

MARCELO TOSHIO YAMASHITA

5130384

**PROJETO E ANÁLISE DE UMA PLATAFORMA VEICULAR COM
LAGARTAS**

SÃO PAULO

2011

MARCELO TOSHIO YAMASHITA

5130384

**PROJETO E ANÁLISE DE UMA PLATAFORMA VEICULAR COM
LAGARTAS**

Trabalho apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo como parte da avaliação para a
disciplina Projeto Integrado I.

Orientador: Demetrio C. Zachariadis

SÃO PAULO

2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Yamashita, Marcelo Toshio

**Projeto e análise de uma plataforma veicular com lagartas /
M.T. Yamashita. – São Paulo, 2011.**

152 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

1. Engenharia mecânica 2. Veículo com lagartas 3. Cinemática veicular 4. Projeto virtual 5. Mecanismos I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

RESUMO

Veículos com lagartas têm sido usados há muito tempo em diversas aplicações civis e militares, devido à vantagem que apresentam em relação aos veículos convencionais no que se refere à dirigibilidade em terrenos macios e ao maior esforço trativo que conseguem gerar. Ainda assim, há relativamente poucos estudos realizados nessa área. Nesse trabalho apresenta-se uma visão geral desse tipo de plataforma automotiva e em seguida uma introdução teórica com foco na cinemática do veículo em realização de curvas e em alguns mecanismos que possibilitam esse feito. Também acaba sendo inevitável introduzir um estudo da interação mecânica desses veículos com o solo, já que ela tem influência direta no comportamento cinemático que esses veículos apresentarão. Assim, há três focos de estudo nesse trabalho de formatura, a mecânica da interação dos veículos com o solo, o estudo da cinemática do veículo realizando curvas e o estudo de alguns dos mecanismos que permitem a esses veículos realizar curvas. Além disso, ainda se fará um projeto básico de plataforma com lagartas para mostrar uma possível forma construtiva e de montagem.

Palavras-chave: Engenharia Mecânica, Veículo com Lagartas, Cinemática Veicular, Projeto Virtual, Mecanismos.

ÍNDICE

Introdução	1
1 Atendimento ao cronograma	2
2 Descrição das atividades realizadas	2
2.1 Revisão bibliográfica	2
2.2 Estudo preliminar	3
2.3 Aprofundamento do estudo	3
2.4 Projeto básico virtual	4
3 Introdução ao tema	5
3.1 Breve histórico	5
3.2 Características principais	9
3.3 Veículos militares	10
3.4 Veículos civis	13
3.5 Veículos híbridos.....	15
3.6 Esquema geral	18
3.4.1 Suspensão	21
3.4.2 Rodas de apoio	28
3.4.3 Lagartas	32
3.4.4 Transmissão.....	35
3.4.5 Sistemas para realização de curvas.....	38
3.4.6 Motores	46
4 Aprofundamento do estudo	51
4.1 Mecânica dos solos.....	51
4.1.1 Parâmetros clássicos da interação dos veículos com o solo	52
4.1.2 Teoria do equilíbrio plástico	54
4.1.3 Método dos elementos finitos.....	55
4.1.4 A relação de pressão e afundamento.....	56
4.1.5 A compactação do solo	57
4.2 Modelagem de veículos com lagartas	59

4.2.1 Modelo lagarta-solo.....	59
4.3 Cinemática da realização de curvas	65
4.3.1 Análise simplificada.....	65
4.3.2 Em altas velocidades	76
4.3.3 Consumo de potência	82
4.4 Mecanismos para a realização de curvas	84
4.4.1 Freio e embreagem	84
4.4.2 Diferencial controlado.....	87
4.4.3 Múltiplas engrenagens Pantera.....	97
4.4.4 Duplo diferencial.....	107
5 Projeto básico virtual	115
5.1 Detalhes	116
5.1.1 Suspensão e rodas de apoio	116
5.1.2 Tensionador.....	126
5.1.3 Roda dentada e redução final.....	131
5.1.4 Lagarta	137
5.1.5 Estrutura e esboço do mecanismo de realização de curvas.....	141
5.2 Visão geral	142
Conclusão	148
Referências bibliográficas	149
Livros	149
Sites.....	151
Teses.....	152

INTRODUÇÃO

O objetivo deste projeto integrado é estudar algumas características de plataformas automotivas que utilizam lagartas para se locomover. Estes veículos possuem aspectos que os diferenciam dos convencionais e assim, em grande parte precisam ser analisados em separado. Esse é um tema que ainda pouco estudado se comparado ao que se faz com as plataformas automotivas sobre rodas, ainda que veículos com lagartas sejam conhecidos há bastante tempo e sejam relativamente comuns.



Figura 1: Tigre I da Henschel, um dos mais famosos veículos com lagartas. [2]

1 ATENDIMENTO AO CRONOGRAMA

O previsto no cronograma era obter até o final do trabalho as ferramentas e material para estudar teoricamente aspectos desse tipo de plataforma e permitir a criação de um modelo virtual básico. Ao longo do trabalho o cronograma não foi seguido a risca. Houve maior preocupação em dar continuidade ao estudo teórico do movimento desse tipo de veículo e dos mecanismos que permitem que eles realizem curvas. Para em seguida concluir com o projeto básico virtual.

2 DESCRIÇÃO DAS ATIVIDADES REALIZADAS

2.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica consistiu na pesquisa de diversos livros e fontes a respeito do tema. Fontes de referência que abordam esse tema de maneiras bastante distintas. Foram obtidos livros mais teóricos, mais técnicos, mais voltados ao lado histórico, além de fotografias e sites da internet.

Dentre os livros mais teóricos e técnicos a respeito do tema se destacam dois do mesmo autor, J. Y. Wong, *Theory of Ground Vehicles* e *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering*. Porém outros livros como o *Technology of tanks* de Richard M. Ogorkiewicz e o *Terramechanics – Land Locomotion Mechanics* de Tatsuro Muro e Jonathan O'Brien também possuem muitas informações muito relevantes. Há também uma tese de doutorado da Universidade de Sidney do autor Anh Tuan Le, intitulada *Modelling and Control of Tracked Vehicles*. Além dessas foram também obtidas referências sobre assuntos comuns na engenharia mecânica e que podem vir a fazer parte do trabalho, como vibrações, modelagem dinâmica e elementos de máquinas.

Quanto aos livros que embora não apresentem embasamento teórico, mas se mostram muito importantes por apresentar diferentes aspectos construtivos e históricos de veículos que se movem com lagartas, estão em grande parte livros sobre veículos militares. Como por exemplo, a excelente série sobre as plataformas

de tanques alemães de Walter J. Spielberger, que apresentam diversos aspectos dessas plataformas.

Há ainda certo número de sites da internet que dispõem de algumas informações que auxiliaram o trabalho. Embora em sites não foi encontrado um conjunto de informações com o nível de detalhes que foi encontrado nos livros e teses.

2.2 ESTUDO PRELIMINAR

O estudo preliminar ficou focado nas formas construtivas das plataformas e nos métodos de como elas são modeladas para estudos de desempenho. Os modelos em si ainda não foram estudados com profundidade.

Os estudos referentes às diferentes configurações nas quais os veículos são encontrados serviram para verificar as muitas variações que existem e existiram entre as plataformas ao longo do tempo e do local onde foram projetadas. Também serviram como base para a montagem do modelo esquemático que será apresentado nas próximas seções desse relatório e servirá para a realização da proposta do protótipo virtual no final do trabalho de conclusão de curso. Além disso, as diferentes montagens apresentam características que afetam o desempenho das plataformas, sendo necessário para o trabalho que se tenha conhecimento das principais configurações.

2.3 APROFUNDAMENTO DO ESTUDO

O aprofundamento do estudo consistiu na investigação de como é feita a esquematização e a modelagem matemática de alguns aspectos dos veículos com lagartas. Esse estudo foi feito com o auxílio de livros já mencionados no relatório parcial e também com a tese de doutorado de Anh Tuan Le apresentada em 1999 para a Universidade de Sidney.

Os pontos estudados foram os relativos a mecânica dos solos e a interação do veículo com eles, necessário para o desenvolvimento do tema, e em seguida a modelagem do veículo propriamente dita.

A continuação do aprofundamento do estudo ocorreu com o estudo dos mecanismos para a realização de curvas. A idéia é dispor de alguns resultados para verificar o funcionamento dos principais mecanismos. Entretanto, para que fosse possível atingir esses resultados, partes do trabalho de modelagem do veículo precisaram ser refeitas. Em especial a modelagem cinemática do veículo realizando uma curva, começando de uma análise mais simplificada que serviu de base para a análise mais completa.

2.4 PROJETO BÁSICO VIRTUAL

O projeto básico virtual, última parte do trabalho consistiu em criar um modelo tridimensional inicial para o projeto de uma plataforma. Explorando principalmente os aspectos construtivos e de montagem possíveis.

Esta seção é em grande parte composta por figuras referentes a esse projeto básico de plataforma veicular, sendo o principal tópico estudado aqui a compatibilidade da montagem e dos componentes utilizados com os esforços verificados na parte teórica.

Não é parte deste trabalho calcular cada componente ou fazer um dimensionamento preciso de cada parte, mas sim apresentar uma visão geral e básica do que poderia ser montado. Como um primeiro passo sobre uma espiral de projeto.

3 INTRODUÇÃO AO TEMA

3.1 BREVE HISTÓRICO

O conceito das plataformas veiculares que utilizam lagartas é disputado por certo número de patentes em diferentes épocas e partes do mundo. Diferentes projetos com diferentes objetivos foram propostos para a construção de uma plataforma deste tipo.

O projeto mais antigo de que se tem notícia e que se assemelha de uma maneira simples a esse tipo de plataforma, data de 1713 e foi feito por Frenchmen M. D'Hermand. O veículo era um vagão puxado por bodes utilizado para carregar crianças em parques. Em 1770 o político, escritor e inventor inglês Richard Lovell Edgeworth projetou e construiu um veículo com lagartas que era movido por um motor a vapor. Anos depois em 1825 o engenheiro inglês pioneiro da aeronáutica Sir George Cayley patenteou um aparato com uma forma de lagarta que ele chamou de “trilhos universais”. Isso porque a idéia era a de que o veículo era como um trem, mas com os trilhos presos ao redor das rodas ao invés de estarem presos ao solo, de modo que cada trecho de trilho era colocado no solo conforme o veículo se locomovia. Em 1832 outro inglês, o fabricante de tecidos John Heathcote, construiu uma máquina de arar o solo de 30 toneladas que se movia sobre lagartas. A máquina era movida a vapor e funcionava aparentemente bem, entretanto durante os testes ela afundou completamente em um pântano profundo e foi perdida. Após isso Heathcote não teve condições financeiras para construir outras máquinas desse tipo.

Em 1837 o inventor russo Dmitry Zagryazhsky trabalhou no projeto de uma “carruagem com esteiras”, mas devido à falta de recursos para financiar o projeto nunca pode construir um protótipo e com isso nunca obteve uma patente. A falta de recursos financeiros foi uma causa comum para o fracasso de muitos projetistas em construir e vender veículos com o princípio de locomoção por lagartas. O mesmo é o caso do americano Warren P. Miller, que mostrou uma máquina de arar com lagartas e movida a vapor na feira agrícola do estado da Califórnia em 1858 ou de R. C. Parvin, também americano, que demonstrou um trator com lagartas na feira agrícola

do estado de Illinois em 1871. Embora promissores na época, nenhum dos projetos foi além do estágio de protótipo.

O americano Alvin O. Lombard foi o criador e construtor do primeiro veículo a se mover sobre lagartas comercialmente bem sucedido. O veículo era um trator desenvolvido para melhorar a tração em terrenos com neve com o intuito de transportar toras no inverno. O trator era movido a vapor e se assemelhava com uma locomotiva, mas com lagartas na parte mais próxima da traseira ao invés de rodas, enquanto que a parte dianteira ficava apoiada em um esqui. O protótipo foi testado em 1900, a patente foi obtida em 1901 e em 1903 o primeiro modelo foi vendido para um cliente em Waterville, no estado americano de Maine. A princípio esses tratores não possuíam sistema de direção e precisavam do auxílio de cavalos para realizar curvas, até que o sistema foi instalado um sistema de direção aos esquis. A capacidade de carga a ser puxada era de 300 toneladas e a velocidade máxima ficava em torno de 7 a 8 km/h. Ao todo, 83 dessas máquinas foram fabricadas.



Figura 2: Modelo restaurado do trator para transportar toras de Alvin O. Lombard. [102]

Apesar do sucesso inicial de Alvin Lombard, foi apenas após o inventor americano Benjamin Holt entrar para a indústria dos tratores com lagartas que eles

realmente se tornaram populares. Como chefe da *Holt Manufacturing Company* na Califórnia seus veículos convencionais estavam sofrendo com o solo macio dos estados do oeste. Foi então que ele iniciou pesquisas para sanar o problema de tratores afundando no solo. Holt ouvira a respeito da locomoção por meio de lagartas e viajou os Estados Unidos e a Europa para verificar o que havia sido feito nessa área. Essa pesquisa o convenceu de que a solução para o problema dos tratores com rodas era a substituição delas por um sistema de lagartas. O primeiro veículo com lagartas da companhia de Holt foi testado em 1904 e seu desempenho foi considerado completamente satisfatório. Alvin Lombard defendeu até o final da vida que Holt apenas roubara sua idéia sem fazer nenhum acordo ou pagar royalties.

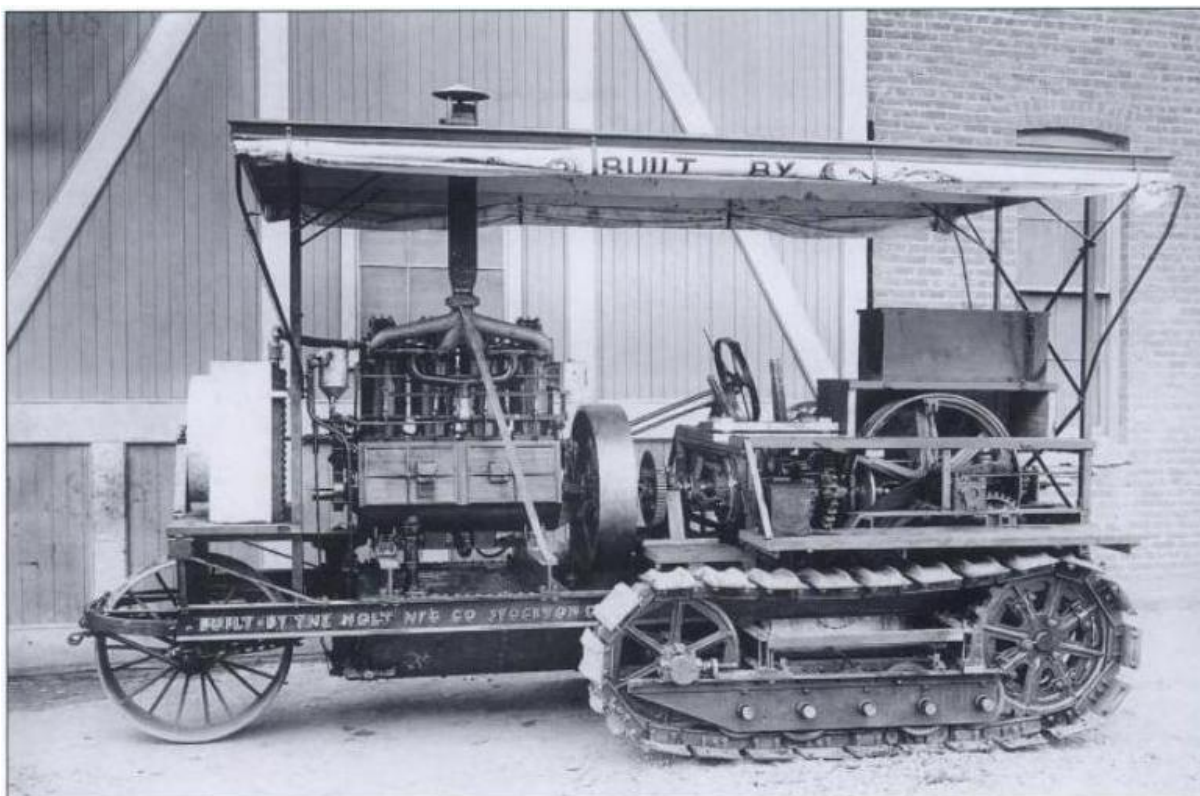


Figura 3: Primeiro trator com lagartas movido a gasolina vendido pela *Holt Manufacturing Company* em 1908. [1]

Simultaneamente, vários inventores na Inglaterra também estavam criando patentes para veículos semelhantes. Como David Roberts engenheiro chefe da *R. Hornsby & Sons of Grantham* que patenteou um novo conceito para o projeto de veículos com lagartas em 1904. Apesar de muita propaganda, incluindo o primeiro

anúncio comercial feito na forma de vídeo, seu design nunca foi tão bem sucedido comercialmente como os da Holt e em 1914 a Hornsby vendeu sua patente para a Holt.

Ironicamente foi o trator sobre lagartas que deu a Winston Churchill a idéia de construir um tanque. Fazendo com que os projetistas ingleses tivessem que começar a construir veículos desse tipo sem base anterior nenhuma, pois a Hornsby vendera o que eles precisavam, sua patente, no ano anterior para a Holt. Foi isso que fez também os ingleses comprarem tratores da Holt quando precisaram deles na guerra.



Figura 4: Trator patenteado pela *Hornsby & Sons of Grantham*. [102]

O termo “lagarta” foi usado pela primeira vez em março de 1905, quando Holt e seu sobrinho levaram o fotógrafo Charles Clements para fotografar o primeiro trator sobre lagartas da companhia. Quando Clements chegou ao local ele esperava ver um trator convencional, com grandes rodas de tração, e ficou impressionado com a nova forma de locomoção. Ele teria exclamado “Se isso não se parece com uma lagarta gigante” (*“If that don’t look like a monster caterpillar”*). Após revelar as

fotos, Clements as marcou com a palavra “*Caterpillar*”. O termo foi logo adotado por Holt e foi registrado como marca em 1910. Após a junção da *Holt Manufacturing Company* com a *C. L. Best Tractor* em 1925, foi criada a *Caterpillar Tractor Co.* que existe até os dias de hoje e é atualmente a maior fabricante de equipamentos de construção e mineração.

3.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS

Uma das principais características no uso de lagartas para a locomoção é que elas distribuem o peso do veículo sobre uma área consideravelmente maior, reduzindo a pressão sobre o solo e ao mesmo tempo aumentando a tração, já que há uma área de contato muito maior. Isso tudo faz veículos com lagartas ideais para a locomoção em terrenos macios, de baixo atrito e acidentados.

Ao mesmo tempo possuem a desvantagem de serem construtivamente mais complexos que os veículos convencionais e de assim estarem mais sujeitos a falhas e problemas de funcionamento. Isso é agravado pelo fato de terem um maior número de seus componentes sujeitos ao desgaste mecânico e a esforços elevados.

Outra desvantagem está no fato de que a própria lagarta adiciona uma grande inércia ao sistema, fazendo com que esses veículos precisem fornecer torques elevados e possam atingir velocidades menores se comparados a veículos convencionais. Também o rendimento energético fica comprometido devido às perdas necessárias para carregar a própria lagarta. São justamente os problemas de desgaste, consumo de combustível e baixa velocidade que fazem com que esses veículos sejam em geral transportados por meio de outros, como trens ou caminhões por exemplo, e apenas se locomovam por conta própria quando necessário.

Outra característica particular está no modo de como muitos desses veículos realizam curvas. Ao invés de alterarem a posição de um elemento de apoio como em veículos tradicionais, muitos dos veículos com lagartas utilizam mecanismos para variar as velocidades de uma ou outra de suas lagartas. Alguns desses mecanismos serão estudados mais a fundo posteriormente como parte do trabalho de formatura.

Como foi mostrado anteriormente, há veículos com lagartas que utilizam métodos mais próximos ou semelhantes aos de veículos convencionais. Veículos com rodas na parte dianteira, ou como ocorre com pouquíssimos veículos mais leves desse tipo que possuem um sistema que desloca as rodas lateralmente fazendo as lagartas entortarem para a realização de curvas. Esses tipos de veículos não serão estudados.

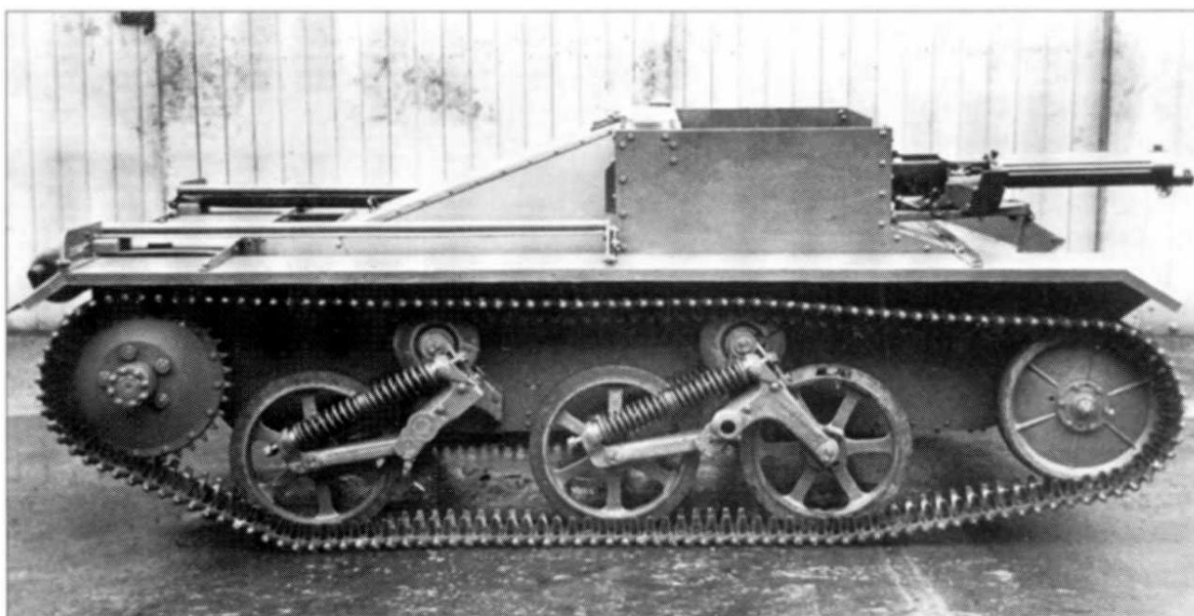


Figura 5: Veículo de transporte universal inglês VAD50. Um dos poucos exemplos de veículos que deslocam as rodas de apoio lateralmente para a realização de curvas. As duas rodas unidas no mesmo braço de suspensão são as que se deslocam para criar o entortamento na lagarta. [3]

3.3 VEÍCULOS MILITARES

O veículo blindado militar chamado de tanque surgiu durante a Primeira guerra Mundial e a princípio era construído a partir de plataformas de tratores modificadas. Tratores com lagartas já eram usados pelos exércitos desde muito antes, mas apenas para transporte de artilharia e cargas.

A versatilidade das lagartas que permitem ao veículo se locomover em terrenos bastante acidentados as torna perfeitas para a guerra. Porém, devido às necessidades distintas as plataformas de tanques logo começaram a adquirir características próprias que as diferenciam das dos tratores.



Figura 6: Tanque alemão A7V. O único tanque alemão a ser usado na Primeira Guerra [5]

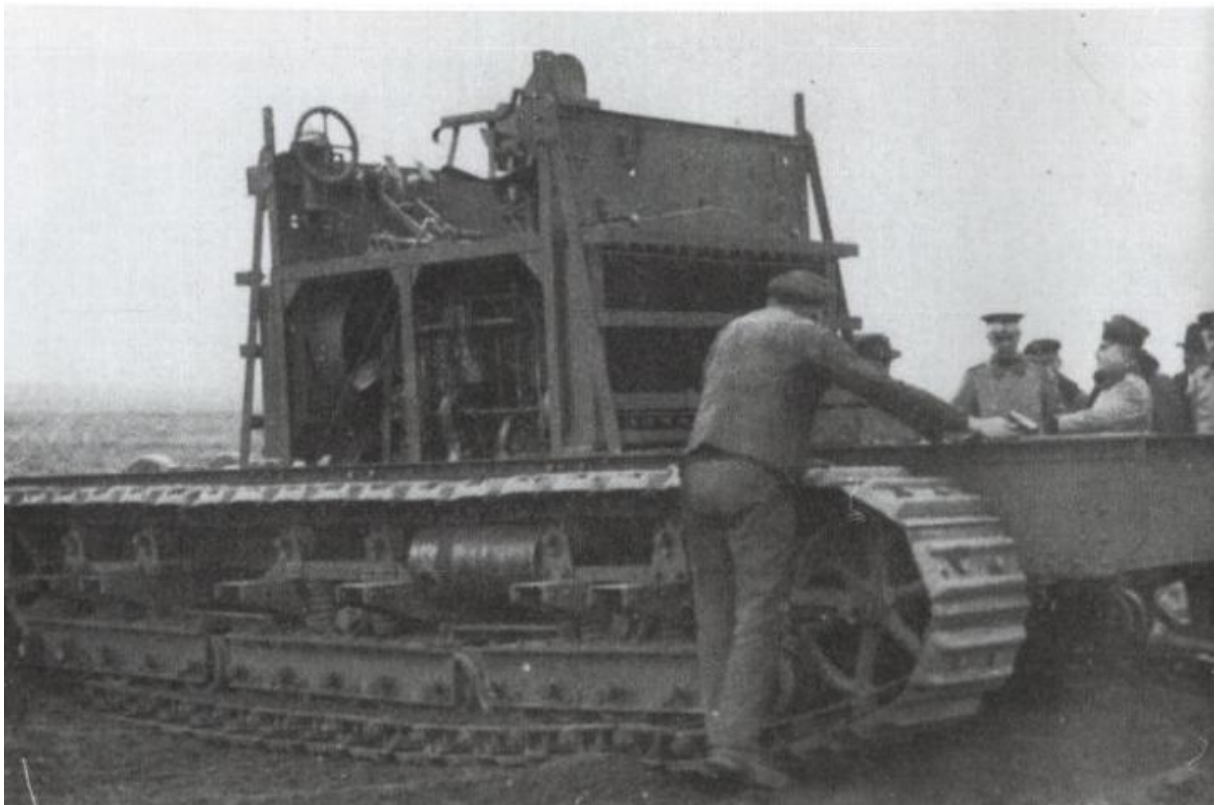


Figura 7: Plataforma do tanque alemão A7V. Muito semelhante à de um trator. [5]

Além dos tanques surgiram outros veículos militares equipados com lagartas, em geral construídos sobre plataformas comuns a tanques. São veículos como artilharias autopropulsadas e caça-tanques.

Nesse trabalho de formatura as plataformas com lagartas serão estudadas de uma maneira geral, embora alguns aspectos podem ser mais pertinentes a veículos militares enquanto que outros à veículos civis.

Abaixo são mostradas imagens de dois veículos militares construídos sobre a mesma plataforma.



Figura 8: Tanque construído sobre a plataforma Pantera. [4]



Figura 9: Caça-tanques construído sobre a plataforma Pantera. Veículo construído para dar mobilidade ao canhão antitanque de 88 mm. [4]

3.4 VEÍCULOS CIVIS

Os primeiros veículos a utilizarem lagartas tinham finalidade pacífica, eram em sua maioria tratores e veículos de transporte. Lagartas ainda são utilizadas por um grande número de máquinas civis, principalmente nas áreas de construção civil e mineração.

As mesmas características que as fizeram apropriadas ao uso militar se aplicam ao uso civil. Muitas máquinas de construção e de mineração precisam se locomover em terrenos muito ruins, onde veículos convencionais acabariam atolados ou não teriam tração suficiente. Entretanto, devidos aos requisitos menos exigentes de velocidade e agilidade esses veículos permaneceram consideravelmente menos sofisticados do que os de uso militar.

Algumas das principais empresas que fabricam veículos desse tipo atualmente são a *Caterpillar*, a *Bucyrus International*, a *Volvo* e a *Komatsu*.

Abaixo está uma figura de uma escavadeira de mineração gigante construída pela Bucyrus. Ela operou de 1965 até 2007 quando foi desativada. Possuía 67 metros de altura, pesava 6400 toneladas e podia se locomover a velocidades de até 0,4 km/h.



Figura 10: Silver Spade, a maior escavadeira feita pela Bucyrus. [109]



Figura 11: Caterpillar D11. [110]

A Caterpillar D11 mostrada acima é um grande trator feito para empurrar terra. Sua atuação é na área da mineração. A escavadeira hidráulica da Komatsu PC400 LC-6, abaixo, já é menor e mais utilizada para a construção civil.



Figura 12: Komatsu PC400 LC-6. [111]

3.5 VEÍCULOS HÍBRIDOS

Os veículos apresentados nessa seção são híbridos de plataformas com lagartas e convencionais, chamados de meia-lagartas. Esse tipo de veículo não é o foco desse trabalho, mas ainda assim eles serão apresentados aqui como mais uma forma construtiva para plataformas desse tipo e por sua importância histórica, uma vez que os primeiros tratores com lagartas motorizados, apresentados anteriormente, pertenciam na verdade a essa classe.

A idéia é a de que ao mesmo tempo que esses veículos conseguem passar por terrenos acidentados sem atolar, eles também podem ser facilmente dirigidos, em terreno bom, como se fossem veículos convencionais. Em terrenos piores comumente as rodas convencionais pouco podem fazer e o controle do automóvel se dava pelos sistemas de alteração de velocidades entre as esteiras que serão mencionados e estudados mais a frente.

Veículos desse tipo foram muito usados durante a Segunda Guerra e até os anos 60 do século XX, mais como tratores e para transporte do que para o combate propriamente dito. Atualmente estão em desuso tanto no meio militar como no civil.



Figura 13: Meia-lagarta alemão Sd.Kfz. 251. [Fotógrafo: Vladimir Yakubov]

O Sd. Kfz. (*Sonderkraftfahrzeug*) 251 foi um famoso meia-lagarta da Segunda Guerra. Sua função principal era o transporte de tropas.



Figura 14: Meia-lagarta alemão Kettenkrad. [Fotógrafo: Vladimir Yakubov]

O meia-lagarta acima é híbrido com uma motocicleta e tinha a função de um pequeno trator no exército alemão da Segunda Guerra.

Abaixo o meia lagarta americano M16 Wasp, que servia de plataforma para quatro metralhadoras calibre .50 BMG com finalidade antiaérea.



Figura 15: Meia-lagarta americano M16. [107]

3.6 ESQUEMA GERAL

A seguir é apresentado um modelo esquemático geral simplificado para identificar as principais partes da plataforma veicular com lagartas. O modelo é baseado nas plataformas alemãs da Segunda Guerra Tigre e Pantera da Segunda Guerra, mas seus componentes básicos são os mesmos para uma grande variedade de veículos do tipo.

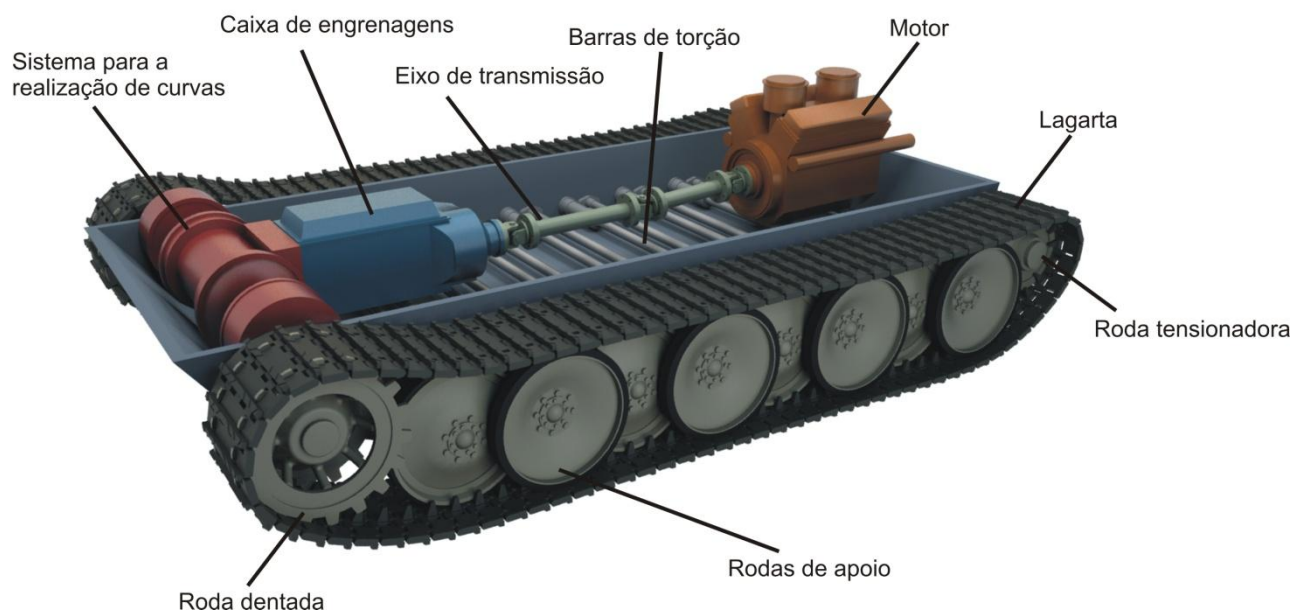


Figura 16: Esquema com localização dos principais componentes da plataforma. [Elaborado pelo autor]

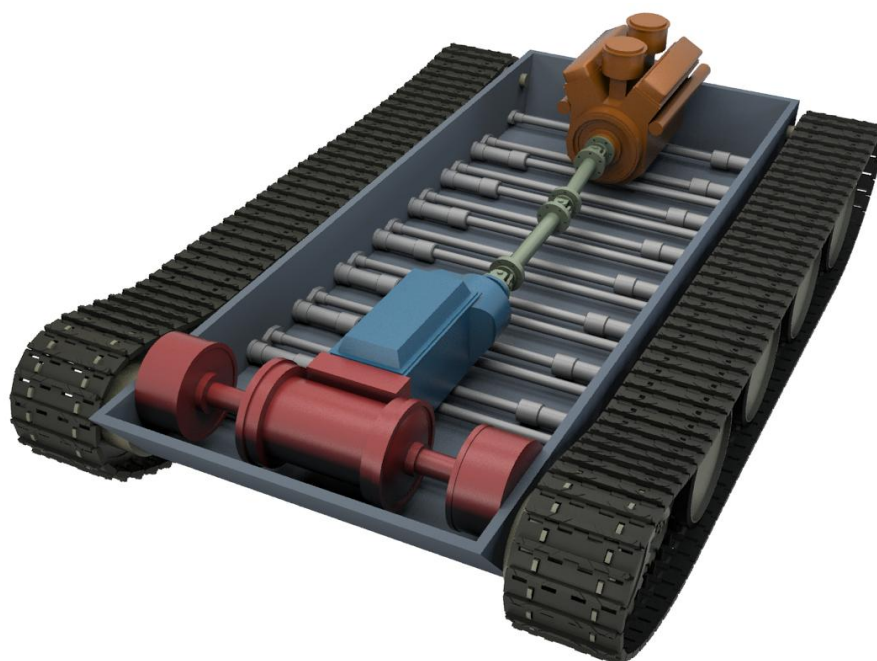


Figura 17: Esquema visto por outro ângulo evidenciando as barras de torção da suspensão. [Elaborado pelo autor]

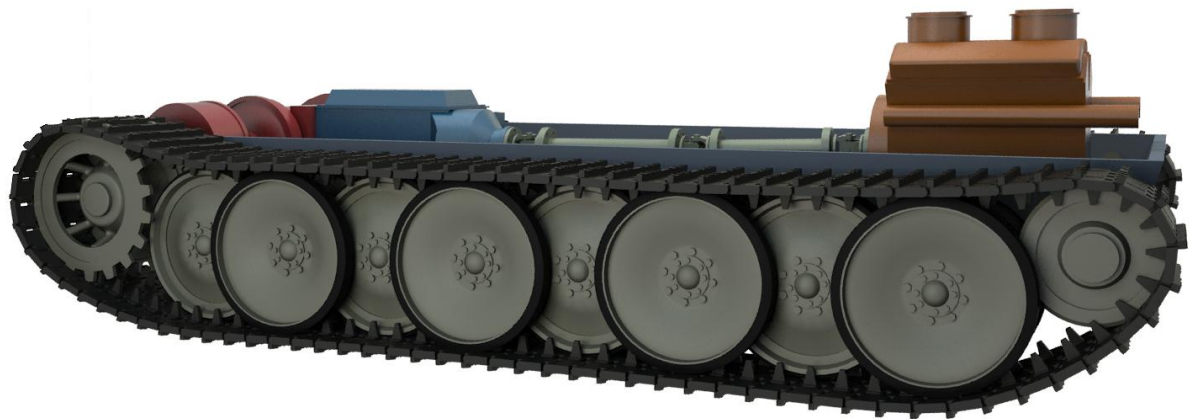


Figura 18: Esquema visto por outro ângulo evidenciando as rodas de apoio, tensionadora e dentada.
[Elaborado pelo autor]

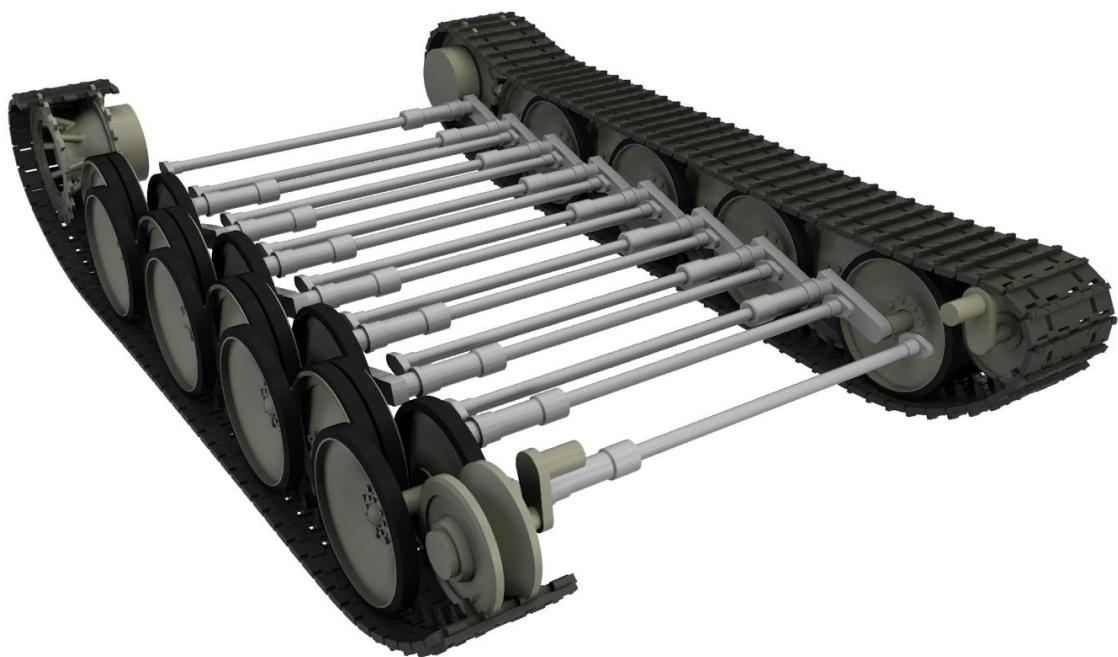


Figura 19: Esquema mostrando a disposição das rodas intercaladas e os braços de suspensão.
[Elaborado pelo autor]

Abaixo será mostrado algumas variações que podem ser encontradas nessas principais partes. Para esse relatório introdutório o objetivo é apenas apresentar diferentes possibilidades construtivas, sendo os detalhes discutidos em partes posteriores do projeto integrado quando for necessário.

3.4.1 Suspensão

Os primeiros veículos sobre lagartas e até mesmo os primeiros tanques construídos na Inglaterra durante a Primeira Grande guerra não possuíam qualquer forma de amortecimento, estando as rodas todas rigidamente acopladas ao chassi. Isso é aceitável apenas nos casos em que as velocidades de operação são muito baixas, o que era o caso para esses primeiros veículos.

Durante os anos 20 e 30 do século passado a maior parte dos tanques passou a ser equipada com suspensões baseadas em pares de rodas de apoio. Essas rodas eram ligadas em pares em vigas e então às molas. Suspensões desse tipo procuravam equalizar as cargas entre as rodas e se ajustar as irregularidades do solo pela rotação das vigas em seus pivôs e não pela deflexão das molas. Esse tipo de suspensão era eficiente até certas velocidades, mas acima delas o tempo de resposta das vigas era insuficiente. Devido a essa limitação de velocidade esse tipo de suspensão foi abandonada em veículos militares durante a Segunda Guerra.

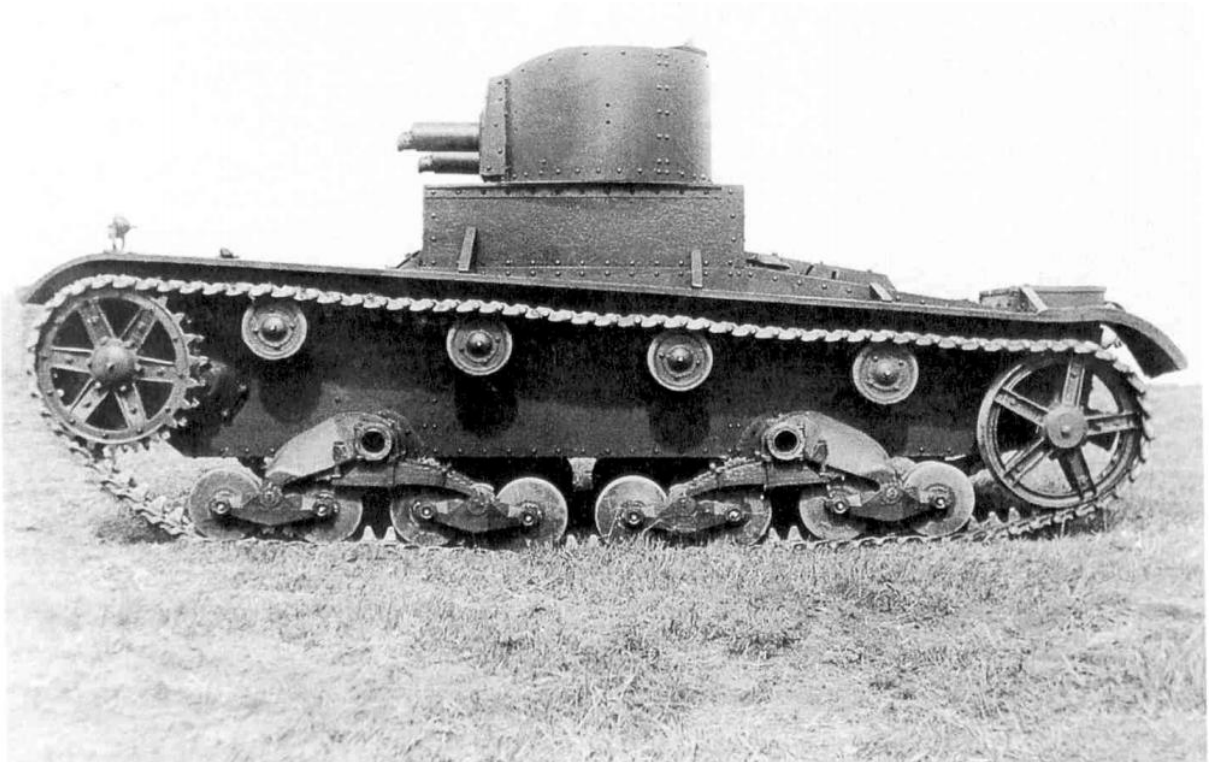


Figura 20: Tanque Vickers Mark E Type A, com rodas ligadas em pares em vigas. [6]

Desde então os veículos começaram a utilizar uma solução intermediária, com as rodas de apoio individualmente ligadas à braços de suspensão, mas ainda com molas compartilhadas. Isso melhorou o problema da limitação de velocidade, mas ainda não se mostrou adequada para velocidades ainda mais altas em terrenos difíceis.



Figura 21: Tanque leve General Stuart M5. As rodas de apoio estão em braços independentes, mas compartilham a mola. [9]

A solução definitiva só seria conseguida com o uso de uma suspensão realmente independente para cada roda. A primeira suspensão realmente independente foi demonstrada nos Estados Unidos em 1928 por J. W. Christie. Sua suspensão permitiu maiores velocidades em terrenos difíceis e assim foi adotada por muitos veículos.

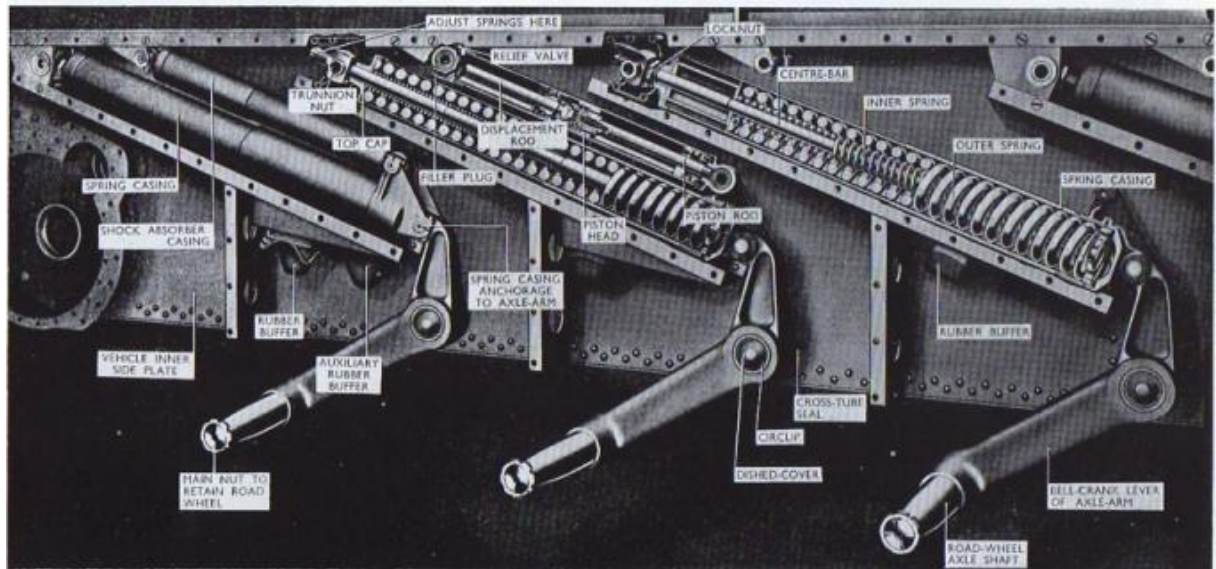


Figura 22: Suspensão independente Christie de um tanque Cromwell. [7]

No caso do esquema ele representa uma suspensão independente que utiliza barras de torção, com as rodas presas em braços que aplicam o torque sobre as barras cilíndricas. Este um tipo de suspensão muito comum a ser utilizada e está presente em veículos modernos, como é caso do tanque M1 Abrams dos Estados Unidos. A adoção de barras de torção em muitos veículos se deve a sua simplicidade, baixo peso e bom desempenho. Se comparadas com outros tipos de molas as barras de torção podem armazenar mais energia em relação a seu peso. Para veículos militares têm-se também a vantagem de que as molas ficam mais protegidas.

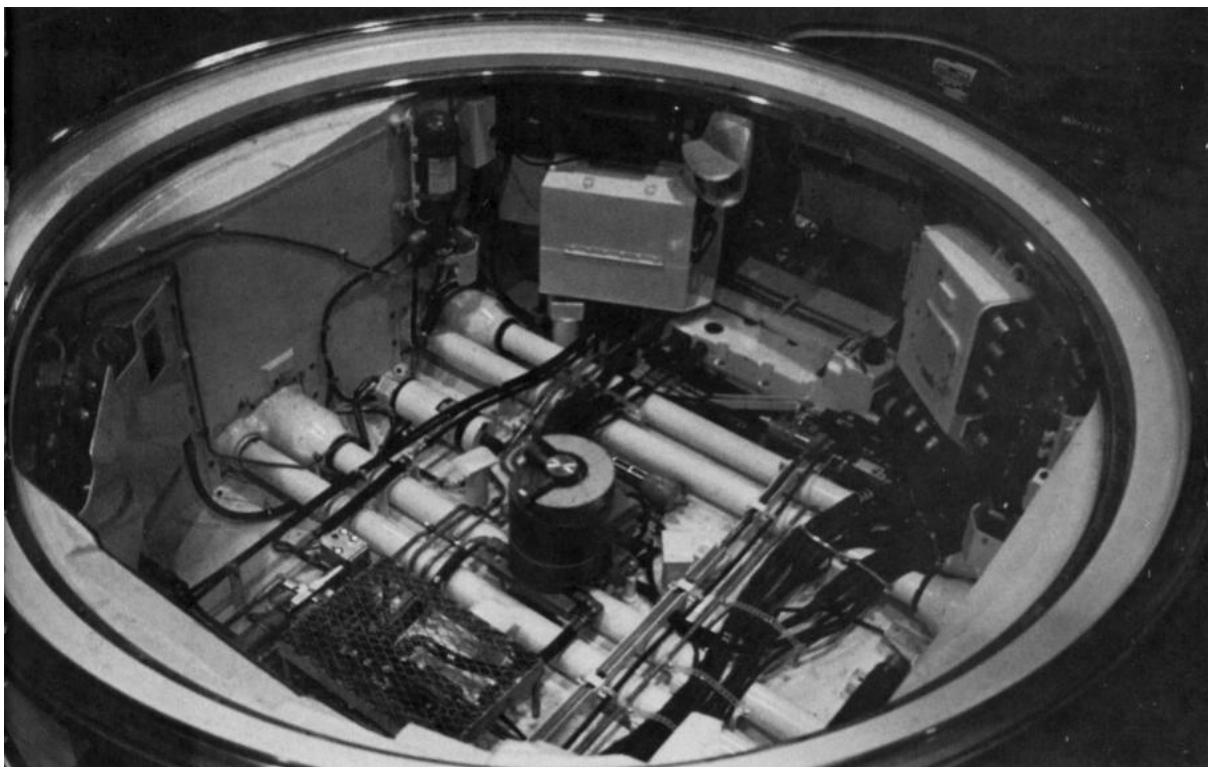


Figura 23: Barras de torção podem ser vistas cruzando o piso de um tanque M1 Abrams. [8]



Figura 24: Braços da suspensão por barras de torção da plataforma Tigre da Henschel. [17]



Figura 25: Tanque israelense Merkava usa suspensão com molas helicoidais. [18]

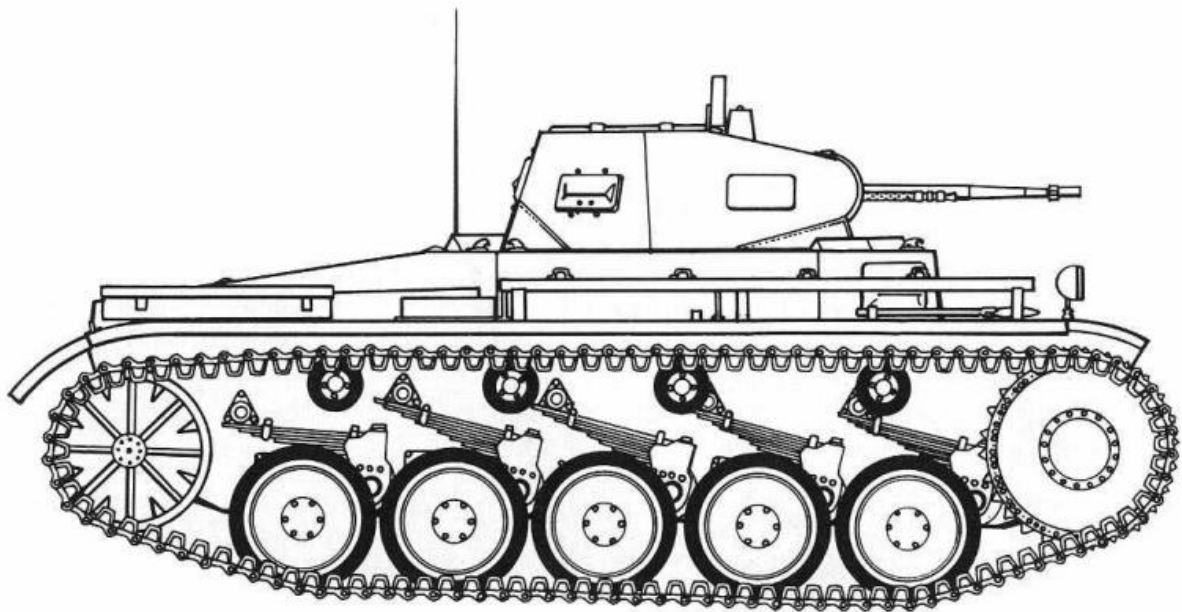


Figura 26: Tanque alemão Panzer II faz uso de molas de feixe. [19]

Outro fator muito importante para as suspensões é o amortecimento, já que a ressonância pode criar grandes oscilações. Assim, a suspensão deve ser bem amortecida, mas ao mesmo tempo esse amortecimento deve ser mantido no menor valor possível para evitar grandes forças de impactos a altas velocidades. Em muitos casos os amortecedores são apenas colocados nas rodas de apoio dianteiras e traseiras, pois nas rodas centrais os amortecedores são ineficientes para eliminar a ressonância de giro (*pitch*) do veículo. Entretanto em velocidades maiores, o

amortecimento vertical ganha importância e conseqüentemente torna-se necessário colocar amortecedores em uma proporção maiores de rodas.

Modernamente tem sido feito o uso de suspensões hidropneumáticas, que utilizam gases como molas e fluidos hidráulicos para transmitir a força da suspensão. Por terem sua resistência baseada na compressibilidade dos gases, suspensões desse tipo são muito não lineares e tornam possível a obtenção de frequências naturais menores. As suspensões hidropneumaticas também abriram a possibilidade do uso de suspensões ativas, controladas para se adaptarem às condições do terreno e à velocidade do veículo.



Figura 27: Novo tanque japonês Type 10 que terá sua fabricação iniciada em 2010 é equipado com suspensão hidropneumática.[101]

Os veículos civis até hoje em muitos casos ainda utilizam suspensão rígida, devido ao fato de serem feitos apenas para locomover-se no local de trabalho e de não atingirem velocidades elevadas.

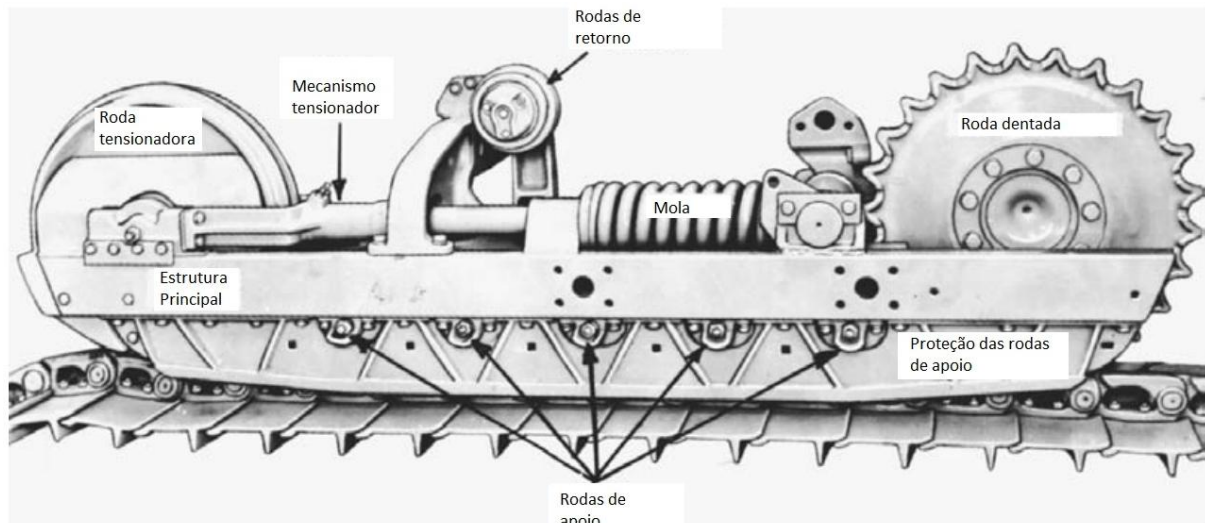


Figura 28: Configuração típica da montagem de um trator. [20]

Como pode-se notar pela figura acima que mostra a configuração típica de montagem das rodas de um trator, veículos de uso civil são muito mais simples. A suspensão é praticamente inexistente. As rodas de apoio que sustentam o veículo estão rigidamente presas à estrutura principal. A mola que aparece serve apenas para tensionar a lagarta.

3.4.2 Rodas de apoio

O projeto das rodas de apoio, as rodas que efetivamente apóiam o veículo sobre o solo, envolve um número de fatores conflitantes, particularmente no que se refere ao tamanho. A resistência de rolamento diminui com o aumento do diâmetro, o que indica que as rodas de apoio devem ser as maiores possíveis. Além de estarem menos sujeitas a serem travadas por lama, neve ou pedras e, como o número de rodas de apoio é inversamente proporcional ao seu diâmetro, rodas maiores simplificam a montagem da suspensão. Por outro lado rodas pequenas permitem que um maior número delas sejam usadas, distribuindo melhor o peso sobre a lagarta minimizando picos de pressão. Evitando afundamento em solo macio e reduzindo a carga por roda.

Uma forma de melhorar a distribuição do peso sobre a lagarta, mas ainda utilizar rodas de apoio grandes é colocá-las em uma disposição intercalada, como no

esquema. É perceptível também que o uso de rodas maiores elimina a necessidade do uso de rodas de retorno para sustentar a parte superior da lagarta.



Figura 29: Tanque Panzer IV Ausf B, rodas de apoio pequenas e rodas de retorno na parte superior da lagarta. [11]



Figura 30: Tanque T-34 Modelo 42, rodas de apoio grandes e sem rodas de retorno. [12]

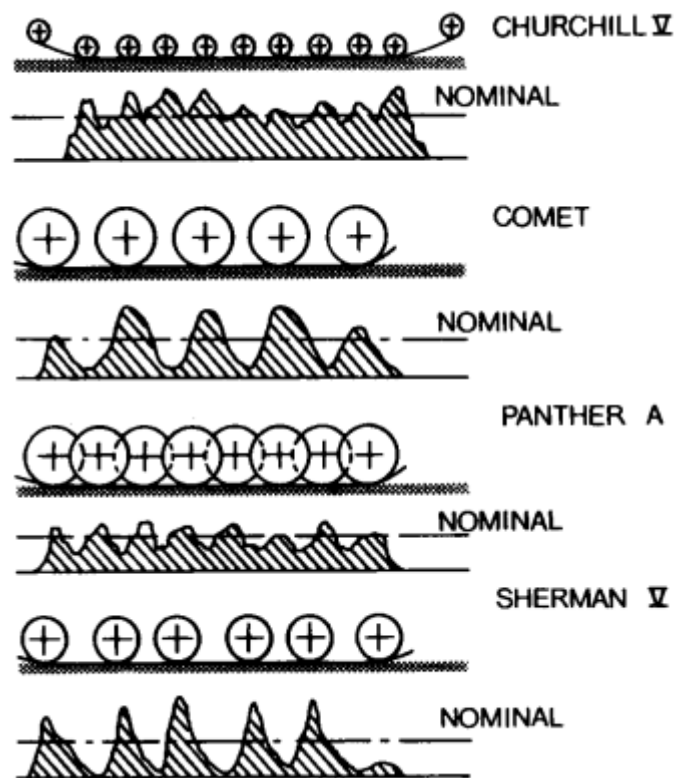


Figura 31: Distribuição de pressões normais medidas a 23 cm de profundidade do solo para diferentes configurações de rodas de apoio em tanques. É visível que o sistema de rodas intercaladas melhora a distribuição de pressões. [13]



Figura 32: Tanque Churchill. [15]



Figura 33: Tanque Comet. [14]

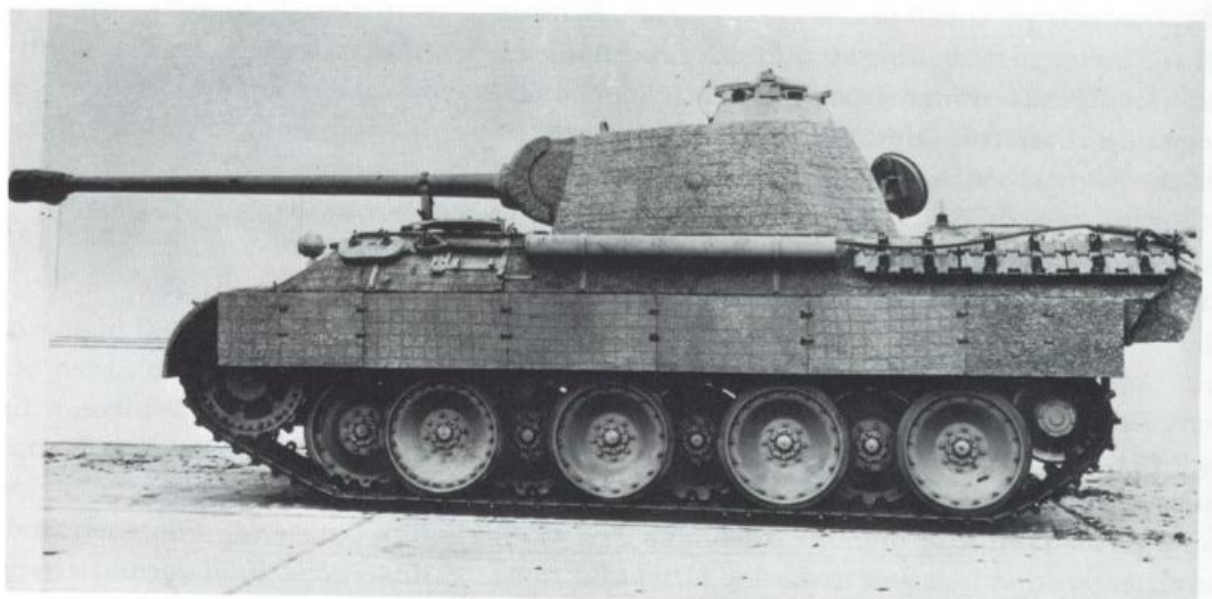


Figura 34: Tanque Pantera (*Panther*). [4]

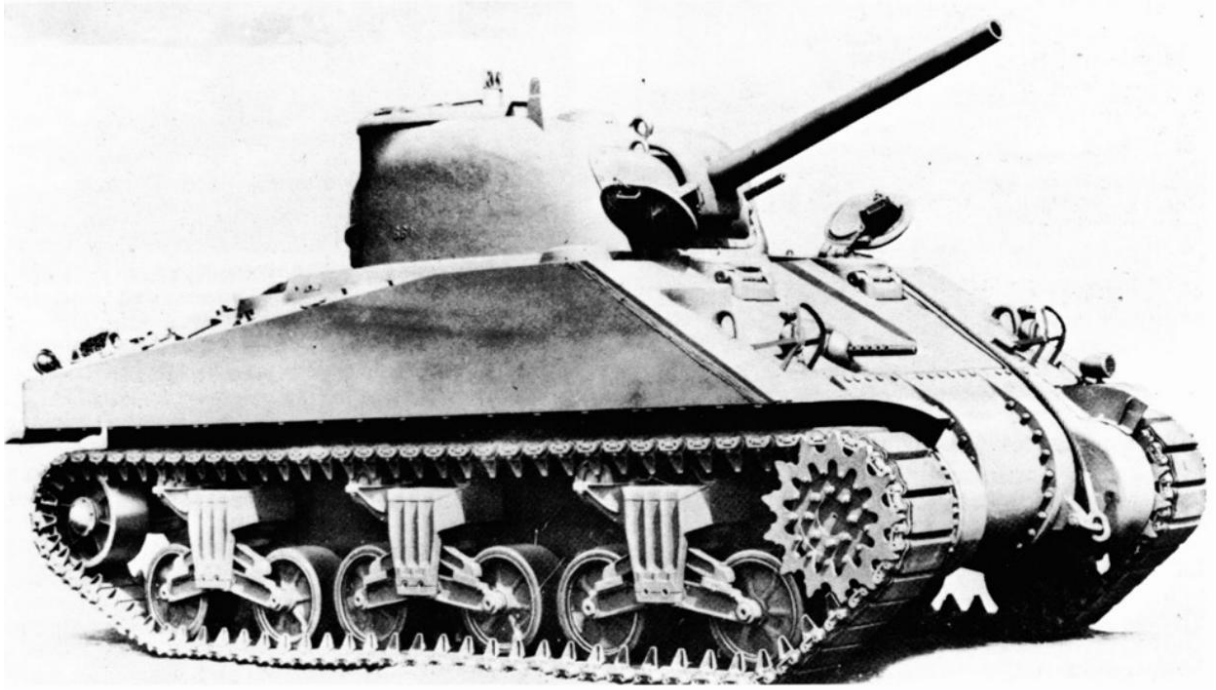


Figura 35: Tanque Sherman. [9]

Tratores em sua maioria utilizam rodas de apoio pequenas, como pode ser visto nas seções anteriores.

3.4.3 Lagartas

As lagartas possuem duas funções básicas. A primeira é distribuir a força exercida pelas rodas de apoio por uma área suficientemente grande para evitar que o veículo afunde em terreno acidentado permitindo sua locomoção. A outra é transmitir ao solo a força de tração gerada pelo sistema de propulsão.

Em quase todos os casos as lagartas são compostas por segmentos rígidos ligados por pinos. Apenas alguns veículos mais leves utilizam lagartas contínuas feitas de material flexível.

As lagartas podem ser montadas de maneiras diferentes, mas sempre deverão dispor de meios para que a roda dentada possa transmitir seu movimento a elas, por meio de furos, por exemplo, como no caso do esquema, e dispor de algum

meio que as impeça de escapar das rodas de apoio. É muito comum que tenham protuberâncias que as mantêm lateralmente fixas as rodas de apoio.

Para veículos mais velozes utiliza-se lagartas com comprimento de segmentos relativamente pequenos, para reduzir o efeito poligonal e assim, reduzir as flutuações na velocidade. Em veículos mais lentos, tratores por exemplo, é comum o uso de segmentos maiores e em menor quantidade.

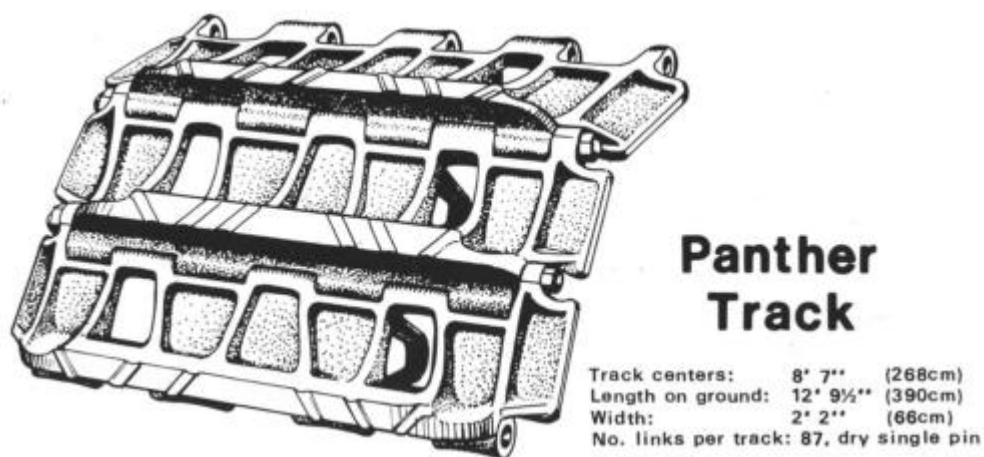


Figura 36: Elos da lagarta da plataforma Pantera. [16]

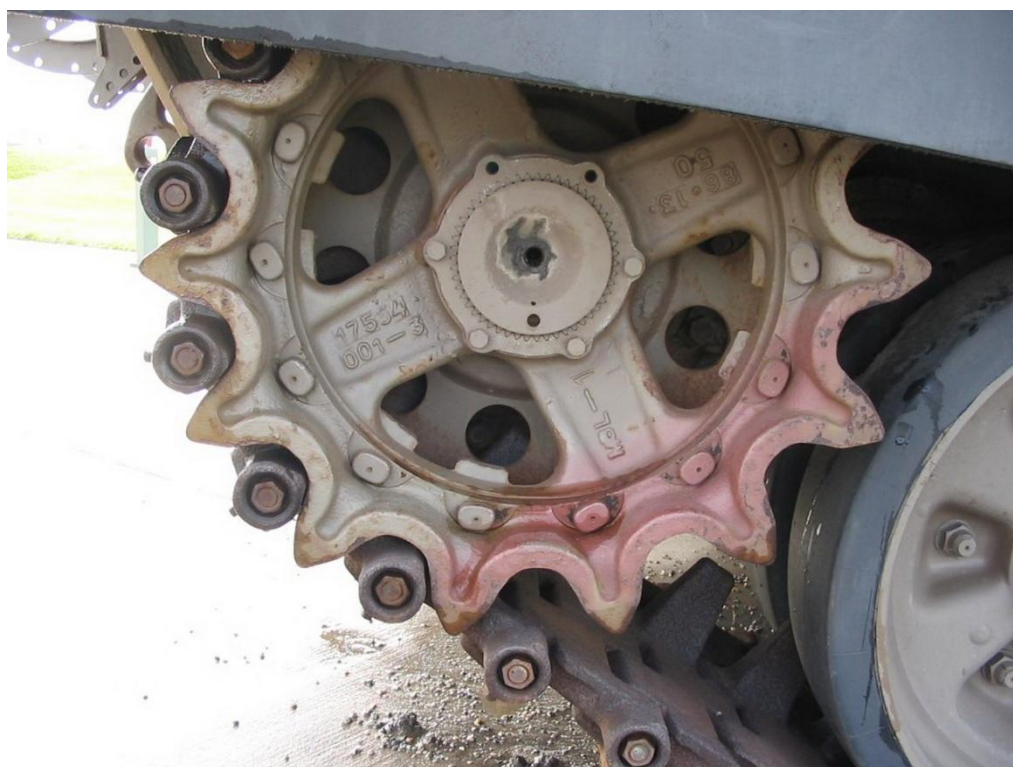


Figura 37: Roda dentada de um tanque russo T-72 engatada à lagarta. [Fotógrafo: Jim Caddo]



Figura 38: Detalhe da lagarta de um tanque francês Leclerc XXI. [Fotógrafo: Jean Thomas Rembert]

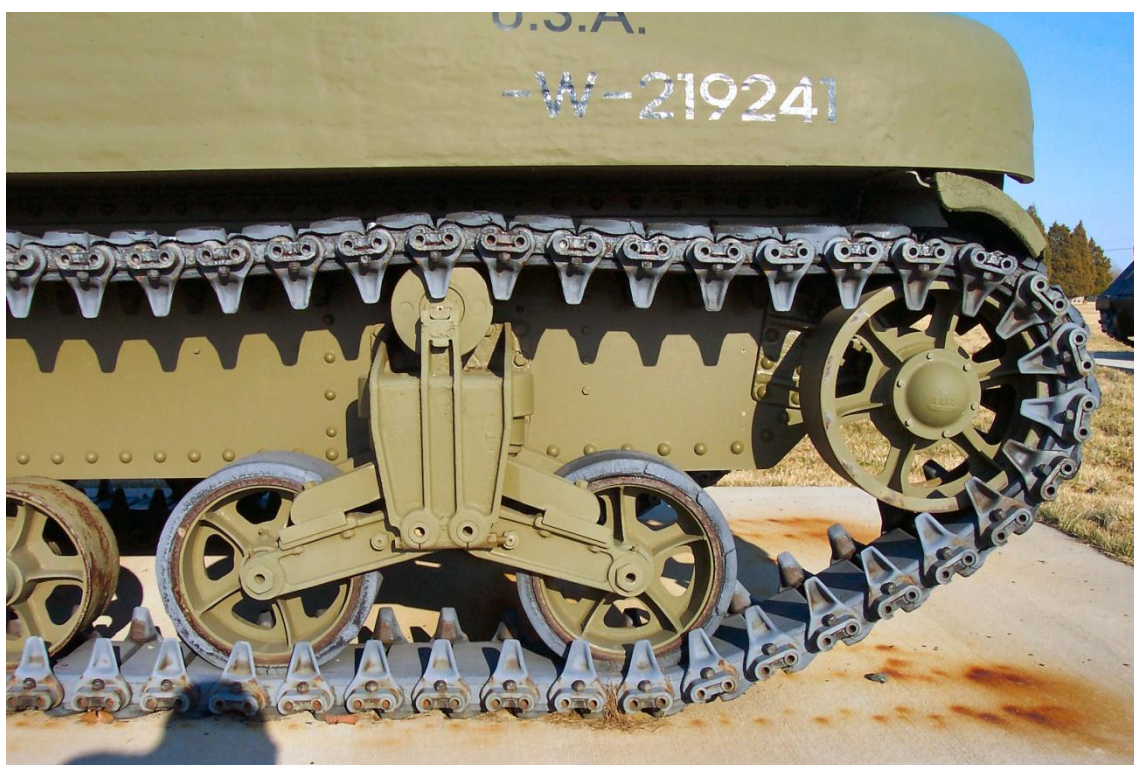


Figura 39: Protuberâncias na lagarta de um tanque M3A1 a mantém segura nas rodas de apoio.
[Fotógrafo: David Lueck Rembert]

3.4.4 Transmissão

A força de tração requerida e em consequência o torque na coroa variam necessários para mover um veículo sobre lagartas varia amplamente. Dos toques mais elevados para acelerar os veículos até torques menores para manter a velocidade em terrenos planos. Essas variações como no caso de veículos sobre rodas não podem ser fornecidas pelos motores diretamente sem o auxílio de um sistema de transmissão.

Na grande maioria dos casos o sistema de transmissão é composto posto por uma caixa de múltiplas engrenagens que podem ser escolhidas conforme necessidade. Em comparação com os veículos convencionais sobre rodas os sobre lagartas têm requisitos de torques maiores e assim os passos entre as diferentes relações de transmissão são geralmente maiores. Além disso, esses veículos contam freqüentemente com um sistema de redução final localizado na coroa, o que aumenta ainda mais o torque.

Em grande parte o projeto e desenvolvimento das caixas de transmissão de tanques e tratores seguiram a dos veículos convencionais sobre rodas. Havendo além das transmissões manuais com engrenagens sempre em contato, as transmissões com engrenagens epicíclicas, as semi-automáticas, as de variação contínua e as automáticas com conversores de torque.

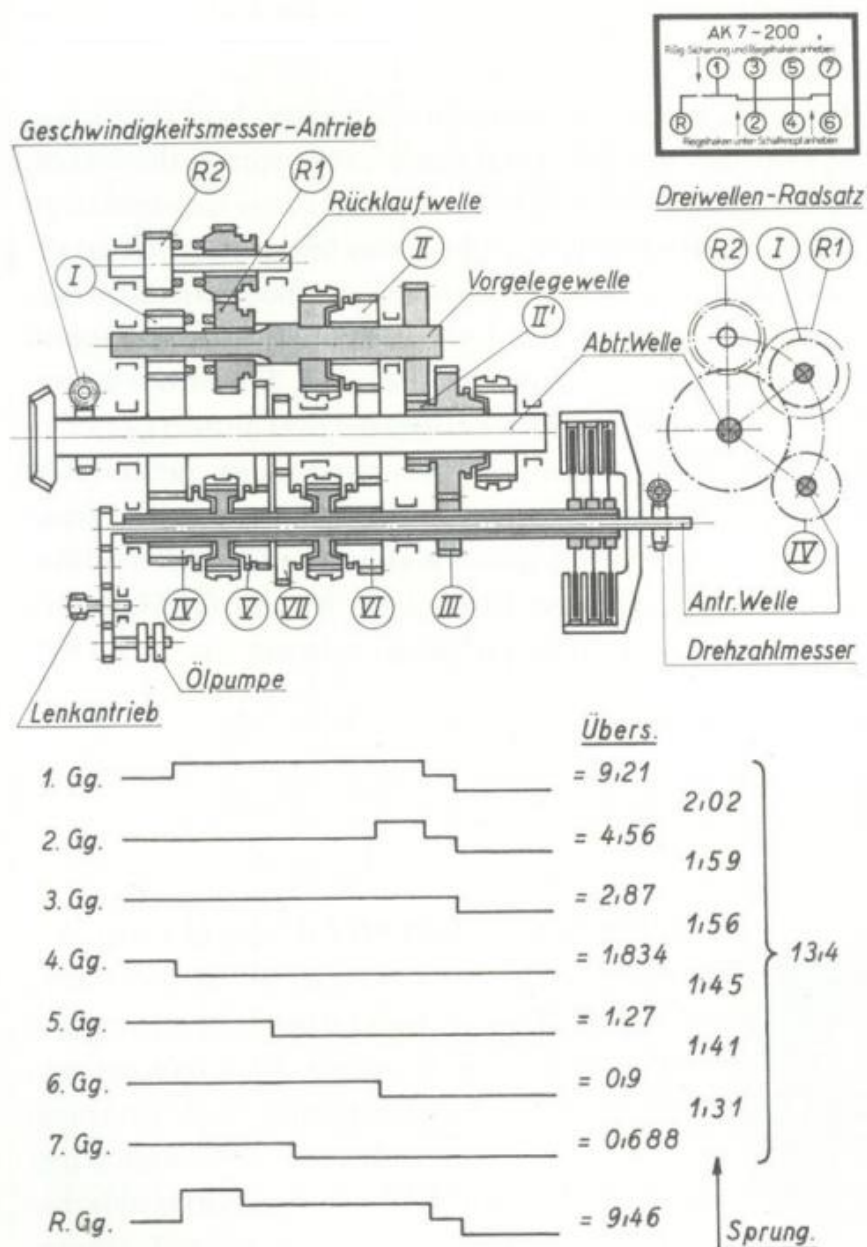


Figura 40: Esquema de caixa de engrenagens da plataforma Pantera. Abaixo estão as relações de transmissão para cada marcha mais a ré e passo entre elas. [4]

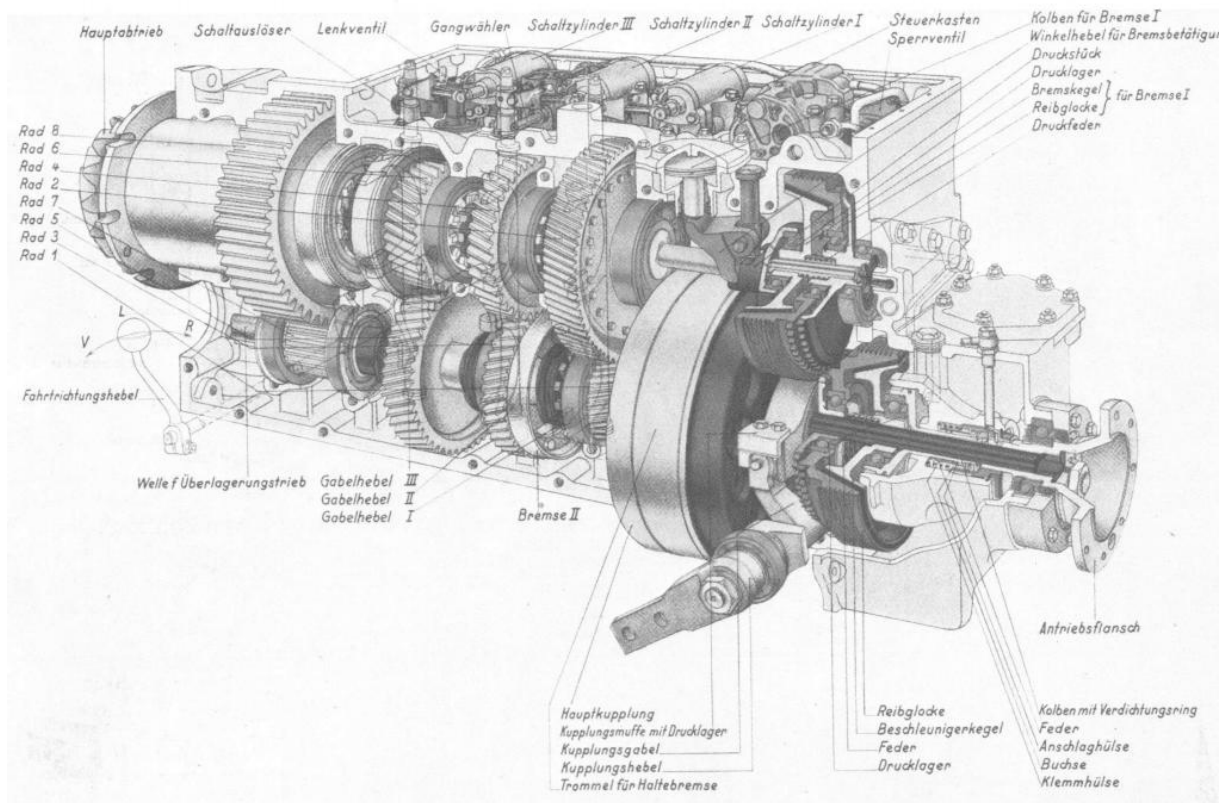


Figura 41: Vista em corte de caixa de engrenagens da plataforma Tigre da Henschel. [17]

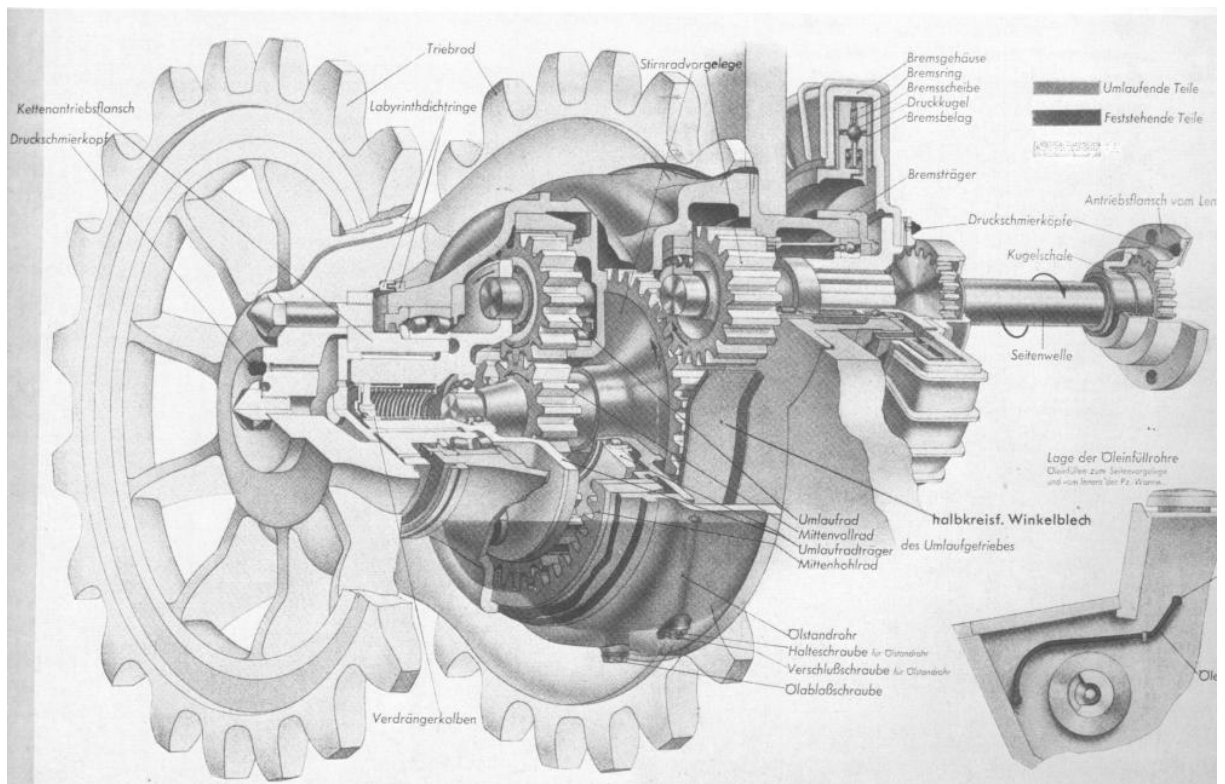


Figura 42: Desenho em corte da redução final da plataforma Tigre da Henschel. [17]

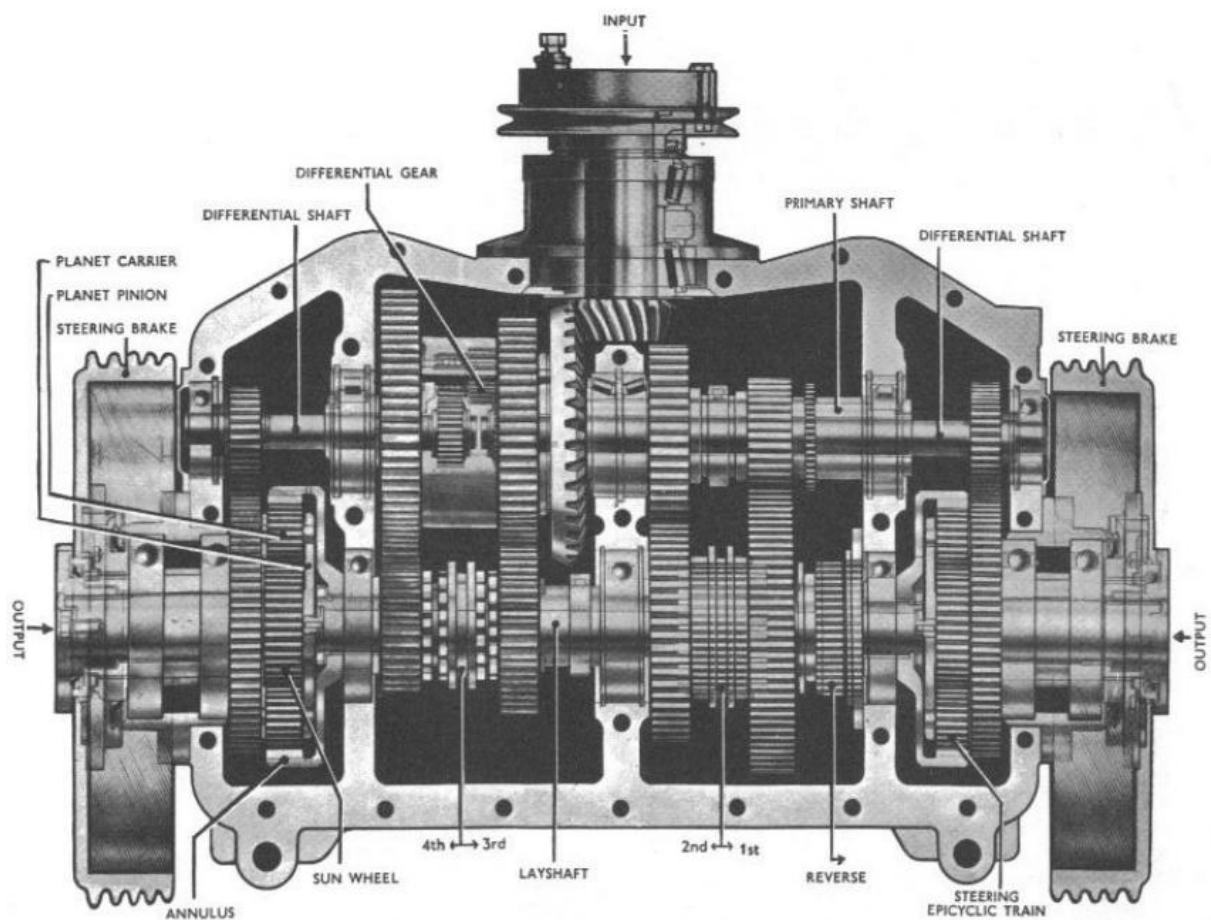


Figura 43: Desenho da transmissão de 4 velocidades que equipou os tanques Churchill. [15]

3.4.5 Sistemas para realização de curvas

Ligado ao sistema de transmissão está o sistema responsável por de alguma forma variar as velocidades das lagartas e permitir que o veículo realize curvas. É importante lembrar que esse trabalho focará apenas nesse tipo de sistema, não serão tratados os sistemas que entortam as lagartas, os sistemas de veículos articulados compostos por dois ou mais módulos e os meia lagartas.

Ao longo dos anos diferentes métodos e mecanismos foram desenvolvidos com o intuito de causar variação entre as velocidades das lagartas. Desde o mais simples consistindo apenas de duas embreagens e freios para cada lado até os sistemas de dois ou três diferenciais utilizados em veículos atuais. Aqui serão apresentados alguns.

É importante que o sistema de variação das velocidades seja simples de usar e eficiente, isto é, que não desperdice energia excessiva na forma de calor e atrito. Ainda levando em consideração de que veículos com lagartas são em geral máquinas grandes e muito pesadas.

A maneira mais antiga utilizada em alguns tratores a vapor era simplesmente ligar as lagartas direita e esquerda em fontes motoras diferentes (*Dual drive*). Isso era simples para uma propulsão a vapor, uma vez que o motor é apenas uma pequena parte do sistema. Entretanto, para motores a combustão interna faz-se necessário a instalação de dois motores completos com todos os problemas de peso, complexidade e manutenção. Sendo o veículo completamente imobilizado se qualquer dos motores apresentarem problemas. Outro problema é dirigir o veículo em linha reta, pois cada lagarta estará sujeita a condições diferentes e um ajuste contínuo de velocidades seria necessário.

Em velocidades muito baixas esse problema é pequeno e por isso alguns tratores, como escavadeiras, utilizam esse sistema de alguma forma até hoje. No caso da escavadeira ela possui um motor a combustão interna que serve para gerar pressão hidráulica. Cada lagarta de cada lado está ligada à motores hidráulicos separados.

O sistema de embreagem e freio (*Clutch-and-brake*) é o mais simples entre os que requerem apenas um motor. Basicamente há duas embreagens e dois freios para cada lagarta do veículo. Para realizar a curva basta desengatar a embreagem de um dos lados, se a curva for mais fechada aplica-se o freio correspondente. É possível observar que esse sistema é pouco eficiente e gera muitas perdas. Além de causar uma perda de velocidade no momento de início da curva, uma vez que a velocidade retirada de um dos lados não é transferida para o outro. Entretanto, um dos maiores problemas desse sistema está em sua descontinuidade e imprevisibilidade, o fato de ter que desconectar um dos lados e aplicar os freios. Uma pequena variação na frenagem pode criar uma grande variação na taxa de curva. E há o risco de haver a realização de uma curva no sentido contrário ao que era esperado, quando, por exemplo, o veículo está descendo uma ladeira e desconectar um das lagartas do motor a faz ter velocidade maior do que a que está conectada.

Apesar de todos os problemas esse sistema de freio e embreagem foi usando por muitos veículos durante a Primeira Guerra.

Na prática a implementação mais usual desse sistema não utiliza embreagens e sim conjuntos de engrenagens planetárias e dois freios para cada lado. Um para liberar o membro reativo do conjunto e o outro para frear a lagarta.

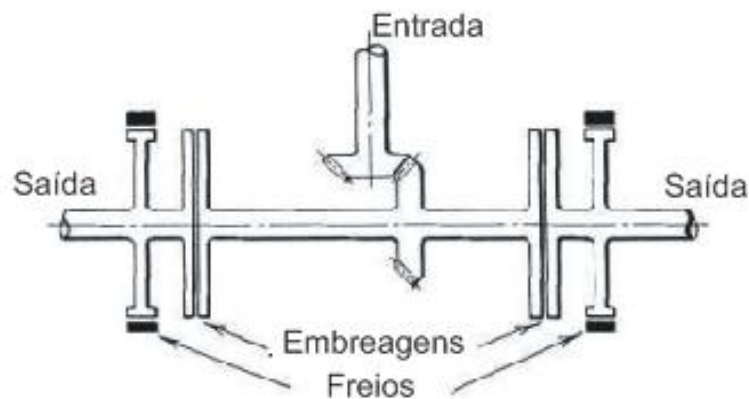


Figura 44: Esquema do sistema de freio e embreagens. [10]

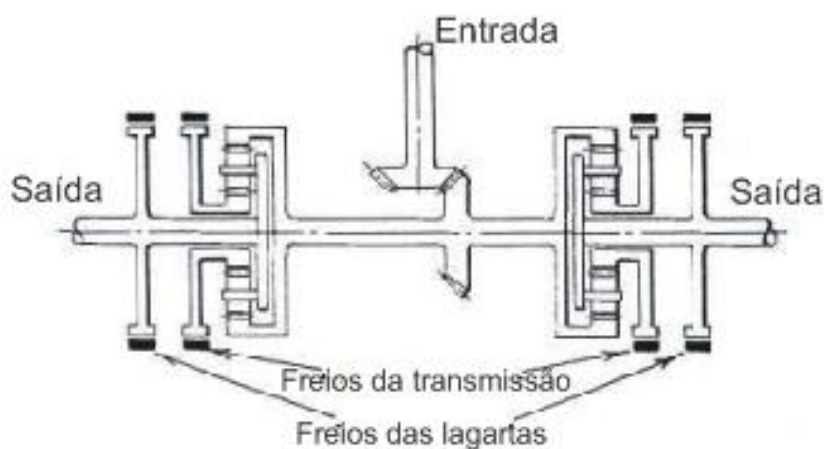


Figura 45: Esquema do sistema de freio e embreagens implementado com engrenagens planetárias. [10]

O sistema de freio e embreagem pode ser melhorado se ao invés de desconectar um dos lados e fazer com que ele pare, ele seja apenas movido a uma velocidade menor. Isso pode ser obtido através do sistema de direção por engrenagens (*Geared steering system*). Há diversas formas de montar esse sistema, mas basicamente o que ocorre é que há duas transmissões dedicadas à função de direção. Essas duas transmissões podem ter suas marchas mudadas fazendo com que o veículo realize a curva.

Esse sistema elimina alguns dos problemas da embreagem e freio, sendo regenerativo, ou seja, a velocidade retirada de um dos lados é transferida para o outro.

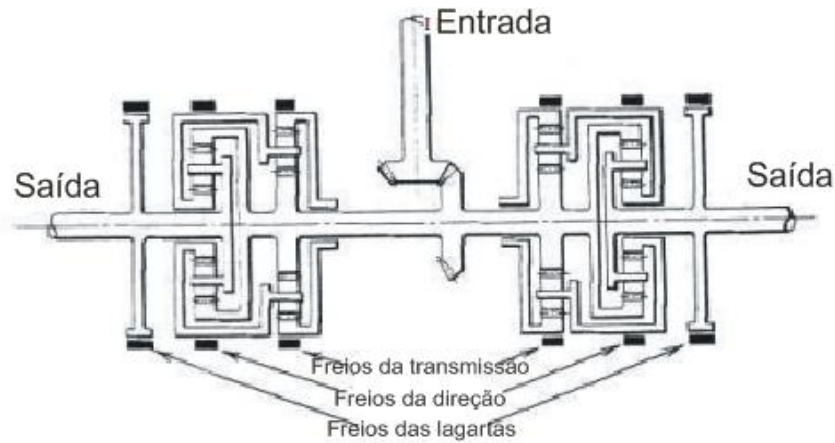


Figura 46: Esquema do sistema de direção por engrenagens. [10]

Uma possível simplificação do sistema de embreagem e freio é obtida transferindo-se movimento para as lagartas por meio de um diferencial eliminando as embreagens. O sistema resultante é o de direção por diferencial freado (*Braked differential steering*). Esse sistema é ainda mais ineficiente que o de embreagem e freio, pois não só o freio dissipa a energia da lagarta parada como também parte da do motor. O sistema também é ainda mais imprevisível nas realizações das curvas. A única vantagem é sua extrema simplicidade.

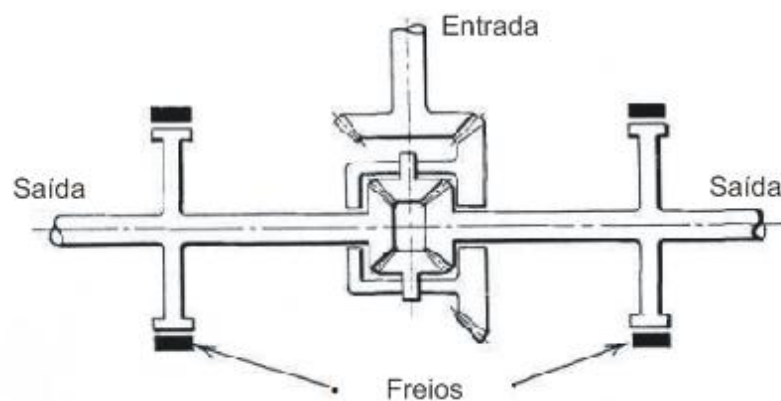


Figura 47: Esquema do sistema de direção por diferencial freado. [10]

Uma forma de adequar o sistema de diferencial freado foi criada pela *Cleveland Tractor Company* em 1921. O sistema ficou conhecido por “Cletrac” ou direção por diferencial controlado (*Controlled differential steering*). Nesse sistema não se tenta frear completamente uma das lagartas, mas apenas fazê-la ficar a uma fração da velocidade média dos dois eixos por meio da adição de mais engrenagens ao diferencial. Não há desperdício de potência nesse sistema e a potência gerada pela lagarta parada é transferida a outra, fazendo esse sistema regenerativo.

Um grande problema do diferencial controlado é que quando nenhum dos freios está sendo aplicado ele se comporta como um diferencial comum, dividindo o torque entre um lado e outro, mas não ajustando suas proporções, que são dadas pelas reações de contato das lagartas com o solo. Conseqüentemente essas reações de contato devem ser iguais para que o veículo se mova em linha reta, variações causam efeitos indesejáveis como derrapagens e viragem durante a aceleração. Outro problema está no fato de que esse sistema permite apenas um raio de curvatura, que deve estar entre um raio grande requerido em altas velocidades e um raio pequeno para curvas mais fechadas a velocidades menores.

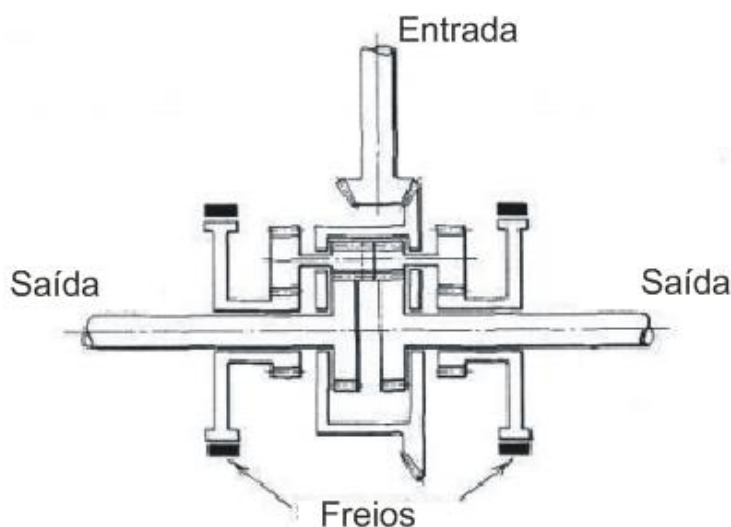


Figura 48: Esquema do sistema de direção por diferencial controlado. [10]

Uma solução criada para melhorar ainda mais o sistema de direção surgiu com o desenvolvimento da plataforma Pantera da Segunda Guerra, já mencionada anteriormente e base para o desenho esquemático feito no início da seção para indicar as partes principais.

Nesse sistema ao invés de as engrenagens do diferencial estarem girando em torno de uma engrenagem fixa, elas estão girando em torno de uma engrenagem que tem velocidade proporcional a velocidade na entrada de direção indicada na figura. Quando se vai fazer a curva libera-se o freio do lado correspondente e engata-se a embreagem desse mesmo lado, isso faz com o sol da planetária nesse lado gire opostamente á coroa, reduzindo a velocidade dessa saída.

No caso do Pantera essa entrada vinha da própria entrada da caixa de transmissão, fazendo com que haja um raio de curva para cada marcha para a frente. Marchas mais baixas geram raios de curva menores enquanto que mais altas geram raios maiores. É possível com esse sistema fazer também curvas neutras, isto é, fazer com que cada lagarta se mova em direções opostas, deixando a marcha neutra engatada.

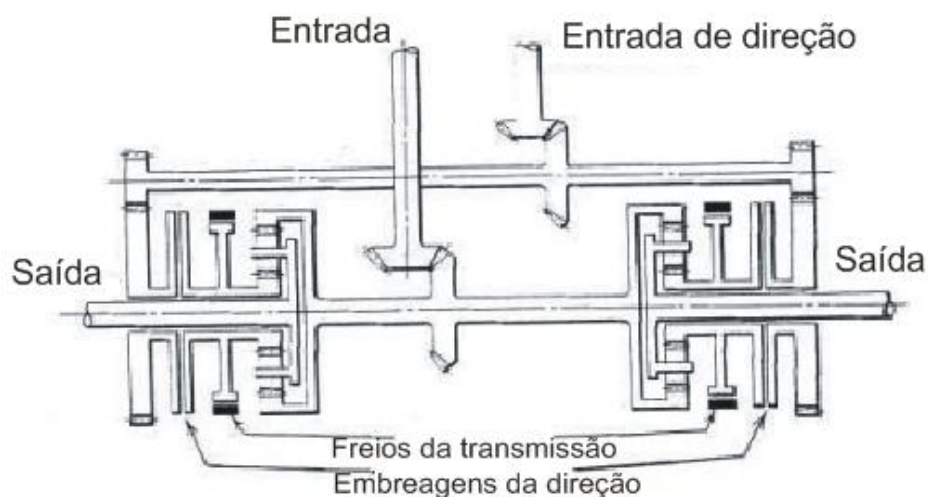


Figura 49: Esquema do sistema de direção de múltiplas engrenagens da plataforma Pantera. [10]

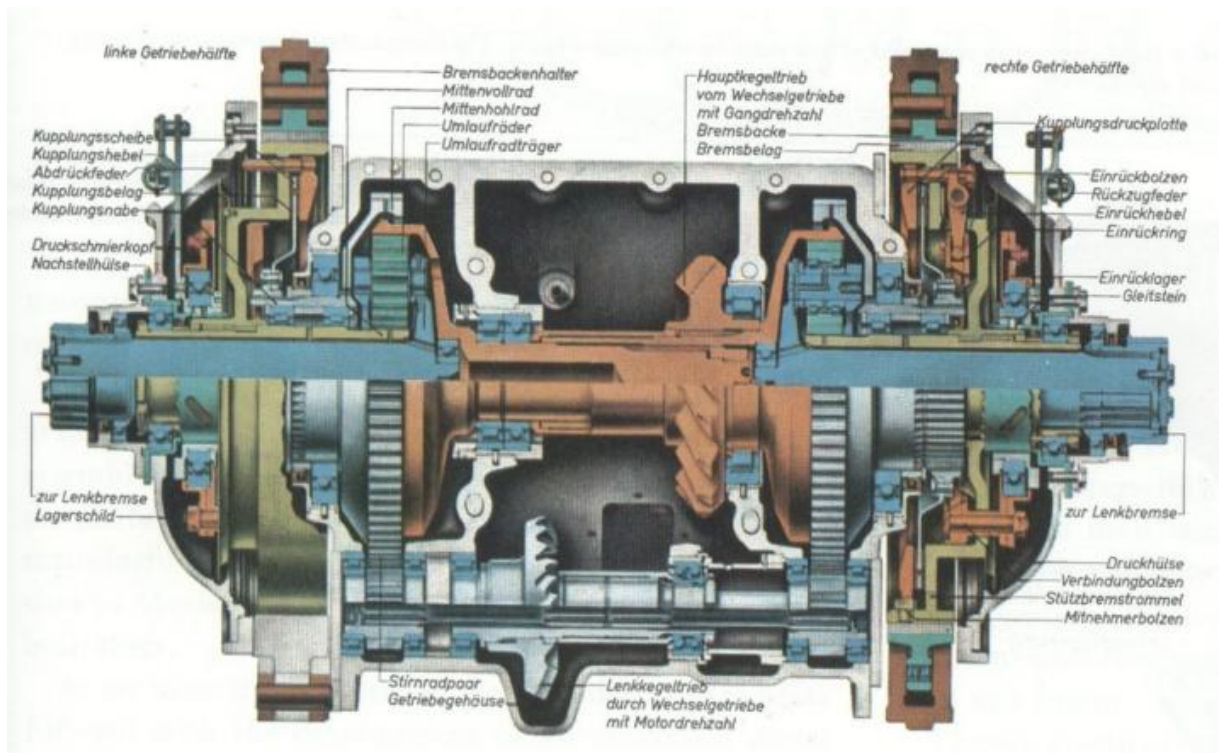


Figura 50: Desenho mostrando corte do sistema de direção de múltiplas engrenagens da plataforma Pantera. [4]

Uma melhoria em relação aos sistemas mencionados anteriormente surgiu com o sistema de direção de duplo diferencial (*Double differential steering*). Esse sistema em sua forma original consiste em dois diferenciais colocados em paralelo com seus eixos de saída engrenados. Os dois diferenciais podem ter suas entradas ligadas à saída da caixa de transmissão. Se for o caso o duplo diferencial irá se comportar exatamente como o do diferencial controlado. Entretanto, se um deles está ligado à entrada da caixa de transmissão, seu comportamento será semelhante ao do sistema da plataforma Pantera, com um raio de curva para cada marcha que houver na caixa de transmissão. Com a diferença de ser um sistema regenerativo, a velocidade reduzida em um dos lados é passada para o outro. Também é possível realizar curvas neutras, rotacionando o veículo, deixando a marcha no ponto neutro e engatando uma das embreagens de direção.

O sistema de duplo diferencial pode se tornar melhor ainda se um dos diferenciais for ligado a uma fonte separada do motor, como por exemplo, um motor elétrico ou hidráulico que pode ter sua velocidade continuamente variada. Isso dá a

esse sistema um infinito número de raios de curvatura que serão proporcionais a variação contínua da velocidade dessa fonte separada do motor.

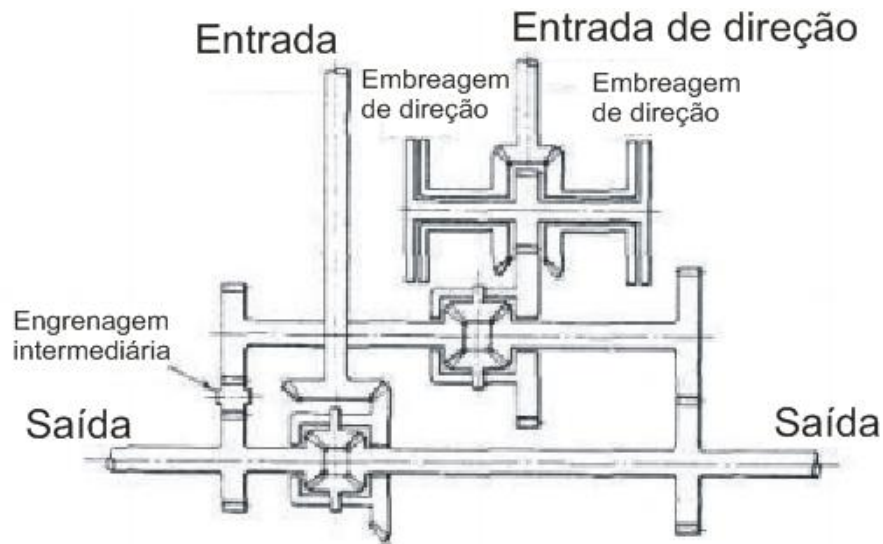


Figura 51: Esquema do sistema de direção de duplo diferencial. [10]

A adição de um terceiro diferencial ao sistema de duplo diferencial gera um sistema de direção de triplo diferencial (*Triple differential steering*). Esse sistema funciona de maneira muito semelhante ao de duplo diferencial, possuindo as mesmas vantagens. Em essência é um sistema de duplo diferencial ligado ao um sistema de diferencial freado para a realização de curvas.

A diferença desse sistema com relação ao de duplo diferencial é que a potência é transmitida às lagartas pelas duas entradas não apenas quando o veículo está realizando uma curva, mas também quando está se locomovendo em linha reta.

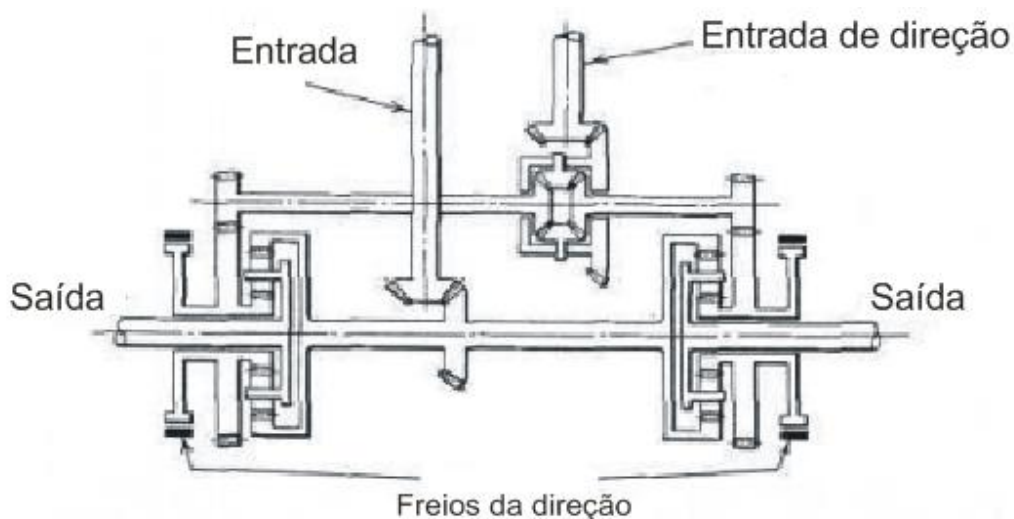


Figura 52: Esquema do sistema de direção de triplo diferencial. [10]

3.4.6 Motores

Como foi mostrado anteriormente os primeiros veículos com lagartas a possuírem propulsão própria utilizavam motores a vapor. Mas a partir do início do século XX já eram vendidos os primeiros tratores com motores alternativos a combustão interna e quando o desenvolvimento de tanques começou em 1915 essa era praticamente a única opção para eles.

Ao longo do tempo diferentes formas de motores já existentes e foram adaptadas para dar propulsão a veículos com lagartas. Motores alternativos de carros, de caminhões, de aviões, motores refrigerados a ar ou a água, motores rotativos, sistemas de transmissão elétrica e turbinas a gás.

A posição do motor também pode variar, em grande parte dos tanques o motor está atrás, mas há tanques como o israelense Merkava que possui o motor na frente. Veículos com lagartas militares de transporte também aparecem com motores na frente. Para tratores é comum ver motores na frente

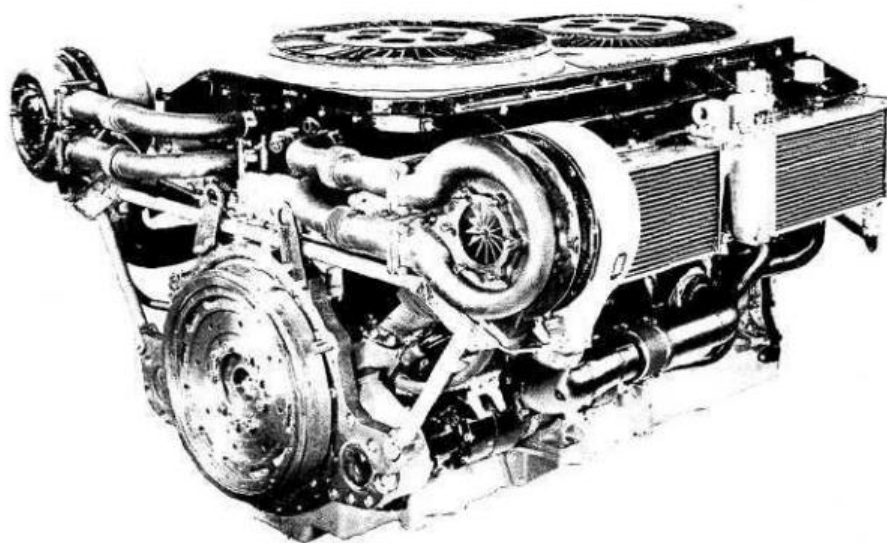


Figura 53: Motor refrigerado a ar AVDS-1790 que equipou diversos tanques americanos. [10]

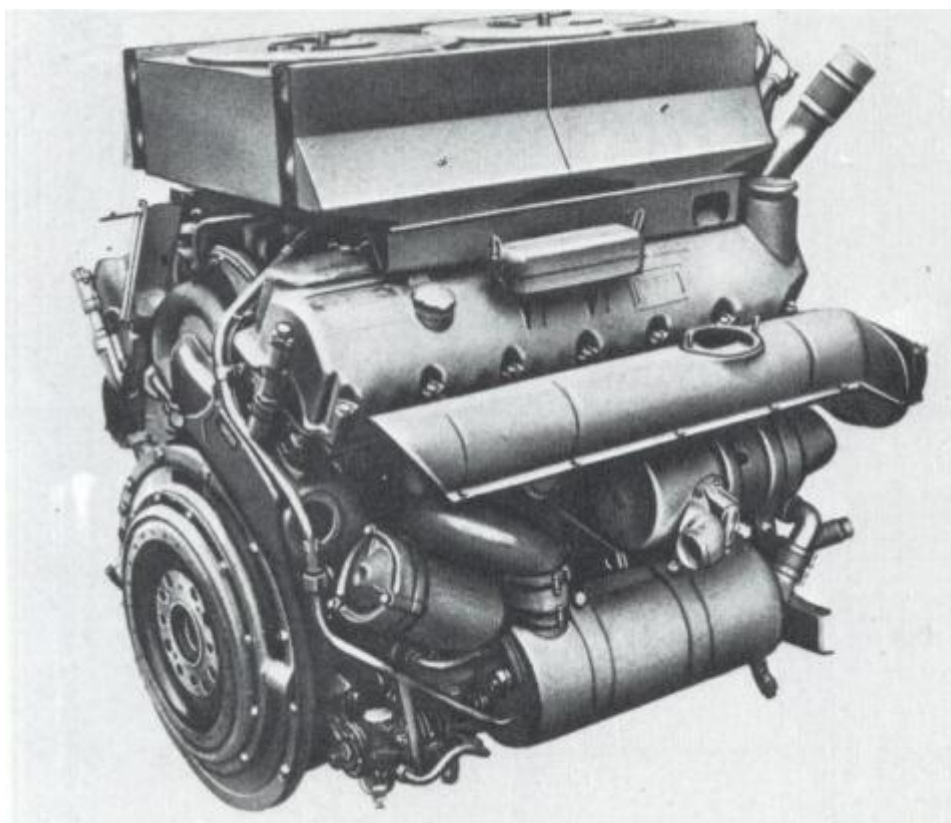


Figura 54: Motor refrigerado a água de 12 cilindros em V a gasolina Maybach HL230 que equipou os tanques Pantera. [4]

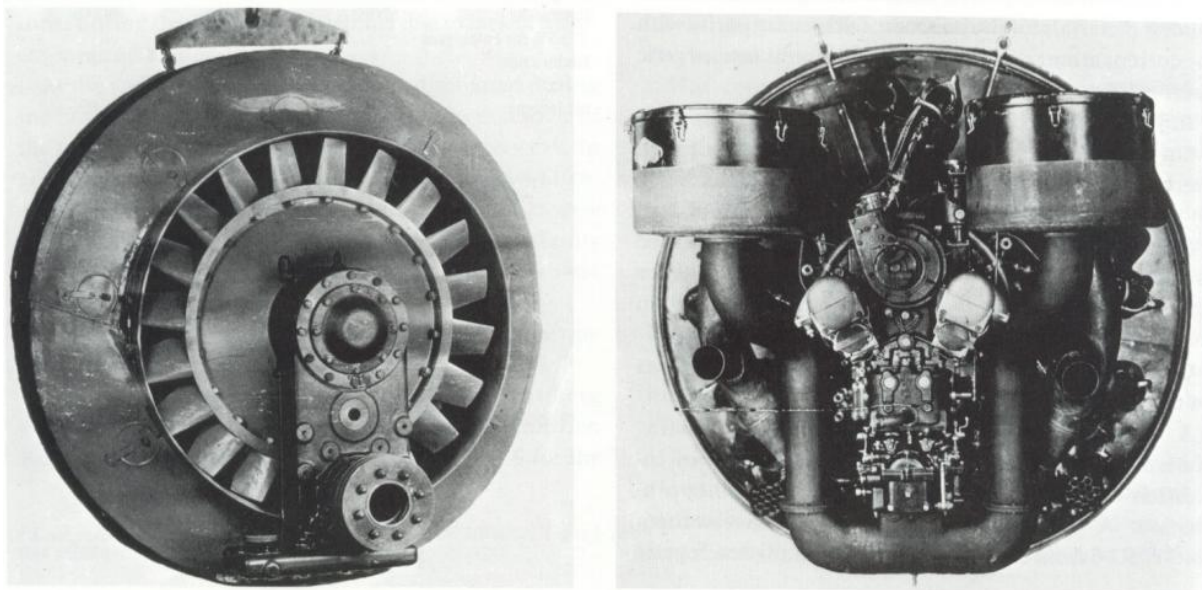


Figura 55: Motor refrigerado a ar radial de 9 cilindros a gasolina BMW 132 que equipou os tanques Pantera para testes. [4]

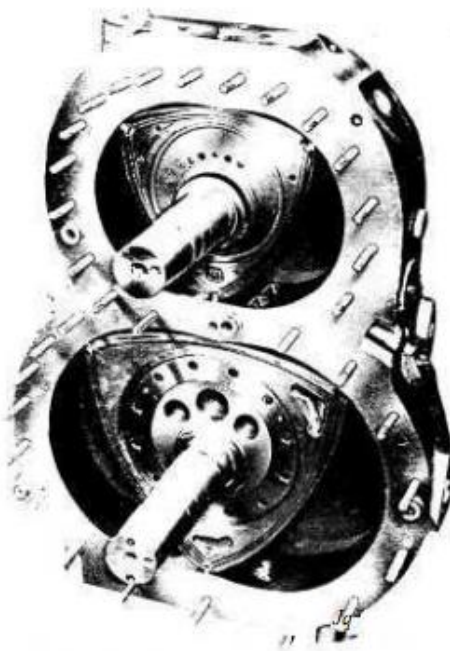


Figura 56: Motor rotatório a diesel de dois estágios Rolls-Royce R1. [10]

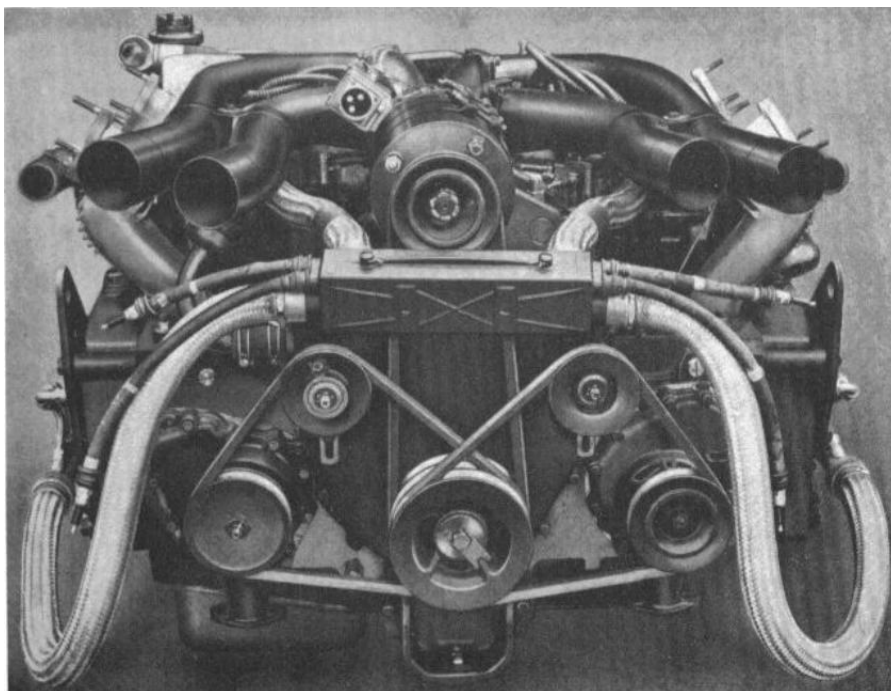


Figura 57: Motor de 12 cilindros opostos a gasolina refrigerado a água que equipou os tanques Churchill. [15]

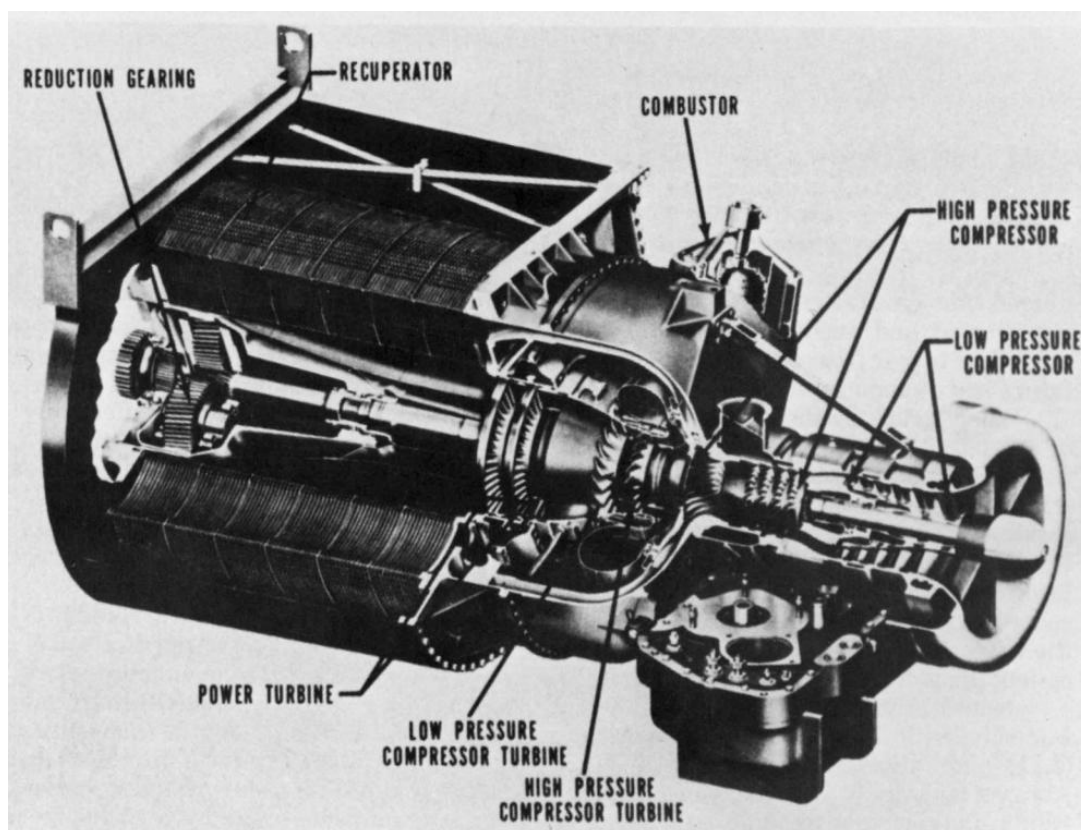


Figura 58: Ilustração em corte da turbina a gás motora do tanque M1 Abrams. [8]

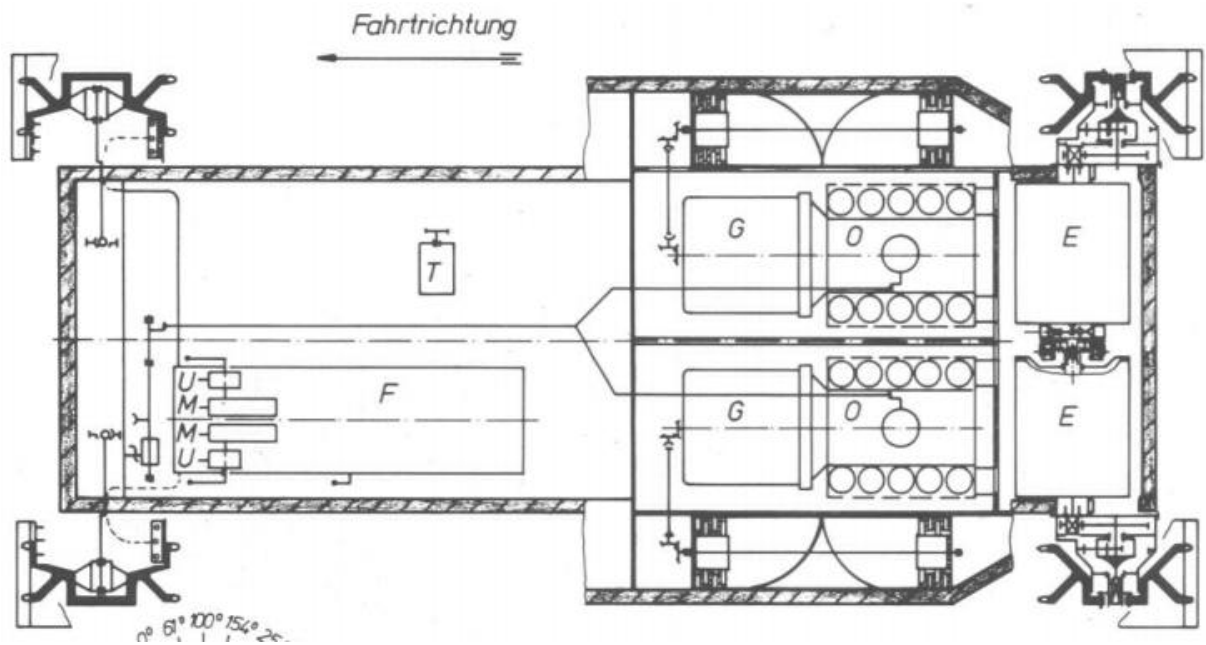


Figura 59: Vista superior da plataforma alemã Tigre da Porsche. A propulsão era composta por dois motores a gasolina de 10 cilindros (representados pela letra "O"), dois geradores (letra "G") e dois motores elétricos (letra "E"). [17]

4 APROFUNDAMENTO DO ESTUDO

Nesta parte do trabalho será feita a apresentação de aspectos teóricos iniciais relevantes para aprofundar o estudo do tema proposto. A idéia principal é apresentar algumas teorias que podem vir a ser utilizadas em etapas posteriores do trabalho.

4.1 MECÂNICA DOS SOLOS

O estudo da mecânica dos solos e da interação do veículo com ele é importante porque afeta diretamente o desempenho que esse veículo terá.

As propriedades mecânicas dos solos variam muito, indo da argila que apresenta um comportamento plástico até os solos mais duros e areia. Por exemplo, quando se cava em areia seca ou saturada de água o material nas bordas da escavação escorrega para o fundo. Este comportamento mostra a falta completa de ligação entre as partículas individuais que compõem o material. A parte do material que escorrega não para até que seja atingido um ângulo de inclinação determinado, conhecido como ângulo de repouso.

Em comparação, uma vala pode ser escavada em um solo de argila seca com paredes de 6 a 9 metros de altura se o auxílio de suportes laterais. Isto indica a existência de forte ligação entre as partículas da argila. As paredes da escavação vão, entretanto, cair assim que se atinja uma profundidade que excede um determinado valor crítico, que depende da intensidade da ligação entre as partículas.

Apesar da aparente simplicidade de suas características gerais, as propriedades mecânicas reais de areias e argilas são bastante complicadas. De modo que se trabalha na teoria da mecânica dos solos com materiais idealizados com propriedades simplificadas. Um exemplo que ilustra essa simplificação é a hipótese que se adota de que a resistência ao cisalhamento dos solos ideais independe de seu grau de deformação, quando na realidade o que ocorre é que solos reais podem resistir a grandes deformações sem muita perda de sua resistência ao cisalhamento. Essas simplificações fazem das teorias relacionadas à mecânica dos solos uma aproximação da realidade e a diferença entre propriedades reais e assumidas varia bastante para diferentes tipos de solo.

Devido às simplificações feitas na teoria analítica, muitas equações em mecânica dos solos são empíricas e representam uma interpretação física do processo e não necessariamente uma compreensão do mesmo. Ainda assim são importantes por promover o melhor entendimento das interações entre o veículo e o solo.

4.1.1 Parâmetros clássicos da interação dos veículos com o solo

A princípio, quando o conhecimento a respeito da mecânica dos solos ainda era insuficiente, usou-se o coeficiente de atrito do Coulomb da mecânica dos sólidos para explicar as forças de resistência agindo sob as lagartas do veículo. Porém, a hipótese de que a resistência é proporcional ao peso do veículo e que há um coeficiente constante de resistência não permitiram descrever de maneira precisa a interação entre o terreno e as lagartas.

Para explicar melhor a rigidez do solo sob a tensão causada pelas lagartas a teoria de Rankine da pressão passiva da terra foi aplicada. O termo pressão passiva da terra indica a resistência do solo a forças que tendem a deslocá-lo. Na engenharia civil a pressão passiva da terra é freqüentemente utilizada para prover suporte a estruturas como muralhas de retenção que têm forças horizontais ou inclinadas agindo sobre elas.

A teoria de Rankine da pressão passiva da terra diz que um solo que falha por compressão lateral vai, na região da falha, formar uma superfície inclinada com ângulo com a horizontal de:

$$45^\circ - \frac{\phi}{2} \quad (1)$$

Onde ϕ é o ângulo da resistência ao cisalhamento.

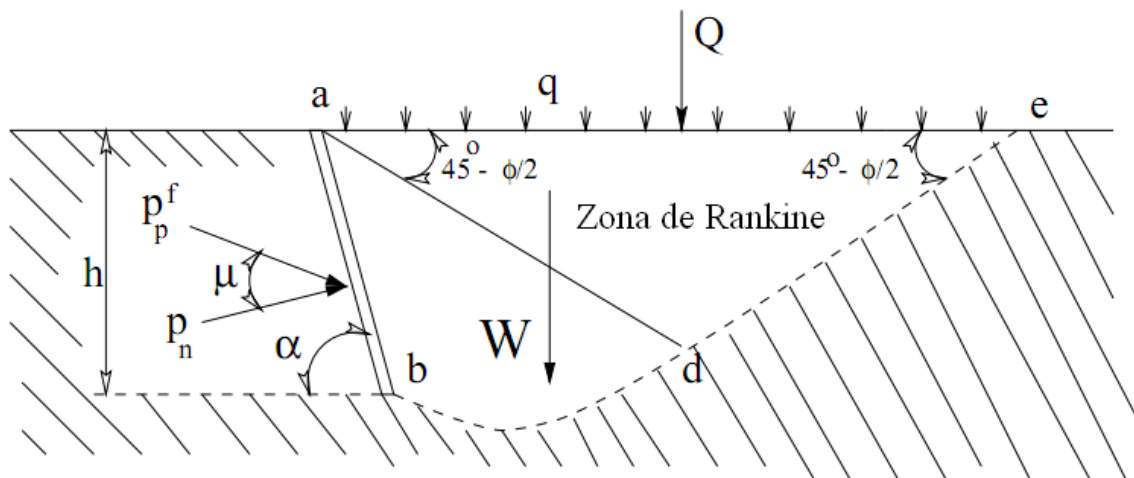


Figura 60: Pressão passiva da terra em uma parede inclinada a - b. [201]

Na figura 53 o ângulo da parede inclinada a – b com a horizontal é α e h é a altura de a – b. A carga distribuída q agindo na superfície resulta em uma força normal p_n agindo na parede, p_p^f é a pressão passiva da terra, μ é o ângulo de atrito entre a parede e o solo e ϕ é o ângulo de resistência ao cisalhamento do solo. A área formada por a – b – d é a chamada Zona de Rankine. Em conjunto com a teoria de Coulomb do coeficiente de atrito, esta teoria provê as equações fundamentais da interação solo-veículo nos estágio iniciais do desenvolvimento do veículo com lagartas.

Muitos parâmetros influenciam o desempenho de um veículo com lagartas, como local do centro de gravidade, comprimento e largura das lagartas, diâmetro das rodas de apoio, a relação entre o comprimento e a largura da lagarta e a pressão exercida sobre o solo são alguns exemplos. A pressão sobre o solo foi um dos parâmetros mais comuns utilizados inicialmente para avaliar o desempenho de um veículo. Acreditava-se que uma pressão mais baixa levasse a maiores capacidades de tração. Mas a prática mostrou que alguns veículos que exerciam pressões mais elevadas podiam desenvolver mais tração do que outros com menores pressões.

A relação entre o comprimento e a largura da lagarta foi ignorada por algum tempo. É verdade que reduzir a largura da lagarta reduz a resistência ao movimento, entretanto, requer que seu comprimento seja aumentado se se deseja manter a

pressão sobre o solo constante. Se o comprimento da lagarta ficar excessivo o veículo ficava impedido de fazer curvas devido a elevada resistência lateral. Isto levou a compreensão de que o desempenho não pode ser melhorado simplesmente alterando as dimensões da lagarta de acordo com a pressão sobre o solo.

4.1.2 Teoria do equilíbrio plástico

A teoria do equilíbrio plástico foi amplamente empregada na mecânica dos solos e na engenharia de fundações.

Quando uma carga aplicada por um veículo sobre a superfície de um terreno atinge certo nível, a massa de terreno em um volume específico se aproximará do estado de falha. Um aumento infinitesimal na carga além desse nível produz um aumento rápido do escoamento plástico. O estado precedente do escoamento plástico é chamado de equilíbrio plástico. A transição do estado de equilíbrio plástico para o de escoamento plástico representa a falha do terreno. A condição de falha por escoamento plástico é determinada pela equação da falha por cisalhamento de Mohr-Coulomb.

$$\tau_{max} = c + p \cdot \tan \phi \quad (1)$$

Onde c e ϕ são respectivamente a coesão aparente e o ângulo de resistência interna do solo, p é a pressão normal e τ_{max} é a máxima tensão de cisalhamento que o solo pode suportar. Para prever a carga que fará com que a massa de terreno dentro de certo volume entre no estado de equilíbrio plástico um conjunto de equações de equilíbrio precisam ser resolvidas. Essas equações são geralmente muito complexas e difíceis de resolver. Certas informações como a direção da tensão principal precisam ser previamente conhecidas. Essas condições de contorno são extremamente complexas na realidade e muitos difíceis de especificar.

A teoria do equilíbrio plástico pode prover compreensão da natureza física de certos aspectos da interação veículo-terreno. Atualmente é aplicada com a hipótese de que o terreno se comporta como material perfeitamente plástico. Isto é, o material

não deforma até que seja atingido um estado de tensões que causa a falha. Além desse ponto o solo se deforma rapidamente sem que a tensão varie. Na prática solos densos podem apresentar comportamento próximo de um material perfeitamente plástico. Mas solos naturais e mais macios apresentam elevada compressibilidade e assim, não se comportam como perfeitamente plásticos. A consequência é que as zonas de falha não se desenvolverão como previsto na teoria e que o afundamento do veículo se deverá mais à compressão do terreno do que ao escoamento plástico do material. Deste modo a teoria do equilíbrio plástico está mais comprometida a prever a máxima carga que terreno pode suportar antes de falhar. Como os veículos em geral operam abaixo dos limites de falha, essa teoria é de uso limitado para a modelagem de veículos com lagartas.

4.1.3 Método dos elementos finitos

O método dos elementos finitos para o estudo da mecânica dos solos é limitado para alguns casos específicos. Isto se explica pelo fato do solo ser um material em geral não homogêneo e de propriedades inconstantes. O solo natural está exposto a fenômenos como chuva, ventos, mudanças de temperatura e processos biológicos. Esses fenômenos afetam o solo fazendo com que ele se torne muito heterogêneo e difícil de prever com precisão. Devido a sua anisotropia, os variados métodos analíticos se mostram inapropriados na solução de problemas de mecânica dos solos. Além disso, o método dos elementos finitos requer se conheça as relações entre terreno e a entrada que se usará, o que é muito difícil de definir nesse caso. Por exemplo, o módulo de elasticidade, o coeficiente de Poisson e outras propriedades mecânicas do terreno variam com o nível de tensão, o histórico de carregamentos e outros fatores.

POSITION OF PRESSURE
DISTRIBUTION PATTERN AT $t = 0.533$ s

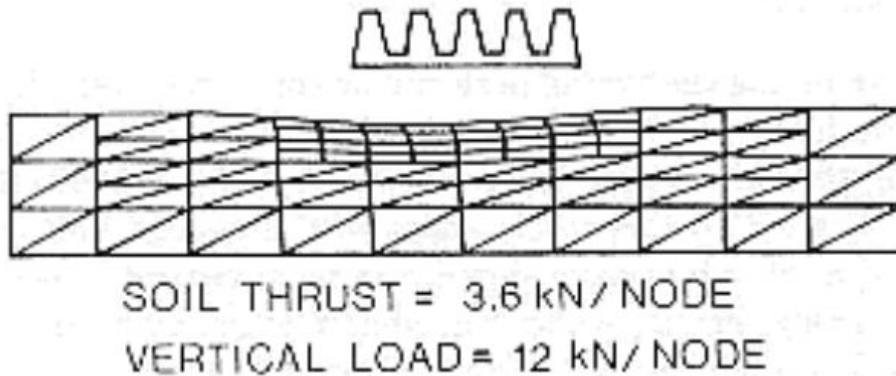


Figura 61: Exemplo de malha de elementos finitos para avaliar a deformação do solo sob a lagarta de um veículo. [201]

4.1.4 A relação de pressão e afundamento

O afundamento de veículos com lagartas devido à deformação elástica ou plástica do solo é uma fonte de perda de tração. Embora a elasticidade do solo não cause perda de potência, qualquer solo real tem na verdade uma combinação de características plásticas e elásticas.

Assumindo que a lagarta pode ser representada por uma placa retangular rígida. A relação entre pressão da lagarta e o afundamento em um solo homogêneo é caracterizada por:

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \quad (2)$$

Onde p é a pressão de contato da lagarta, b é a menor dimensão do contato, z é a profundidade do afundamento e n , k_c e k_ϕ são parâmetros.

Em geral o solo é submetido a carregamentos repetitivos quando um veículo está se movendo em linha reta. As figuras abaixo mostram qualitativamente a resposta a carregamentos normais repetitivos em alguns tipos de terrenos.

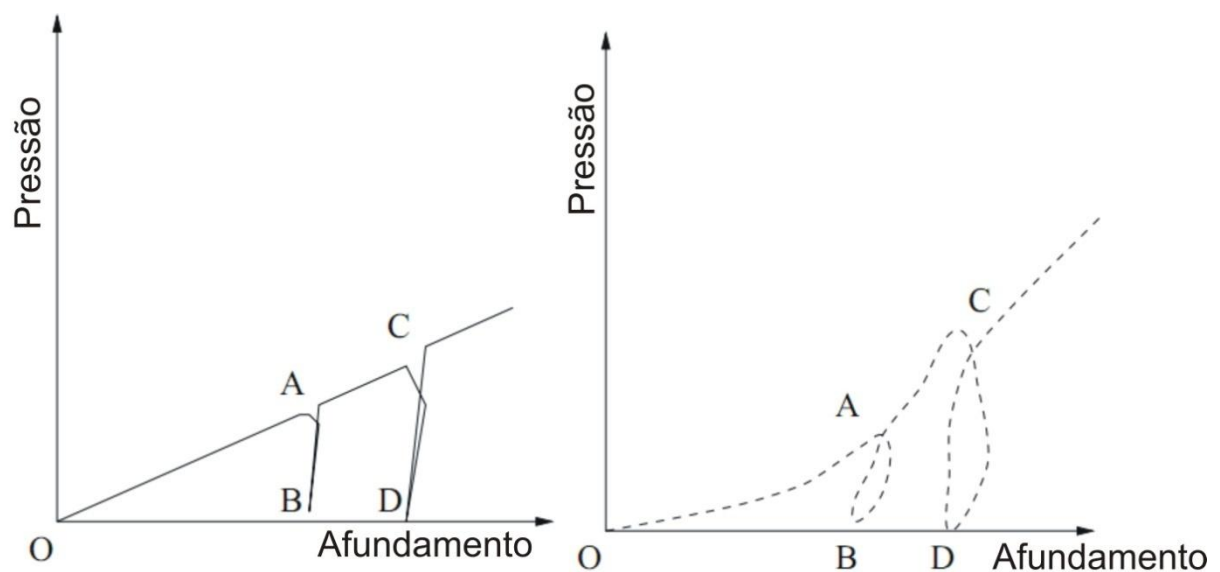


Figura 62: Relações qualitativas entre solos, afundamento e carregamento. Para solo arenoso e orgânico respectivamente sob carregamento normal repetitivo. [201]

É possível observar que a pressão inicialmente aumenta com o afundamento ao longo da curva AO. Entretanto, quando a carga é aplicada ao terreno é reduzida em A, a relação de pressão e afundamento durante o descarregamento segue a linha AB. Quando a carga é reaplicada em B, a relação de pressão e afundamento segue aproximadamente o mesmo caminho que seguiu no descarregamento para o terreno arenoso. Para o terreno orgânico, entretanto, quando a carga é reaplicada em B, a relação de pressão e afundamento segue um caminho diferente daquele do descarregamento.

4.1.5 A compactação do solo

Um veículo com lagartas desenvolve esforço de tração deformando o solo em cisalhamento longitudinal. Conforme o veículo se move pelo terreno uma força contrária surge do solo e tem mesmo módulo que a força de tração. O veículo deforma o solo plasticamente nas proximidades das lagartas. Esta deformação requer uma quantidade de energia do veículo e causa o que se chama de resistência externa a movimentação do veículo. Na figura abaixo W é o peso do veículo, s é o comprimento da lagarta em contato com o solo, h_t é a altura da

lagarta, h_b é a altura do solo na frente da lagarta, z_0 é o afundamento da lagarta, R_l é o arrasto lateral e R_b é a força frontal gerada pelo terreno sendo empurrado.

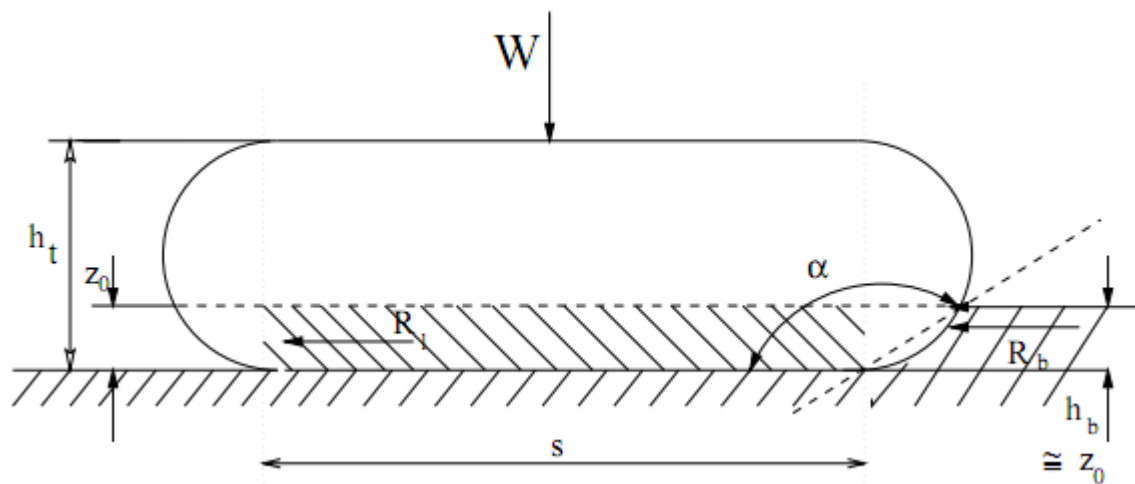


Figura 63: O efeito da compactação do solo. [201]

4.2 MODELAGEM DE VEÍCULOS COM LAGARTAS

A modelagem de um veículo com lagartas requer que se compreenda o comportamento mecânico do terreno que está sob condições de carregamento em baixo delas. Já que o desempenho de um veículo desse tipo é completamente dependente da distribuição da tensão normal e de cisalhamento na interface lagarta-terreno. O principal obstáculo na modelagem matemática é desenvolver relações entre as forças agindo na interface lagarta-terreno, os parâmetros de projeto do veículo e as características do terreno.

A modelagem matemática das interações entre o veículo com lagartas e o solo foi conduzida por certo número de autores. Em especial estão os trabalhos de Bekker e Wong que servirão como base para grande parte desse capítulo.

4.2.1 Modelo lagarta-solo

O modelo de lagarta-solo é baseado nas interações físicas entre as lagartas e o solo sob elas. Como discutido na seção anterior, há muitos parâmetros do solo que influenciam significativamente a movimentação do veículo.

O cisalhamento do solo é interação mais importante. Sob o efeito da força de cisalhamento o solo sofre uma deformação elástico-plástica. A deformação depende da magnitude da força e do tipo de solo. A figura abaixo mostra qualitativamente o deslocamento típico de alguns tipos de solo sob cisalhamento. Para areia seca, argila saturada e neve fresca seca o deslocamento tangencial aumenta com a tensão cisalhante até um valor limite onde o deslocamento continua, mas a tensão de cisalhamento é constante. Para terrenos orgânicos, areia compactada, silte e neve congelada, uma vez atingido um valor limite de tensão o solo falha, com o deslocamento tangencial aumentando mesmo que as tensões de cisalhamento diminuam. O valor limite representa o máximo de tensão de cisalhamento a partir do qual o solo começa a falhar e é deslocado tangencialmente.

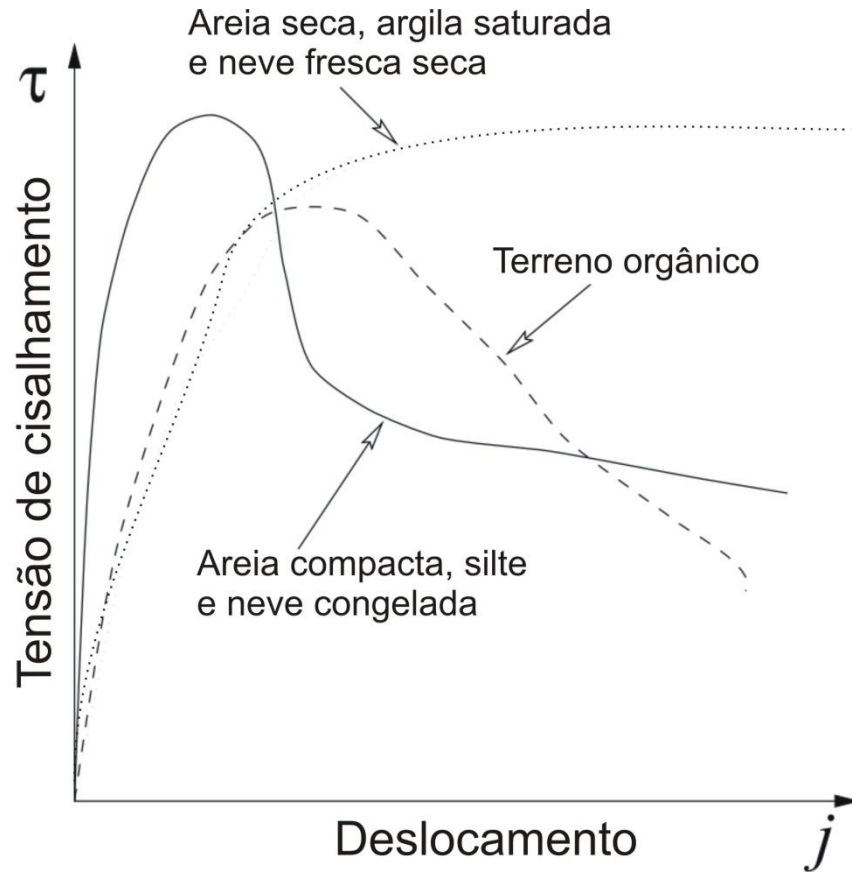


Figura 64: Tensão de cisalhamento e o deslocamento tangencial de forma qualitativa. [201]

Cisalhando o solo, as lagartas produzem força que propule o veículo como mostrado na figura abaixo. Esta força é usualmente chamada de esforço de tração. Embora a força de tração desenvolvida por uma lagarta pode depender de diversos fatores, o máximo esforço F_{max} de tração é inteiramente determinado pela máxima resistência ao cisalhamento do terreno e pela área de contato da lagarta com mesmo. Sendo A a área de contato da lagarta, W a carga normal, p a pressão exercida pelo veículo sobre o solo, c e φ a coesão aparente e o ângulo de resistência interna ao cisalhamento, então de acordo com Bekker:

$$\begin{aligned}
 F_{max} &= A\tau_{max} \\
 F_{max} &= A(c + p \cdot \tan \varphi) \\
 F_{max} &= Ac + W \cdot \tan \varphi
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Como c e φ são características que variam para diferentes tipos de solo, o máximo esforço de tração vai variar conforme o veículo se move em terrenos de diferentes resistências. A tração é assim, a habilidade do veículo com lagartas manobrar aumenta com o aumento da resistência do solo. Isto pode ser visto na prática quando um veículo desse tipo acaba preso em um terreno porque as lagartas não conseguem produzir esforço de tração suficiente.

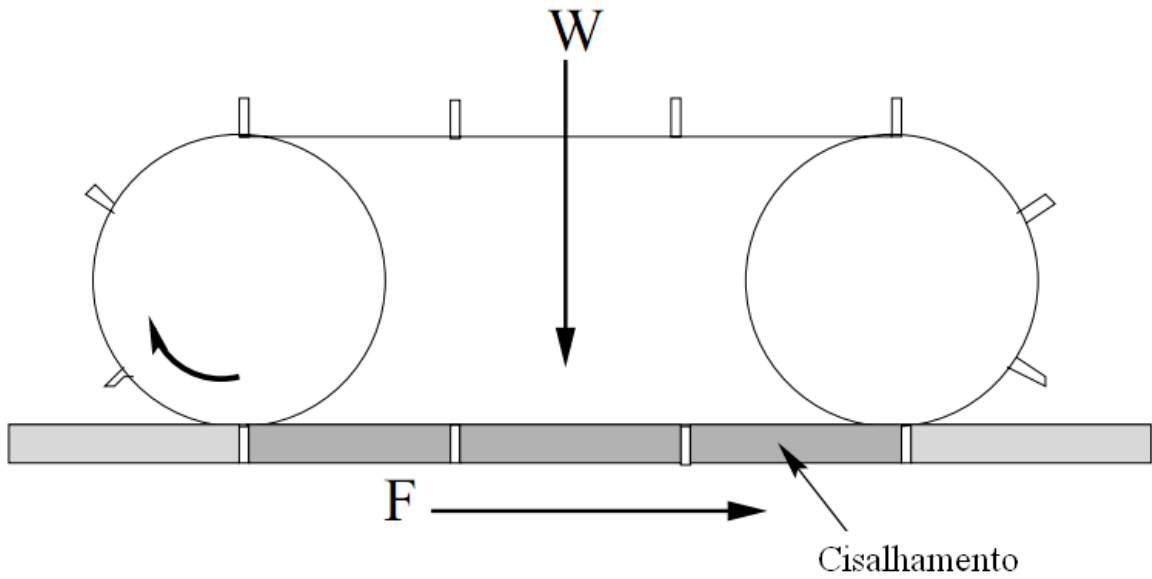


Figura 65: Ação cisalhante da lagarta. [201]

O esforço de tração desenvolvido pela lagarta pode ser calculado integrando-se a tensão de cisalhamento sobre a área de contato.

$$F = b \int_0^l (c + p(x) \tan \varphi) (1 - \exp(-\frac{ix}{K})) dx \quad (4)$$

Com b a largura da lagarta, l o comprimento, K o módulo de deformação tangencial do solo, i é o escorregamento da lagarta, definido abaixo, e x é o deslocamento tangencial.

$$i = 1 - \frac{V}{r\omega} \quad (5)$$

Onde V é a velocidade da estrutura da lagarta, r é o raio de rolagem da roda dentada e ω a velocidade angular da roda dentada que movimenta a lagarta.

A solução para a equação do esforço de tração depende da forma da distribuição de pressões $p(x)$ sob as lagartas. Algumas distribuições podem ser vistas na figura abaixo já apresentada em outra parte deste trabalho.

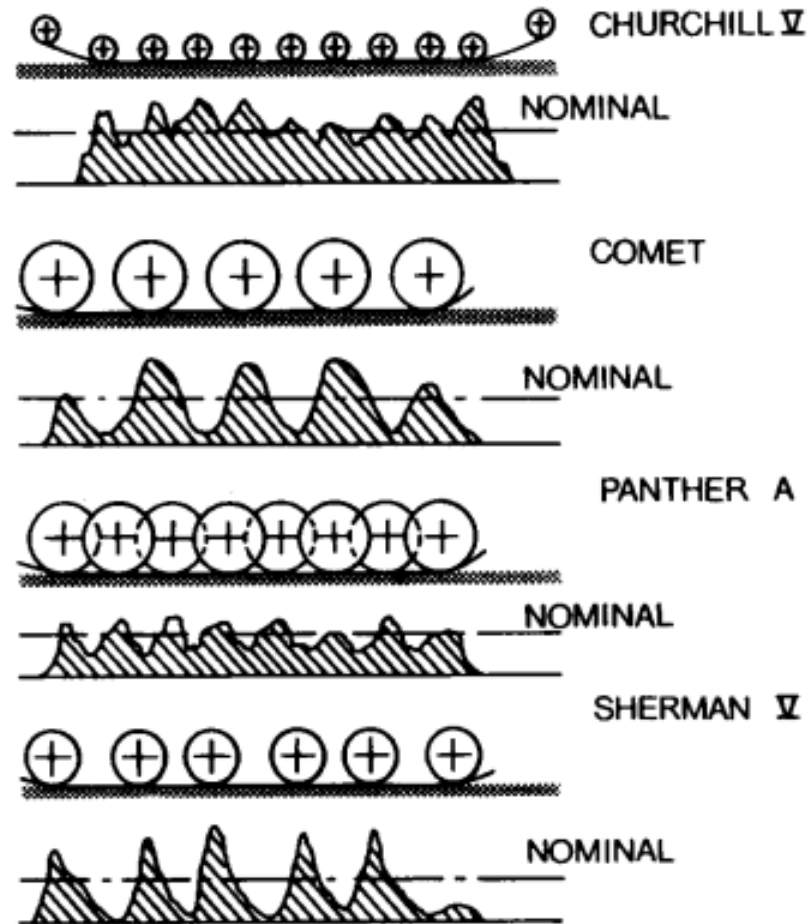


Figura 66: Distribuição de pressões normais para diferentes configurações de rodas de apoio. [201]

As formas complicadas dessas distribuições fazem com que a equação do esforço de tração seja difícil de ser resolvida analiticamente, assim, simplificações devem ser feitas. Dependendo das hipóteses assumidas com relação à elasticidade ou rigidez das lagartas e a posição do centro de massa do veículo, várias formas de distribuições de pressões normais podem ser adotadas. Algumas comuns são mostradas abaixo:

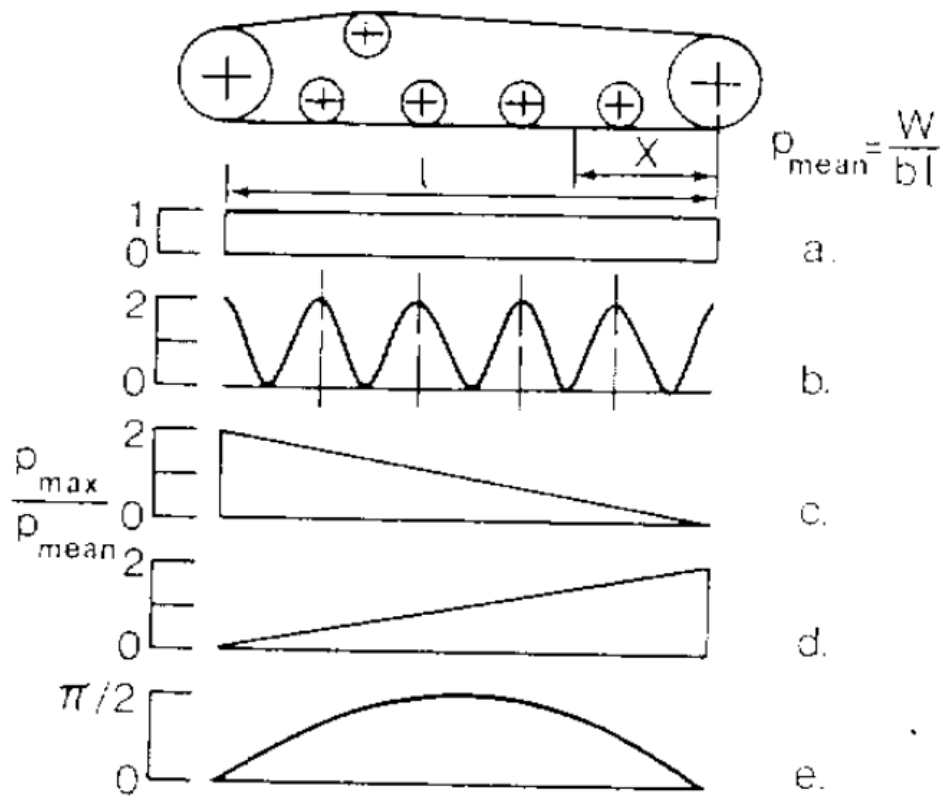


Figura 67: Distribuição de pressões normais simplificadas. [201]

A hipótese que se assume para as distribuições acima é a de que a lagarta forma com o terreno um contato rígido. Assim, se o centro de massa do veículo está bem no centro da área da lagarta a pressão normal é assumida como uniforme (a). Se o centro de massa está deslocado para frente ou para trás então uma forma trapezoidal será assumida. No caso da senoide (b) e da forma curva (e), elas são adotadas quando se considera que o veículo possui lagartas flexíveis, sendo os picos da senoide o ponto de apoio das rodas.

O módulo de deformação tangencial k é a medida da quantidade de deformação tangencial que o solo pode suportar antes de falhar. Pode ser considerado como a medida da magnitude do deslocamento tangencial requerido para que se tenha a máxima tensão de cisalhamento. O valor de K pode ser representado pela distância entre o eixo vertical e o ponto de intersecção da tangente à curva de cisalhamento na origem e a linha horizontal representado a máxima tensão de cisalhamento. Na figura abaixo K também pode ser considerado como sendo 1/3 do deslocamento tangencial quando a tensão de cisalhamento é 95% da máxima.

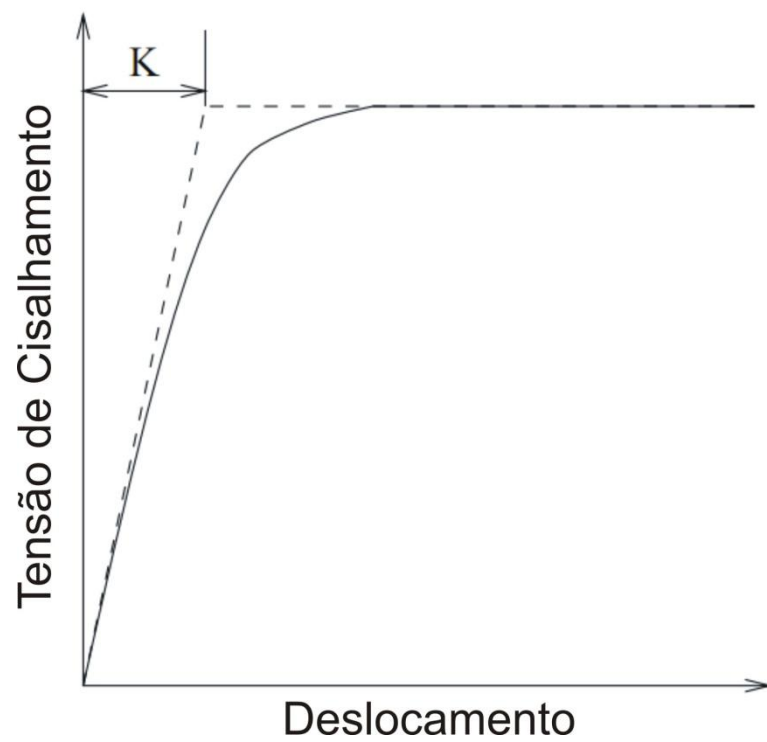


Figura 68: Módulo de deformação tangencial. [201]

4.3 CINEMÁTICA DA REALIZAÇÃO DE CURVAS

Há diferentes modos de fazer com que um veículo com lagartas realize curvas. Como foi discutido antes, o método tratado nesse trabalho consiste da alteração das velocidades entre a lagarta de um dos lados com relação à do outro. Para realizar a manobra o veículo deve ser capaz de criar momento suficiente para vencer o momento resistente à realização da curva, devido ao arrastamento das lagartas no solo e ao momento de inércia do veículo.

4.3.1 Análise simplificada

O comportamento do veículo com lagartas realizando uma curva pelo modo citado acima depende das forças de tração da lagarta que está na parte mais externa da curva e da lagarta que está na parte mais interna. Por simplificação elas serão referidas como lagarta externa e interna. Primeiramente será analisado o caso mais simples à baixas velocidades e no plano. A baixas velocidades a força centrífuga pode ser ignorada e o comportamento do veículo pode ser descrito pela seguinte equação:

$$m \cdot \frac{d^2 s}{dt^2} = F_o + F_i - R_{tot} \quad (6)$$

Onde:

m : massa do veículo.

s : deslocamento do centro de gravidade do veículo.

F_o : força de tração da lagarta externa.

F_i : força de tração da lagarta interna.

R_{tot} : força de resistência resultante.

Fazendo o momento em relação ao centro de gravidade do veículo:

$$I_z \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2} = \frac{B}{2} (F_o - F_i) - M_r \quad (7)$$

Onde:

I_z : momento de inércia do veículo em relação ao eixo vertical que passa pelo centro de gravidade mesmo.

θ : deslocamento angular do veículo.

B : bitola do veículo.

M_r : momento resistente à realização da curva.

Com condições de contorno conhecidas as equações acima podem ser integradas para se determinar a trajetória do centro de gravidade e a orientação do veículo.

Em condição de regime permanente, não há acelerações lineares ou angulares:

$$F_o + F_i - R_{tot} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{B}{2}(F_o - F_i) - M_r = 0 \quad (9)$$

As forças de tração para realização de uma curva em regime permanente podem então ser isoladas e expressas por:

$$F_o = \frac{R_{tot}}{2} + \frac{M_r}{B} = \frac{f_r W}{2} + \frac{M_r}{B} \quad (10)$$

$$F_i = \frac{R_{tot}}{2} - \frac{M_r}{B} = \frac{f_r W}{2} - \frac{M_r}{B} \quad (11)$$

Onde:

W : peso do veículo.

f_r : coeficiente de resistência ao movimento do veículo na direção longitudinal.

Para determinar os valores das forças de tração é necessário conhecer o momento resistente à realização da curva. Para essa análise simplificada será adotado que a pressão normal se distribui uniformemente ao longo da lagarta, fazendo com que a resistência lateral por unidade de comprimento seja dada por:

$$R_l = \frac{\mu_t W}{2l} \quad (12)$$

Onde:

R_l : força de resistência lateral por unidade de comprimento.

μ_t : coeficiente de resistência lateral.

l : comprimento de cada uma das lagartas em contato com o solo.

O coeficiente de resistência lateral depende de fatores como o tipo de terreno e o tipo de lagarta. Em terrenos mais macios o veículo afunda e as lagartas deslocarão o solo lateralmente durante a manobra de curva. Foi demonstrado experimentalmente que em certas circunstâncias, a resistência lateral depende também do raio de curva e da forma das lagartas. A tabela abaixo mostra alguns valores médios para o coeficiente de resistência lateral para lagartas de aço e borracha sobre três tipos de solos.

Tabela 1: Coeficiente de resistência lateral para alguns tipos de solos. [13]

<i>Material da lagarta</i>	Coeficiente de Resistência lateral		
	<i>Concreto</i>	<i>Solo rígido (não pavimentado)</i>	<i>Grama</i>
Aço	0,50-0,51	0,55-0,58	0,87-1,11
Borracha	0,90-0,91	0,65-0,66	0,67-1,14

Assumindo que o coeficiente de resistência lateral é constante e com o auxílio dos esquemas abaixo, o momento resultante da resistência lateral em relação aos centros das duas lagartas pode ser expresso por:

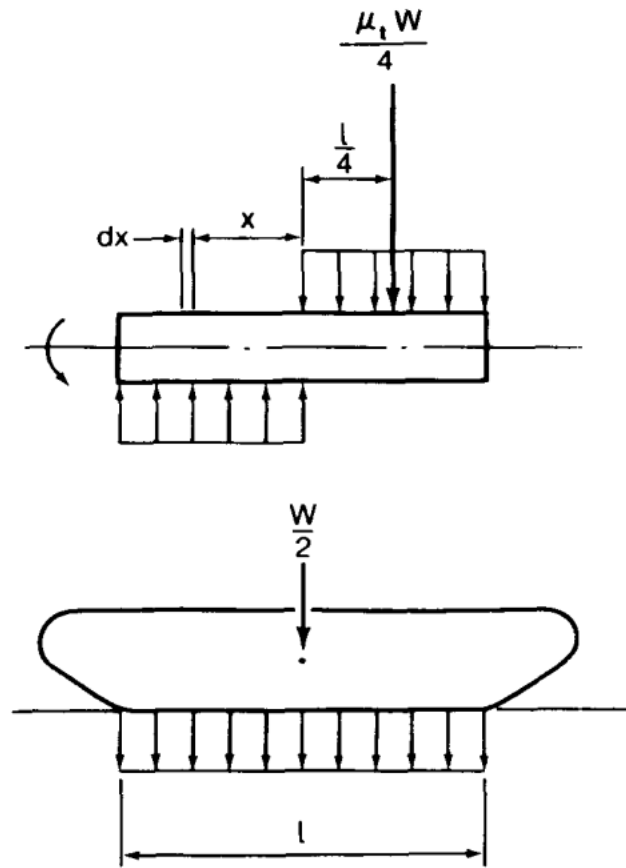


Figura 72: Momento de resistência à curva da lagarta com distribuição de pressão uniforme. [13]

$$M_r = 4 \frac{W \mu_t}{2l} \int_0^{l/2} x dx = \frac{\mu_t W l}{4} \quad (13)$$

Assim, as forças de tração para a realização da curva em regime permanente podem ser reescritas como:

$$F_o = \frac{f_r W}{2} + \frac{\mu_t W l}{4B} \quad (14)$$

$$F_i = \frac{f_r W}{2} - \frac{\mu_t W l}{4B} \quad (15)$$

O valor do momento resistente à realização da curva calculado anteriormente é válido apenas na situação de distribuição de pressão normal uniforme, baixas velocidades e manobra sendo realizada no plano. Como foi mostrado anteriormente,

esse momento resistente pode ser obtido assumindo outra forma na distribuição de pressão normal.

As duas equações anteriores para as forças de tração são importantes para determinar a capacidade de curva do veículo com lagartas. Como discutido na seção sobre a mecânica dos solos, a tração máxima da lagarta é limitada por propriedades do terreno e parâmetros do veículo. Para a lagarta externa:

$$F_o \leq cbl + \frac{W \tan \Phi}{2} \quad (16)$$

Onde:

b : largura da lagarta.

c : coesão aparente do solo.

Φ : ângulo de resistência interna ao cisalhamento do solo.

Substituindo a equação (14) da força de tração em regime permanente:

$$\frac{f_r W}{2} + \frac{\mu_l W l}{4B} \leq cbl + \frac{W \tan \Phi}{2} \quad (17)$$

Assim, manipulando os termos:

$$\frac{l}{B} \leq \frac{1}{\mu_t} \left(\frac{4cA}{W} + 2 \tan \Phi - 2f_r \right) \quad (18)$$

Onde:

A : área de contato da lagarta.

A expressão acima indica que o veículo será capaz de realizar a curva sem atolar a lagarta externa se a razão entre o comprimento da lagarta em contato com o solo e sua bitola satisfazerem a seguinte condição:

$$\frac{l}{B} \leq \frac{2}{\mu_t} \left(\frac{c}{p} + \tan \Phi - f_r \right) \quad (19)$$

Onde:

p : pressão normal média da lagarta.

$$p = \frac{W}{2A} \quad (20)$$

Por exemplo em um terreno arenoso com:

$$c = 0$$

$$\Phi = 30^\circ$$

$$\mu_t = 0,5$$

$$f_r = 0,1$$

O valor da relação entre o comprimento da lagarta em contato com o solo e bitola do veículo fica:

$$\frac{l}{B} \leq 1,9$$

Ou seja, se a relação entre o comprimento da lagarta em contato com o solo e a bitola do veículo for maior do que 1,9, este veículo não será capaz de realizar uma curva nesse tipo de terreno.

Em um outro terreno, argiloso, com:

$$c = 3,45 \text{ kPa}$$

$$\Phi = 10^\circ$$

$$\mu_t = 0,4$$

$$f_r = 0,1$$

$$p = 6,9 \text{ kPa}$$

A relação fica:

$$\frac{l}{B} \leq 2,9$$

Os exemplos anteriores mostram a importância da relação entre bitola e comprimento de lagarta em contato com o solo para a capacidade do veículo de realizar curvas.

Das equações anteriores também pode-se notar que se:

$$\frac{\mu_l l}{2B} > f_r \quad (21)$$

A força de tração da lagarta interna será negativa. Implicando a necessidade de frear a lagarta interna para a realização de uma curva em regime permanente. Como a força de tração da lagarta externa é limitada por propriedades do terreno, a aplicação de frenagem à lagarta interna durante a virada reduz a máxima tração resultante e conseqüentemente a mobilidade do veículo em terreno ruim será adversamente afetada. A figura abaixo mostra a variação da máxima força de tração resultante para frente em relação à interação lagarta-solo, durante uma curva em comparação ao movimento em linha reta. O gráfico foi construído para a seguinte condição de operação:

$$\frac{l}{B} = 1,5$$

$$c = 0$$

$$\Phi = 30^\circ$$

$$f_r = 0,1$$

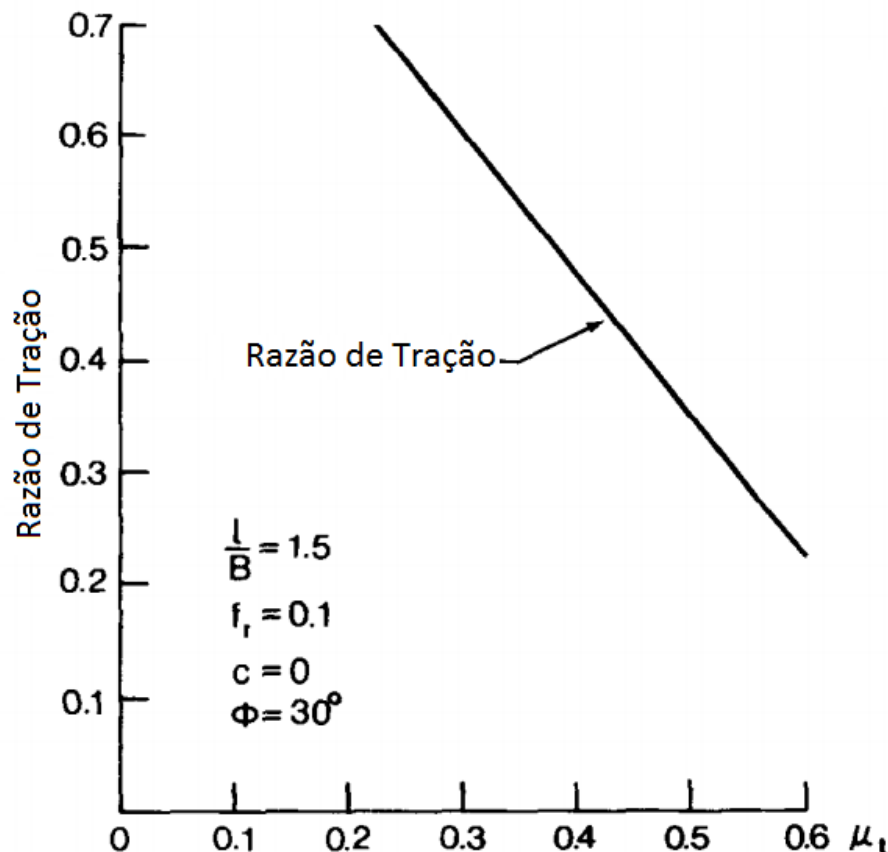


Figura 73: Efeito do coeficiente de resistência lateral na máxima força de tração disponível durante uma curva. [13]

Pode-se perceber que conforme o valor do coeficiente de resistência lateral cresce de 0,2 a 0,5, a máxima força de tração resultante para a frente disponível durante a realização de uma curva em regime permanente cai de 70% a 35% em relação ao movimento retilíneo.

Em solos rígidos pode-se assumir que a resultante das forças longitudinais e laterais agindo em uma lagarta durante a curva obedece a lei de atrito de Coulomb.

A força de cisalhamento resultante na interface lagarta-solo é limitada pelo coeficiente de atrito e a carga normal na lagarta, e age na direção oposta ao movimento relativo da lagarta com respeito ao solo.

A figura abaixo mostra um veículo com lagartas realizando uma curva com centro em O.

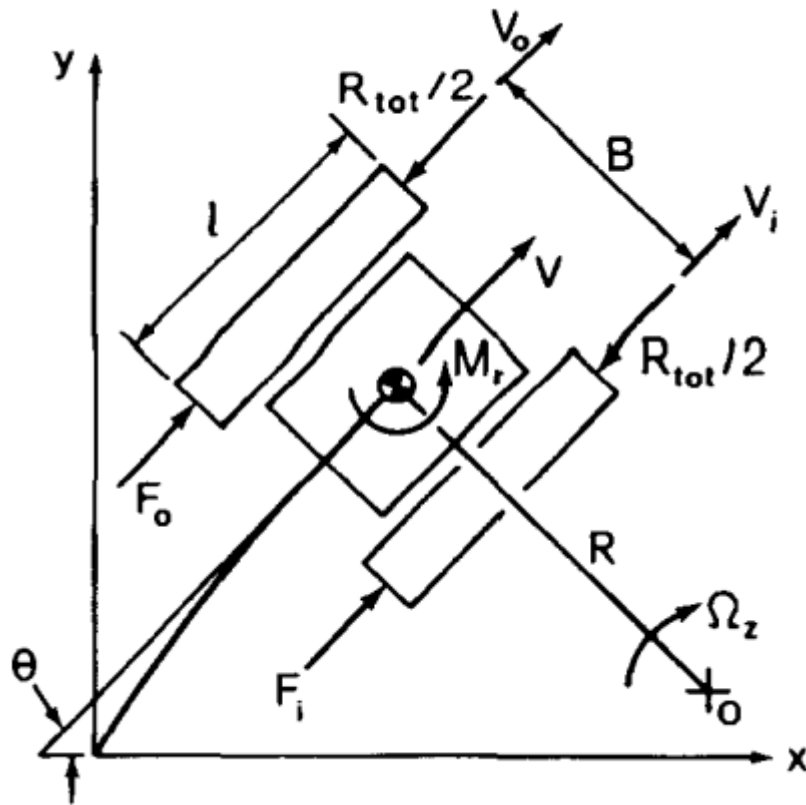


Figura 74: Esquema de veículo com lagartas realizando uma curva. [13]

Se a situação for tal que:

ω_o : velocidade angular da roda dentada da lagarta externa.

ω_i : velocidade angular da roda dentada da lagarta interna.

R : raio de curva do veículo.

Ω_z : velocidade de giro do veículo.

r : raio da roda dentada.

Então pode-se escrever, considerando que as lagartas não escorregam:

$$R = \frac{B (r\omega_o + r\omega_i)}{2 (r\omega_o - r\omega_i)} = \frac{B (K_s + 1)}{2 (K_s - 1)} \quad (22)$$

$$K_s = \frac{\omega_o}{\omega_i}$$

$$\Omega_z = \frac{r\omega_o + r\omega_i}{2R} = \frac{r\omega_i(K_s - 1)}{B} \quad (23)$$

Deve ser apontado que durante a manobra de curva uma força certa de tração ou de frenagem deve ser aplicada na lagarta como descrito anteriormente. Como consequência a lagarta irá escorregar. A lagarta externa sempre deve ter tração para a frente e assim, ela escorrega. Por outro lado, a lagarta interna pode desenvolver esforço trativo para a frente ou frear, dependendo da magnitude do momento resistente e de outros fatores, como mostrado anteriormente. Quando o escorregamento da lagarta é levado em consideração, o raio de curvatura e velocidade de giro são dadas por:

$$R' = \frac{B [r\omega_o(1 - i_o) + r\omega_i(1 - i_i)]}{2 [r\omega_o(1 - i_o) - r\omega_i(1 - i_i)]} = \frac{B [K_s(1 - i_o) + (1 - i_i)]}{2 [K_s(1 - i_o) - (1 - i_i)]} \quad (24)$$

$$\Omega_z' = \frac{r\omega_o(1 - i_o) + r\omega_i(1 - i_i)}{2R'} = \frac{r\omega_i[K_s(1 - i_o) - (1 - i_i)]}{B} \quad (25)$$

Onde:

i_o : escorregamento da lagarta externa.

i_i : escorregamento da lagarta interna.

Para um veículo em particular sobre um determinado terreno, os valores dos escorregamentos dependem das forças de tração da lagarta interna e externa. Quando uma força de frenagem é aplicada na lagarta interna ela derrapa e o seu escorregamento tem um valor negativo.

Para ilustrar o efeito do escorregamento da lagarta nas características de realização de curvas do veículo a relação entre o raio de curvatura considerando o escorregamento e o mesmo raio sem considerar o escorregamento são plotados em função da razão de velocidades angulares das rodas dentadas externa e interna.

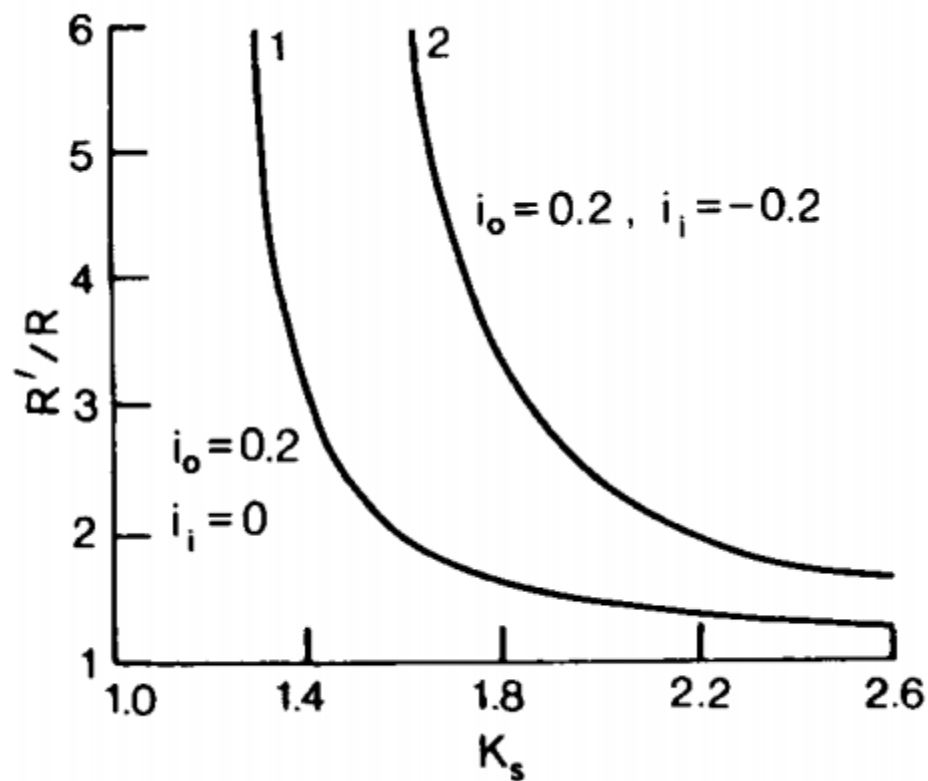


Figura 75: Efeito do escorregamento das lagartas na raio de curvatura. [13]

A curva 1 mostra a relação entre os raios de curvatura com e sem escorregamento e a relação de velocidades angulares das rodas dentadas quando a lagarta externa escorrega 20% e a interna é desconectada da transmissão por meio de uma embreagem. A curva 2 mostra a variação do valor da relação entre os raios de curvatura com a relação de velocidades angulares quando a lagarta externa escorrega e a interna derrapa. Isto ocorre quando a lagarta externa está gerando tração para a frente e a lagarta interna está sendo freada.

O gráfico mostra que o valor da relação entre os raios de curvatura é sempre maior que a unidade e assim, o efeito do escorregamento ou derrapagem das lagartas é sempre o de aumentar o raio de curvatura para uma dada relação de velocidades angulares das rodas dentadas.

4.3.2 Em altas velocidades

Na análise feita anteriormente foi assumido que o veículo se encontrava em baixa velocidade e que o efeito da força centrífuga podia ser ignorado. Quando um automóvel com lagartas realiza uma curva com velocidades médias e altas ou com raio de curvatura pequeno, a força centrífuga é significativa e seu efeito deve ser levado em consideração.

Considerando um veículo realizando uma curva em regime permanente e em solo nivelado, para que haja equilíbrio na direção lateral a resultante das forças laterais no contato entre a lagarta e o solo deve ser igual a força centrífuga, como mostrado na figura a seguir.

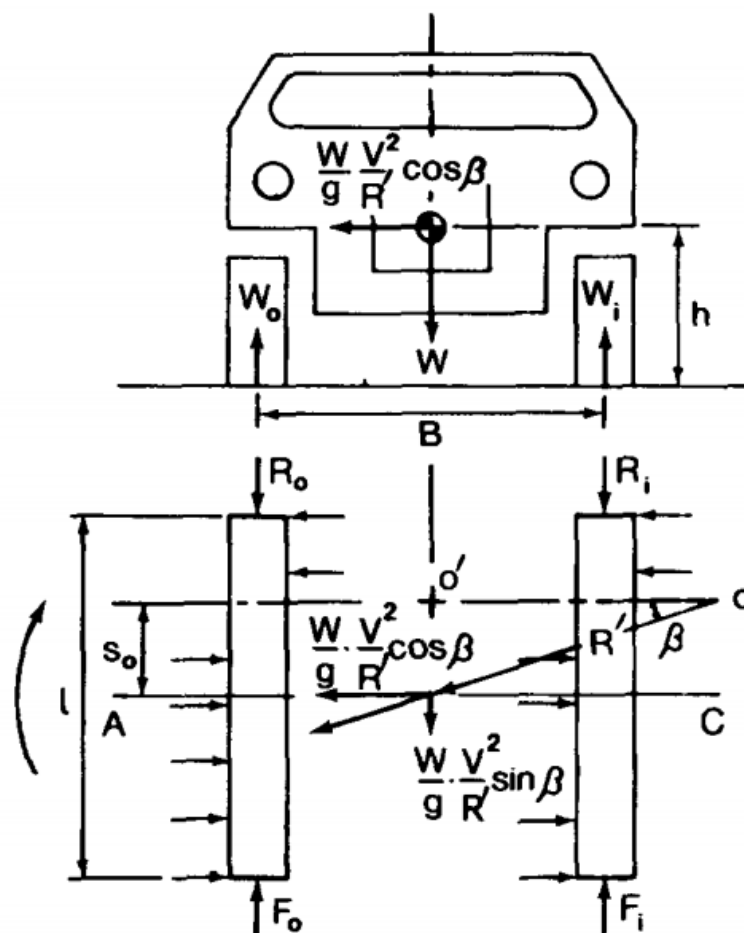


Figura 76: Forças agindo sobre o veículo realizando uma curva em altas velocidades. [13]

Assumindo que a distribuição de pressão normal ao longo da lagarta seja uniforme e que o coeficiente de resistência lateral é constante, para que seja satisfeita a condição de equilíbrio na direção lateral o centro de curvatura deve estar a uma distância determinada a frente da linha de centro da área de contato da lagarta com o solo. Essa distância pode ser determinada pelas equações a seguir:

$$\left(\frac{l}{2} + s_0\right) \frac{\mu_t W}{l} - \left(\frac{l}{2} - s_0\right) \frac{\mu_t W}{l} = \frac{WV^2}{gR'} \cos \beta \quad (26)$$

$$s_0 = \frac{lV^2}{2\mu_t gR'} \cos \beta = \frac{la_y}{2\mu_t g} \cos \beta \quad (27)$$

Onde:

a_y : aceleração lateral do centro de gravidade do veículo.

μ_t : coeficiente de resistência lateral.

s_0 : distância a frente da linha de centro da área de contato da lagarta com o solo em que o centro de curvatura está.

$$a_y = \frac{V^2}{R'} \quad (28)$$

Uma vez que o raio de curva é grande em comparação com o comprimento de contato da lagarta:

$$\begin{aligned} \beta &\cong 0 \\ \cos \beta &\cong 1 \end{aligned}$$

Assim,

$$s_0 = \frac{la_y}{2\mu_t g} \quad (29)$$

Como uma consequência do deslocamento do centro de curvatura, o momento equivalente de resistência à realização da curva terá duas componentes, uma que é o momento de resistência lateral exercido pelo solo sobre as lagartas e a outra que é o momento de força centrífuga.

$$M_r = \frac{\mu_t W}{l} \left(\int_0^{\frac{l}{2} + s_0} x dx + \int_0^{-(\frac{l}{2} - s_0)} x dx \right) - \frac{WV^2 s_0}{gR'}$$

$$M_r = \frac{\mu_t W}{2l} \left(\frac{l^2}{2} + 2s_0^2 \right) - \frac{WV^2 s_0}{gR'} \quad (30)$$

Substituindo a expressão (29) de s_0 determinada anteriormente:

$$M_r = \frac{\mu_t W l}{4} \left(1 - \frac{V^4}{g^2 R'^2 \mu_t^2} \right)$$

$$M_r = \frac{\mu_t W l}{4} \left(1 - \frac{a_y^2}{g^2 \mu_t^2} \right) \quad (31)$$

A equação acima indica que quando a força centrífuga é levada em consideração, o momento equivalente de resistência à realização da curva é reduzido.

A força centrífuga também causa transferência de cargas laterais, de modo que as resistências longitudinais ao movimento das lagartas externa e interna não serão iguais.

$$R_o = \left(\frac{W}{2} + \frac{hWV^2}{BgR'} \right) f_r \quad (32)$$

$$R_i = \left(\frac{W}{2} - \frac{hWV^2}{BgR'} \right) f_r \quad (33)$$

Onde:

h : altura do centro de gravidade do veículo.

f_r : coeficiente de resistência ao movimento longitudinal.

A força centrífuga também tem uma componente no eixo longitudinal do veículo:

$$\frac{WV^2s_0}{gR'^2} \quad (34)$$

Esta componente precisa ser balanceada pela tração das lagartas de modo que quando a força centrífuga é levada em conta, as trações requeridas para manter o veículo em realização de curva em regime permanente são:

$$\begin{aligned} F_o &= \left(\frac{W}{2} + \frac{hWV^2}{BgR'} \right) f_r + \frac{WV^2s_0}{2gR'^2} + \frac{\mu_t Wl}{4B} \left[1 - \left(\frac{V^2}{gR'\mu_t} \right)^2 \right] \\ &= \left(\frac{W}{2} + \frac{hWa_y}{Bg} \right) f_r + \frac{Wa_ys_0}{2gR'} + \frac{\mu_t Wl}{4B} \left[1 - \left(\frac{a_y}{g\mu_t} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} F_i &= \left(\frac{W}{2} - \frac{hWV^2}{BgR'} \right) f_r + \frac{WV^2s_0}{2gR'^2} - \frac{\mu_t Wl}{4B} \left[1 - \left(\frac{V^2}{gR'\mu_t} \right)^2 \right] \\ &= \left(\frac{W}{2} - \frac{hWa_y}{Bg} \right) f_r + \frac{Wa_ys_0}{2gR'} - \frac{\mu_t Wl}{4B} \left[1 - \left(\frac{a_y}{g\mu_t} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (36)$$

A figura abaixo ilustra as razões entre tração e peso do veículo requeridas para a lagarta externa e a interna como função da aceleração lateral dividida pela aceleração gravitacional, para um dado veículo em um terreno em particular.

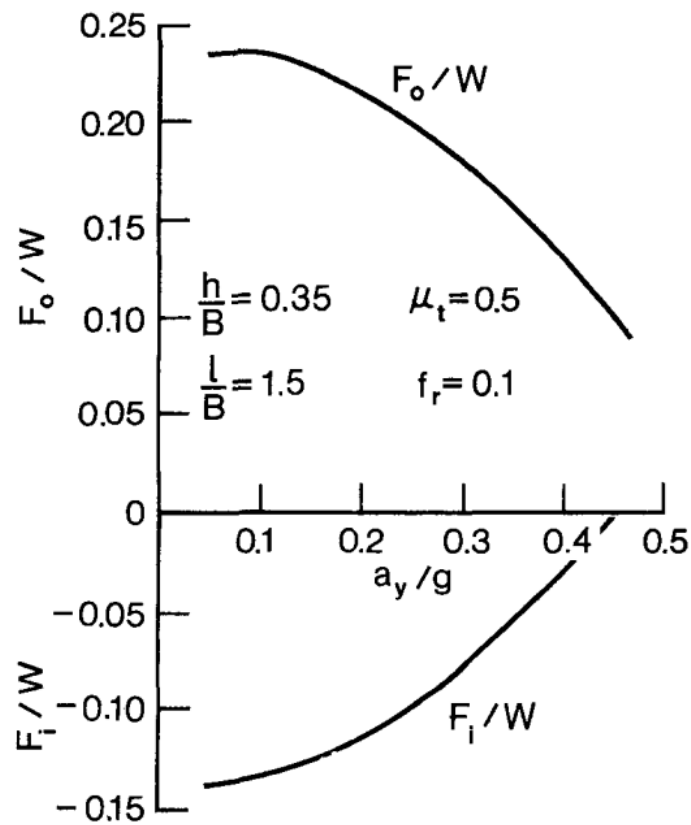


Figura 77: Forças trativas nas lagartas externa e interna requeridas durante uma curva como função da aceleração lateral. [13]

Pode ser notado que conforme a aceleração lateral aumenta a razão entre esforço trativo da lagarta externa e peso do veículo diminui. Isto é principalmente devido ao fato de que o momento da força centrífuga com relação ao centro de curvatura aumenta com o aumento da aceleração lateral e como consequência o momento equivalente de resistência à realização da curva diminui. Também pode ser notado que a razão para a lagarta interna é usualmente negativa, o que implica que a frenagem dessa lagarta é necessária para manter uma realização de curva em regime permanente. Mas a magnitude da força de frenagem da lagarta interna diminui com o aumento da aceleração lateral. Isto novamente se deve ao fato de que ocorre redução no momento equivalente de resistência à realização da curva com o aumento da aceleração lateral.

Para que o veículo atinja um raio de curva e velocidade definidos, é necessário que algumas relações cinemáticas sejam satisfeitas. Essas incluem a relação entre raio de curvatura, velocidade do veículo, escorregamento das lagartas

e velocidades angulares das rodas dentadas. Para determinar as velocidades requeridas para as rodas dentadas para um raio de curva e velocidade do veículo específicos, os escorregamentos das lagartas externas e internas devem ser determinadas. Para que isso seja feito as forças de tração precisam ser calculadas pelas expressões dadas acima. Então pela a relação entre esforço trativo e escorregamento chega-se aos valores de escorregamento. A razão de velocidades angulares das rodas dentadas externa e interna para um dado raio de curvatura pode ser determinado:

$$K_s = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{(2R' + B)(1 - i_i)}{(2R' - B)(1 - i_o)} \quad (37)$$

Onde:

ω_o : velocidade angular da roda dentada da lagarta externa.

ω_i : velocidade angular da roda dentada da lagarta interna.

i_o : escorregamento da lagarta externa.

i_i : escorregamento da lagarta interna.

B : bitola do veículo.

R' : raio de curvatura levando em consideração o escorregamento das lagartas.

As velocidades angulares das rodas dentadas requeridas para que uma velocidade específica para frente seja conseguida pelo veículo pode ser determinada:

$$\omega_i = \frac{2V}{r[K_s(1 - i_o) + (1 - i_i)]_s} \quad (38)$$

$$\omega_o = K_s \omega_i \quad (39)$$

4.3.3 Consumo de potência

Quando um veículo com lagartas está em movimento retilíneo, a potência consumida devido à resistência ao movimento é dada por:

$$P_{st} = R_{tot} V_{st} = f_r \cdot W \cdot V_{st} \quad (40)$$

Onde:

P_{st} : potência consumida para o movimento em linha reta.

R_{tot} : resultante da resistência ao movimento.

V_{st} : velocidade do veículo em movimento retilíneo.

f_r : coeficiente de resistência ao movimento do veículo na direção longitudinal.

W : peso do veículo.

Em um terreno muito acidentado as perdas de potência devido ao escorregamento do veículo podem ser significantes. Entretanto, na análise de potência gasta durante a realização de uma curva essa perda será desprezada por simplificação.

Na realização de uma curva em regime permanente potência é consumida pela resistência ao movimento, o momento resistente a realização da curva e o torque de frenagem no mecanismo de curva. A potência requerida durante a realização de uma curva nessas condições pode ser expressa como:

$$P_t = R_{tot} V + M_r \Omega_z + M_b \omega_b \quad (41)$$

Onde:

V : é a velocidade do centro de massa do veículo durante a curva.

M_r : momento resistente à realização da curva.

Ω_z : velocidade de giro do veículo.

M_b : momento devido ao atrito causado pelo acionamento do freio ou embreagem.

ω_b : velocidade angular relativa dos elementos de atrito.

Quando a velocidade relativa entre os elementos de atrito for zero, ou seja, quando o freio está totalmente aplicado ou a embreagem totalmente fechada, não há perda de potência nesses elementos.

A razão entre a potência consumida durante a realização da curva em regime permanente e aquela consumida no movimento retilíneo pode ser expressa como:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \frac{V}{V_{st}} + \frac{M_r \Omega_z}{f_r W V_{st}} + \frac{M_b \omega_b}{f_r W V_{st}} \quad (42)$$

Colocando a razão de velocidades em evidência:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \frac{V}{V_{st}} \left(1 + \frac{M_r}{f_r W R} + \frac{M_b \omega_b}{f_r W V} \right) \quad (43)$$

Para um dado veículo em um terreno em particular a razão de potência depende em grande parte das características do mecanismo para a realização de curvas que é utilizado.

4.4 MECANISMOS PARA A REALIZAÇÃO DE CURVAS

Nesta seção serão apresentados com mais profundidade alguns dos principais mecanismos para a realização de curvas que foram apresentados na seção introdutória. O sistema de freio e embreagem, o sistema de diferencial controlado, o de múltiplas engrenagens da plataforma Pantera e o de duplo diferencial.

Os esquemas apresentados nessa seção foram criados pelo autor com a utilização do CAD 3D Inventor 2011 e renderizados no 3ds Max 2011 com Mental Ray.

É importante lembrar que apenas o principal dos mecanismos foi mostrado nos esquemas, e que as rodas dentadas são apenas para ilustrar a saída dos mesmos. Em geral os veículos possuem embreagens, freios e reduções adicionais antes de se chegar às rodas dentadas.

4.4.1 Freio e embreagem

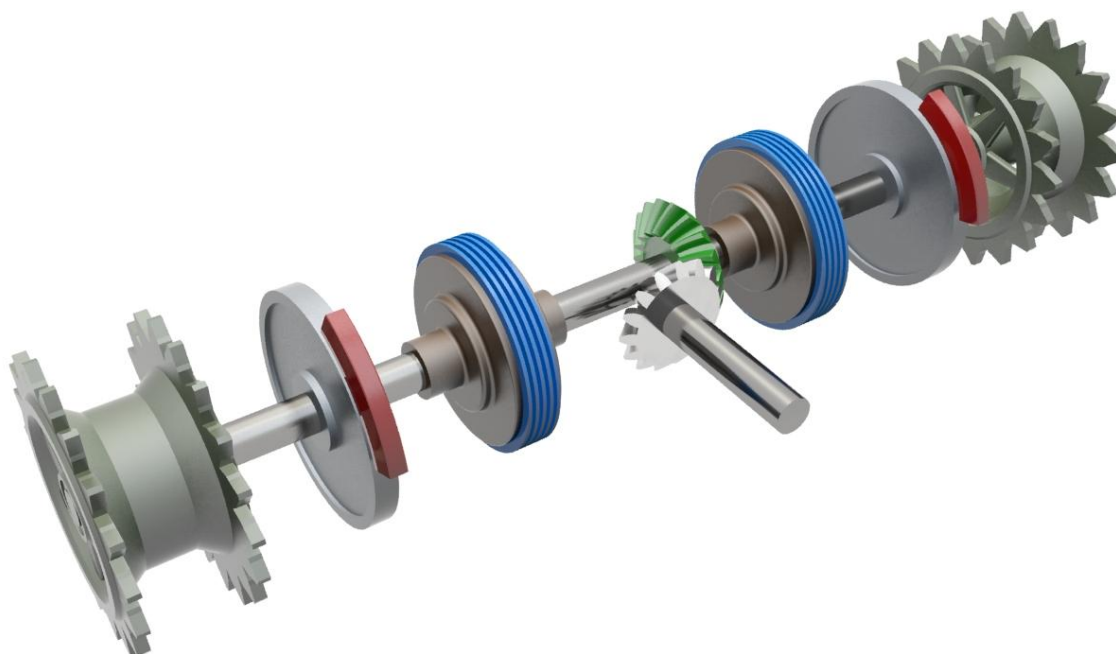


Figura 78: Esquema do sistema de freio e embreagem. [Elaborado pelo autor]

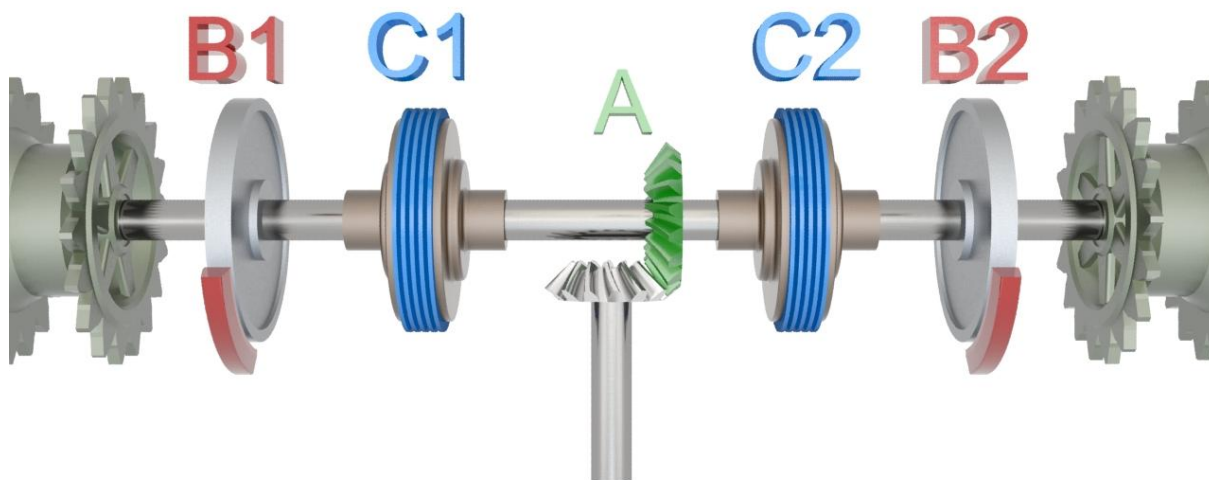


Figura 79: Componentes do sistema de freio e embreagem. [Elaborado pelo autor]

Na figura acima a engrenagem *A* em verde é a entrada que vem do motor após passar pela caixa de marchas. Para mover o veículo em linha reta os freios *B1* e *B2*, em vermelho, não são aplicados e as embreagens *C1* e *C2*, em azul estão engatadas.

Para iniciar uma curva a embreagem da lagarta do lado de dentro da curva é desconectada e o freio é aplicado. A lagarta do lado de fora é movida pelo motor e gera força para a frente. A força da lagarta externa e a força de frenagem da lagarta interna formam um momento que faz o veículo virar. É muito simples, mas usualmente absorve potência considerável durante uma curva. Esse sistema é assim utilizado principalmente por veículo de baixa velocidade como tratores de uso civil.

Como foi mencionado na seção em que os mecanismos eram apresentados, esse tipo de sistema pode, em certas circunstâncias, causar uma curva reversa. Isto é, o veículo acaba virando para o lado oposto ao que se esperava. Isso pode ocorrer se por exemplo o automóvel estiver descendo uma ladeira. No momento em que a embreagem de um dos lados for desconectada, a lagarta deste lado ficara livre, enquanto que o efeito de freio motor do outro lado vai retardar a lagarta correspondente. Se a resistência lateral é baixa o veículo vai virar para o lado oposto

do qual se intencionava. Este problema pode ser eliminado se houver um mecanismo que trava a lagarta assim que a embreagem é desconectada.

Considerando uma manobra de curva na qual uma das lagartas está desconectada e freada. A velocidade dessa lagarta interna à curva é conseqüentemente zero. Com a outra lagarta ainda empurrando o veículo para a frente, o raio mínimo de curva realizado com centro no centro da lagarta interna será metade da bitola do veículo, ou seja, metade da distância entre os centros das duas lagartas. Assumindo que a rotação do motor permanece constante ao longo de toda a manobra a velocidade do centro de gravidade do veículo realizando essa curva de raio mínimo será a metade da de quando o veículo se deslocava em linha reta. Como o freio da lagarta interna está totalmente aplicado não haverá dissipação de potência no freio. A razão entre a potência requerida para a realização da curva e a potência consumida devido a resistência ao movimento é dada por:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = 0,5 \left(1 + \frac{M_r}{f_r W \frac{B}{2}} \right) \quad (44)$$

Para um veículo com esse sistema com:

$$\frac{l}{B} = 0,5$$

$$f_r = 0,1$$

A potência consumida durante a realização da curva em regime permanente com o raio mínimo será 2,375 vezes aquela que seria consumida se o veículo estivesse em linha reta. Indicando que se requer consideravelmente mais potência durante a curva.

4.4.2 Diferencial controlado

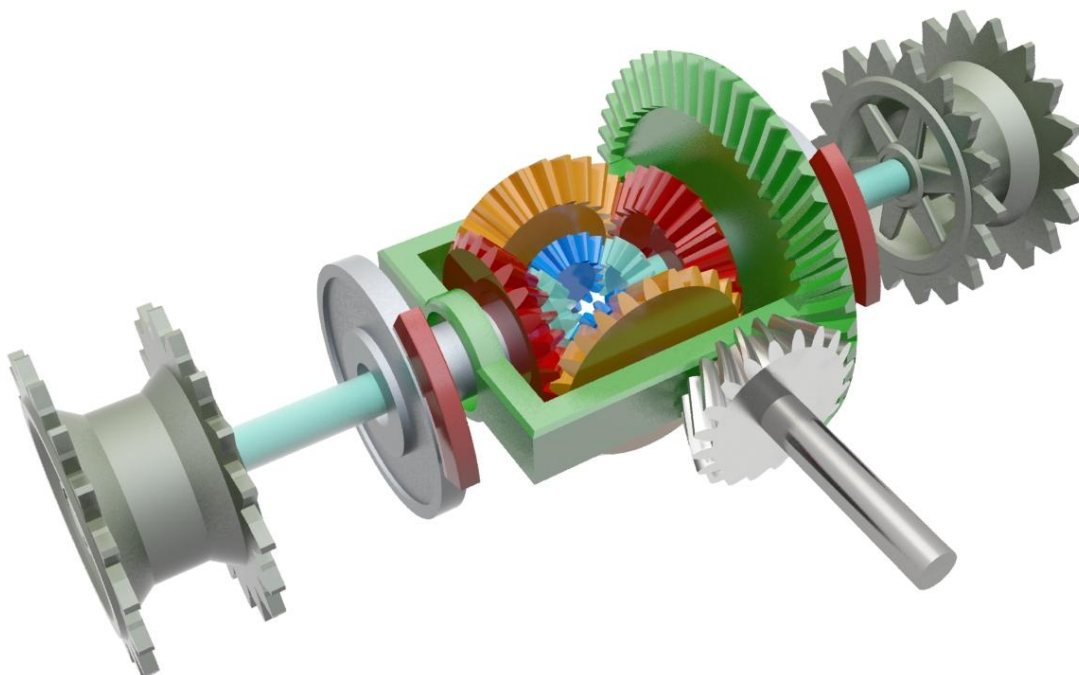


Figura 80: Esquema do sistema de diferencial controlado. [Elaborado pelo autor]

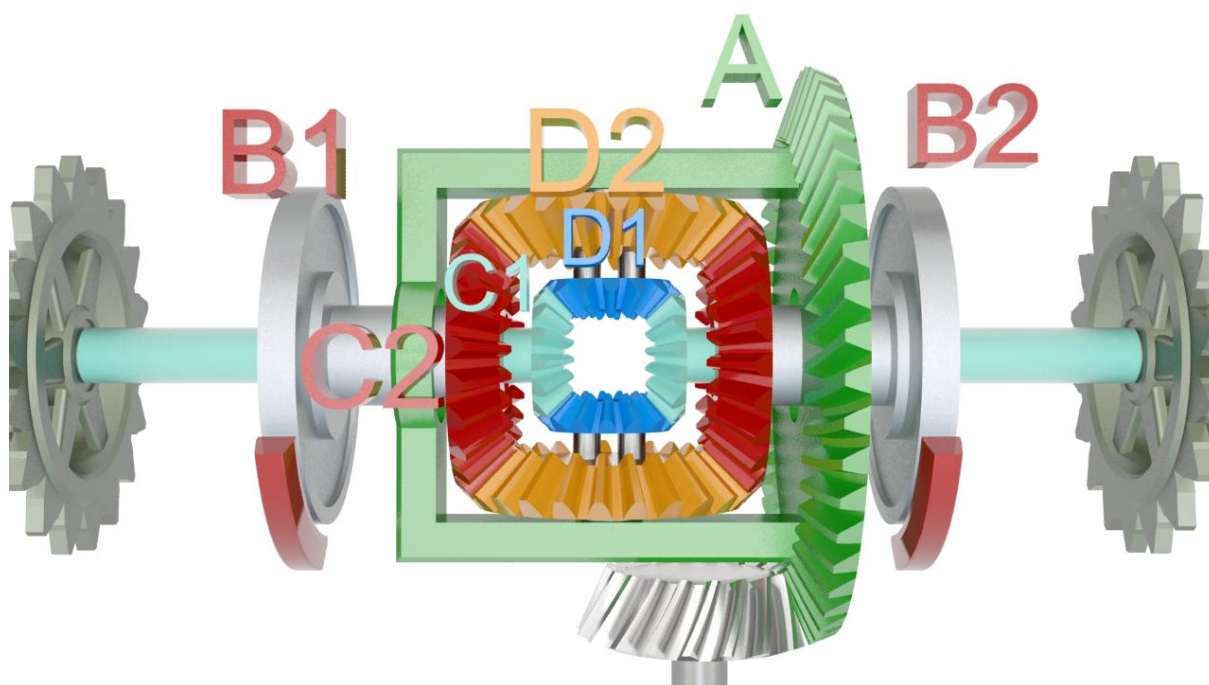


Figura 81: Componentes do sistema de diferencial controlado. [Elaborado pelo autor]

Este mecanismo, mostrado na figura acima, é montado de forma que a coroa A é a entrada e é acionada pelo motor passando pela caixa de transmissão. Essa coroa A pode se mover livremente em relação ao freio B2 e aos eixos que se ligam às rodas dentadas, estando apoiada por meio de rolamentos. Ela carrega as engrenagens satélites em amarelo que podem girar em torno de seus próprios eixos. Engatadas as engrenagens amarelas estão as vermelhas, engrenagens sol, que são ligadas somente aos freios B1 e B2. As engrenagens azuis são carregadas pelas amarelas e não têm movimento relativo as mesmas. As engrenagens que engatam as azuis, em verde água, completando o diferencial interno se ligam aos eixos das rodas dentadas, não havendo movimento relativo entre eles. Deve-se notar que os freios atuam somente nas engrenagens em vermelho, estando apoiados sobre os eixos e no carregador, em verde, por meio de rolamentos.

Para mover-se em linha reta os freios B1 e B2 não são aplicados e as engrenagens C1, C2, D1 e D2 formam um diferencial convencional.

Para iniciar a curva o freio da lagarta interna a curva é acionado, resultando em redução da velocidade dessa lagarta e aumento da velocidade da lagarta externa. Assim, a velocidade do centro de gravidade do veículo durante a curva será a mesma que ele tem quando está em movimento retilíneo para uma dada velocidade de rotação do motor.

Para analisar o mecanismo deve-se primeiro verificar o que ocorre com um diferencial simples. Tomando o esquema da figura abaixo.

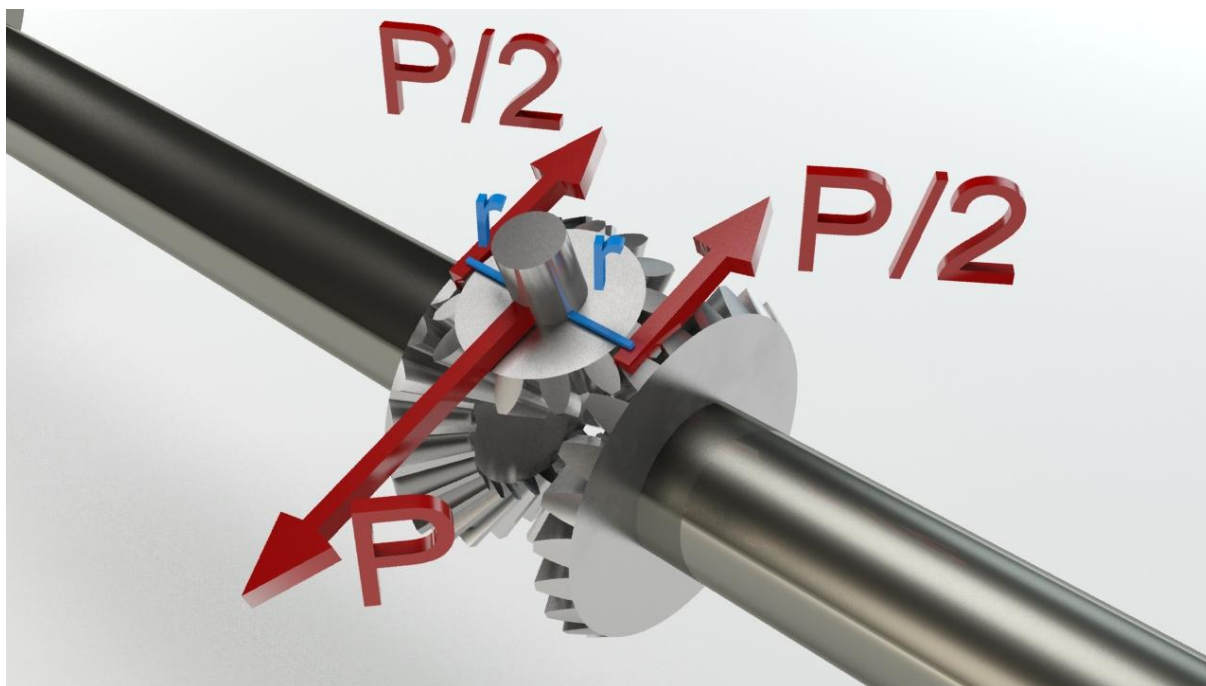


Figura 82: Esquema das forças no diferencial. [Elaborado pelo autor]

Se uma força P é aplicada no pivô central da engrenagem satélite, tangencialmente às engrenagens dos semi-eixos, essa força se divide igualmente para os dois pontos de contato do satélite com as engrenagens dos semi-eixos. Isso porque a força se divide igualmente para distâncias iguais. Assim, os torques transmitidos para os semi-eixos são os mesmos.

É claro que se a coroa for mantida estática e um dos semi-eixos for, por exemplo, rotacionado positivamente, o semi-eixo oposto girará para o lado contrário, negativamente, com a mesma velocidade angular. Esses movimentos são relativos à coroa e não serão alterados pelo movimento da mesma, isto é, a coroa arrasta esses elementos. Assim, se a coroa estiver girando positivamente com certa velocidade angular e os semi-eixos continuarem realizando o mesmo movimento descrito anteriormente, a velocidade angular final do semi-eixo com velocidade angular positiva será a soma dessa velocidade e da velocidade da coroa. No outro semi-eixo será a velocidade angular negativa subtraída da velocidade da coroa.

No esquema abaixo o sistema de coordenadas $oxyz$ é solidário à coroa e, conseqüentemente, ao carregador dos satélites. O ponto o está exatamente no centro do sistema, ou seja, o eixo z passa pelo centro da engrenagem do semi-eixo e o eixo y pelo centro do satélite. O ponto A é o ponto central onde o carregador se prende ao satélite. Os pontos B e C são os pontos de contato entre o satélite e as

engrenagens de cada semi-eixo. A coroa está com rotação positiva, ω_c , no mesmo sistema de coordenadas, em torno de z. E ω_r é a velocidade angular do satélite. R e r são os raios médios das engrenagens sol e satélite respectivamente.

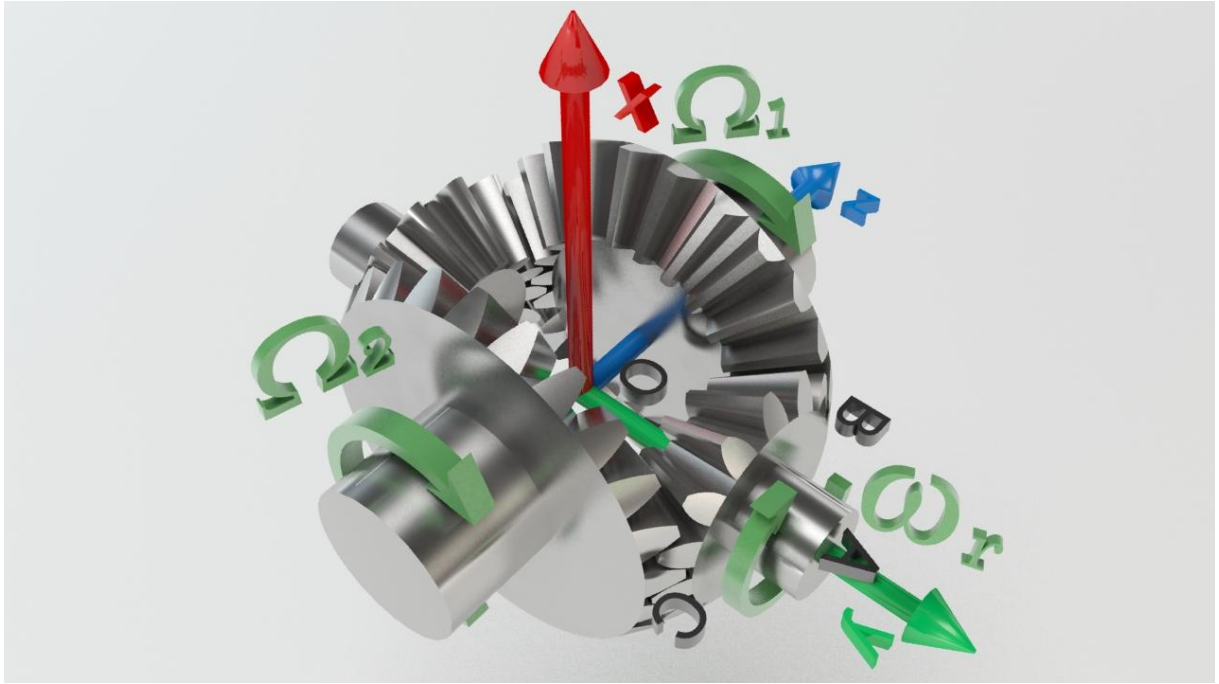


Figura 83: Esquema das rotações e sistema de coordenadas. [Elaborado pelo autor]

Com o auxílio do esquema acima, sendo i, j, k, os versores do sistema adotado, e utilizando as relações da cinemática dos corpos rígidos pode-se escrever:

$$V_B = R \cdot \Omega_1 (-\vec{i}) = \vec{V}_A + \vec{\omega} \wedge (B - A)$$

$$-R \cdot \Omega_1 \cdot \vec{i} = -\omega_c \cdot R \cdot \vec{i} + (-\omega_r \cdot \vec{j} + \omega_c \cdot \vec{k}) \wedge r \cdot \vec{k}$$

$$-R \cdot \Omega_1 = -\omega_c \cdot R - \omega_r \cdot r$$

$$\omega_r = -\frac{R}{r} (\omega_c - \Omega_1)$$

Para o caso do ponto C, chega-se de forma análoga a:

$$V_C = R \cdot \Omega_2 \cdot \vec{i} = \vec{V}_A + \vec{\omega} \wedge (C - A)$$

$$-R \cdot \Omega_2 \cdot \vec{i} = -\omega_C \cdot R \cdot \vec{i} + (-\omega_r \cdot \vec{j} + \omega_C \cdot \vec{k}) \wedge r \cdot (-\vec{k})$$

$$-R \cdot \Omega_2 = -\omega_C \cdot R + \omega_r \cdot r$$

$$\omega_r = \frac{R}{r} (\omega_C - \Omega_2)$$

Mas como a velocidade angular do satélite é a mesma, as duas expressões podem ser igualadas, resultando:

$$-\frac{R}{r} (\omega_C - \Omega_1) = \frac{R}{r} (\omega_C - \Omega_2)$$

$$-\omega_C + \Omega_1 = \omega_C - \Omega_2$$

$$2\omega_C - \Omega_1 = +\Omega_2$$

Resultando por fim em:

$$\omega_C = \left(\frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2} \right) \quad (45)$$

Assim, no diferencial a rotação da coroa é a média aritmética das rotações dos eixos que se ligam às engrenagens sol.

Quando se inicia uma curva aplicando um dos freios, a velocidade de uma das engrenagens sóis vermelhas vai a zero e toda a velocidade da coroa é transferida para a outra engrenagem sol vermelha.

O esquema da figura abaixo mostra o que ocorre com as rotações caso o veículo estivesse se movendo para frente e o freio B1 fosse totalmente ativado.

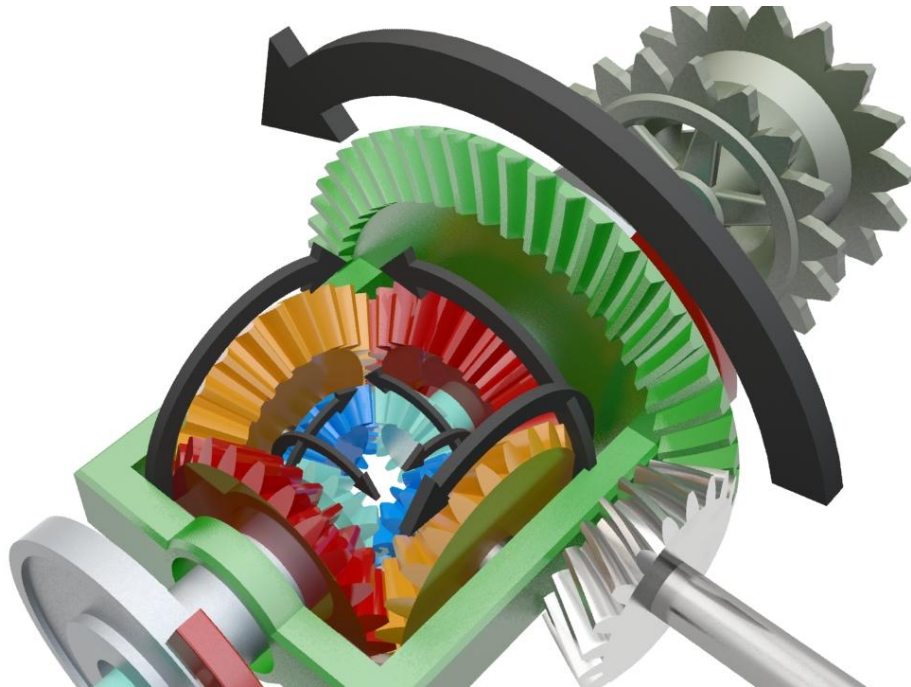


Figura 84: Esquema das rotações quando o freio B1 está ativado e o veículo está se movendo para frente. [Elaborado pelo autor]

Nas engrenagens em verde água que se ligam diretamente às rodas dentadas pode-se perceber que a que está no lado do freio ativado surge uma rotação em sentido oposto ao do outro lado. Embora a resultante das rotações ainda esteja no mesmo sentido devido à rotação da coroa. Apenas acontece que o lado freado perde velocidade enquanto que o lado externo à curva ganha velocidade.

Utilizando o sistema de coordenadas mostrado na figura abaixo, onde os eixos centrais das engrenagens A, C2 e C1 estão sobre a coordenada X e os eixos das engrenagens D2 e D1 sobre a coordenada Y. A origem é o ponto formado pela intersecção dos eixos centrais das engrenagens. Será considerado que esse sistema de coordenadas gira junto com a coroa A.

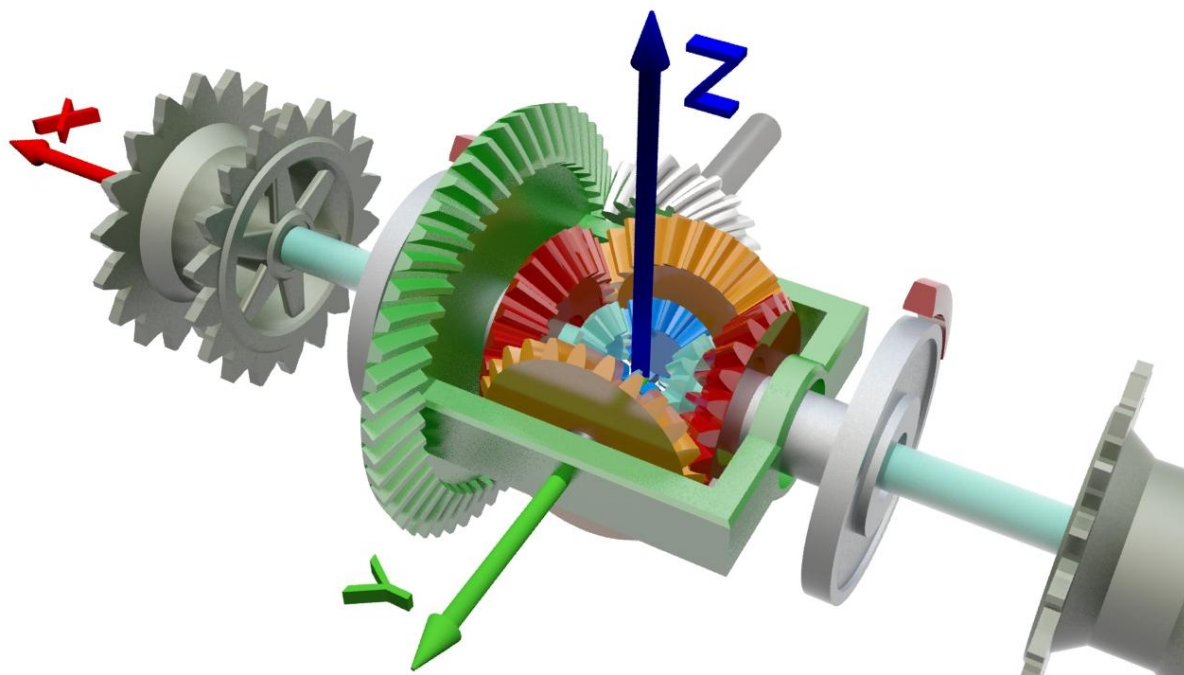


Figura 85: Esquema das rotações quando o freio B1 está ativado e o veículo está se movendo para frente. [Elaborado pelo autor]

Sendo:

ω_A : velocidade angular da coroa.

ω_{D2} : velocidade angular da engrenagem D2.

ω_{D1} : velocidade angular da engrenagem D1.

ω_{C2} : velocidade angular da engrenagem C2.

ω_{C1} : velocidade angular da engrenagem C1.

N_{D2} : número de dentes da engrenagem D2.

N_{D1} : número de dentes da engrenagem D1.

N_{C2} : número de dentes da engrenagem C2.

N_{C1} : número de dentes da engrenagem C1.

Se o freio B1 for totalmente ativado:

$$\omega_{C2} = 0 \cdot \vec{i}$$

Conseqüentemente:

$$\omega_{D2} = \omega_A \cdot \frac{N_{C2}}{N_{D2}} \cdot \vec{j}$$

Como a engrenagem D1 é rigidamente ligada a D2:

$$\omega_{D1} = \omega_{D2} = \omega_A \cdot \frac{N_{C2}}{N_{D2}} \cdot \vec{j}$$

Assim, a velocidade angular da engrenagem C1 que se liga ao eixo da roda dentada pode ser escrita como:

$$\omega_{C1} = \omega_{D1} \frac{N_{D1}}{N_{C1}} = \omega_A \cdot \frac{N_{C2}}{N_{D2}} \cdot \frac{N_{D1}}{N_{C1}} \cdot \vec{i}$$

A velocidade angular da engrenagem que se liga a outra roda dentada, C1', é exatamente a mesma, mas em sentido oposto a de C1. Entretanto, todo o conjunto está sendo arrastado pela coroa A de modo que a relação entre os módulos das velocidades angulares da lagarta externa e interna fica:

$$K_s = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \left(\omega_A \cdot \frac{N_{C2}}{N_{D2}} \cdot \frac{N_{D1}}{N_{C1}} + \omega_A \right) \left(\omega_A \cdot \frac{N_{C2}}{N_{D2}} \cdot \frac{N_{D1}}{N_{C1}} - \omega_A \right)^{-1} \quad (46)$$

Definindo:

$$\frac{N_{C2}}{N_{D2}} \cdot \frac{N_{D1}}{N_{C1}} = K_{di}$$

Chega-se em:

$$K_s = \frac{K_{di} + 1}{K_{di} - 1} \quad (47)$$

Utilizando a equação (22) da seção anterior, e notando que quando o freio de um dos lados é totalmente aplicado obtém-se o raio mínimo de curva, esse raio pode ser calculado para um veículo com esse sistema:

$$R_{min} = \frac{B}{2} \left(\frac{K_s + 1}{K_s - 1} \right) = \frac{BK_{di}}{2} \quad (48)$$

A relação entre potências nesse raio mínimo de curva é obtido com o uso da equação (43), com a velocidade angular do freio nula:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \frac{V}{V_{st}} \left(1 + \frac{M_r}{f_r W R_{min}} \right)$$

Como explicado anteriormente, as velocidades do centro de massa do veículo quando o mesmo está realizando uma curva e quando está em linha reta são idênticas, assim:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \left(1 + \frac{M_r}{f_r W R_{min}} \right) \quad (49)$$

Assumindo uma distribuição de pressão normal sob as lagartas como sendo uniformemente distribuída, o momento de resistência à realização da curva é expresso pela equação (13), resultando em:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = 1 + \frac{\mu_t l}{2f_r B K_{di}} \quad (50)$$

Para um veículo com esse sistema com:

$$\frac{l}{B} = 1,5$$

$$K_{di} = 2,0$$

$$\frac{\mu_t}{f_r} = 5$$

A potência consumida durante a realização da curva em regime permanente com o raio mínimo será 2,875 vezes aquela que seria consumida se o veículo estivesse em linha reta.

4.4.3 Múltiplas engrenagens Pantera

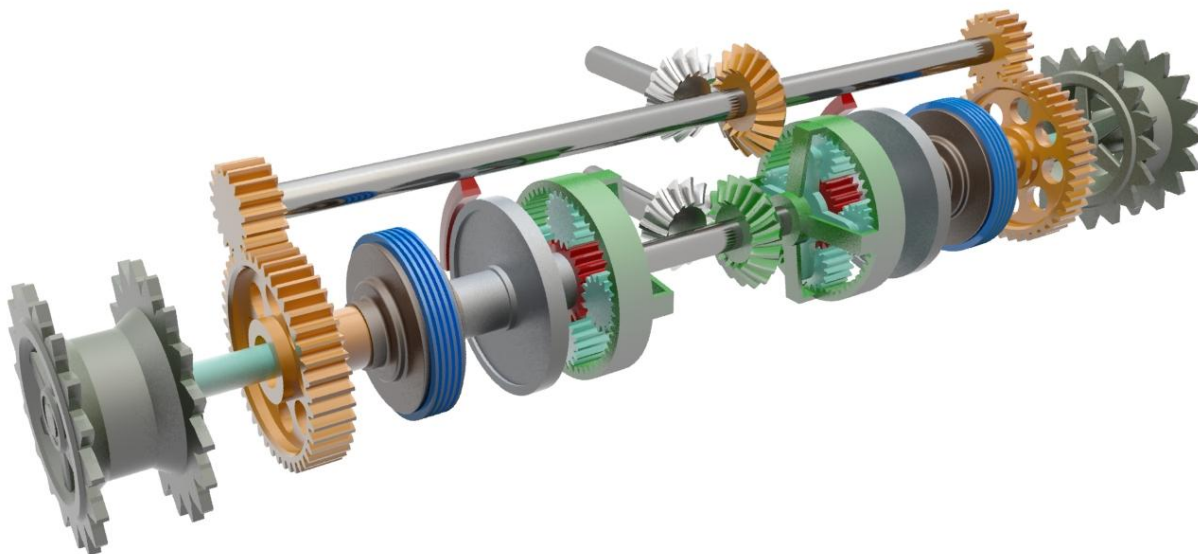


Figura 85: Esquema do sistema de múltiplas engrenagens Pantera. [Elaborado pelo autor]

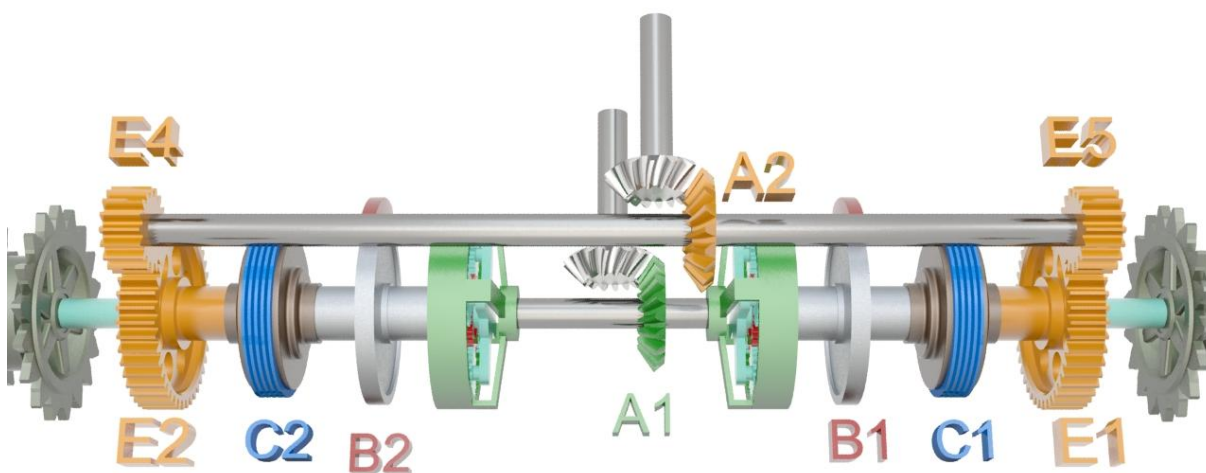


Figura 86: Componentes do sistema de múltiplas engrenagens Pantera. [Elaborado pelo autor]

A montagem do mecanismo esquematizado acima é feita de modo que há duas entradas, A1 e A2. Na entrada A1, em verde, é ligado o motor após passar pela caixa de marchas. Essa entrada movimenta os dois anéis dos conjuntos planetários, representados na mesma cor. Na A2, em amarelo, é ligada a entrada da direção, no caso a própria saída do motor, fazendo com que para cada marcha haja uma relação de velocidades angulares diferentes entre A2 e A1. Essa entrada da direção aciona as engrenagens E4 e E5, na mesma cor, que por sua vez acionam as engrenagens E2 e E1. As engrenagens E2 e E1, as embreagens C2 e C1, e os freios B2 e B1 estão interligados entre si, mas apoiados sobre rolamentos sobre o eixo em verde água que passa pelos seus centros e se ligam as rodas dentadas. Os freios se ligam às engrenagens sóis de cada um dos conjuntos planetários. O eixo de saída em verde água se liga rigidamente somente aos carregadores das engrenagens planetas dos dois conjuntos planetários que por isso estão representados na mesma cor. As engrenagens sóis também estão apoiadas sobre rolamentos no eixo de saída, podendo se movimentar livremente sobre os mesmos.

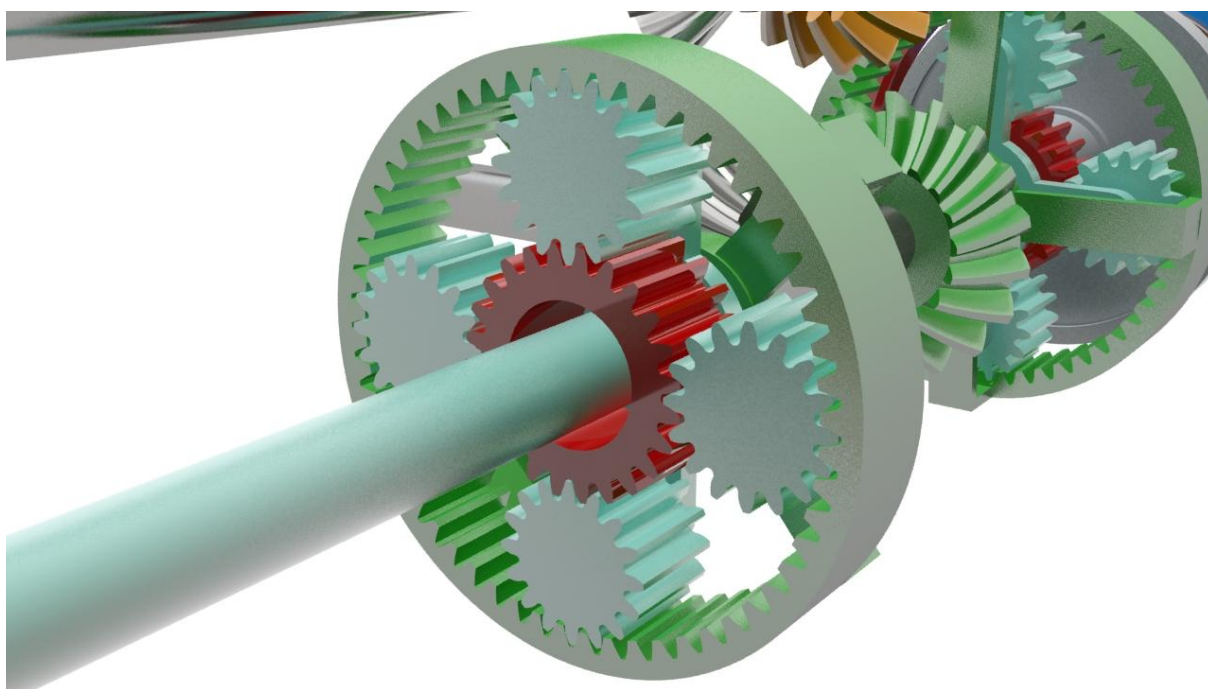


Figura 87: Detalhe do esquema da planetária do sistema de múltiplas engrenagens Pantera.

[Elaborado pelo autor]

Para mover-se em linha reta os dois freios B1 e B2 ficam totalmente acionados e as embreagens C1 e C2 abertas. Fazendo com que a entrada A2 não exerça nenhuma influência no resto do mecanismo e que as engrenagens sóis dos conjuntos epicicloidais sejam seu elemento estacionário.

Para iniciar uma curva o freio do lado da lagarta interna à curva é desativado e a embreagem deste mesmo lado é fechada. Isto faz com que movimento comece a ser transmitido da entrada A2 para o sol do conjunto planetário deste lado. Como o movimento é contrário à rotação do anel a velocidade resultante para o eixo de saída neste lado se torna menor do que no lado da lagarta externa à curva. Dependendo da relação entre as velocidades de A1 e A2 a redução na velocidade será maior ou menor.

Fazendo-se uma análise do sistema de planetárias primeiramente, com auxílio do esquema abaixo, onde o ponto A é o centro da engrenagem planeta, os pontos B e C os pontos de contato entre a engrenagem planeta e a sol e da engrenagem planeta e o anel, respectivamente. O sistema de coordenadas tem origem em O, centro da engrenagem sol e é solidário ao carregador.

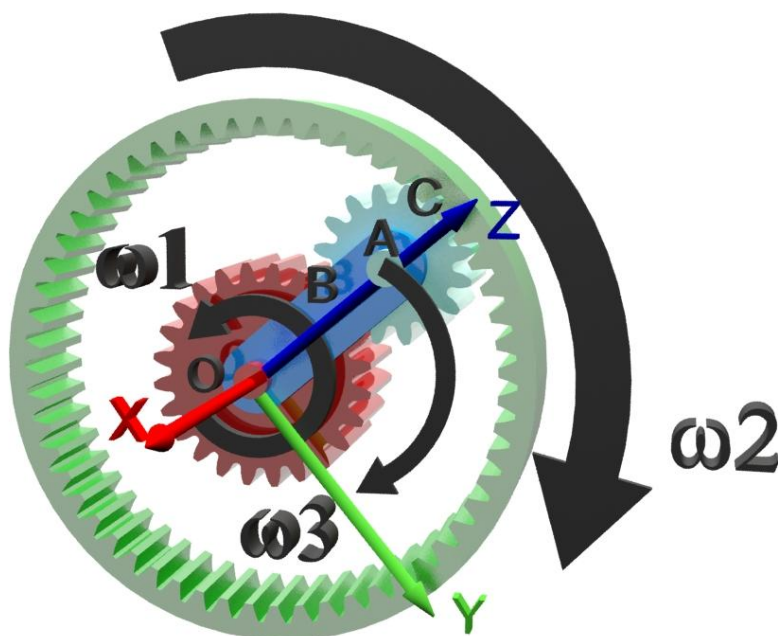


Figura 88: Esquema do sistema de engrenagens planetárias. [Elaborado pelo autor]

Sendo:

N_S : número de dentes da engrenagem sol.

N_A : número de dentes da engrenagem anel.

R : raio médio da engrenagem sol.

r : raio médio da engrenagem planeta.

ω_1 : velocidade angular da engrenagem sol.

ω_2 : velocidade angular da engrenagem anel.

ω_3 : velocidade angular do carregador.

ω_p : velocidade angular da engrenagem planeta.

Resolvendo para o ponto C:

$$V_C = (R + 2r)\omega_2\vec{j} = \vec{V}_A + \vec{\omega} \wedge (C - A)$$

$$V_C = (R + 2r)\omega_2\vec{j} = (R + r)\omega_3\vec{j} + \omega_p(-\vec{i}) \wedge (r\vec{k})$$

$$(R + 2r)\omega_2\vec{j} = (R + r)\omega_3\vec{j} + \omega_p r\vec{j}$$

Fazendo o mesmo procedimento para o ponto B:

$$V_B = R\omega_1(-\vec{j}) = \vec{V}_A + \vec{\omega} \wedge (B - A)$$

$$V_B = -R\omega_1\vec{j} = (R + r)\omega_3\vec{j} + \omega_p(-\vec{i}) \wedge (-r\vec{k})$$

$$-R\omega_1\vec{j} = (R + r)\omega_3\vec{j} - \omega_p r\vec{j}$$

Como a velocidade angular da engrenagem planeta é a mesma:

$$(R + 2r)\omega_2 - (R + r)\omega_3 = R\omega_1 + (R + r)\omega_3$$

Arranjando os termos chega-se na seguinte relação:

$$\omega_3 = \frac{(R + 2r)\omega_2 - R\omega_1}{2(R + r)} \quad (51)$$

Entretanto, como os módulos das engrenagens são os mesmos, pode-se reescrever a equação acima em função do número de dentes de cada engrenagem:

$$\omega_3 = \frac{N_A\omega_2 - N_S\omega_1}{N_S + N_A} \quad (52)$$

Deste modo, quando o veículo está se movendo para a frente e inicia uma curva, por exemplo desativando o freio B2 e ativando a embreagem correspondente C2, as rotações assumem a seguinte configuração:

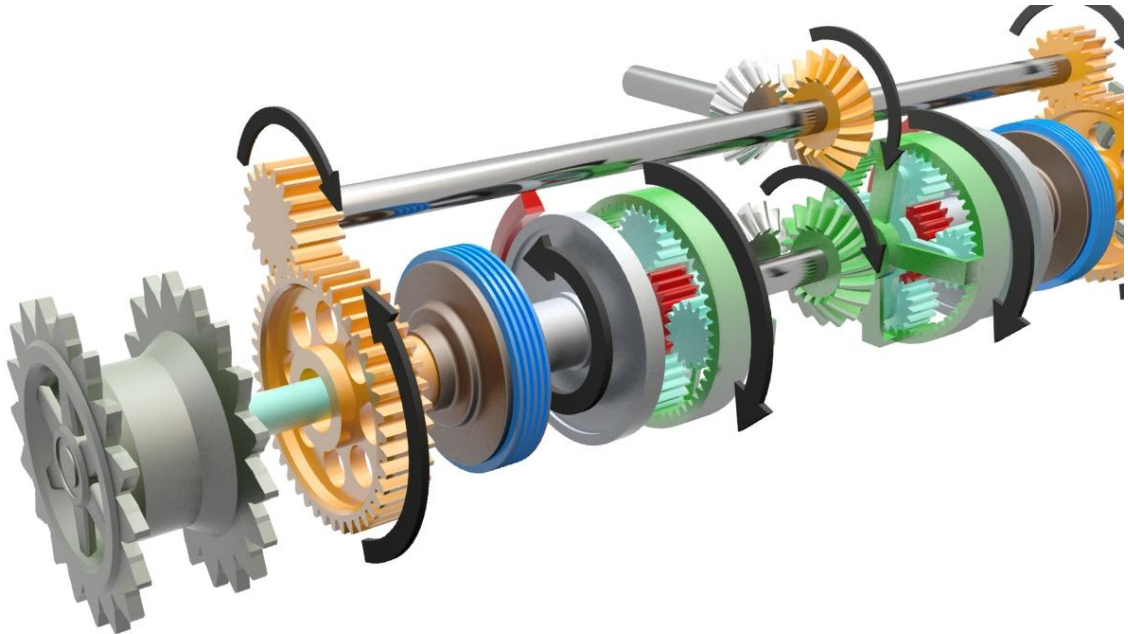


Figura 89: Esquema de rotações do mecanismo quando o freio do lado mais a esquerda da imagem é desativado e embreagem correspondente é ativada. Deve-se reparar que a rotação imposta ao disco de freio desse lado é passada à engrenagem sol e que do lado oposto não há essa rotação uma vez que a embreagem desse outro lado está aberta. [Elaborado pelo autor]

Lembrando que do lado oposto a embreagem C1 está aberta e o freio B1 totalmente aplicado, ou seja, nesse lado a velocidade angular da engrenagem sol é nula e a velocidade angular da roda dentada externa a curva pode ser escrita como:

$$\omega_o = \frac{N_A \omega_2}{N_S + N_A} \quad (53)$$

Mas do lado interno a curva a velocidade angular da roda dentada é afetada pela rotação contrária da engrenagem sol, de modo que:

$$\omega_i = \frac{N_A \omega_2 - N_S \omega_1}{N_S + N_A} \quad (54)$$

Onde a velocidade angular da engrenagem sol pode ser colocada em função da entrada da direção A2.

Sendo:

N_{E2} : número de dentes da engrenagem E2.

N_{E4} : número de dentes da engrenagem E4.

ω_{A2} : velocidade angular da engrenagem A2.

Assim, a rotação da engrenagem sol pode ser reescrita como:

$$\omega_1 = \frac{N_{E4}}{N_{E2}} \omega_{A2}$$

Resultando em uma velocidade angular da roda dentada interna de:

$$\omega_i = \frac{N_A \omega_2 - N_S \omega_{A2} N_{E4} / N_{E2}}{N_S + N_A} \quad (55)$$

Fazendo a razão entre as velocidades angulares da roda dentada externa e interna à curva:

$$K_s = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{N_A \omega_2}{N_A \omega_2 - N_s \omega_{A2} N_{E4}/N_{E2}} \quad (56)$$

Deve-se notar que se a velocidade do motor for mantida constante, a velocidade do centro de massa do veículo será menor durante a realização de uma curva se comparada a velocidade que o mesmo tem em linha reta. A velocidade para a frente durante a realização de uma curva pode ser obtida pela seguinte relação:

$$V = \frac{(\omega_o + \omega_i)r_s}{2} \quad (57)$$

Onde:

r_s : raio médio da roda dentada.

Reescrevendo utilizando a razão das velocidades angulares:

$$V = \frac{(K_s + 1)\omega_i r_s}{2} \quad (58)$$

Na marcha com maior redução o raio mínimo é obtido, pois nessa marcha a diferença entre a velocidade angular da coroa e a da entrada da direção, que vem da própria entrada da caixa de transmissão é máxima. Pela equação (22) da seção anterior o raio de curva é expresso por:

$$R = \frac{B}{2} \left(\frac{K_s + 1}{K_s - 1} \right) = \frac{B}{2} \left(\frac{2N_A \omega_2 - N_s \omega_{A2} N_{E4}/N_{E2}}{N_s \omega_{A2} N_{E4}/N_{E2}} \right) \quad (59)$$

Utilizando a relação entre as potências, equação (43), mas considerando que a embreagem está totalmente aplicada e o freio liberado, não havendo perda de potência nesses elementos:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \frac{V}{V_{st}} \left(1 + \frac{M_r}{f_r W R} \right)$$

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \frac{(K_s + 1)}{2K_s} \left(1 + \frac{M_r}{f_r W \frac{B}{2} \left(\frac{K_s + 1}{K_s - 1} \right)} \right) \quad (60)$$

Se a pressão normal for assumida como uniformemente distribuída, o momento resistente à realização da curva é dado pela equação (13) e a equação anterior pode ser reescrita como:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \frac{1}{2K_s} \left(K_s + 1 + \frac{\mu_t l (K_s - 1)}{B 2 f_r} \right) \quad (61)$$

Para um veículo com esse sistema com:

$$\frac{l}{B} = 1,5$$

$$K_s = 4,0$$

$$\frac{\mu_t}{f_r} = 5$$

A potência consumida durante a realização da curva em regime permanente com o raio mínimo será 2,156 vezes aquela que seria consumida se o veículo estivesse em linha reta.

No caso desse mecanismo pode-se também demonstrar a variação da relação entre as velocidades da lagarta externa e interna em função da marcha engatada. Supondo um veículo com motor funcionando a 3000 rpm e as seguintes relações na caixa de transmissão:

$$1^a = 9,21$$

$$2^a = 4.56$$

$$3^a = 2.87$$

$$4^a = 1,83$$

$$5^a = 1,27$$

$$6^a = 0,90$$

$$7^a = 0,69$$

Considerando também que as relações de transmissão dentro do sistema valem:

$$\frac{N_{E4}}{N_{E2}} = \frac{1}{5}$$

E os números dentes sejam:

$$N_A = 56$$

$$N_S = 24$$

É feita também a consideração de que a redução das engrenagens cônicas das duas entradas é a mesma e unitária.

Fazendo o gráfico da razão entre as velocidades da roda dentada externa e interna à curva em função da marcha engatada na caixa de transmissão para a condição definida anteriormente.

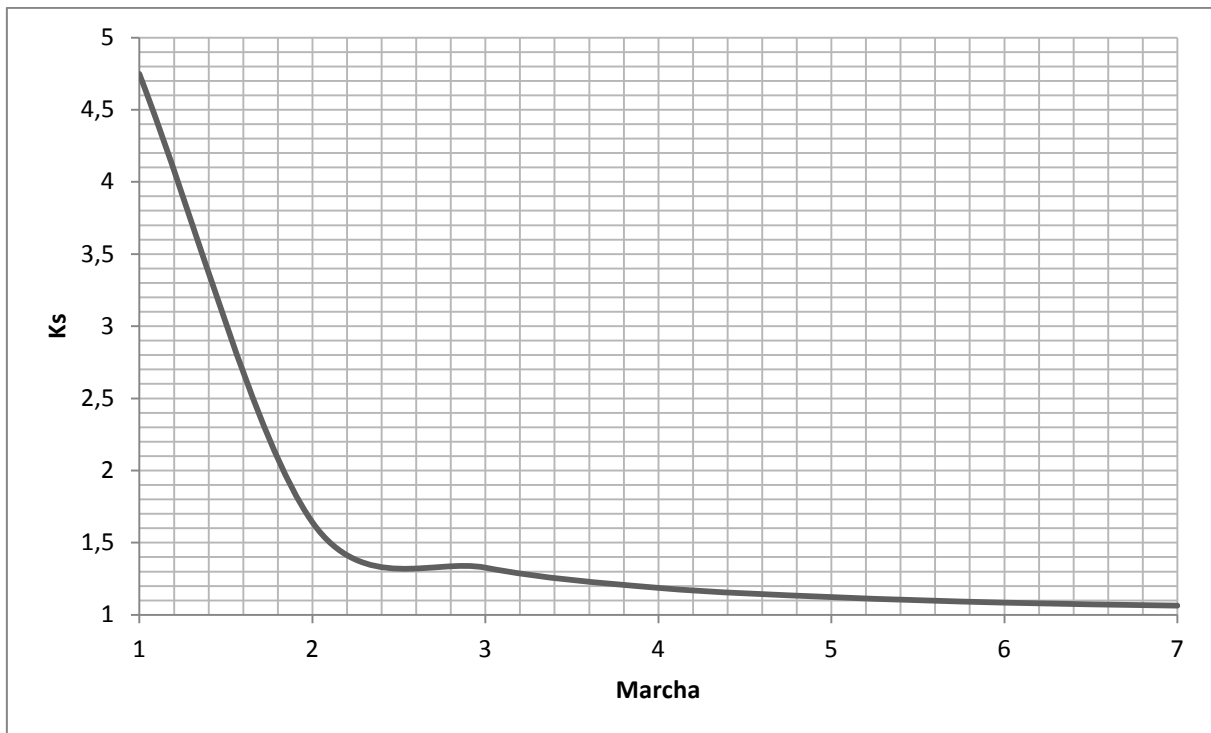


Figura 90: Gráfico da relação entre as velocidades das rodas dentadas externa e interna em função da marcha engatada. [Elaborado pelo autor]

Pode-se perceber que a razão cai conforme a relação de transmissão é diminuída. O que gera raios de curva cada vez maiores devido a menor diferença entre a velocidade do lado externo e interno.

4.4.4 Duplo diferencial

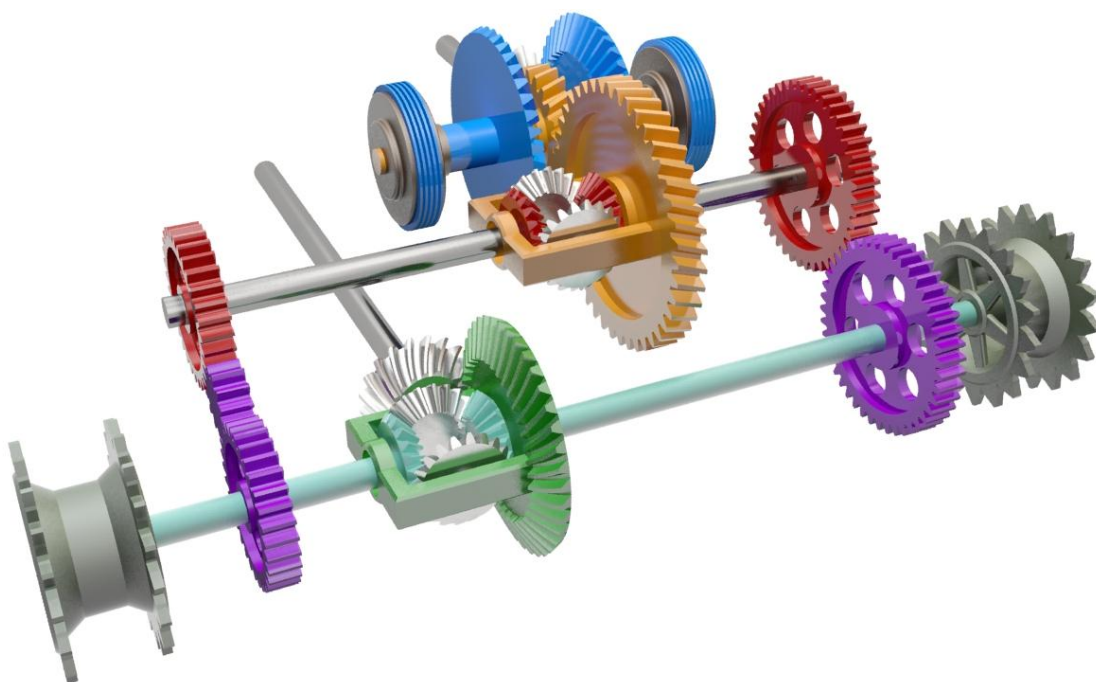


Figura 91: Esquema do sistema de duplo diferencial. [Elaborado pelo autor]

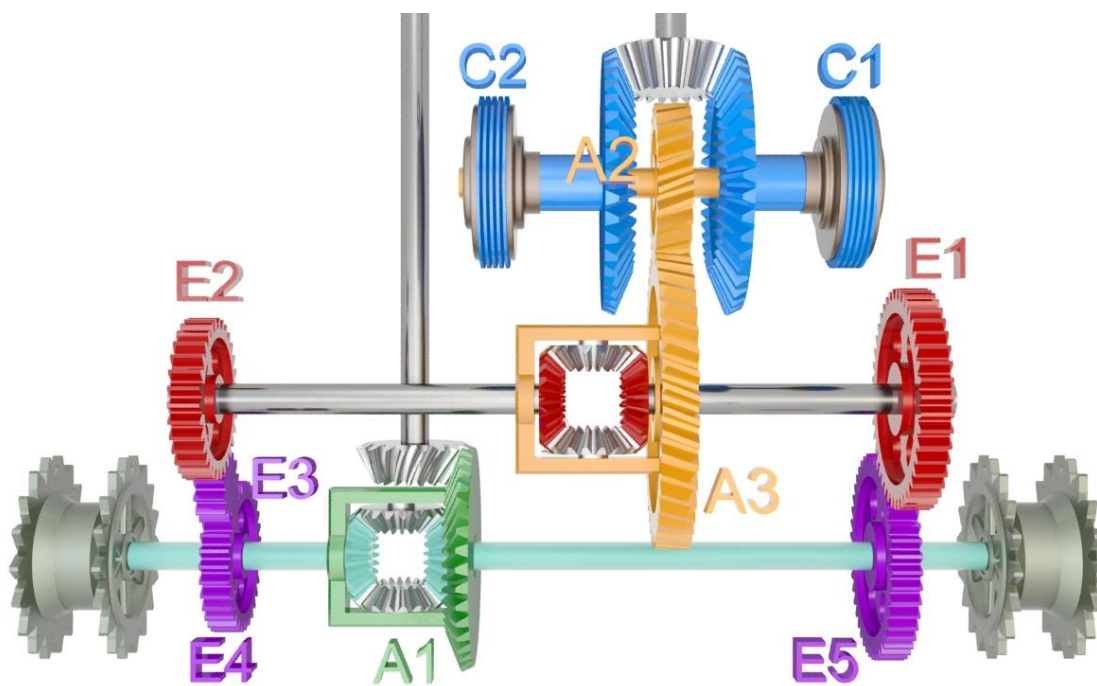


Figura 92: Componentes do sistema de duplo diferencial. [Elaborado pelo autor]

No mecanismo esquematizado na figura acima o motor, após passar pela caixa de transmissões, se conecta à engrenagem A1, em verde, que é coroa do primeiro diferencial do sistema. Esse diferencial aciona os eixos de saída, em verde água, que se ligam às rodas dentadas. Sobre esses eixos também estão ligadas as engrenagens E4 e E5 em roxo. As embreagens C2 e C1 em azul fazem a ligação entre o eixo da engrenagem A2, em amarelo, com as engrenagens azuis do lado correspondente. Por essas engrenagens entra o atuador da direção, que pode vir do próprio motor ou ser de um sistema separado, como um motor elétrico ou hidráulico.

Como consequência a rotação da engrenagem A2 é invertida conforme a embreagem C1 ou C2 é fechada. A engrenagem A2 se engata a coroa do segundo diferencial do sistema, também em amarelo. Esse diferencial ativa o eixo onde se prendem as engrenagens E1 e E2, em vermelho. Sendo que a engrenagem E1 se engata diretamente a E5, em roxo, mas a E2 se conecta a E3, em roxo, que por sua vez se conecta a E4 na mesma cor. Isso é feito para que o sentido de rotação seja invertido.

Para mover-se em linha reta, as embreagens C1 e C2 devem ser deixadas abertas de modo que a entrada da direção não exerce influência alguma sobre o mecanismo. Para iniciar uma curva, a embreagem do lado correspondente ao externo da curva deve ser fechada. Com isso, movimento começa a ser transmitido para a engrenagem A2 que aciona o segundo diferencial, que por sua vez move as engrenagens E2 e E1. Essas engrenagens, por meio de E3, E4 e E5, alteram a rotação da roda dentada interna e externa. Deve-se notar que a velocidade retirada de um dos lados é transmitida ao outro.

Analisando o mecanismo para a situação na qual o veículo está se deslocando para frente e vai realizar uma curva ativando totalmente a embreagem C1, ou seja, fazendo com esse seja o lado que fica externo à curva chega-se ao esquema geral de rotações mostrado abaixo.

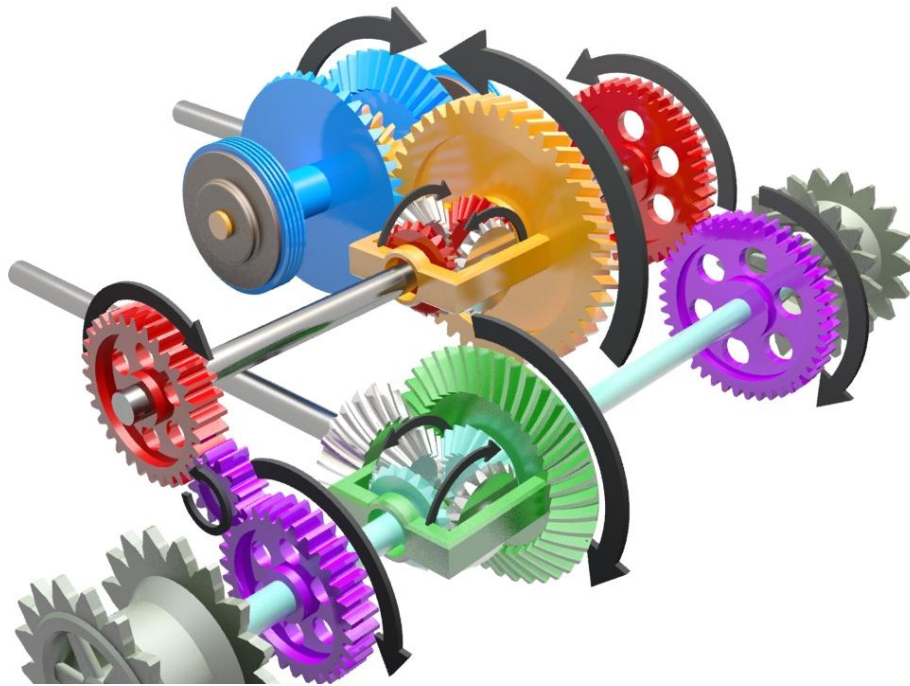


Figura 93: Sentidos de rotações no mecanismo para o caso proposto. [Elaborado pelo autor]

Nessa condição, definindo:

N_{E1} : número de dentes da engrenagem E1.

N_{E2} : número de dentes da engrenagem E2.

N_{E4} : número de dentes da engrenagem E4.

N_{E5} : número de dentes da engrenagem E5.

N_{A2} : número de dentes da engrenagem A2.

N_{A3} : número de dentes da engrenagem A3.

ω_{A2} : velocidade angular da engrenagem A2.

ω_{A1} : velocidade angular da engrenagem A1.

Primeiro a velocidade angular de A3 pode ser obtida pela relação:

$$\omega_{A3} = \omega_{A2} \frac{N_{A2}}{N_{A3}}$$

Essa velocidade angular é a velocidade do carregador do diferencial montado em A2, ou seja, as velocidades angulares de E1 e E2, como foi mostrado na seção sobre o diferencial controlado, respeitam a equação:

$$\omega_{A3} = \frac{\omega_{E2} + \omega_{E1}}{2}$$

A engrenagem E3 entre E2 e E4 serve apenas para inverter o sentido de rotação e não influencia na relação de transmissão, que deve ser igual ao do par engrenado formado por E1 e E5, isto é:

$$\frac{N_{E4}}{N_{E2}} = \frac{N_{E5}}{N_{E1}} = K_i$$

No outro diferencial, o que é acionado por A1, há a velocidade angular de A1 que faz com as velocidades das saídas respeitem a relação:

$$\omega_{A1} = \frac{\omega_{E4} + \omega_{E5}}{2}$$

Mas as engrenagens E4 e E5 estão diretamente ligadas às rodas dentadas de modo que as velocidades angulares dessas engrenagens é a velocidade angular das rodas dentadas.

$$\omega_{A1} = \frac{\omega_i + \omega_o}{2}$$

Assim, já é claramente perceptível que o mecanismo é regenerativo, ou seja, a velocidade retirada de um dos lados é automaticamente somada ao outro, sem que. Isso é ainda mais evidente levando-se em conta o outro diferencial, em A2, do mecanismo.

Movendo-se em linha reta as duas embreagens estão abertas e a engrenagem A2 é mantida parada. As engrenagens E4 e E5 transmitem movimento para as engrenagens E1 e E2, sendo que em E1, devido a ausência de uma engrenagem intermediária, o sentido da rotação é invertido. Como a engrenagem A3

está parada a rotação em E2 é apenas o inverso da de E1. Com a engrenagem E3 e as relações de transmissão entre E2 e E4 e E1 e E5 as mesmas, o mecanismo funciona perfeitamente.

Quando é imposta uma rotação em A3, essa rotação é somada às já existentes alterando as velocidades em E1 e E2 e conseqüentemente em E4 e E5 e nas rodas dentadas. Deste modo as velocidades das rodas dentadas interna e externa a curva, na situação proposta, serão dadas por:

$$\omega_i = \omega_{A1} - \omega_{A2} \frac{N_{A2}}{N_{A3}} K_i \quad (62)$$

$$\omega_o = \omega_{A1} + \omega_{A2} \frac{N_{A2}}{N_{A3}} K_i \quad (63)$$

Calculando a razão entre essas velocidades do lado interno e externo a curva:

$$K_s = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{\omega_{A1} N_{A3} + \omega_{A2} N_{A2} K_i}{\omega_{A1} N_{A3} - \omega_{A2} N_{A2} K_i} \quad (64)$$

Como o mecanismo é regenerativo, da mesma forma que ocorre com o diferencial controlado, a velocidade do centro de massa do veículo permanece constante durante a realização de uma curva em relação à velocidade em linha reta se a rotação do motor não for alterada.

Utilizando a equação (22) para o raio de curva:

$$R = \frac{B}{2} \left(\frac{K_s + 1}{K_s - 1} \right) = \frac{B}{2} \left(\frac{2\omega_{A1} N_{A3}}{2\omega_{A2} N_{A2} K_i} \right) \quad (65)$$

De forma análoga ao que foi feito para os mecanismos anteriores, a relação entre as potências é dada pela equação (43), sendo que a embreagem está totalmente fechada e não há perda de potência nela.

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \frac{V}{V_{st}} \left(1 + \frac{M_r}{f_r WR} \right)$$

Como foi mencionado anteriormente a relação entre as velocidades é unitária. Também será feita a hipótese de que a distribuição de pressões normais é uniforme, permitindo fazer uso da expressão (13).

$$\frac{P_t}{P_{st}} = 1 + \frac{\mu_t l}{2f_r B \left(\frac{K_s + 1}{K_s - 1} \right)}$$

$$\frac{P_t}{P_{st}} = 1 + \frac{\mu_t l (K_s - 1)}{2f_r B (K_s + 1)} \quad (66)$$

Para um veículo com esse sistema com:

$$\frac{l}{B} = 1,5$$

$$K_s = 3$$

$$\frac{\mu_t}{f_r} = 5$$

A potência consumida durante a realização da curva em regime permanente com o raio mínimo será 2,875 vezes aquela que seria consumida se o veículo estivesse em linha reta.

Esse mecanismo também é capaz de realizar curvas neutras se houver rotação apenas em A2 e não em A1, já que as únicas rotações que chegarão às rodas dentadas serão as advindas de A2 e, como foi mostrado anteriormente, elas são invertidas uma em relação à outra.

Esse mecanismo pode também ter sua entrada de direção A2 ligada de diferentes formas. Se for ligada a saída da caixa de transmissão junto com A1, o comportamento será exatamente o mesmo que se obtém com o diferencial controlado. Caso A2 seja ligado à entrada da caixa de transmissão logo na saída do

motor haverá um raio de curva diferente para cada marcha engatada, pois a relação entre as velocidades da lagarta interna e externa à curva se tornará função da diferença entre a velocidade do motor e a da saída da caixa de marchas, após passar pela redução.

Existe também a possibilidade de ligar a entrada A2 há um dispositivo independente da rotação do motor, como um motor elétrico ou hidráulico, ou ainda a um sistema de transmissão independente apenas para esterçar o veículo. Aumentando as possibilidades para diferentes raios de curvas que se adequem a condições diversas.

Pode-se construir a curva da variação do raio de curva em função da variação da velocidade da entrada da direção para uma velocidade fixa da caixa de transmissão. Considerando:

$$B = 2,5 \text{ m}$$

$$N_{A2} = 22$$

$$N_{A3} = 43$$

$$K_i = 1$$

$$\omega_{A1} = 1600 \text{ rpm}$$

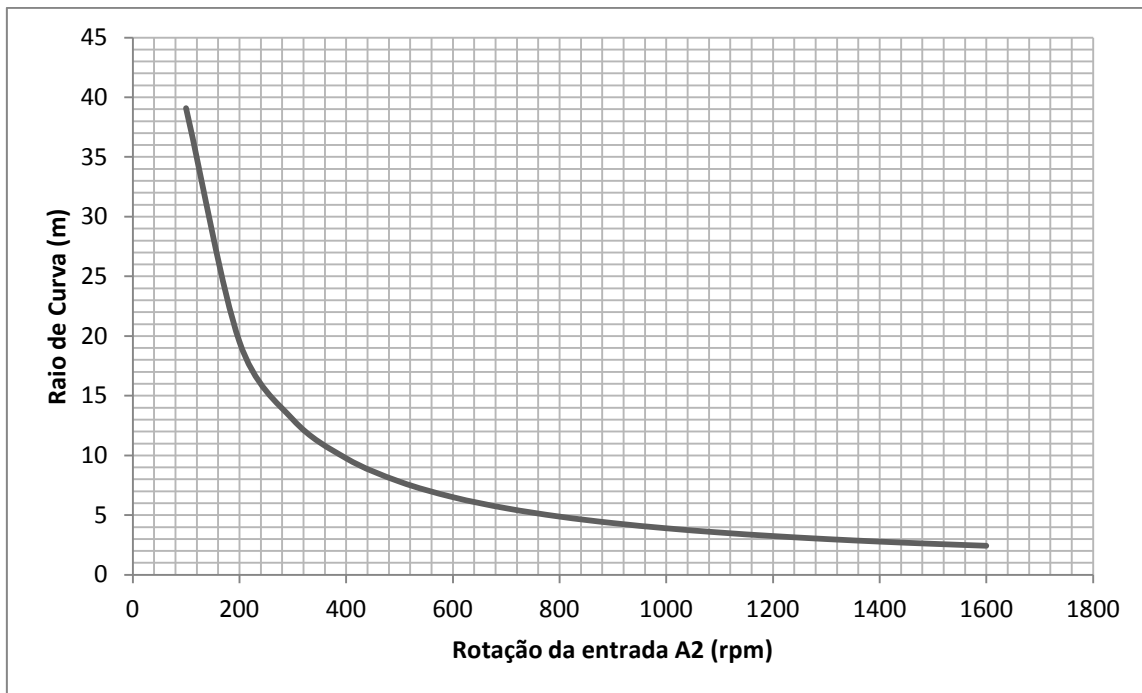


Figura 94: Variação do raio de curva para uma dada velocidade fixa em A1 em função da variação da velocidade em A2. [Elaborado pelo autor]

O gráfico mostra como varia o raio de curva em função do aumento da rotação na entrada da direção para uma dada velocidade constante na entrada principal. Pode-se perceber que o raio de curva vai ficando cada vez menor e isso ocorre porque quanto maior a velocidade na entrada da direção, maior é a diferença de velocidades entre a lagarta interna e a externa a curva e assim, menor é o raio.

5 PROJETO BÁSICO VIRTUAL

Neste capítulo será apresentado um projeto básico de uma plataforma veicular com lagartas. O objetivo é mostrar aspectos referentes a montagem e configuração possível da plataforma, assim como um dimensionamento inicial e ainda superficial. Não é parte desse trabalho o detalhamento minucioso de cada componente ou peça utilizada, e sim apresentar uma visão geral básica que precisaria ser aprofundada para que se chegasse a um projeto a ser construído.

Caso fosse feito o dimensionamento em detalhes da plataforma e a fase de projeto para construção fosse atingida, cada componente teria que ser revisado e diversas passagens sobre o que é mostrado aqui precisariam ser feitas cada vez adicionando-se mais detalhes à montagem e ao dimensionamento.

O modelo tridimensional das peças do projeto e sua montagem e todas as figuras foram criadas pelo autor com o programa de *CAD 3D Inventor 2011*. As imagens com as respectivas explosões para mostrar as montagens foram obtidas pelo módulo *Presentation* do *Inventor*.

5.1 DETALHES

5.1.1 Suspensão e rodas de apoio

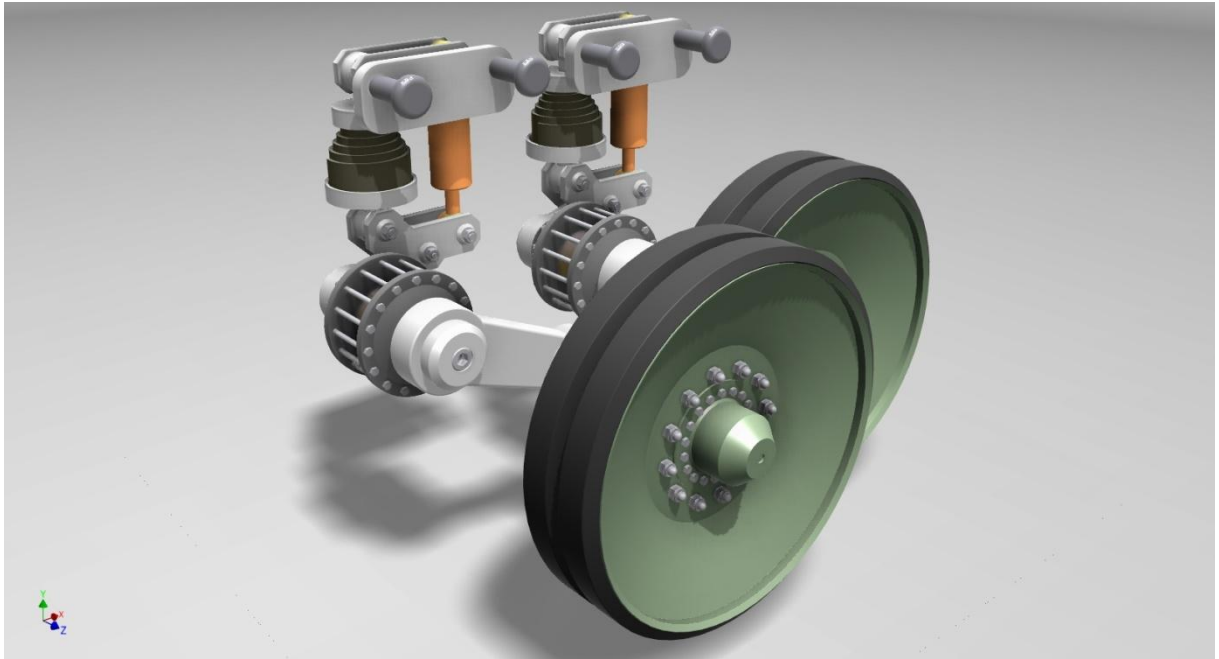


Figura 95: Desenho da suspensão e rodas de apoio. [Elaborado pelo autor]

A suspensão utiliza rodas de apoio grandes e intercaladas. Essas rodas se predem a braços que transmitem seu deslocamento vertical para a mola e o amortecedor na parte interna do veículo.

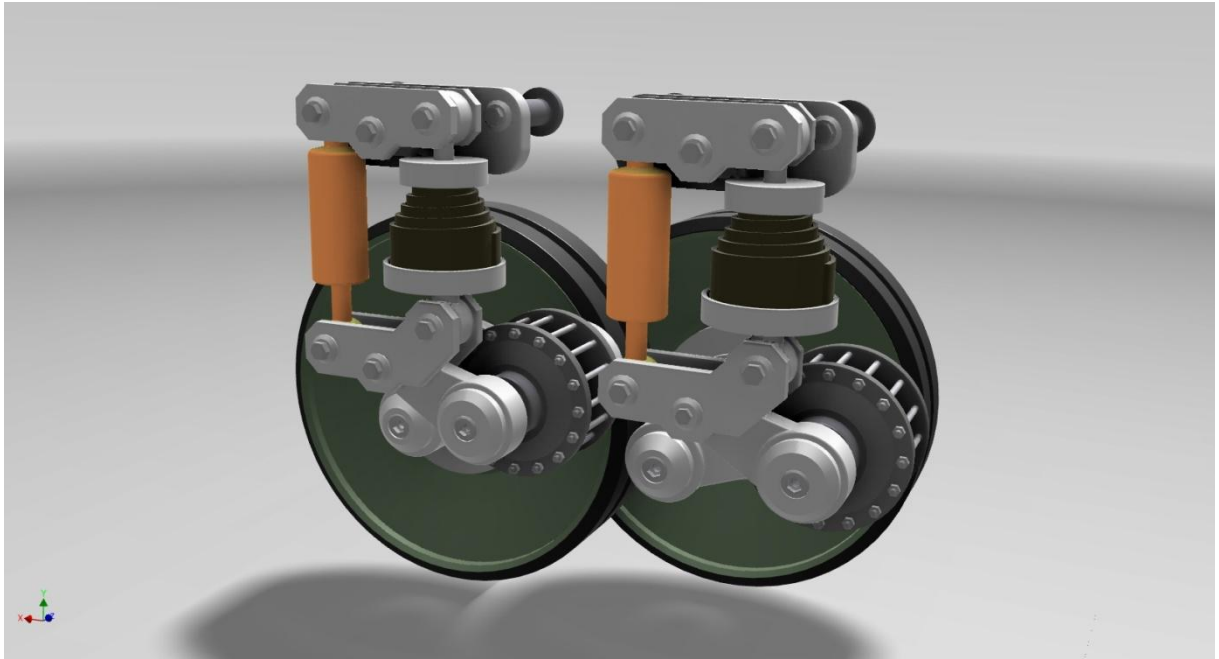


Figura 96: Detalhe da mola e do amortecedor. [Elaborado pelo autor]

As molas utilizadas para o projeto são do tipo *volute spring*. Esse tipo de mola apresenta uma rigidez maior em relação ao seu tamanho se comparada a outros tipos, o que é necessário pois se trata de uma plataforma veicular bastante pesada e ajuda também a poupar espaço.

Cada braço da suspensão tem um par de rodas de apoio que são parafusadas juntas sobre o disco. Tanto o braço mais longo como o mais curto são montados exatamente do mesmo modo, mudando apenas o comprimento do eixo.

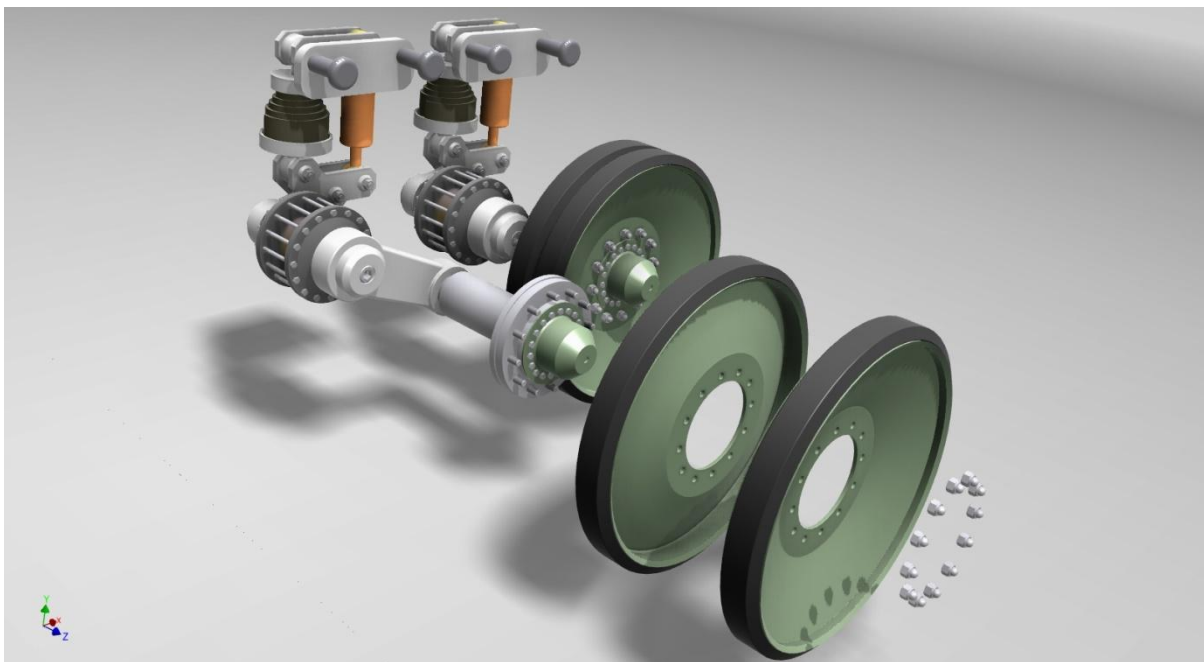


Figura 97: Retirada das rodas de apoio. [Elaborado pelo autor]

Sob os discos estão os rolamentos de rolos cônicos.

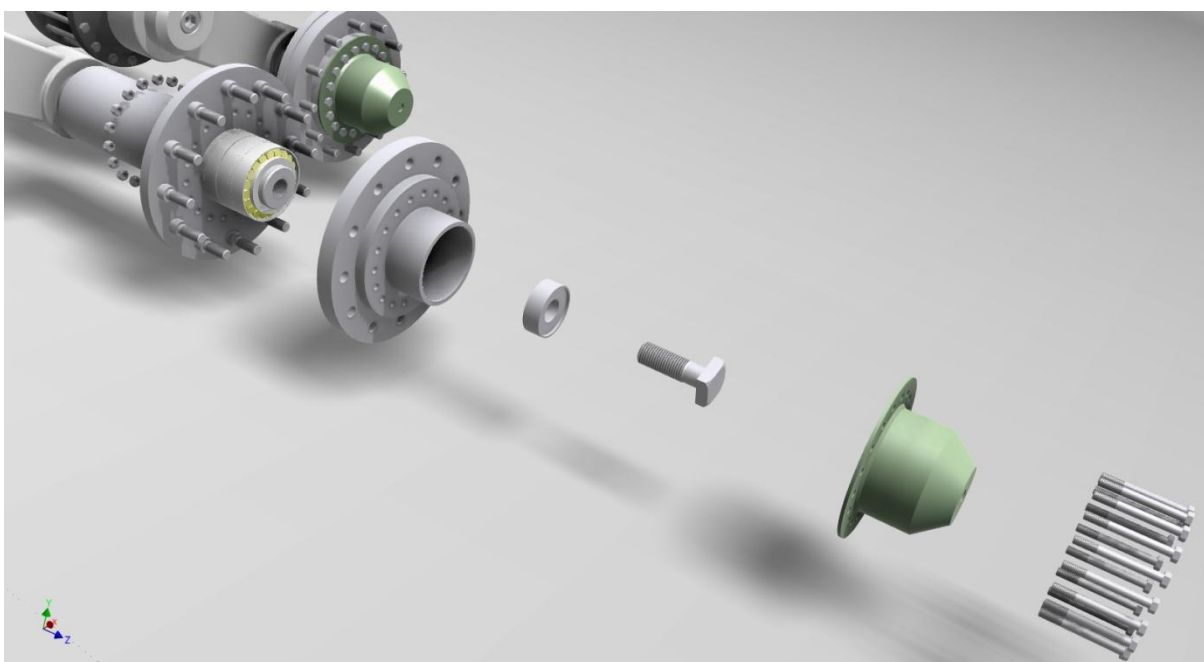


Figura 98: Desmontagem do disco. [Elaborado pelo autor]

Na figura acima também é possível notar como o disco e os rolamentos são mantidos no lugar, através do uso de um parafuso de cabeça quadrada e uma peça retentora.

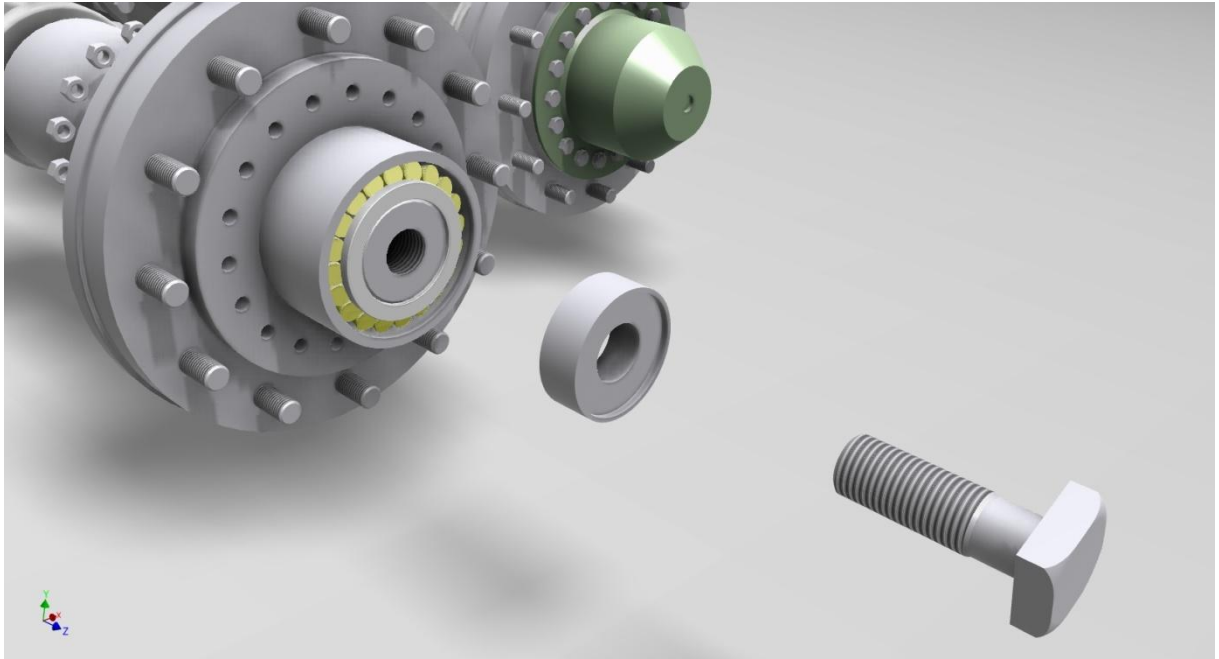


Figura 99: Parafuso e retentor. [Elaborado pelo autor]

Deste modo é necessário que o eixo tenha um furo central com rosca. A figura abaixo mostra como os parafusos que prenderão as rodas são fixados de modo que fiquem apenas com seus corpos expostos.

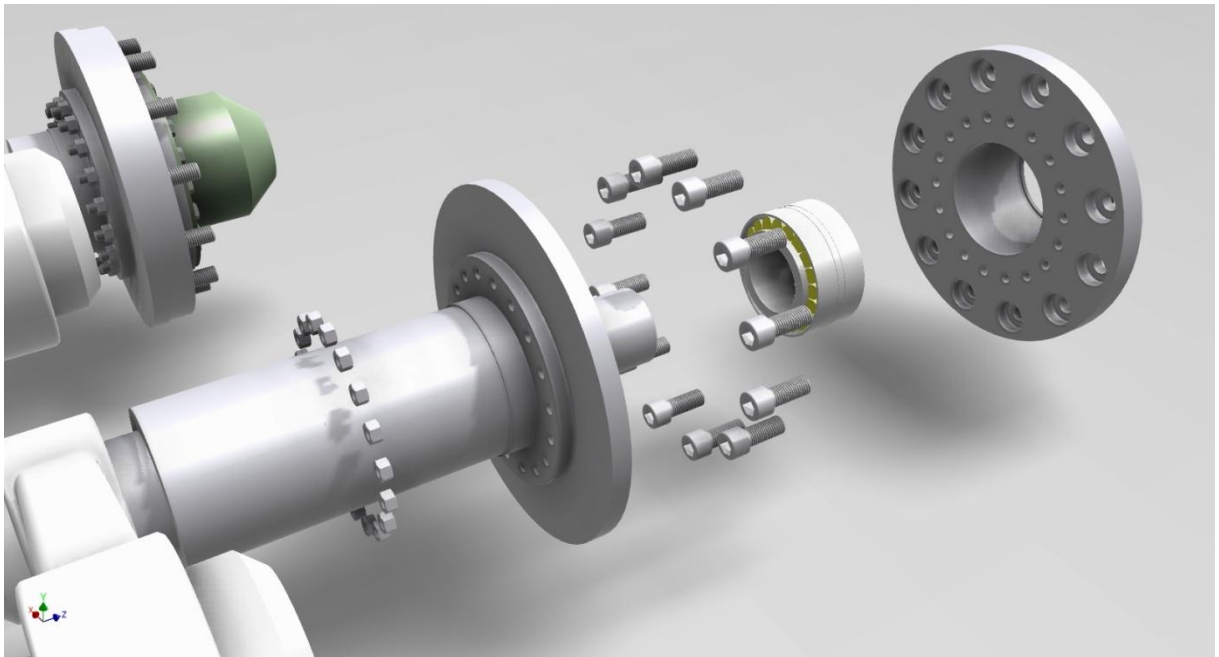


Figura 100: Parafusos das rodas. [Elaborado pelo autor]

Deve-se notar também que as duas peças que compõem o disco predem os dois rolamentos juntos e se mantém fixa sobre o eixo pelo contato destes rolamentos de uma lado pelo retentor frontal e de outro pelo ressalto do eixo.

Os rolamentos são dois de rolos cônicos de duas carreiras em configuração O. Esses rolamentos resistem a grandes cargas radiais e axiais. Os rolamentos usados no projeto básico são os 32216T78 J2 QDBC110 da SKF.

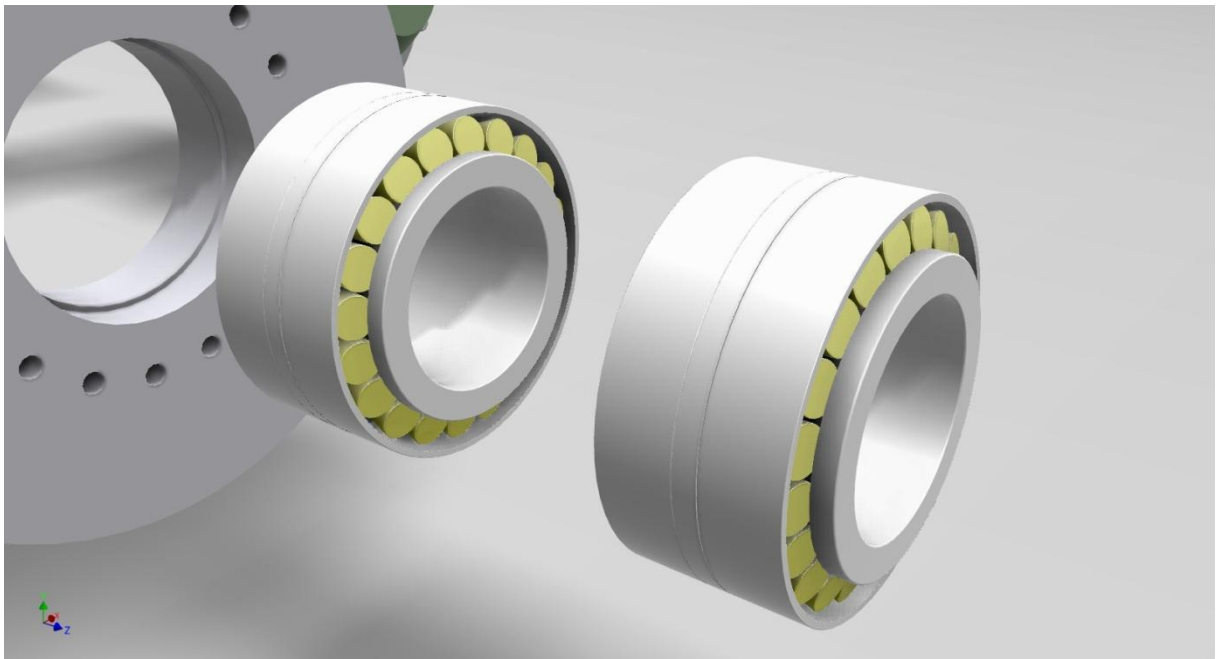


Figura 101: Rolamentos. [Elaborado pelo autor]

Os eixos se prendem aos braços da suspensão por meio de entalhes, que são padronizados.

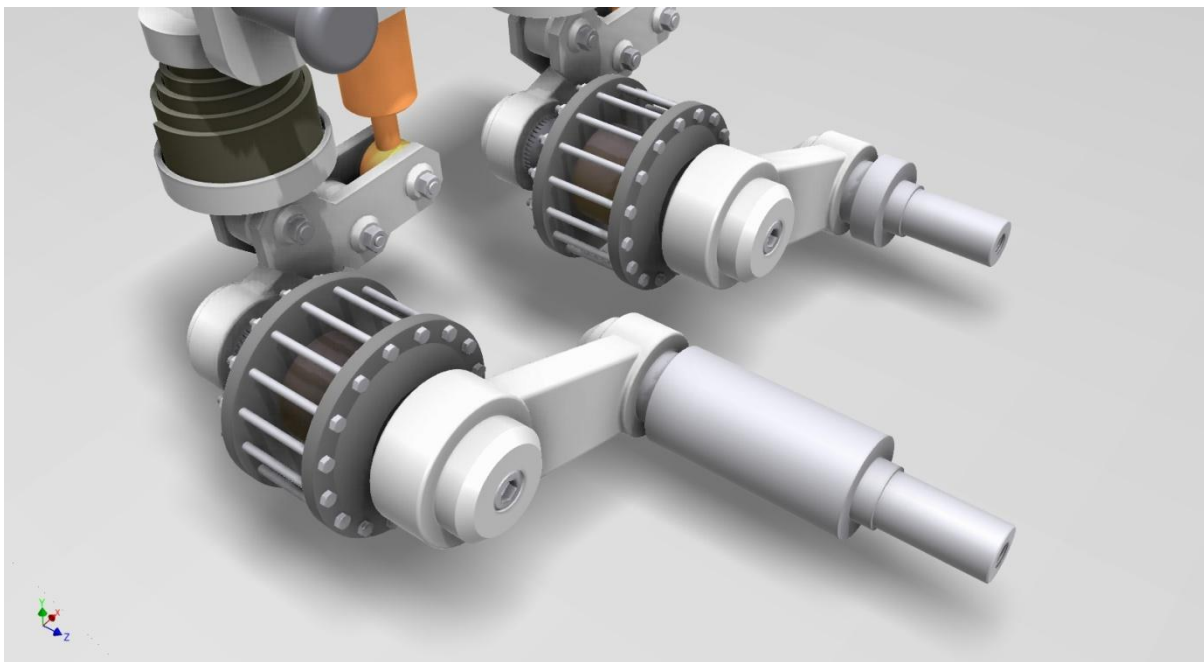


Figura 102: Braços da suspensão e eixos. [Elaborado pelo autor]

Os entalhes impedem que os eixos girem em relação aos braços, mas não impedem o movimento axial do mesmo no sentido de se soltarem dos braços e por isso emprega-se retentores que são parafusados em um furo com rosca do eixo.

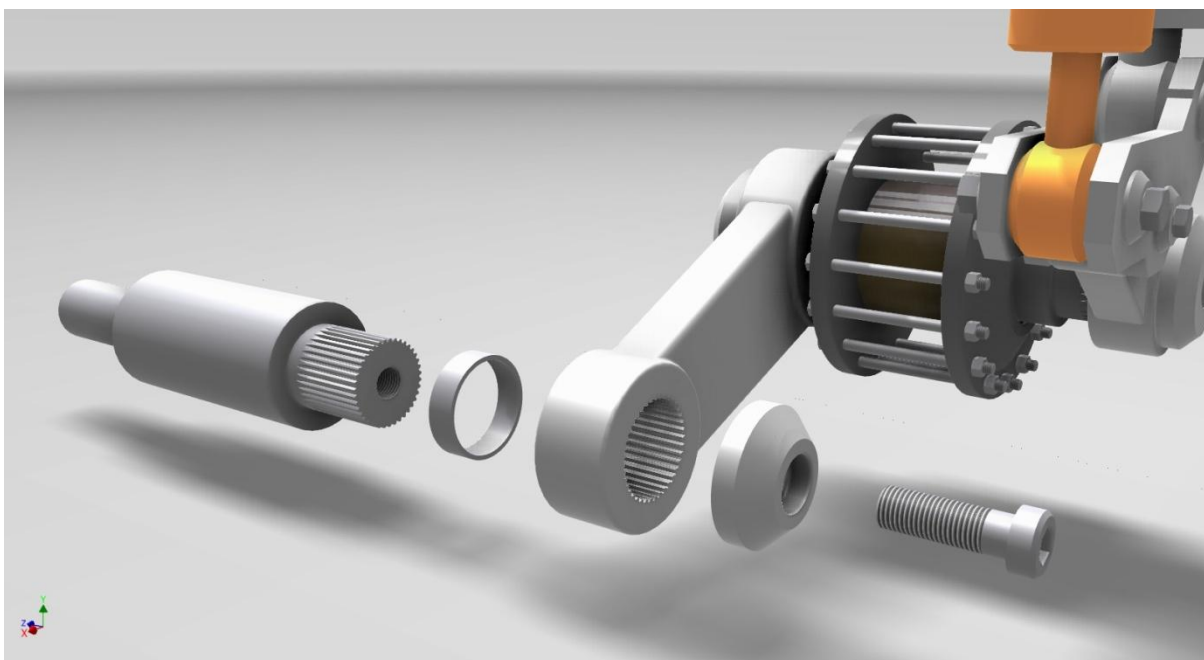


Figura 103: Detalhe dos braços da suspensão e eixos. [Elaborado pelo autor]

A outra extremidade do braço se prede da mesma maneira a outro eixo que vai transmitir o movimento para o mecanismo que aciona a mola e o amortecedor.

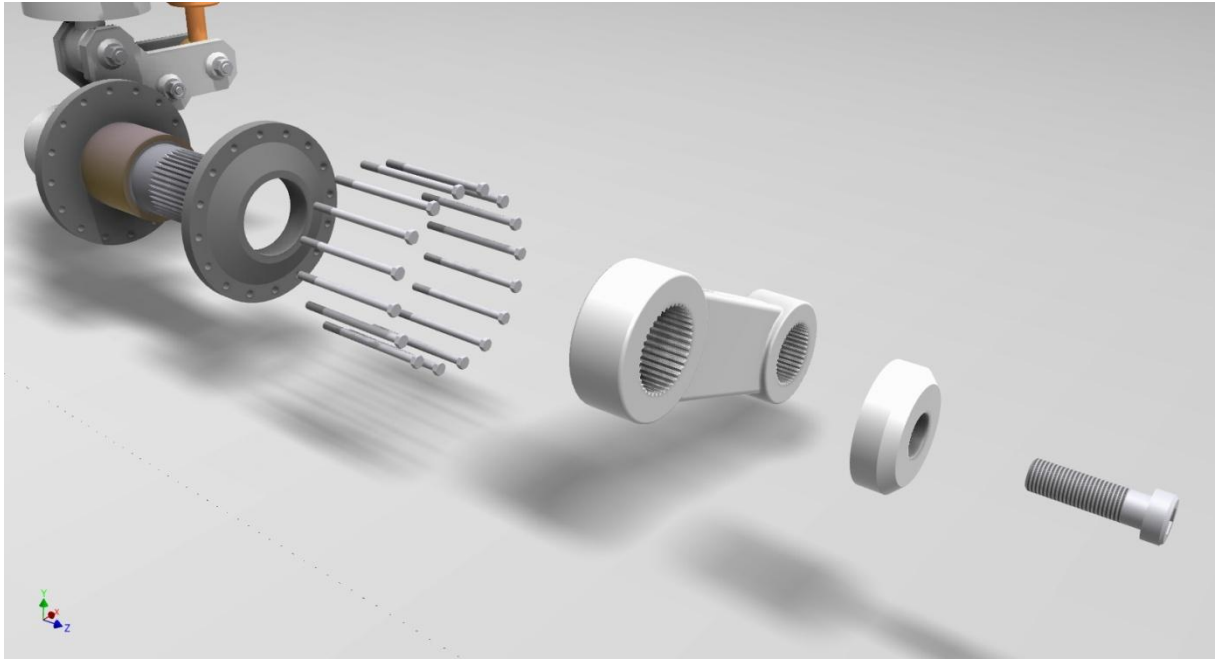


Figura 104: Desmontagem do braço. [Elaborado pelo autor]

Na figura acima também é possível notar sobre o eixo que transmite o movimento para a mola e amortecedor a bucha que reduz o atrito com a estrutura do veículo quando a suspensão está montada. Esse eixo é impedido de deslocar-se axialmente por duas peças também visíveis na figura acima. Essas peças são parafusadas através da estrutura.

Para o lado de dentro a montagem do braço interno da suspensão sobre a outro ponta do eixo, que também é entalhada, é feita de maneira análoga.

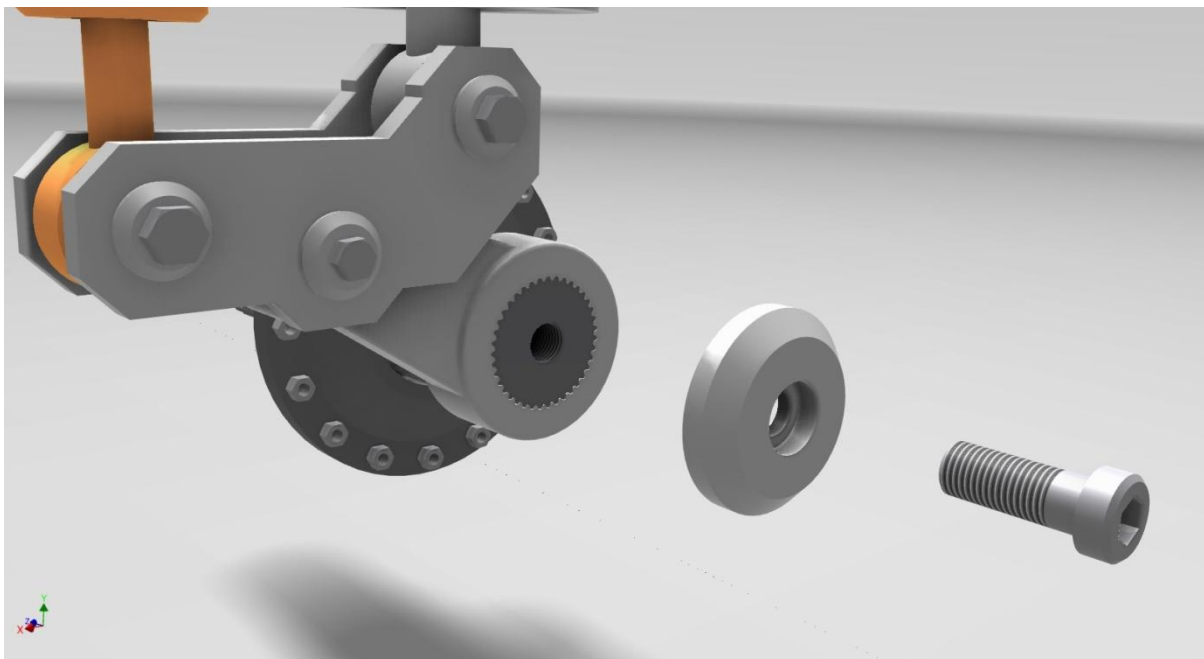


Figura 105: Montagem braço interno da suspensão no eixo. [Elaborado pelo autor]

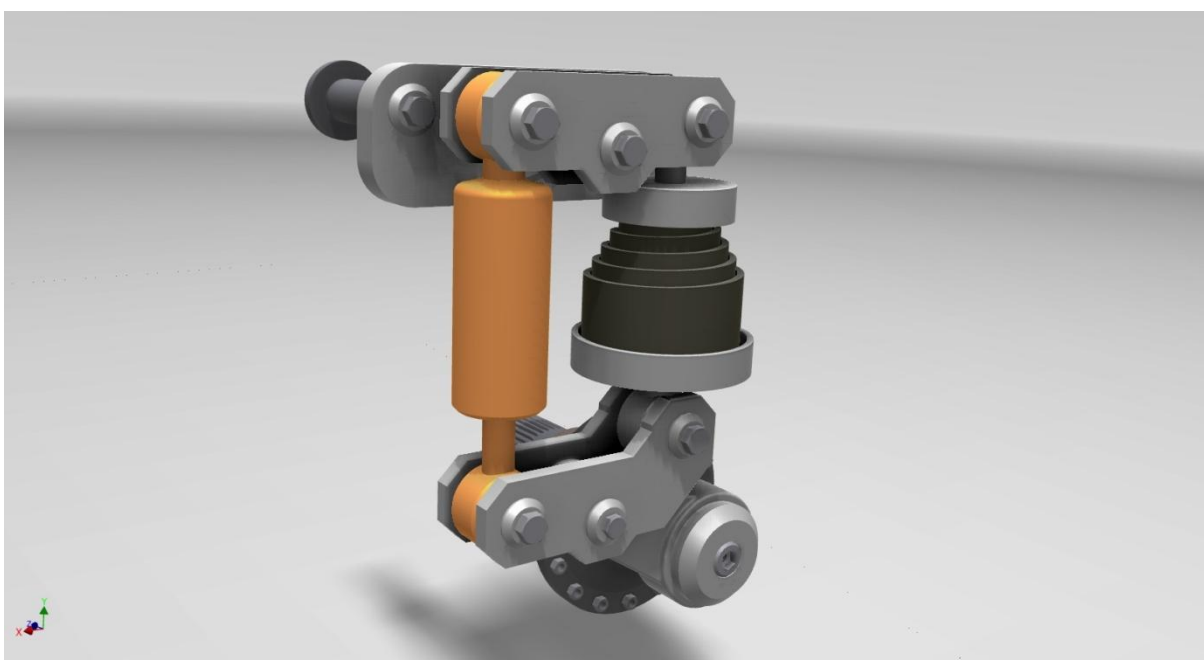


Figura 106: Mecanismo que aciona a mola e o amortecedor. [Elaborado pelo autor]

O funcionamento do mecanismo da suspensão é bastante simples, quando a roda de apoio é movida para cima o braço interno é rotacionado comprimindo a mola e o amortecedor.

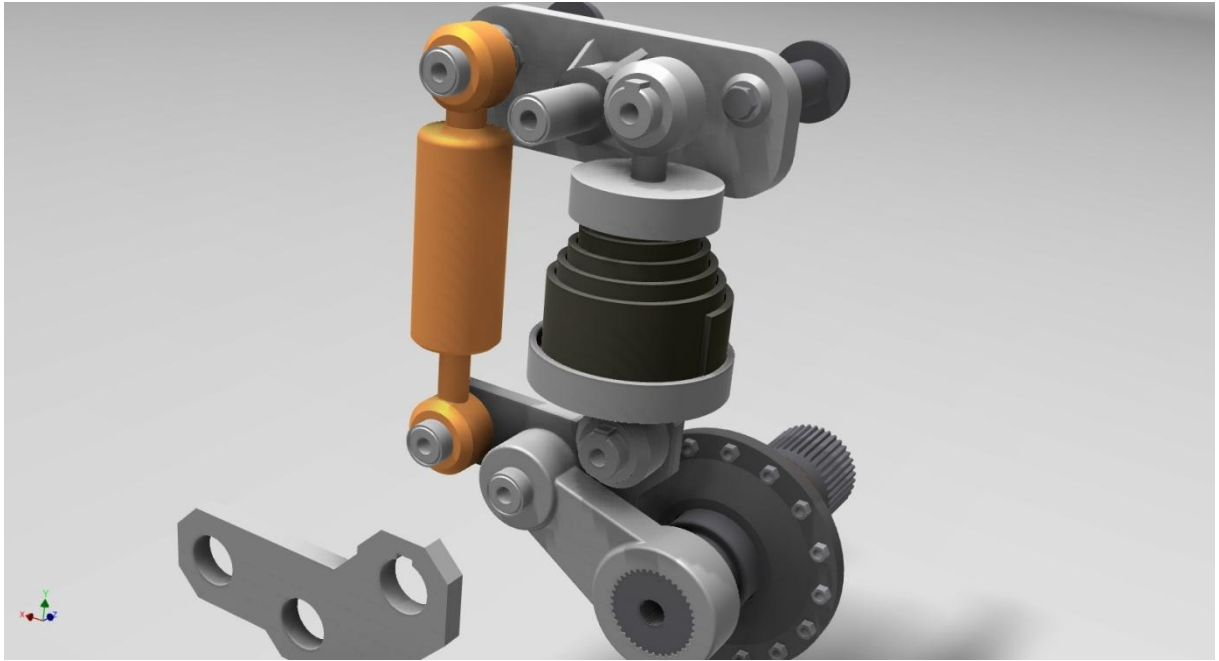


Figura 107: Montagem do mecanismo que aciona a mola e o amortecedor. [Elaborado pelo autor]

Na figura acima é importante notar que as juntas que ligam os apoios da mola são chavetadas e que sob a mola os apoios estão interligados por uma guia, de modo que o mecanismo possa funcionar de maneira adequada.

Todos os pinos que rotacionam possuem buchas em tornos de pinos. Para que esses pinos não desmontem axialmente há parafusos e retentores.

A outra extremidade do mecanismo se prende a estrutura do veículo por meio de dois pinos mostrados na figura abaixo. Esses pinos tem furos com rosca alinhados com seu eixo para que não desmontem.



Figura 108: Montagem da outra extremidade do mecanismo. [Elaborado pelo autor]

A disposição das rodas de apoio e da suspensão pode ser vista no modelo completo da figura abaixo.

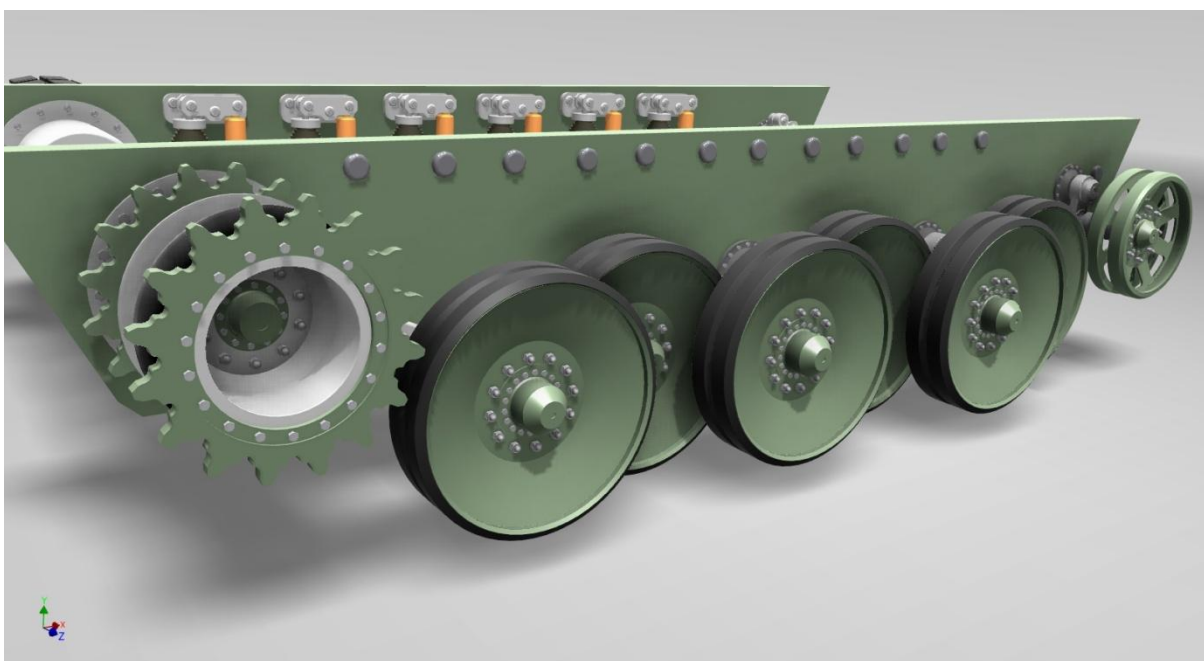


Figura 109: Disposição das rodas de apoio. [Elaborado pelo autor]

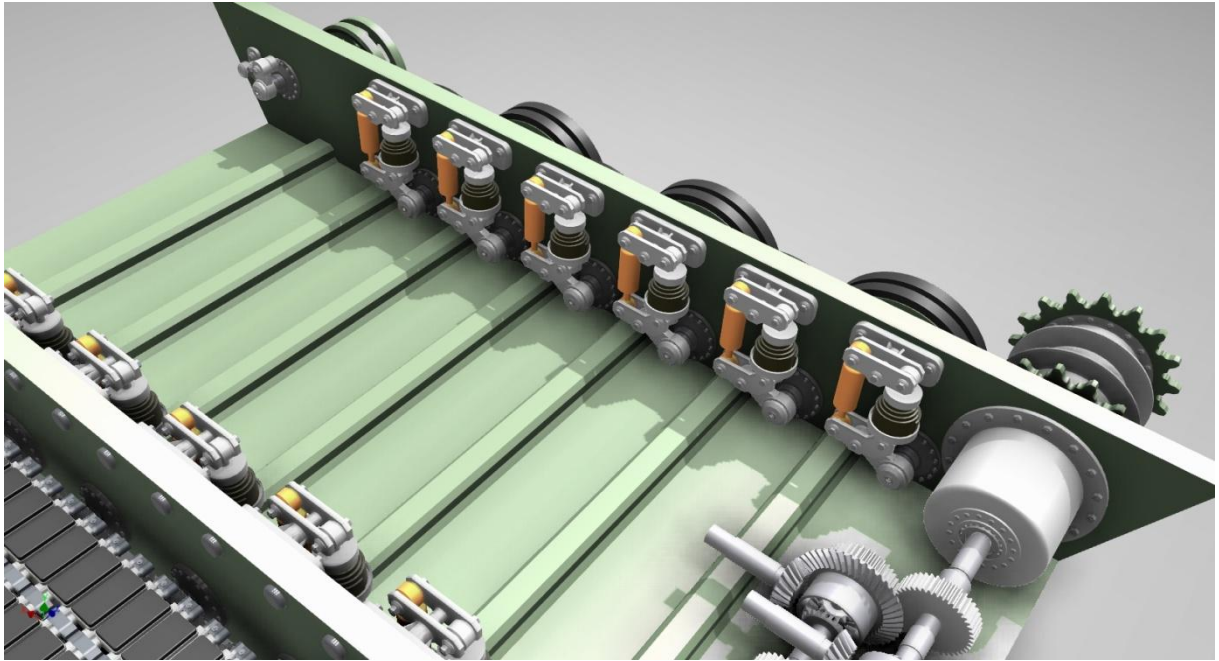


Figura 110: Disposição das suspensões. [Elaborado pelo autor]

5.1.2 Tensionador

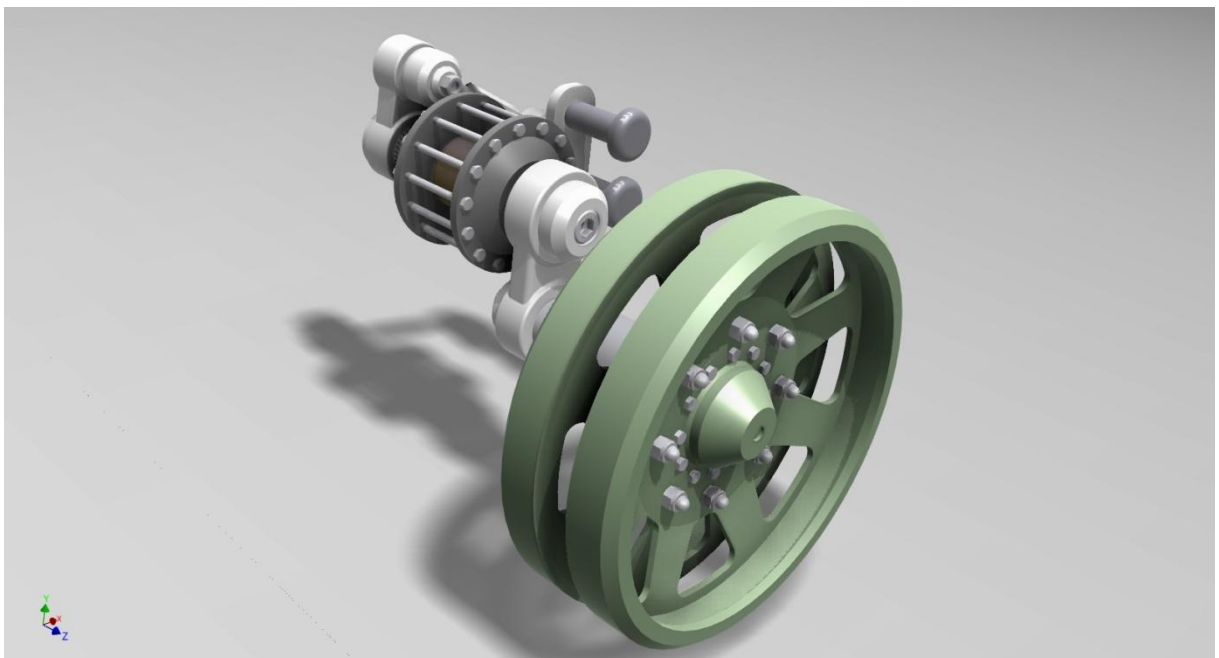


Figura 111: Desenho do tensionador. [Elaborado pelo autor]

A roda tensionadora é montada de forma muito semelhante à roda de apoio. Ou seja, sobre um disco que permite fácil desmontagem da roda. Com o movimento sendo transmitido para o mecanismo interno por meio de braços e eixos entalhados. A diferença é que ao invés de acionar uma mola e amortecedor o mecanismo permite ajustar a tensão da lagarta.

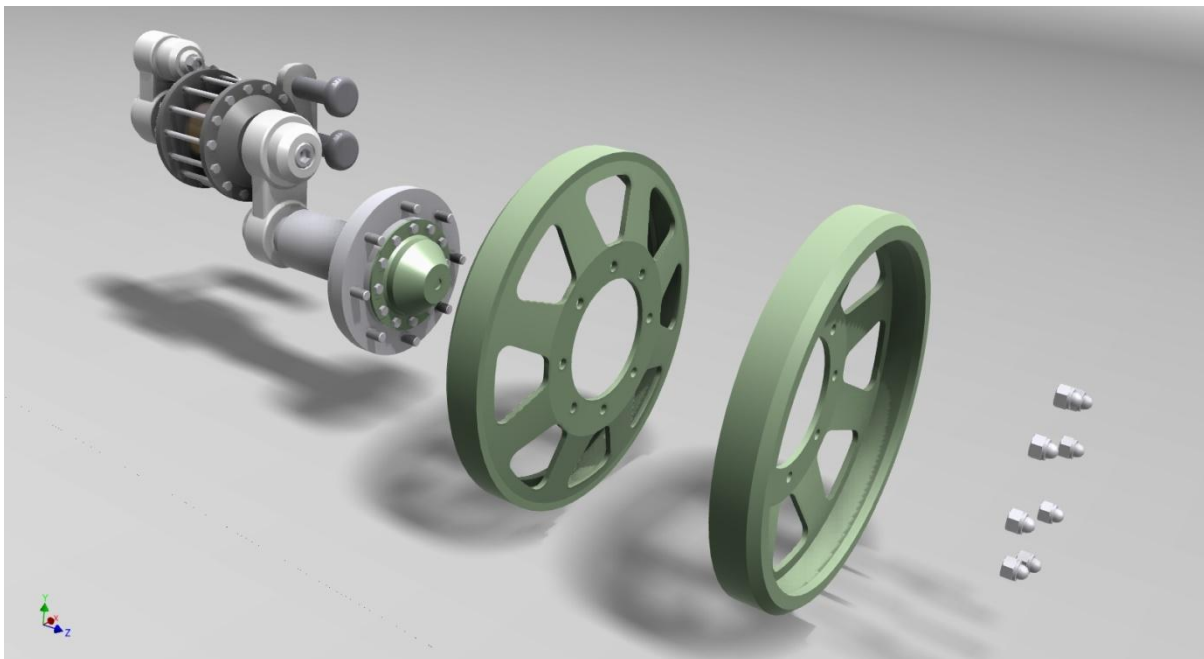


Figura 112: Desmontagem da roda tensionadora. [Elaborado pelo autor]

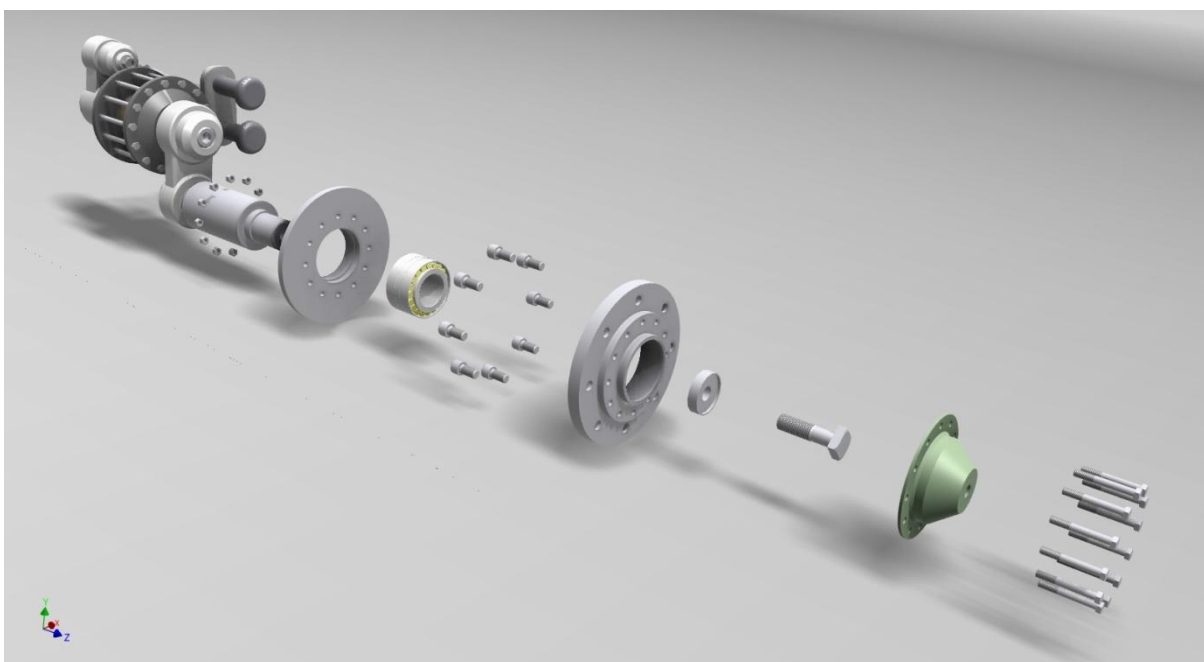


Figura 113: Desmontagem do disco da roda tensionadora. [Elaborado pelo autor]

Uma diferença é que devido a menor carga em relação a roda de apoio, há apenas um rolamento de rolos cônicos de duas carreiras. E assim como no caso da roda de apoio, as duas peças que compõem o disco predem o rolamento e por ele o disco é impedido de deslizar axialmente pelo retentor com o parafuso e do outro lado pelo ressalto do eixo.

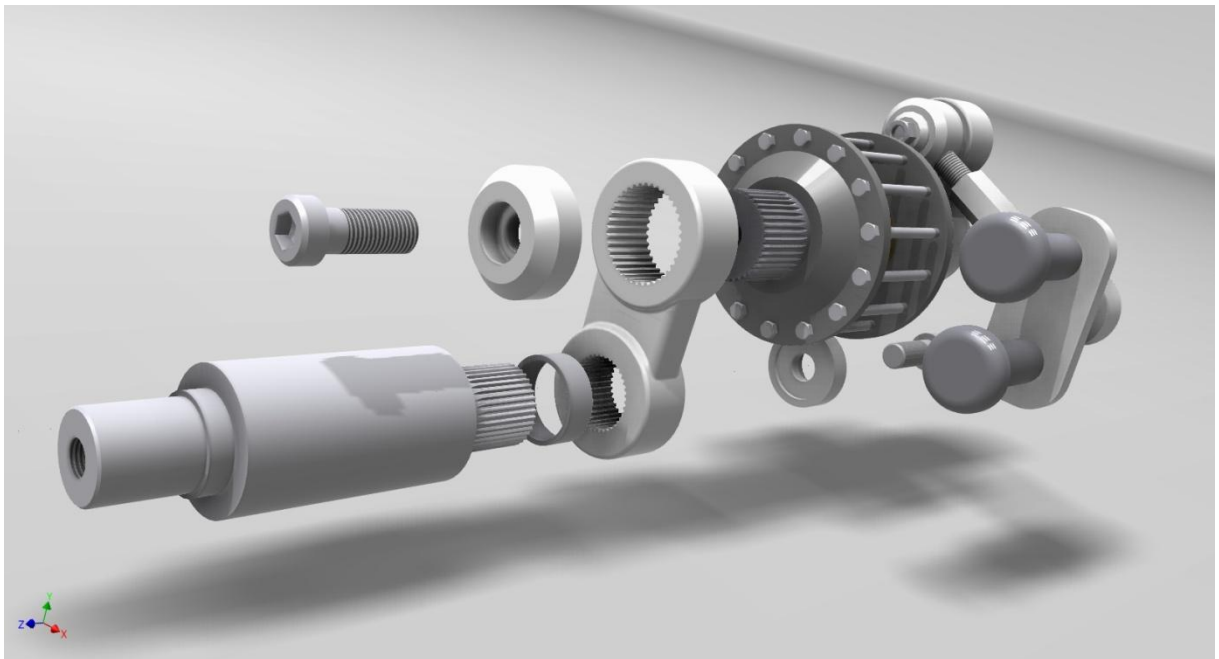


Figura 114: Desmontagem do eixo e do braço externo do tensionador. [Elaborado pelo autor]

Como pode ser notado da figura acima a montagem do eixo e do braço é análoga a que foi feita para o caso das rodas de apoio.

Também análogo ao caso anterior há uma bucha sobre o eixo que transmite movimento para o mecanismo interno. Com o deslocamento axial sendo impedido por duas peças parafusadas semelhantes as da roda de apoio.

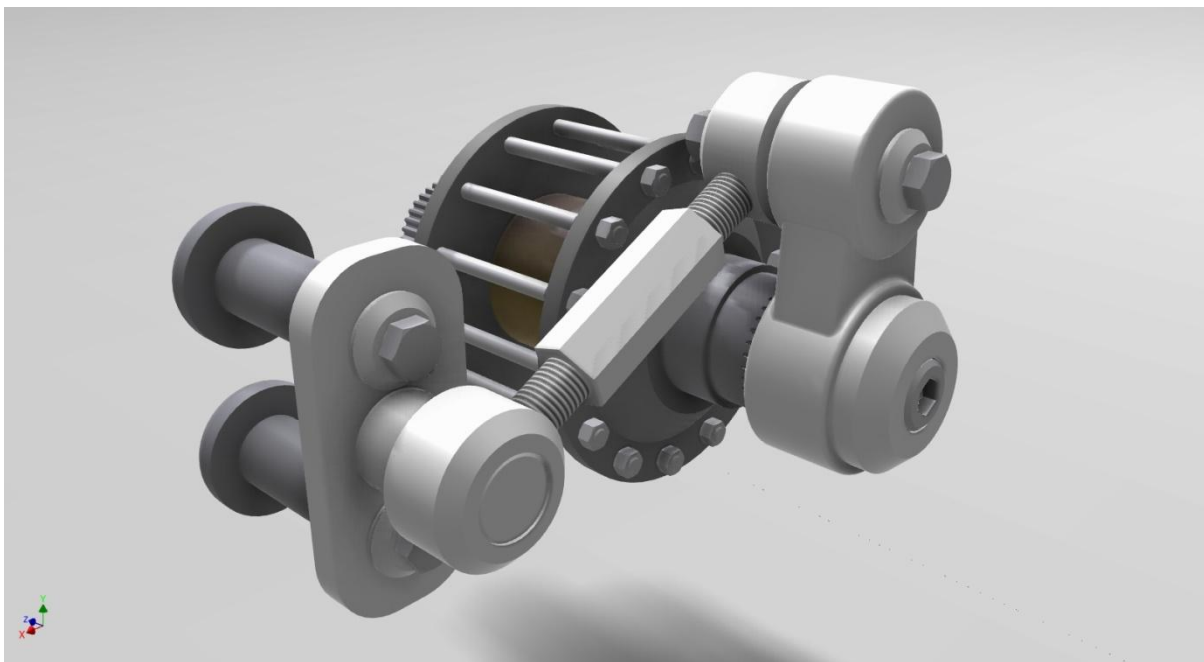


Figura 115: Mecanismo interno do tensionador. [Elaborado pelo autor]

O mecanismo permite ajusta a tensão da lagarta por meio de dois fusos interligados por uma peça sextavada e rosqueada.

A outra extremidade do mecanismo é presa à estrutura através de dois pinos como os da suspensão mostrados na seção anterior.

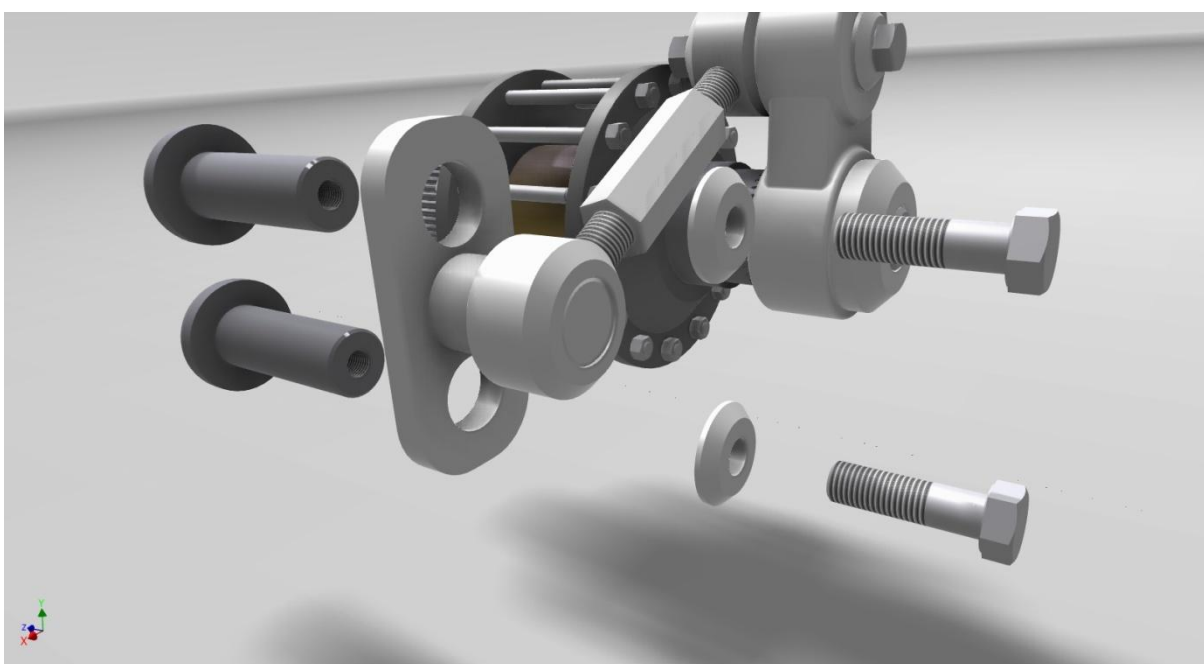


Figura 116: Montagem do mecanismo na estrutura. [Elaborado pelo autor]

O tensionador montado na estrutura completa pode ser visto na figura abaixo.

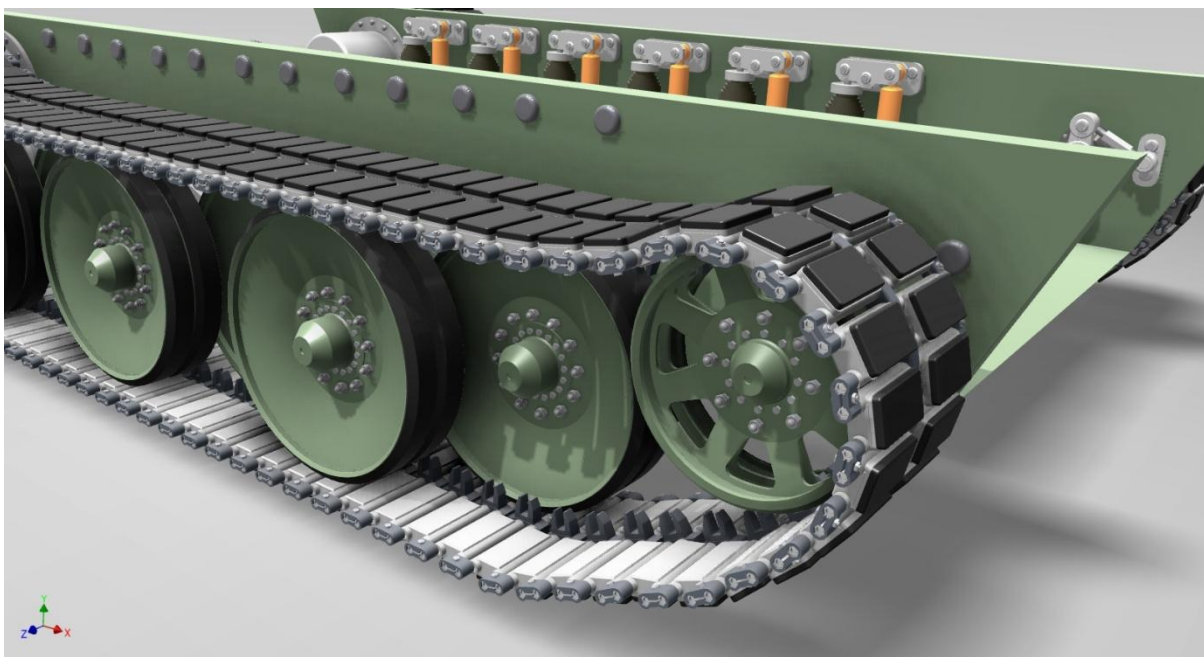


Figura 117: Tensionador montado no veículo. [Elaborado pelo autor]

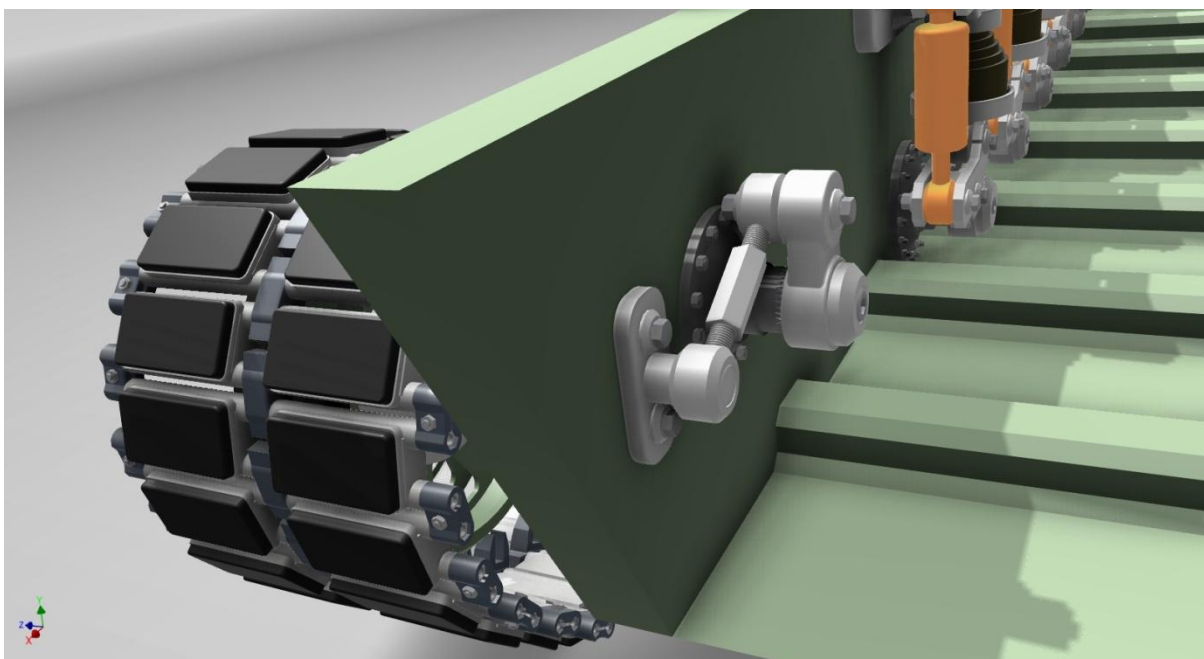


Figura 118: Mecanismo do tensionador montado no veículo. [Elaborado pelo autor]

5.1.3 Roda dentada e redução final

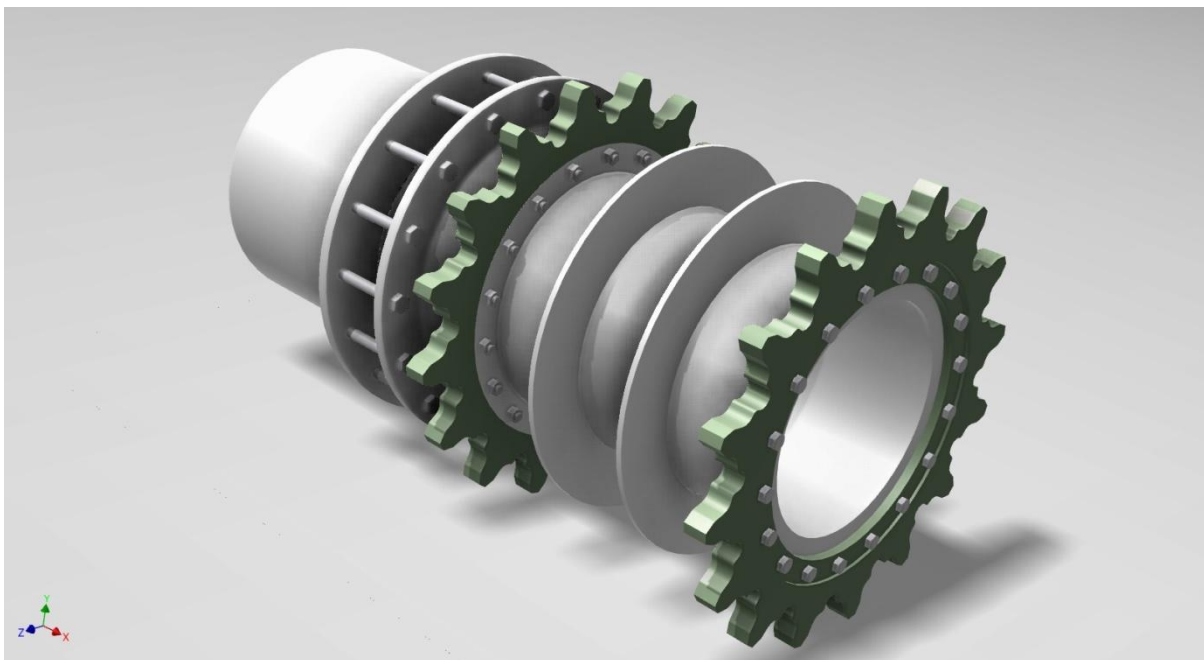


Figura 119: Desenho da roda dentada com a redução final. [Elaborado pelo autor]

A roda dentada é montada como as outras rodas mostradas anteriormente, ou seja, ela pode ser facilmente desmontada do disco retirando as porcas fixadoras. A maior diferença está no fato de que desta vez não há rolamentos sob o disco, pois o mesmo não pode girar em relação ao eixo.

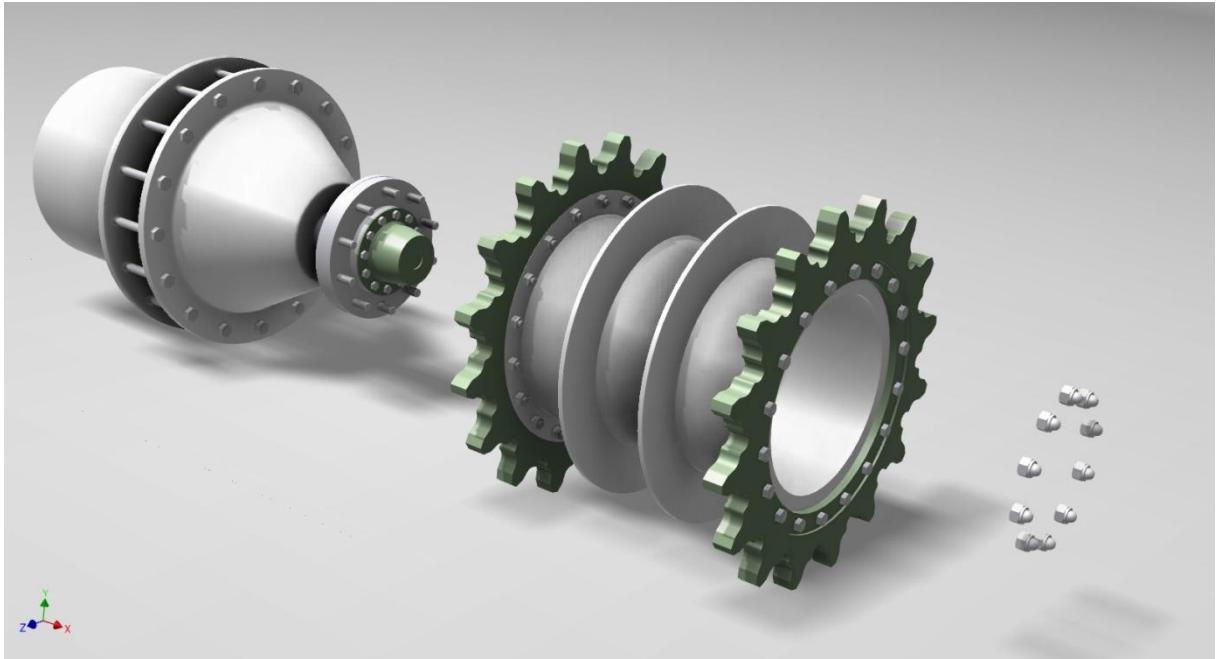


Figura 120: A roda dentada removida do disco. [Elaborado pelo autor]

Ao mesmo tempo a própria roda dentada é montada como mostra a figura abaixo. Como ocorreu com as rodas anteriores ela é composta por duas rodas idênticas opostamente unidas.

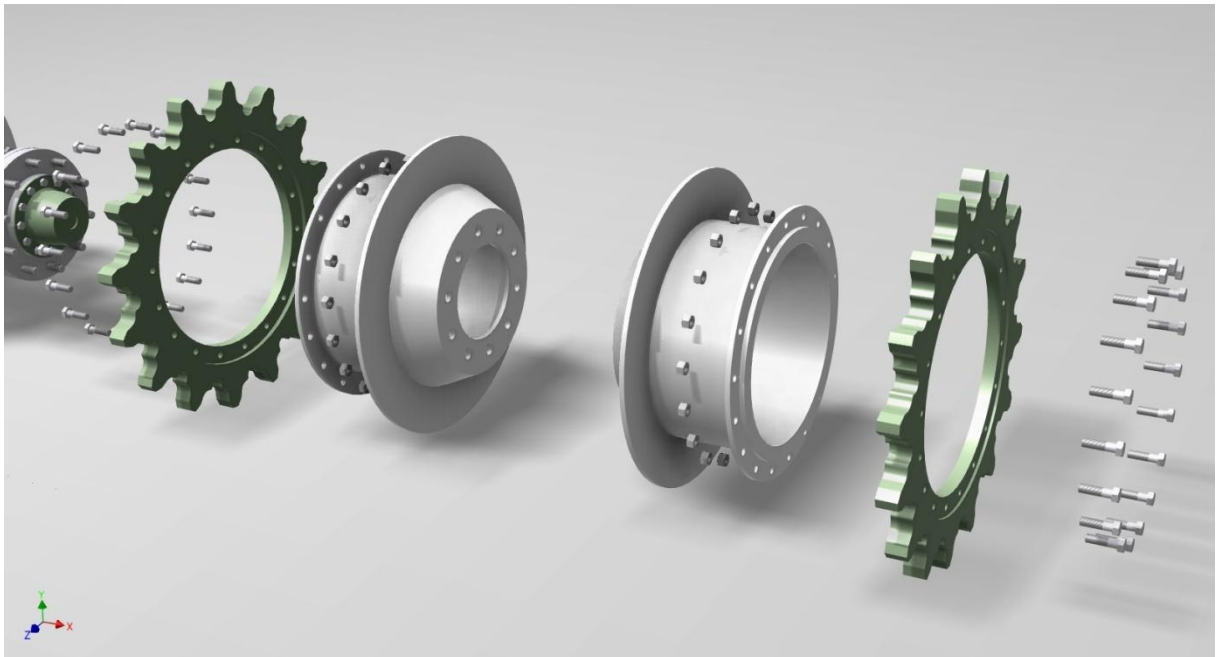


Figura 121: A roda dentada desmontada. [Elaborado pelo autor]

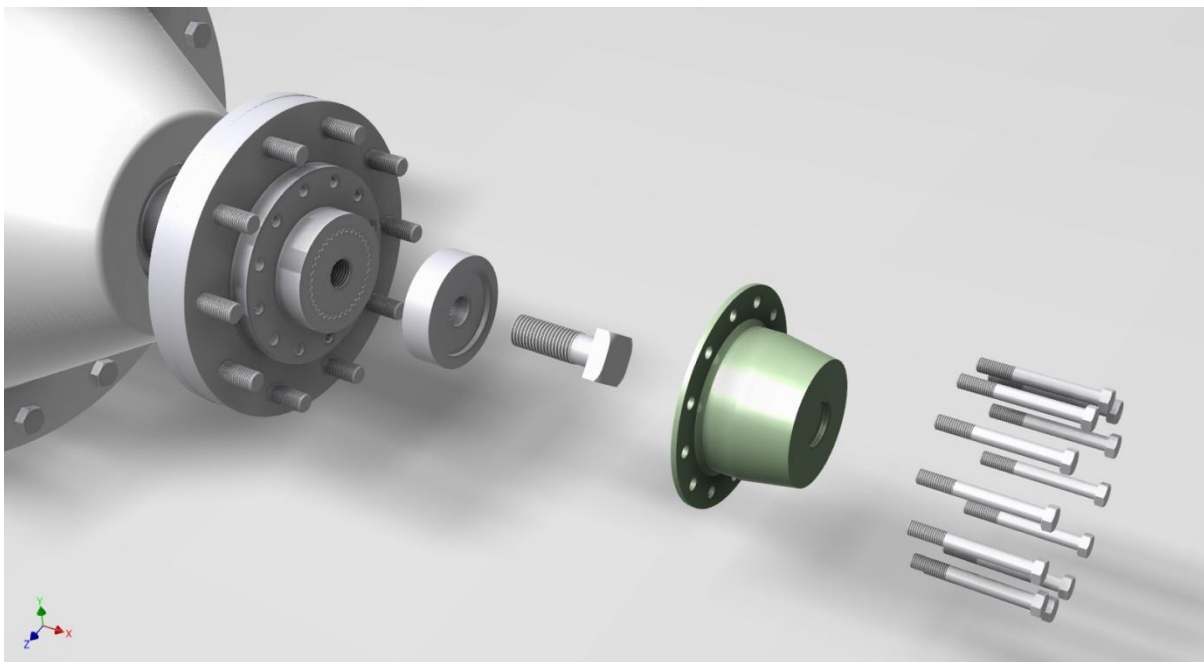


Figura 122: Início da desmontagem do disco. [Elaborado pelo autor]

Pela figura acima é perceptível que o mesmo esquema de montagem com o parafuso fixado a um furo com rosca no eixo mais o retentor foi seguido para fixar o disco.

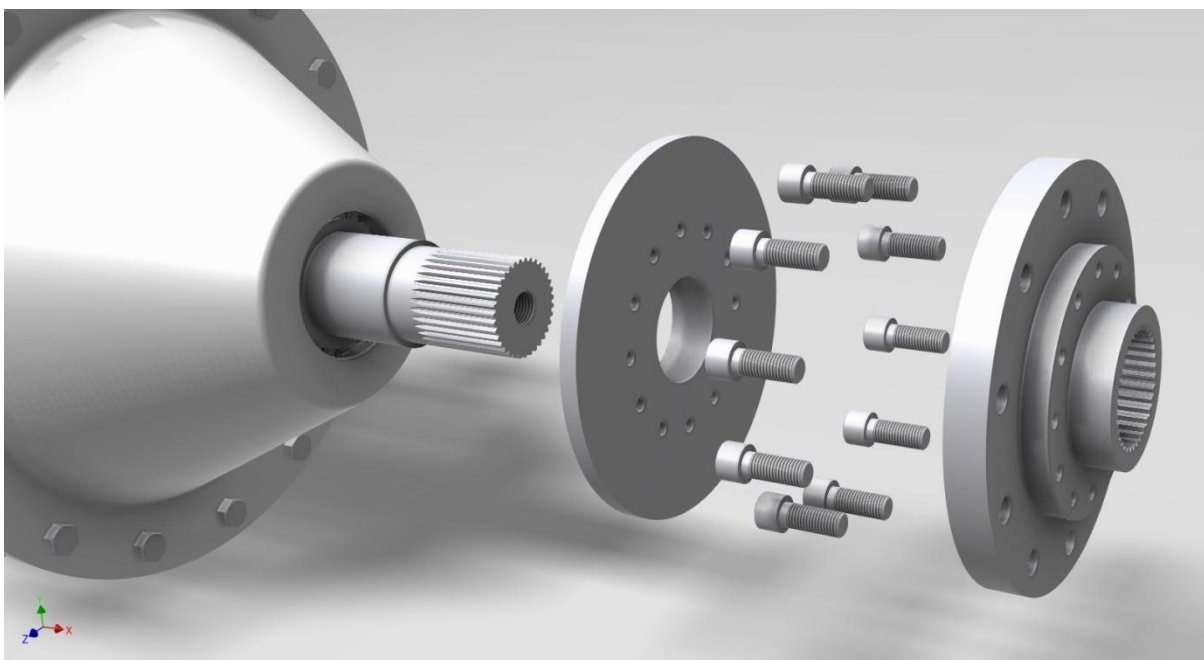


Figura 123: Desmontagem do disco. [Elaborado pelo autor]

Não há rolamentos, mas um entalhe que liga o eixo ao disco para que movimento possa ser transmitido. Os rolamentos estão na parte interna do mecanismo.

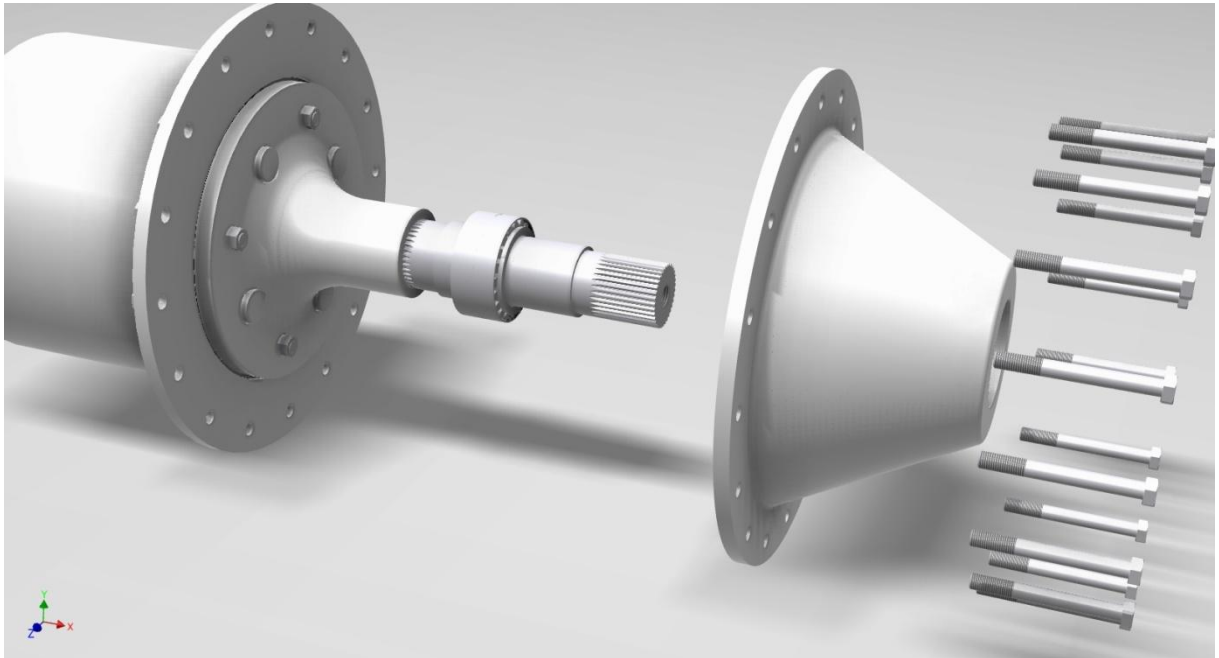


Figura 124: Desmontagem da carcaça do redutor. [Elaborado pelo autor]

É importante perceber que os parafusos não possuem rosca em todo o seu corpo. Isto permite que esses para parafusos trabalhem sob cisalhamento nesta área .

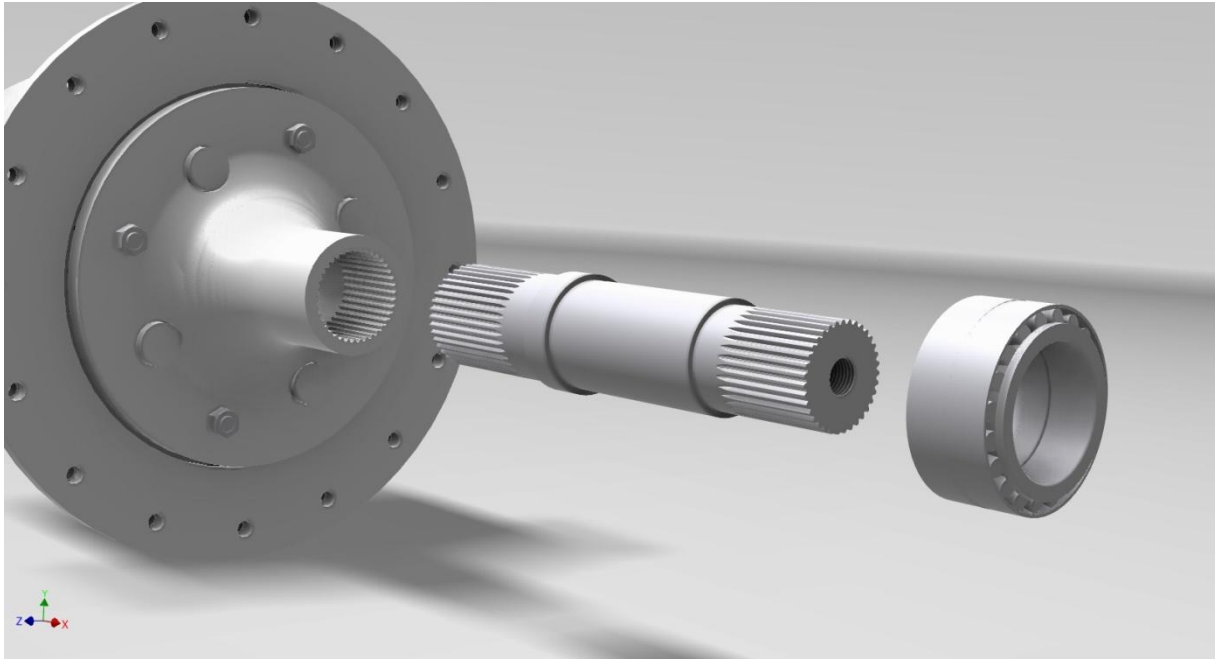


Figura 125: Eixo e rolamento. [Elaborado pelo autor]

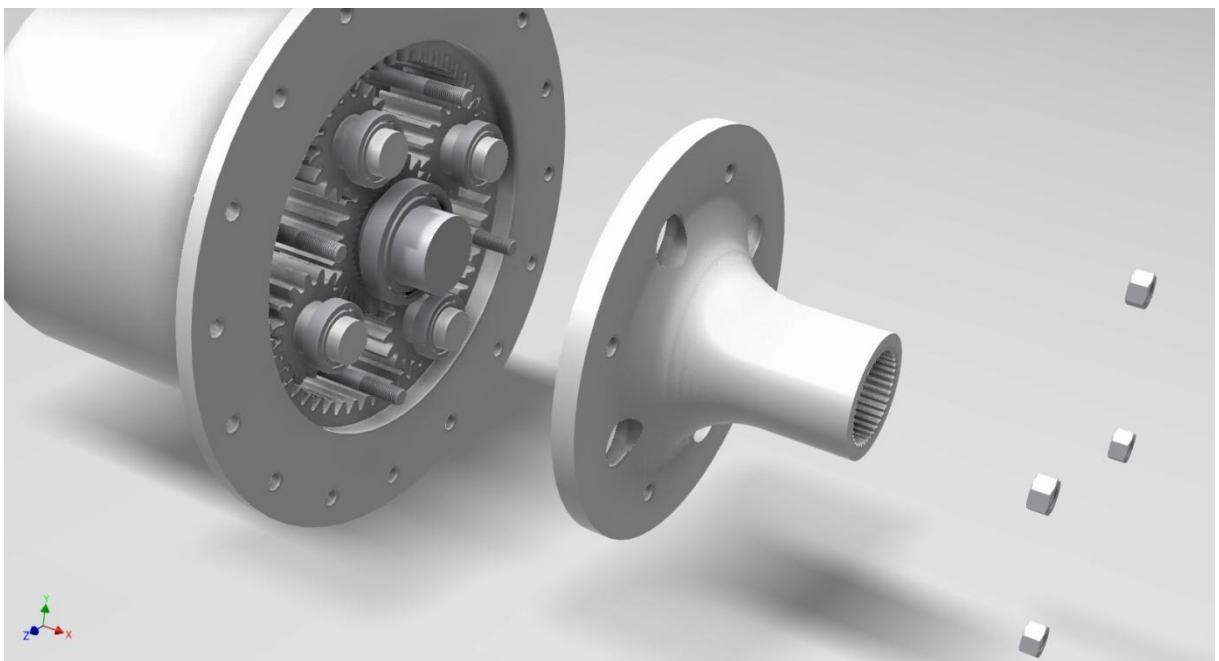


Figura 126: Redutor formado por engrenagens epicicloidais. [Elaborado pelo autor]

O redutor é formado por um trem de engrenagens planetárias sendo a saída, que se liga a roda dentada, o carregador dos planetas. A entrada do motor ocorre na engrenagem sol. A engrenagem anel é mantida fixa na carcaça do redutor.

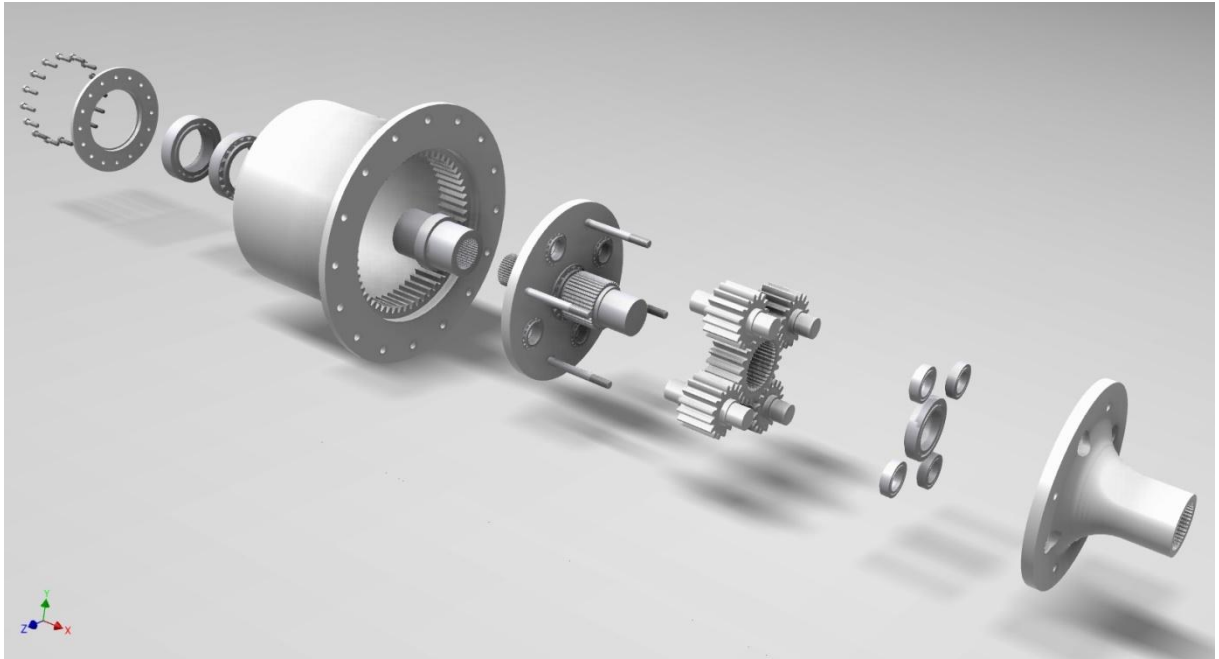


Figura 127: Desmontagem do redutor. [Elaborado pelo autor]

A figura abaixo mostra a roda dentada e o redutor montados na plataforma.

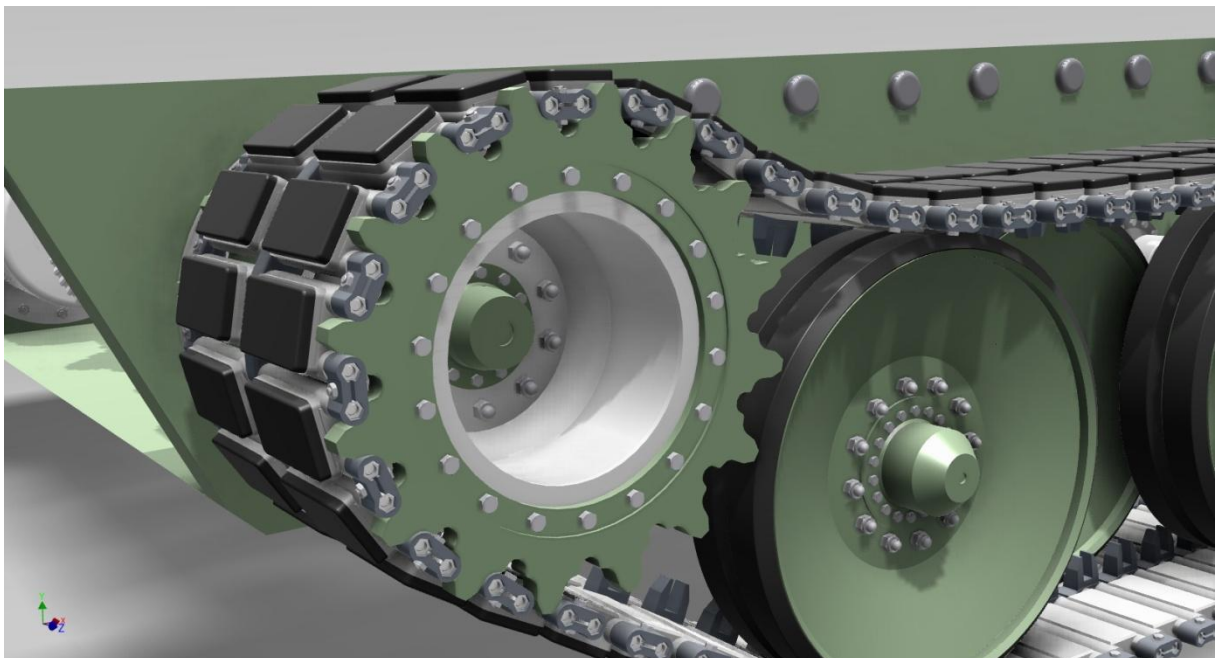


Figura 128: Roda dentada montada. [Elaborado pelo autor]

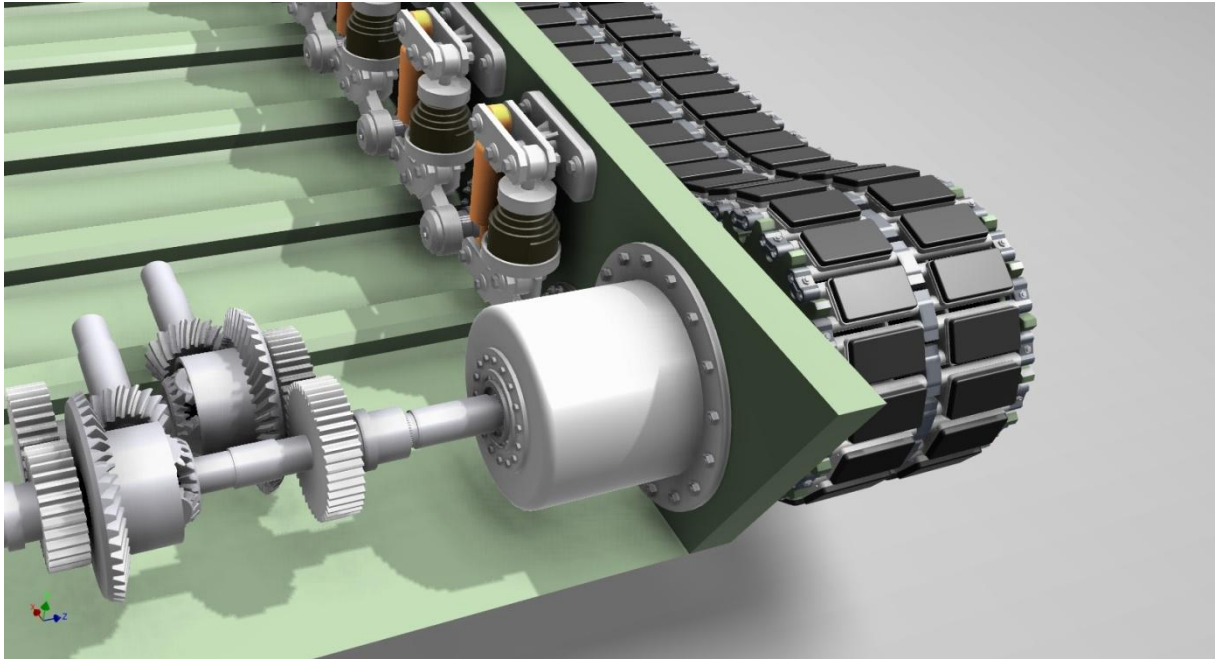


Figura 129: Redutor final montado. [Elaborado pelo autor]

5.1.4 Lagarta

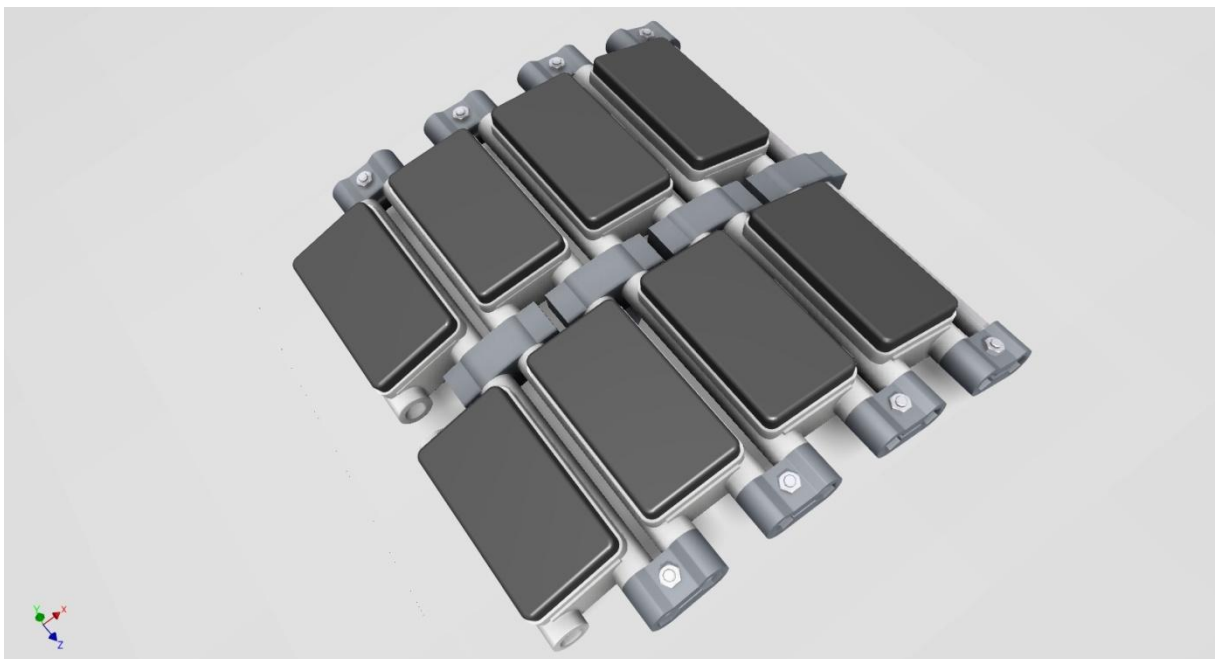


Figura 130: Desenho da lagarta. [Elaborado pelo autor]

A lagarta da plataforma é do tipo composta, ela tem diversas partes que montadas formam um elo.

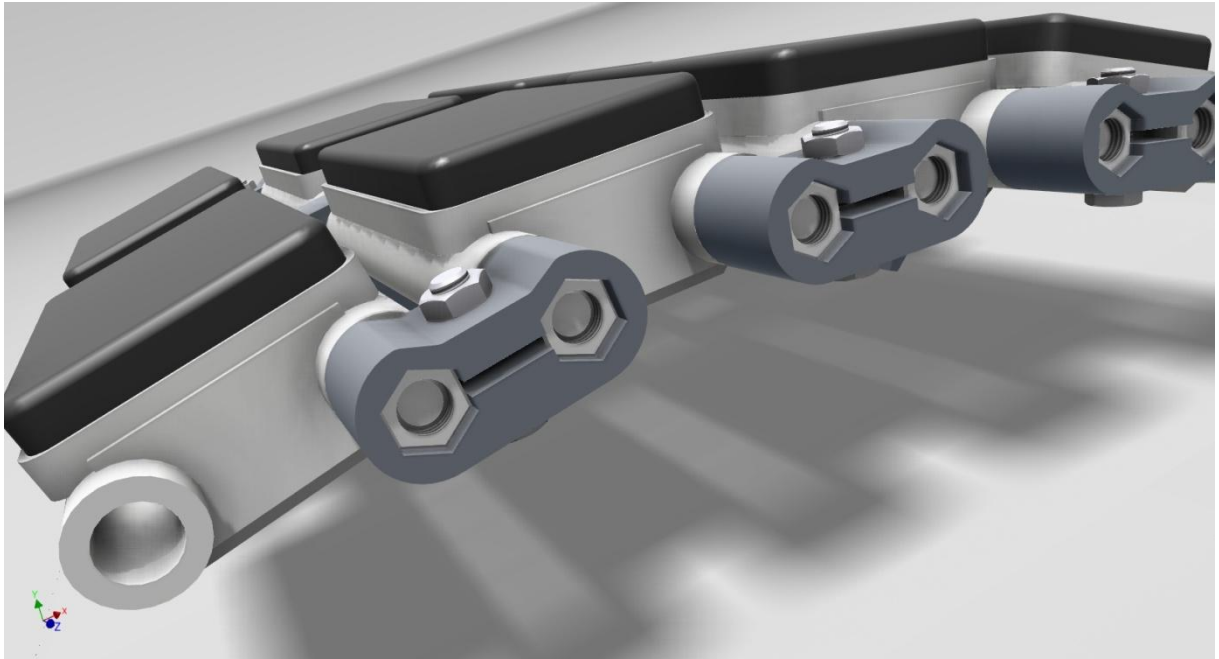


Figura 131: Detalhe da junção entre elos. [Elaborado pelo autor]

A junção entre os elos é feita por meio de peças especiais, em destaque na figura acima. O parafuso comprime a peça e a mantém fixa sobre as porcas sextavadas dos fusos. Como essas porcas estão ligadas aos pares por meio dessa peça elas não conseguem girar e não se soltam.

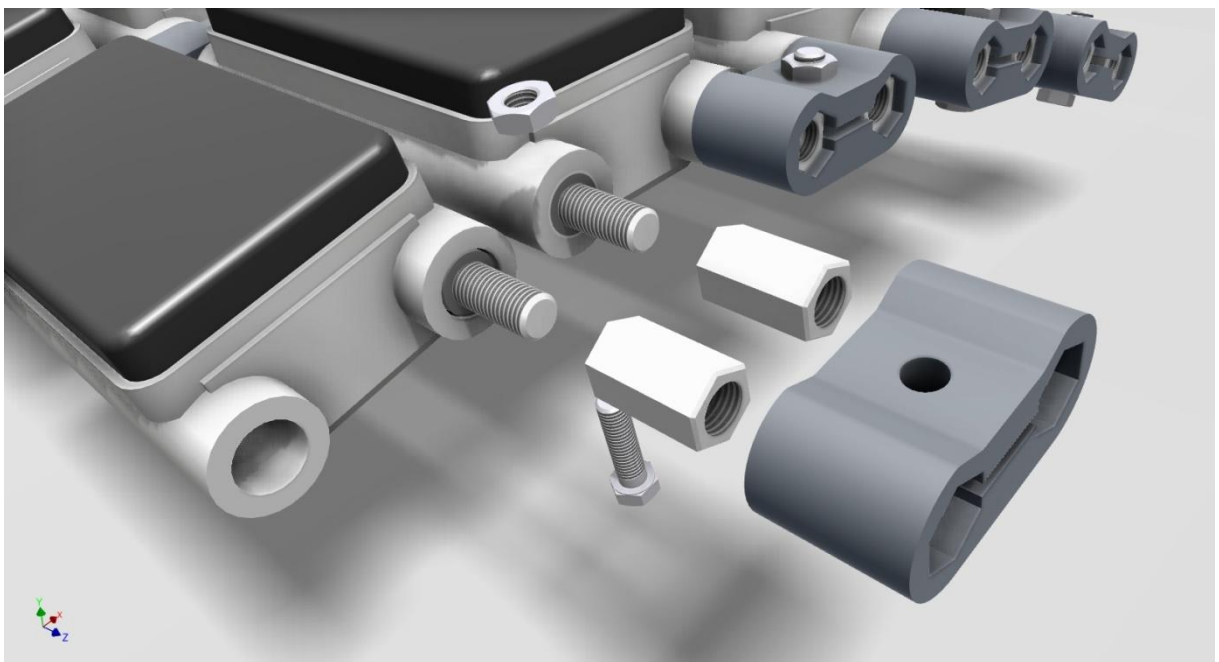


Figura 132: Desmontagem da junção. [Elaborado pelo autor]

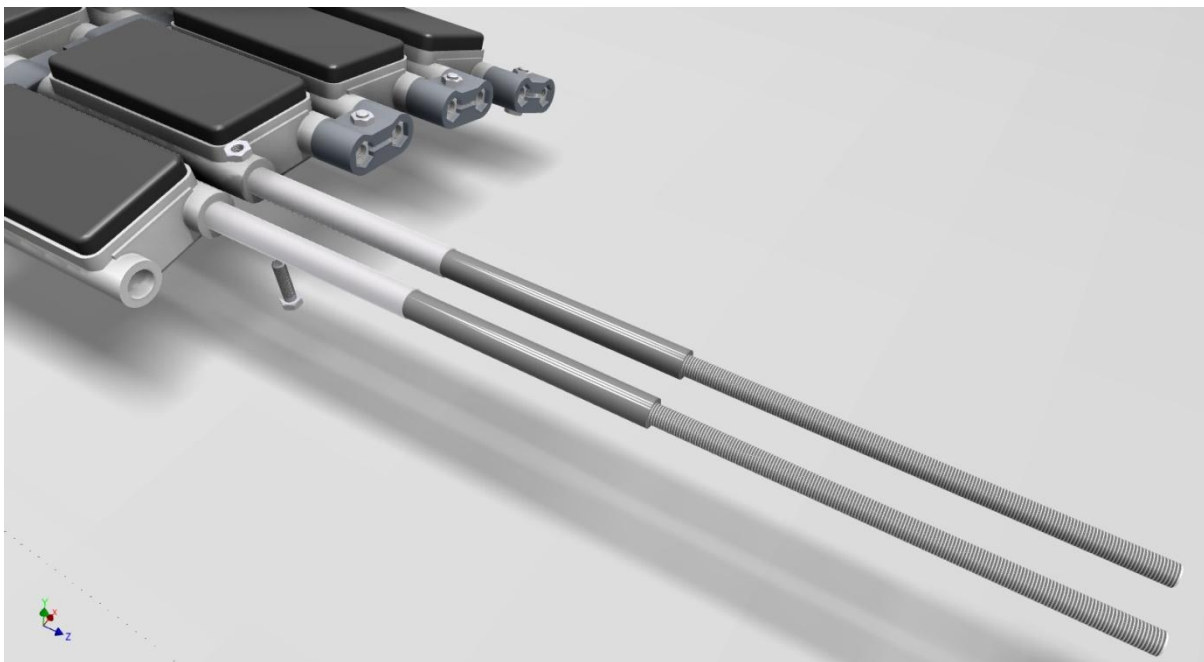


Figura 133: Fuso e buchas. [Elaborado pelo autor]

Para que o atrito seja reduzido há buchas nas dobradiças da lagarta. E para que possam trabalhar em cisalhamento os fusos possuem rosca apenas nas pontas.

Há também uma peça central que, além de compor o elo também, possui uma protuberância que serve para manter a lagarta segura às rodas de apoio e tensionadora.

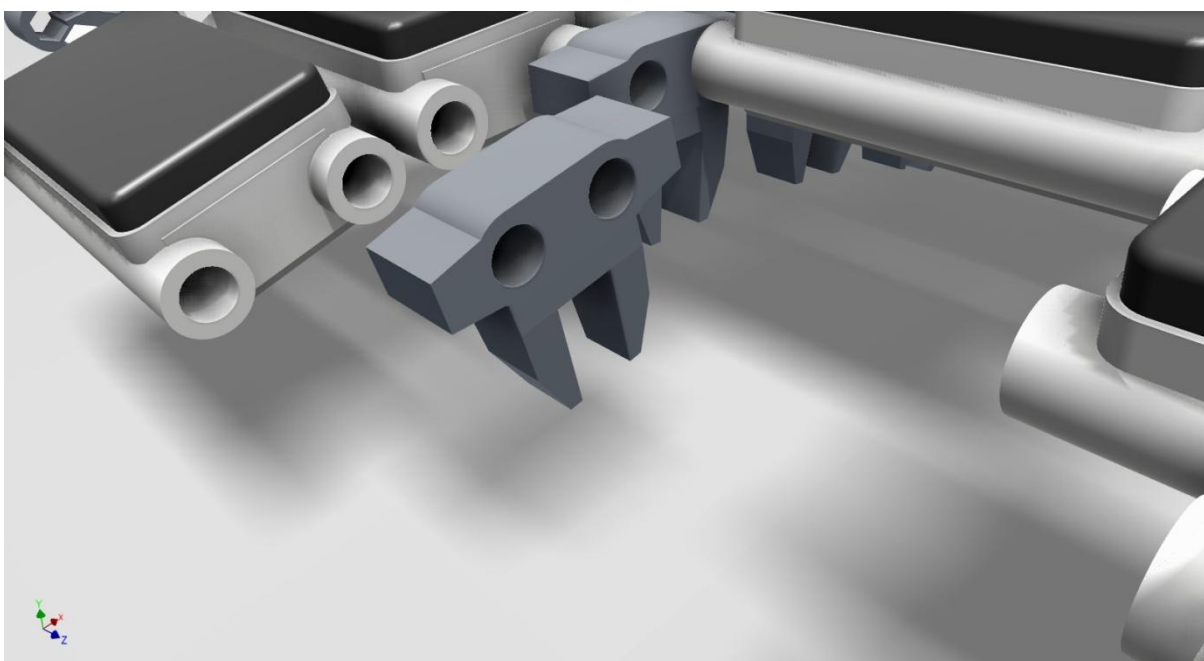


Figura 134: Peça central. [Elaborado pelo autor]

A figura abaixo ilustra a lagarta montada sobre a plataforma.

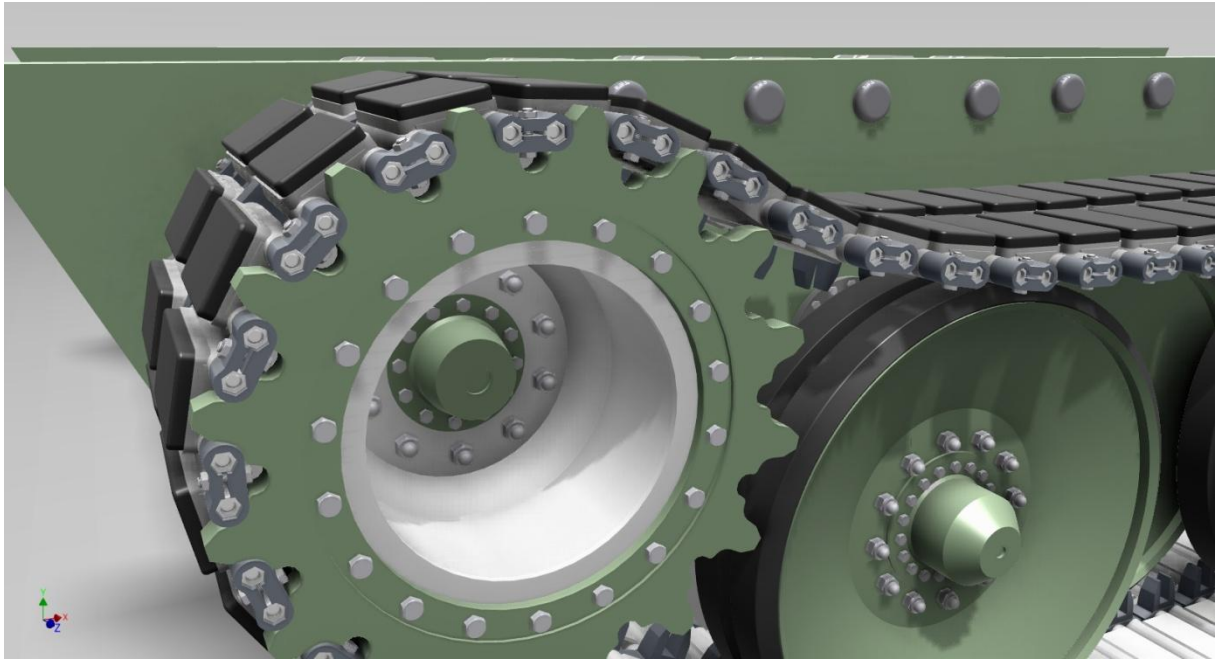


Figura 135: Lagarta sobre roda dentada. [Elaborado pelo autor]

A roda dentada move a lagarta exatamente pelas peças laterais que formam os elos e fazem a junção das peças da dobradiça.

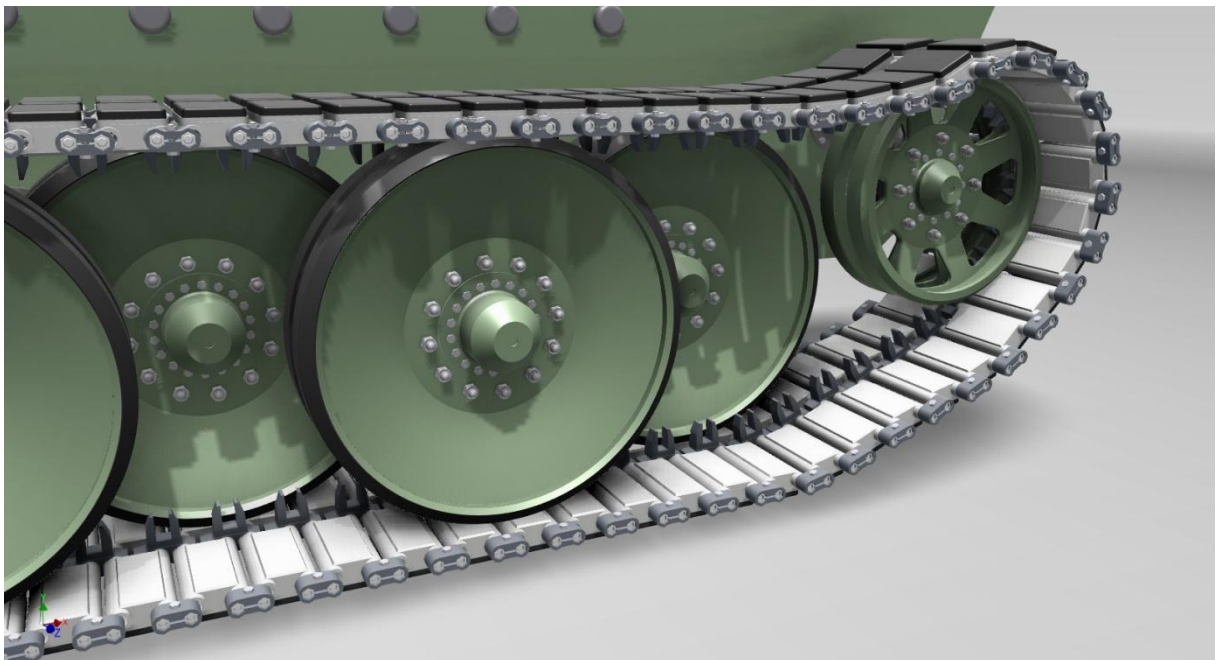


Figura 136: Lagarta sobre o tensionador e as rodas de apoio. [Elaborado pelo autor]

Na figura acima a função da peça central é bastante clara em evitar que a lagarta se solte das rodas.

5.1.5 Estrutura e esboço do mecanismo de realização de curvas

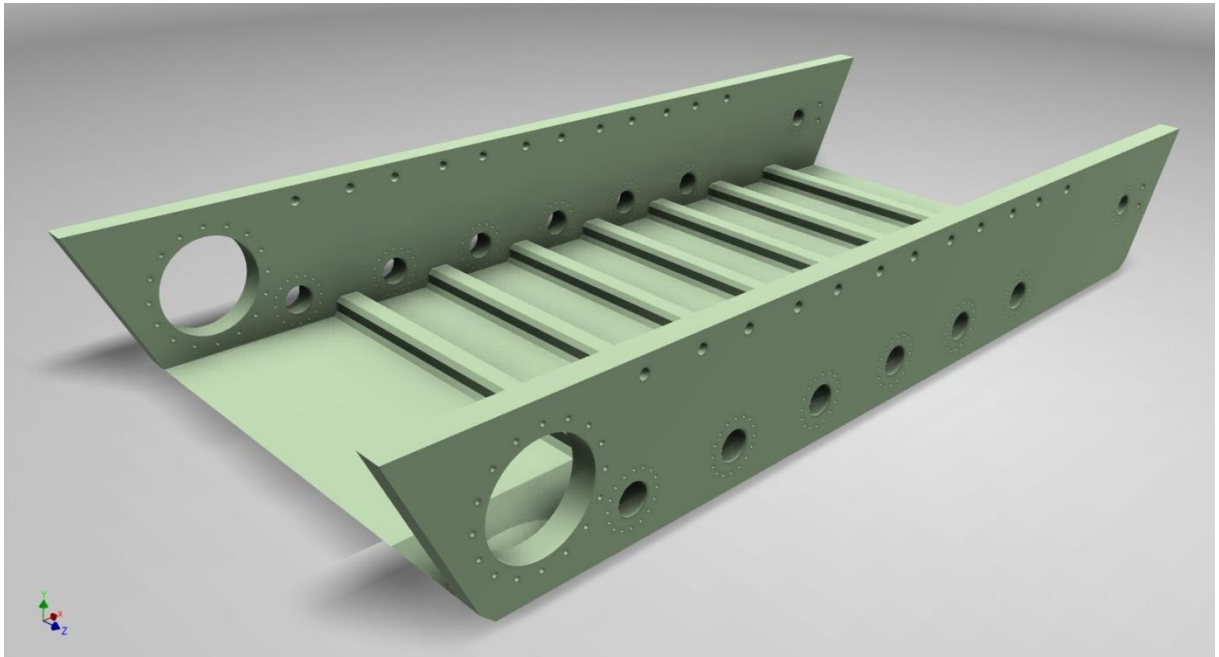


Figura 137: Estrutura básica do modelo. [Elaborado pelo autor]

A estrutura é idealizada como sendo composta por placas de aço soldadas e perfuradas para acomodar os diferentes componentes.

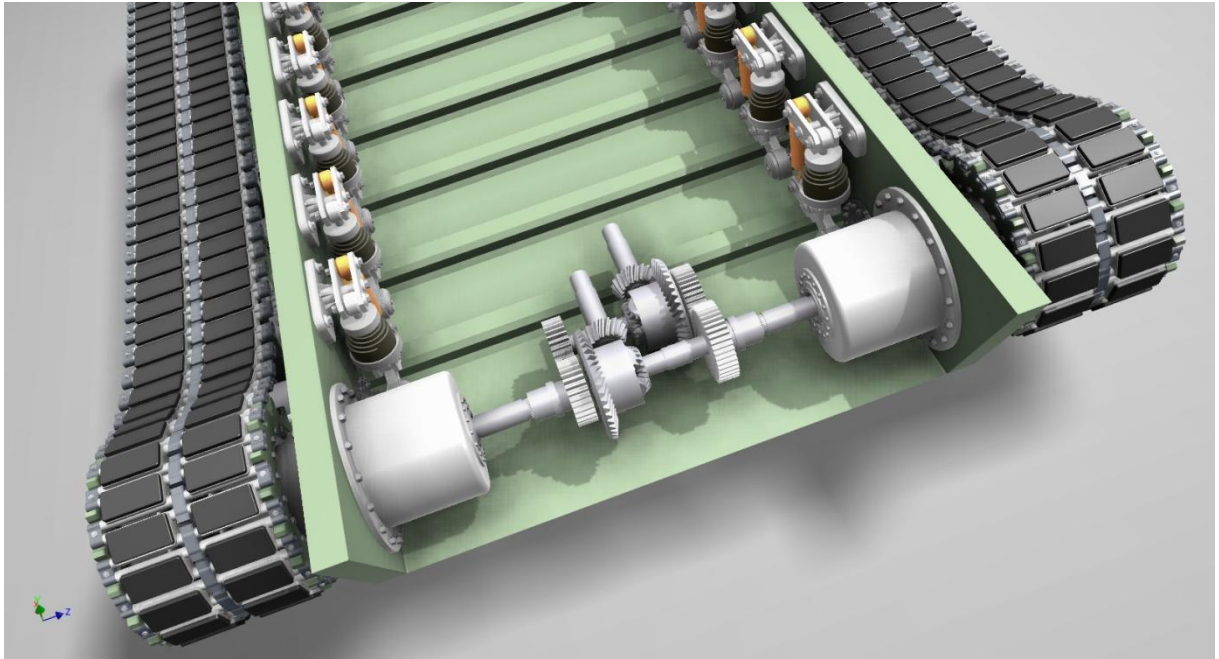


Figura 138: Plataforma montada, destaque para o mecanismo de realização de curvas e as reduções finais. [Elaborado pelo autor]

Devido a sua complexidade alguns componentes como freios e os sistema de realização de curvas não fizeram parte deste projeto básico. Embora uma idéia inicial do mecanismo de duplo diferencial tenha sido colocada no modelo.

Todas as peças padronizadas como parafusos e rolamentos foram retiradas de catálogos de modo a facilitar a obtenção de componentes.

5.2 VISÃO GERAL

Além dos dados gerais do projeto da plataforma, aqui serão apresentadas imagens da plataforma montada para melhor visualização. Essas imagens de mais qualidade foram feitas a partir do modelo tridimensional mostrado na seção anterior, mas renderizados com o *LuxRender 0.8*. Um aplicativo que calcula luzes e reflexões dos materiais atribuídos com base no comportamento real da luz e gera imagens mais realistas. Para que isso fosse possível todo o modelo foi traduzido para o aplicativo *Blender 2.57* e nele as propriedades do *LuxRender* foram ajustadas e os materiais atribuídos. Do *Blender* foi feita para cada imagem a exportação para o *LuxRender* para que se pudesse gerá-las.

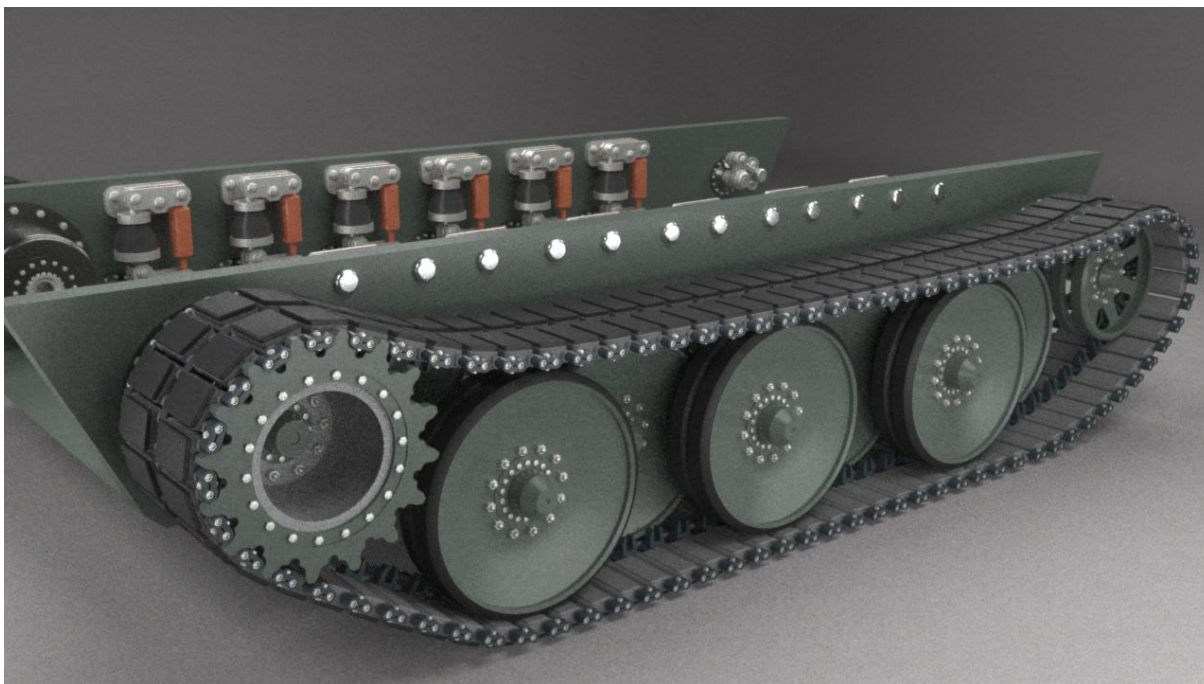


Figura 139: Plataforma montada. [Elaborado pelo autor]

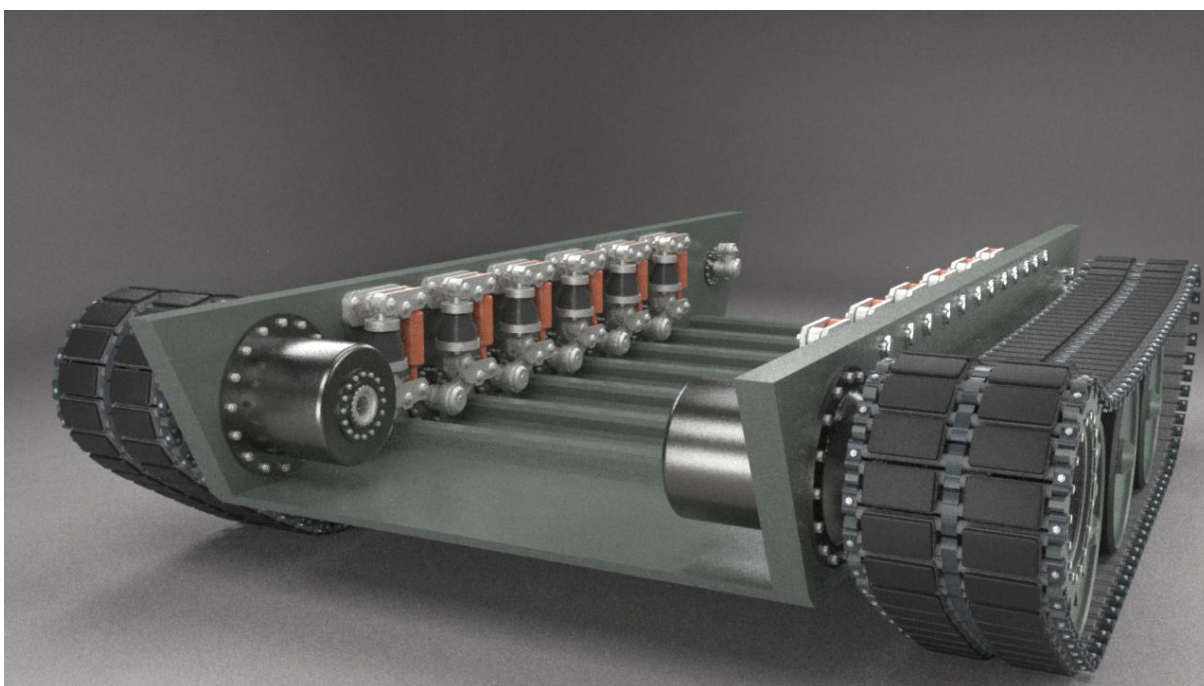


Figura 140: Plataforma montada vista mais de frente com foco no detalhe da suspensão. [Elaborado pelo autor]

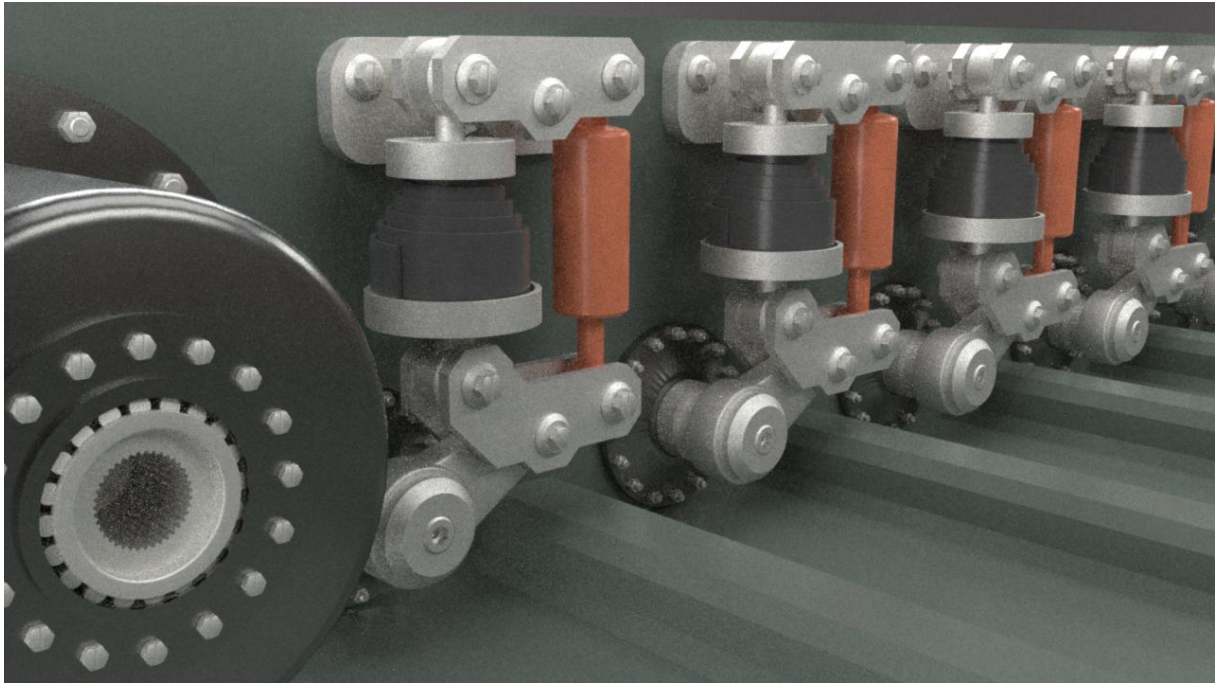


Figura 141: Suspensão da plataforma e parte da caixa da redução final. [Elaborado pelo autor]

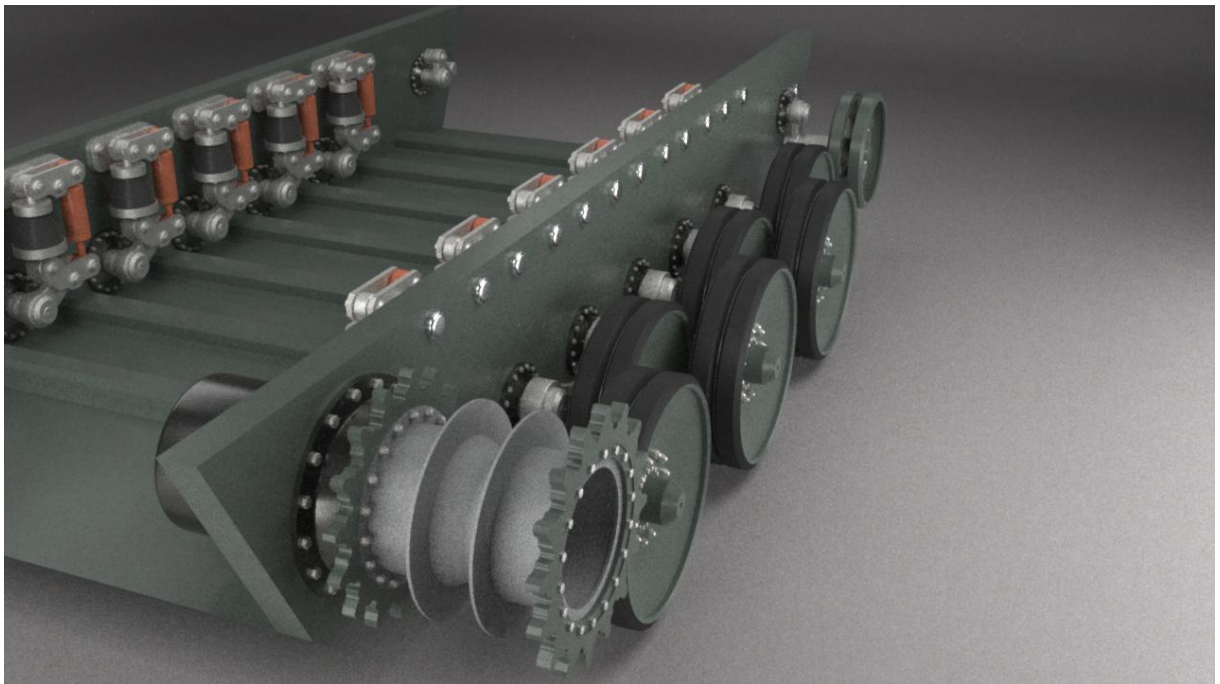


Figura 142: Sem a lagarta com foco na roda dentada . [Elaborado pelo autor]

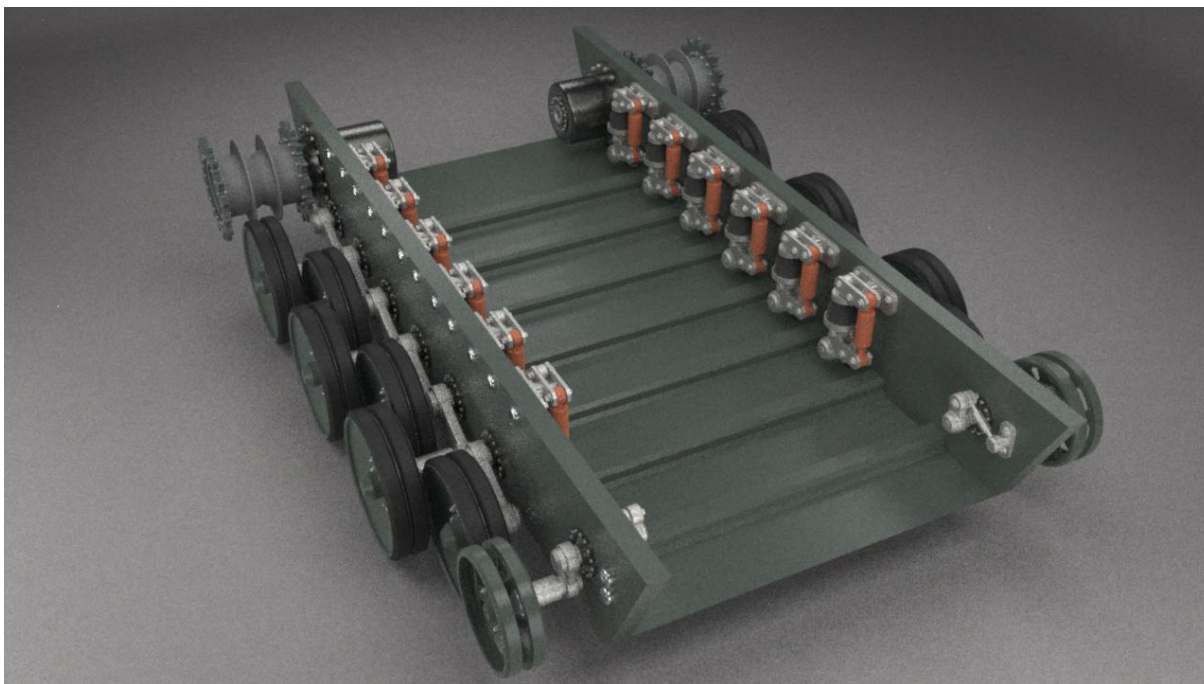


Figura 143: Sem a lagarta por outro ângulo. Pode-se notar a distribuição das rodas de apoio.
[Elaborado pelo autor]

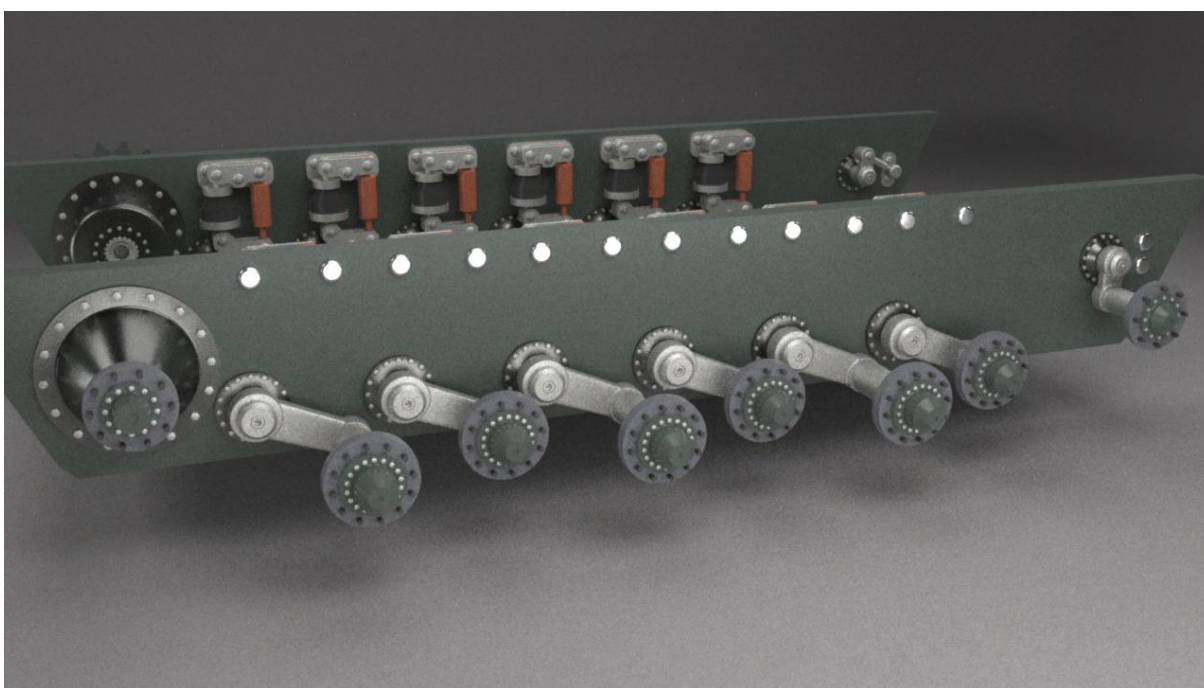


Figura 144: Sem a lagarta e com todas as rodas retiradas. [Elaborado pelo autor]

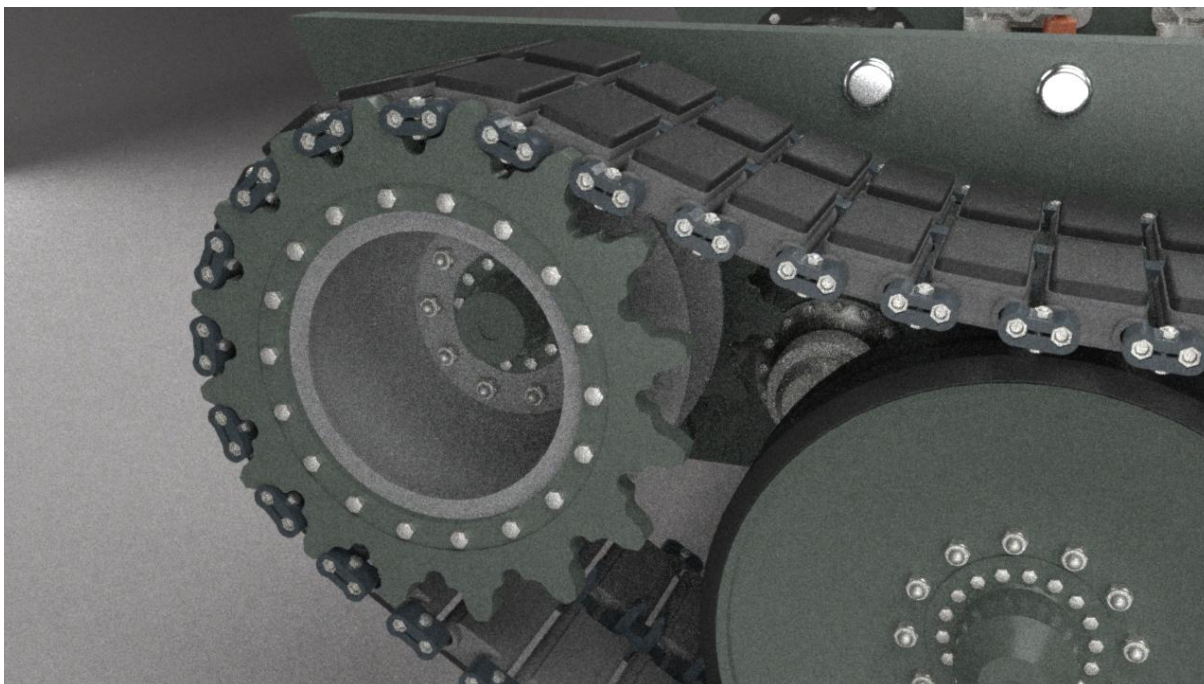


Figura 145: Encaixe da lagarta sobre a roda dentada. [Elaborado pelo autor]

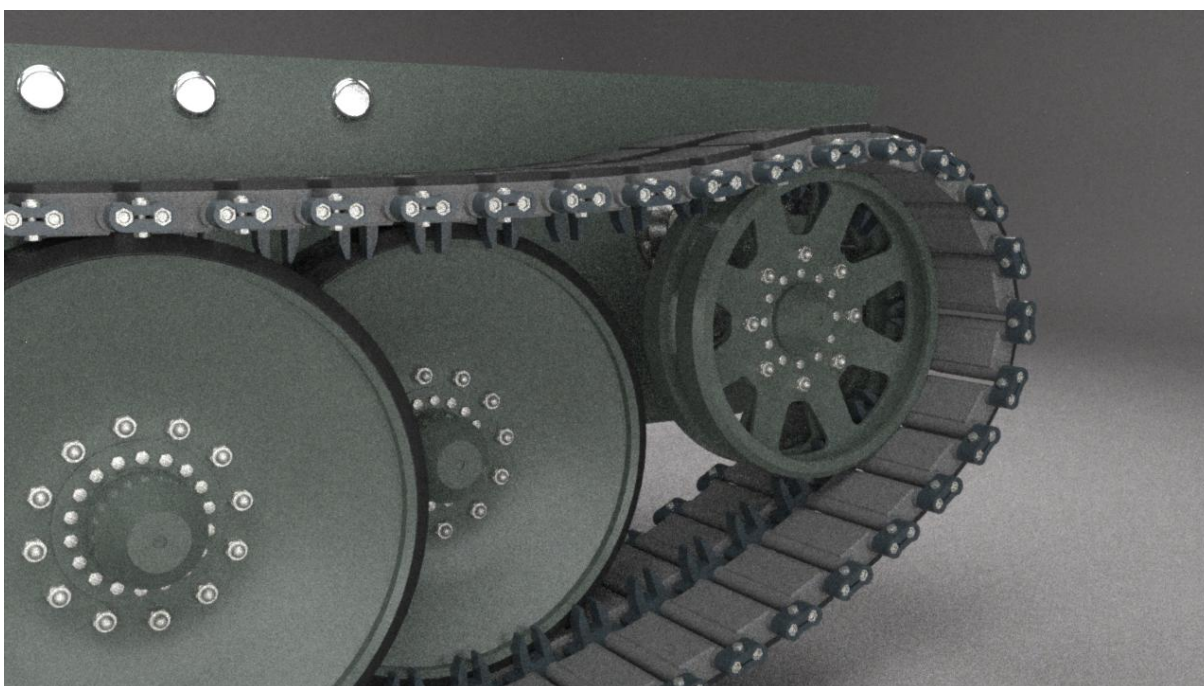


Figura 146: Lagarta sobre a roda tensionadora. [Elaborado pelo autor]

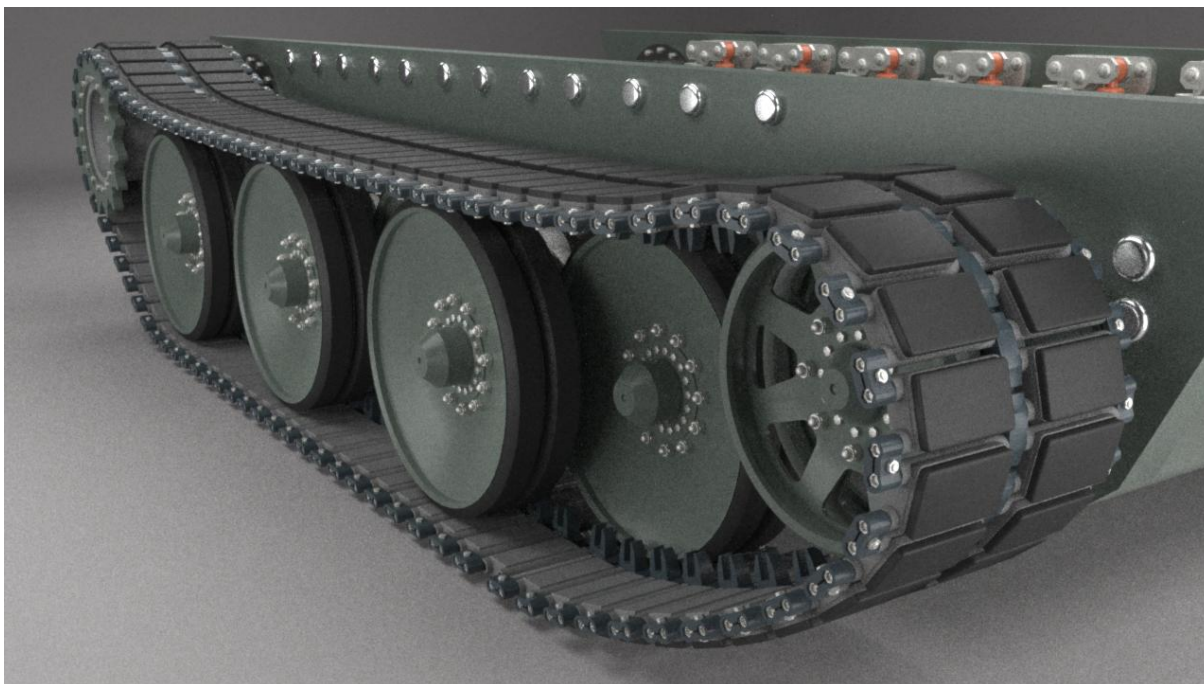


Figura 147: Visão geral da plataforma por outro ângulo. [Elaborado pelo autor]

Alguns dados gerais do protótipo estão apresentados abaixo:

Comprimento: 5750 mm

Largura: 4020 mm

Bitola: 3380 mm

Largura da lagarta: 640 mm

Comprimento da lagarta em contato com o solo: 3216 mm

Numero de elos de lagarta: 86

Massa: aproximadamente 24000 kg

CONCLUSÃO

As plataformas veiculares com lagartas foram utilizadas ao longo do tempo em diversas aplicações civis e militares e assumiram diversas formas construtivas e de montagem. Sua particularidades às distinguem dos veículos convencionais sobre rodas e os estudos a respeito delas estão disponíveis em quantidades mais limitadas se comparados ao que se dispõem à respeito das plataformas convencionais. Ainda assim, nos dias de hoje elas se encontram bastante desenvolvidas e aplicadas.

Neste trabalho de formatura foi feito o estudo de alguns aspectos relevantes ao tema proposto. Desde aspectos introdutórios como o histórico e as diversas formas construtivas, depois o aprofundamento no estudo da cinemática da realização de curvas e mecanismos que permitem que isso seja feito, até a parte final do projeto básico. Que foi feito com o intuito de demonstrar após o estudo teórico, uma forma construtiva e de montagem viável para as principais partes que compõem esse tipo de plataforma.

Com relação ao que foi proposto inicialmente para esse trabalho de formatura, houve desvios em relação ao cronograma original, mas dentro do que foi feito com a introdução, o aprofundamento do estudo e o projeto básico, o trabalho se manteve dentro do tema.

Devido a complexidade do tema como um todo não foi possível tratar com profundidade todos os aspectos que compõem esse tipo de veículo de modo que há a possibilidade de continuar o trabalho com mais detalhamento e o tratamento de outros aspectos relevantes ao tema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

LIVROS

[1] HADDOCK, Keith; ORLEMANN, Eric C.. *Classic Caterpillar Crawlers*. St Paul: MBI Publishing Company, 2001.

[2] SCHEIBERT, Horst. *Tiger I und Tiger II (Königstiger)*. Dorheim: Podzum-Pallas-Verlag, 1983.

[3] FLETCHER, David; BRYAN, Tony. *Universal Carrier 1936 – 48 – ‘The Bren Gun Carrier History*. New York: Osprey Publishing Limited, 2005.

[4] SPIELBERGER, Walter J.. *Panther & It's Variants*. Atglen: Schiffer Publishing, 1993.

[5] SCHNEIDER, Wolfgang; STRASHEIM, Rainer. *German Tanks in World War I – The A7V and Early Tank Development*. West Chester: Schiffer Publishing, 1990.

[6] KOLOMYJEC, M.; SWIRIN, M.. *T-26 Vol.1*. Warsaw: Wydawnictwo Militaria, 2003.

[7] FLETCHER, David. *Cromwell Tank: Vehicle History and Specification*. London: Stationery Office books, 1983.

[8] GREEN, Michael. *M1 Abrams Main Battle Tank – The Combat and Development History of the General Dynamics M1 and M1A1 Tanks*. Osceola: Motorbooks International, 1992.

[9] CHAMBERLAIN, Peter.; ELLIS, Chris. *British and American Tanks of World War Two – The Complete Illustrated History of British, American and Commonwealth Tanks 1939 1945*. London: Cassel, 2000.

[10] OGORKIEWICZ, Richard M.. *Technology of Tanks*. Coulsdon: Jane's Information Group limited, 1991.

[11] CULVER, Bruce. *PzKpfw IV in Action*. Carrollton: Squadron/Signal Publications, 1975.

[12] ZALOGA, Steven; GRANDSEN, James. *T-34 in Action*. Carrollton: Squadron/Signal Publications, 1983.

[13] WONG, J. Y.. *Theory of Ground Vehicles*. 3rd Ed. New York: John Wiley & Sons Inc, 2001.

[14] TAYLOR, Dick; HUGHES, Chris. *British Cruiser Tank A34 Comet*. Model Centrum Progres, 2008.

[15] THE TANK MUSEUM. *Churchill Tank: Vehicle History and Specification*. London: Stationery Office books, 1983.

[16] CULVER, Bruce. *Panther in Action*. Carrollton: Squadron/Signal Publications, 1975.

[17] SPIELBERGER, Walter J.. *Der Panzer-Kampfwagen Tiger und Seine Abarten*. Stuttgart: Motor buch Verlag, 1998.

[18] KATZ, Samuel M.; SARSON, Peter. *Merkava Main Battle Tank 1977-1996*. London: Osprey, 1997.

[19] SCHEIBERT, Horst. *Panzer II*. Dorheim: Podzum-Pallas-Verlag, 1976.

[20] NICHOLS, Hebert L.; DAY, David A.. *Moving the Earth - The Workbook of Excavation*. 5th Ed. London: McGraw-Hill Professional, 2005.

[21] FRANÇA, Luis Novaes Ferreira; MATSUMURA, Amadeu Zenjiro. *Mecânica Geral*. 2ª Ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.

[22] SCLATER, Neil; CHIRONIS, Nicholas P.. *Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook*. 4ª Ed. New York: McGraw-Hill, 2007.

SITES

[101] FORÇAS TERRESTRES. Disponível em: < <http://www.forte.jor.br/page/10/>>. Acesso em: 5 de outubro de 2010.

[102] TRACKED VEHICLE. Disponível em: < http://en.wikipedia.org/wiki/Tracked_vehicle>. Acesso em: 4 de outubro de 2010.

[103] CATERPILLAR TRACK - HISTORY. Disponível em: < http://www.experiencefestival.com/a/Caterpillar_track_-_History/id/4904937>. Acesso em: 3 de outubro de 2010.

[104] CRAWLER TRACTOR. Disponível em: < http://www.ritchiewiki.com/wiki/index.php/Crawler_Tractor>. Acesso em: 3 de outubro de 2010.

[105] TRACKED VEHICLE STEERING. Disponível em: < <http://www.gizmology.net/tracked.htm>>. Acesso em: 5 de outubro de 2010.

[106] MINIATURE CONSTRUCTION WORLD. Disponível em: <<http://www.miniature-construction-world.co.uk/index.html>>. Acesso em 11 de abril de 2011.

[107] HALF-TRACKS. Disponível em: < <http://en.wikipedia.org/wiki/Half-track>>. Acesso em 11 de abril de 2011.

[108] THE SILVER SPADE. Disponível em: <
http://en.wikipedia.org/wiki/The_Silver_Spade> Acesso em 11 de abril de 2011.

[109] SILVER SPADE RETIRES. Disponível em: <
http://www.coalleader.com/2006/silver_spade_retires.htm>. Acesso em 11 de abril de 2011.

[110] CATERPILLAR D11. Disponível em: <
http://en.wikipedia.org/wiki/Caterpillar_D11>. Acesso em 11 de abril de 2011.

[111] 2003 KOMATSU PC400 LC-6. Disponível em: <
<http://www.intiron.com/2011/02/2003-komatsu-pc400-lc-6/>>. Acesso em 11 de abril de 2011.

TESES

[201] LE, Anh Tuan. *Modelling and Control of Tracked Vehicles*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica. Sydney: Universidade de Sydney, 1999.