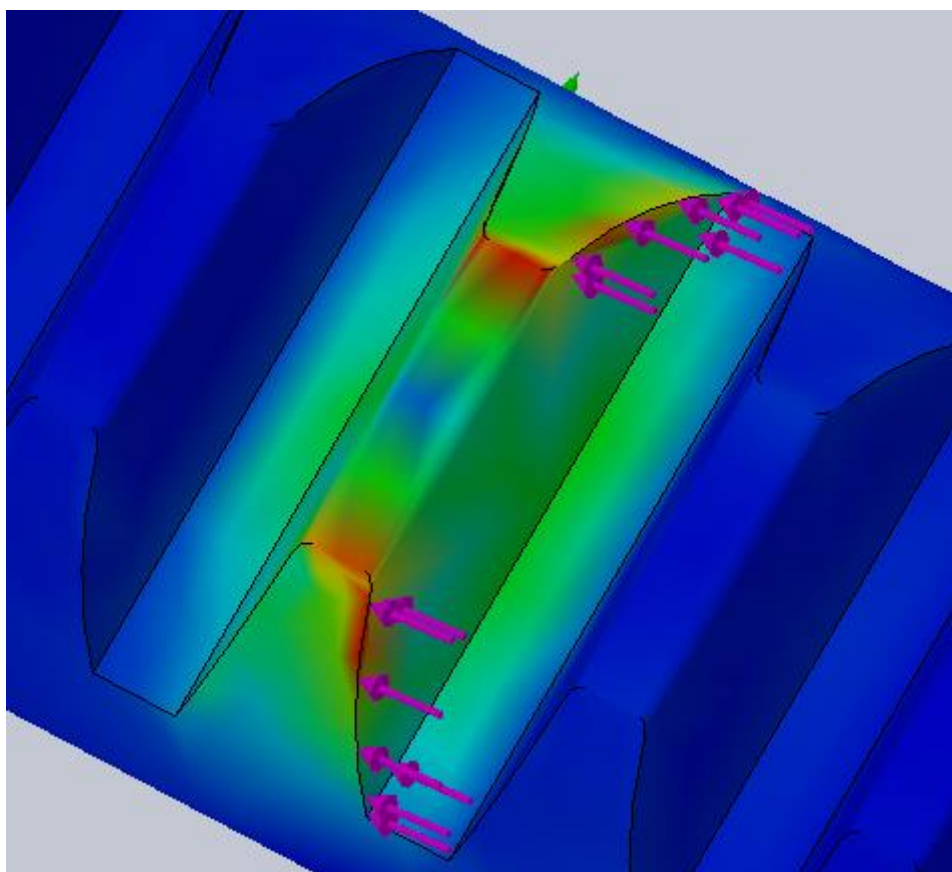
- Máxima tensão de cisalhamento com aplicação da força: 50,99 Mpa.
- Deslocamento lateral do dente: 0,00331 mm.

Figura 25: Análise da força no dente da cremalheira.



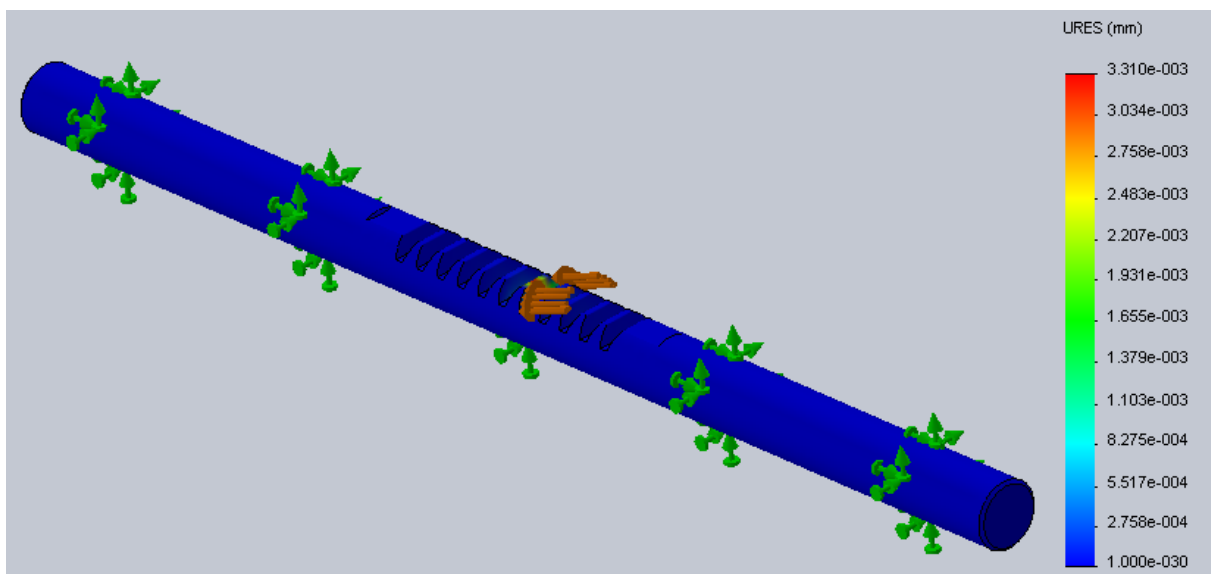
Fonte: Autoria própria.

Figura 26: Detalhe da força no dente da cremalheira.



Fonte: Autoria própria.

Figura 27: Deslocamento dos dentes da cremalheira com aplicação da força.

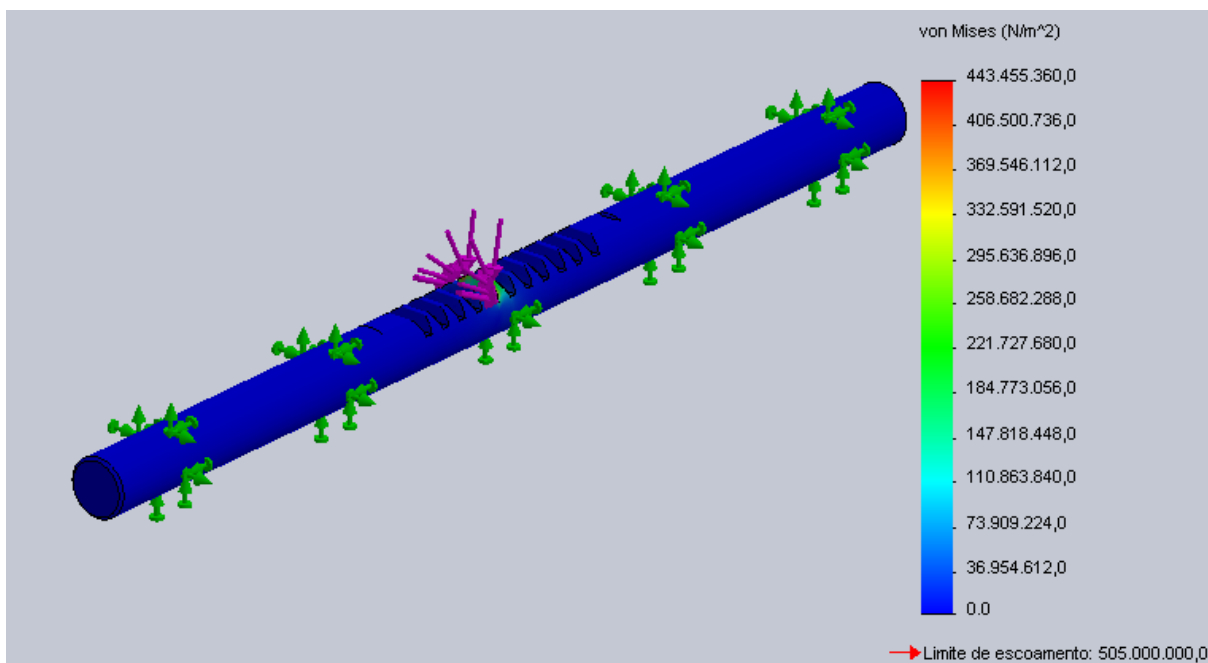


Fonte: Autoria própria.

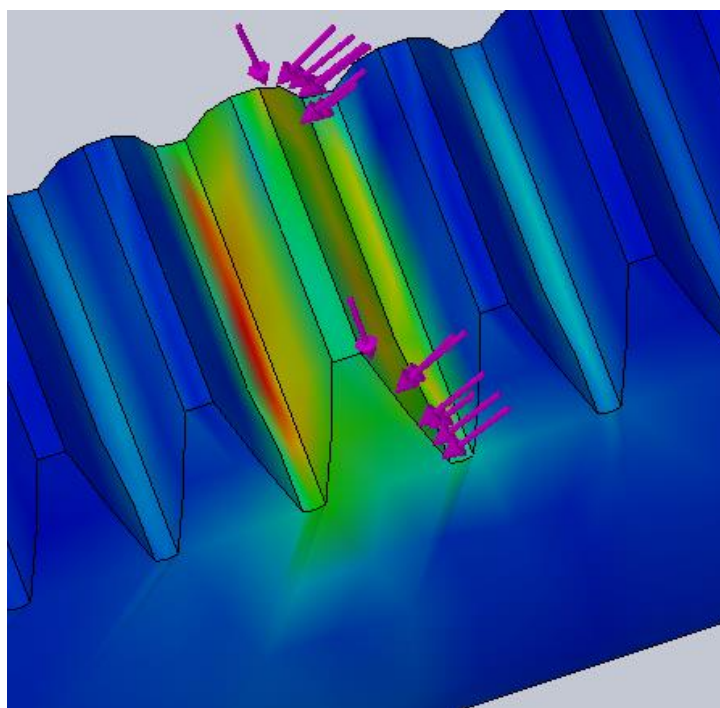
A cremalheira também suportará a mesma força que o pinhão, e o deslocamento lateral dos dentes será menor quando comparado com o pinhão (inferior a 0,004 mm).

Após as análises e simulações de força e deslocamento dos dentes da cremalheira, foram usadas as mesmas condições para o torque na cremalheira, como mostra as figuras 28, 29 e 30, obtendo os seguintes valores na simulação:

- Tensão máxima de cisalhamento com a aplicação do torque: 443,455 Mpa.
- Deslocamento lateral do dente: 0,02221 mm.

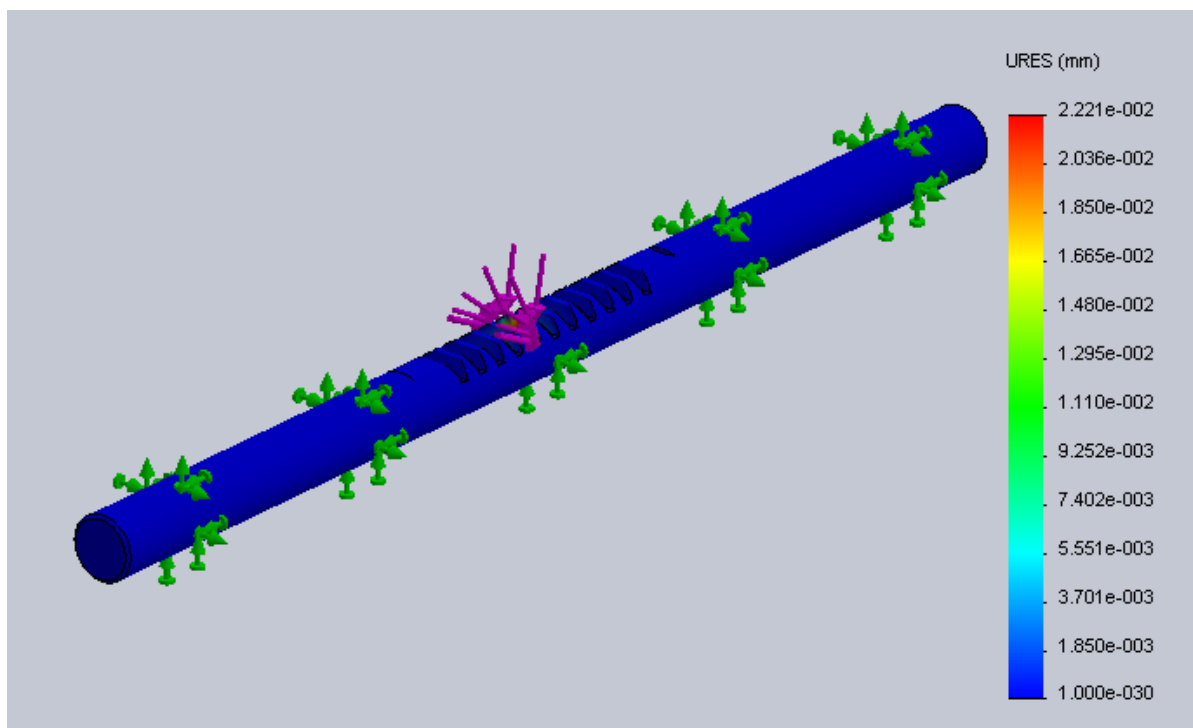
Figura 28: Análise do torque na cremalheira.

Fonte: Autoria própria.

Figura 29: Detalhe do torque no dente da cremalheira.

Fonte: Autoria própria.

Figura 30: Deslocamento dos dentes na cremalheira com aplicação do torque.

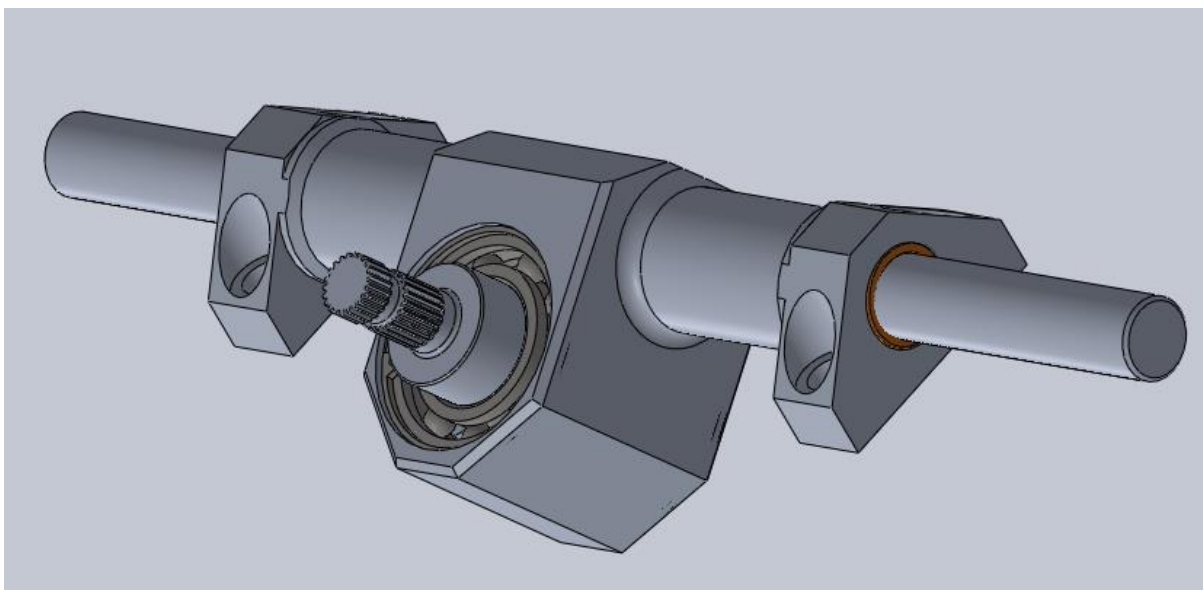


Fonte: Autoria própria.

A análise das simulações mostra que a cremalheira também suportará as condições de torque do sistema, porém os valores encontrados nas simulações, comparadas com a força, são maiores, além do deslocamento do dente aumentar, porém com valor desprezível (inferior a 0,023 mm).

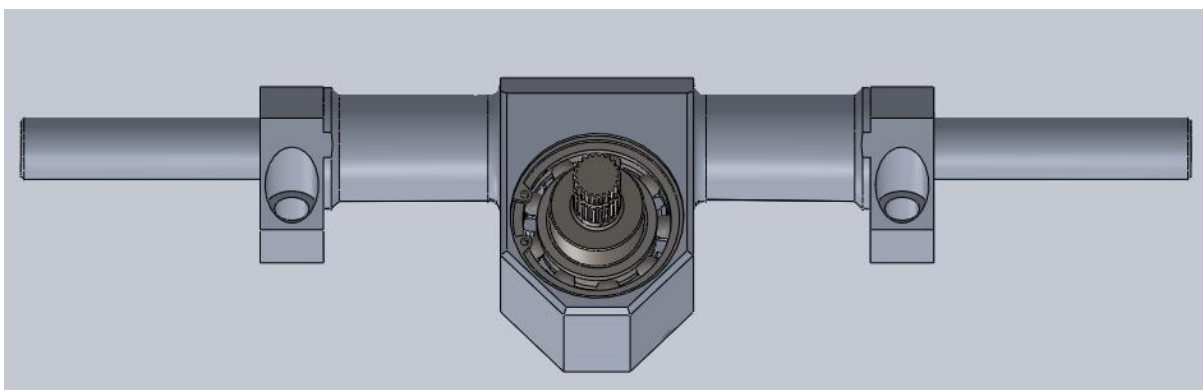
A partir disso foi possível projetar a caixa em que os componentes ficaram alojados. A figura 31 mostra como ficou a montagem final da caixa de direção projetada, notando-se uma melhor eficiência no peso, comparando com a caixa anterior. A figura 32 mostra a caixa com a posição correta a ser instalada no veículo.

Figura 31: Caixa de direção projetada



Fonte: Autoria própria.

Figura 32: Posição da caixa no veículo.



Fonte: Autoria própria.

4 CONCLUSÃO OU CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresentou o projeto de uma caixa de direção para um protótipo Baja, tendo como foco melhorias no sistema como um todo, sendo um deles uma relação do ângulo de giro do volante de 90° em ambos os lados para obter o curso máximo. Sabendo que o curso total da cremalheira é de 70 mm foi adotado no projeto um curso total de 80 mm para haver uma folga. Comparando com a relação anterior que era de 120° para ambos os lados, obteve-se uma melhoria de 30° a menos nessa relação, fazendo com que o piloto tenha uma resposta mais rápida do carro nas curvas e redução nos esforços do volante. Obteve-se um aumento no diâmetro primitivo do pinhão, porém a largura do mesmo foi reduzida, a razão para o aumento foi para obter a relação desejada do ângulo de giro do volante. Mesmo com a diminuição da largura, o pinhão suportou as forças e torque do sistema, como foi comprovado pelas análises em elementos finitos.

Com a geometria de Ackerman, foi diminuído o raio de giro do veículo de 2800 mm, para 2600 mm, uma redução de aproximadamente 7%, o que garante uma melhoria significativa para as provas de slalom que o veículo irá se submeter.

A caixa projetada tem como massa total um valor de aproximadamente 1200 gramas, pois quase todos seus componentes foram utilizados o alumínio 7075-t6, para ter assim uma redução de peso. Comparando com a caixa de direção atual que tem como massa total 1800 gramas, percebe-se uma melhoria de 600 gramas a menos, ou seja, aproximadamente 33% de melhoria.

As pesquisas, estudos e simulações feitas nesse trabalho mostram que para o projeto de um novo protótipo do veículo, a mesma poderá ser fabricada e utilizada.

Para trabalhos futuros sugere-se reduzir o raio de giro do veículo, reduzir o peso da caixa de direção, analisar e fazer simulações em outros componentes do Baja.

5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- GILLESPIE, T. D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, SAE, Warrendale, 1992. 294 f.
- FERNANDES, Marcelo Arronilas. **ESTUDOS EM SISTEMAS DE DIREÇÃO VEICULAR**. 2005. 99 f. Tese (Mestrado) - Curso de Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- NIEMANN, Gustav. **Elementos de máquinas**. Traduzido por Otto Alfredo Rehder. São Paulo: Edgard Blucher, 1971. V.2. 207 p.
- BRITO, Matheus Hoffmann. **DESENVOLVIMENTO E DIMENSIONAMENTO DO PROJETO DO SUBSISTEMA DE DIREÇÃO DE VEÍCULO FORA DE ESTRADA**. 2017. 11 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Puc - Rio, Rio de Janeiro, 2017.
- ROSA, Manoela Tarcila Martins. **Sistemas de direção**. 2010. 11 f. Monografia (Especialização) - Curso de Mecânica de Automóveis, Senai - Hortotec, Belo Horizonte, 2010.
- SAE BRASIL. **REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL**. São Paulo: 2018. 127 p.
- Provenza. **Prontuário do projetista de máquinas**. 3. Ed. São Paulo: Pro-Tec, 1969. 318 p.
- LOPES, Rogério Teixeira. **DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO PNEU/SOLO DO VEÍCULO BAJA**. 2016. 3 f. Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa – Minas Gerais, 2016.
- AZEVEDO, A. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto: Portugal, 2003.

- <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2017/01/funcionamento-e-detalhes-do-sistema-de-direcao-tipo-pinhao-e-cremalheira> (acesso: 03/04/2018).