



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

BRENO RODRIGO MATOS DO NASCIMENTO

**SIMULAÇÃO DO COMPORTAMENTO DA TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO MINI
BAJA**

TERESINA-PI

2022

BRENO RODRIGO MATOS DO NASCIMENTO

SIMULAÇÃO DO COMPORTAMENTO DA TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO MINI
BAJA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como exigência parcial para
obtenção do diploma do Curso de
Bacharelado em Engenharia Mecânica do
Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí. Campus Teresina
Central.

Orientador: Prof. Msc. Ricardo Cardoso
Soares.

TERESINA-PI

2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Nascimento , Breno Rodrigo Matos do
N244s Simulação do comportamento da transmissão de um veículo mini baja /
Breno Rodrigo Matos do Nascimento . - 2022.
64 f.: il. color.
Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)
- Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus
Teresina Central, 2022.
Orientador : Prof Dr. Ricardo Cardoso Soares .
1. Sistema de transmissão. 2. Powertrain. 3. Baja. 4. Matlab. I.Título.

CDD - 620

Elaborado por Maria Rosismar Farias CRB 3/631

BRENO RODRIGO MATOS DO NASCIMENTO

SIMULAÇÃO DO COMPORTAMENTO DA TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO MINI
BAJA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como exigência parcial para obtenção do diploma do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí. Campus Teresina Central.

Aprovada em: ____/____/____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Ricardo Cardoso Soares (Orientador)
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Dr. Ayrton de Sá Brandim
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Me. Janiel Fonteneles Silva
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar quero agradecer a Deus, Todo Poderoso, que tem derramado sobre mim sua graça e misericórdia me guiando em seus caminhos e me mostrando sempre o melhor em tudo.

Sou muito grato aos meus pais, Silvina Maria Nunes Matos, Antônio Gonçalves do Nascimento e Regiane Nunes por sempre me incentivarem e por terem dedicado tempo e esforço em me criar e proporcionar uma boa educação.

Agradeço também aos meus irmãos, Bruno Rafael Matos do Nascimento, que no início de tudo me incentivou a permanecer perseverante em busca do curso e logo veio a aprovação, muito obrigado meu irmão. À Bruna Rafaela Matos do Nascimento e Pedro Gabriel Ribeiro de Matos por acreditarem em mim nos momentos difíceis e em sempre estarem comigo quando necessitei.

Também sou grato à minha namorada, Mônica Loren Almeida Rodrigues, por estar ao meu lado em todos os momentos, demonstrando amor e carinho independente da circunstância.

Gratidão ao meu professor orientador, Ricardo Cardoso Soares, que mesmo quando não acreditei que daria pra realizar o trabalho, me incentivou a continuar a fazer e assim conseguir concluir o mesmo.

Sou grato também aos meus amigos que contribuíram de forma direta ou indiretamente com minhas conquistas durante o curso. Em especial a Nephesh Rayyã Moraes Pinto, que sempre tem me incentivado a correr atrás dos meus sonhos e a ficarmos ricos. Ao meu pastor, Inácio Pimentel Pinto, pelos ensinamentos pessoais e espirituais, os quais contribuem bastante em tudo o que sou hoje.

Por fim, não menos importante, agradeço a toda equipe de professores que contribuíram na minha formação desde o início da graduação, me ensinando a valorizar o ensino e a tecnologia para o bem do nosso país e do mundo.

Cria em mim, ó Deus, um coração puro e
renova dentro de mim um espírito inabalável.

Salmos 51:10

RESUMO

A busca por conforto, mobilidade e economia de tempo sempre esteve ligado à natureza humana. Como resultado dessa busca, atualmente pode-se deslocar de um lugar a outro, perto ou longe, sentado em um banco de couro e com uma grande velocidade. Uma grande invenção na história, que pode ratificar o pensamento da busca do conforto, foi o automóvel movido a combustão interna. No coração do design do veículo está o sistema de powertrain; é a engenharia deste sistema que fornece a força motriz por trás da mobilidade. Em relação aos sistemas de powertrain, os dois componentes principais são o motor e a transmissão. Nessa métrica, o seguinte trabalho tem o intuito de obter um código em MATLAB para fazer uma análise da transmissão de um veículo Baja através das forças atuantes no sistema de transmissão e apresentar os resultados obtidos com as simulações feitas. Os parâmetros do projeto foram obtidos na literatura e com a equipe IFPI Baja para os cálculos das variáveis propostas na análise tais como velocidade, aceleração e força trativa máxima. Com isso, foram obtidas as curvas características do motor que demonstram o torque máximo em 2800 rpm no valor de 19,32 N.m e a potência máxima no valor de 5,89 kW atingida em 3000 rpm. Além disso, foi visto que a velocidade máxima é de 55,94 km/h. Além do mais, foi obtido uma força trativa máxima de 1795,24 N. Com isso, a análise demonstrou-se efetiva, uma vez que cumpre o objetivo principal de retornar dados cruciais do sistema de transmissão.

Palavras chave: Sistema de transmissão. Powertrain. Baja. Matlab

ABSTRACT

The search for comfort, mobility and time saving has always been linked to human nature. As a result of this search, it is currently possible to move from one place to another, near or far, sitting on a leather seat and with great speed. A great invention in history, which can ratify the thought of the pursuit of comfort, was the automobile powered by internal combustion. At the heart of the vehicle's design is the powertrain system; it is the engineering of this system that provides the driving force behind mobility. Regarding powertrain systems, the two main components are the engine and the transmission. In this metric, the following work aims to obtain a code in MATLAB to analyze the transmission of a Baja vehicle through the forces acting on the transmission system and present the results obtained with the simulations made. The design parameters were obtained from the literature and from the IFPI Baja team for the calculations of the proposals in the analysis such as efficiency, precision and maximum tractive force. With that, the characteristic curves of the engine were passed, which demonstrated the maximum torque at 2800 rpm in the amount of 19.32 N.m and the maximum power in the amount of 5.89 kW reached at 3000 rpm. Furthermore, it has been seen that the top speed is 55.94 km/h. Furthermore, a maximum tensile force of 1795.24 N was obtained. With this, the tested analysis proved to be effective, since it fulfilled the main objective of returning crucial data from the transmission system.

Keywords: Transmission system. Powertrain. Baja. Matlab

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Primeiro automóvel registrado por Karl Benz em 1886.	15
Figura 2 – Bertha Benz em seu Motor Wage.	16
Figura 3 – Vista em corte de uma transmissão manual.	18
Figura 4 – Esquema de funcionamento de uma caixa de transmissão automatizada.	19
Figura 5 – Esquema do câmbio de dupla embreagem.....	20
Figura 6 – Esquema de uma transmissão automática de 7 marchas da Mercedes. .	21
Figura 7 – Representação do conversor de torque.	22
Figura 8 – Transmissão continuamente variável de polias.....	23
Figura 9 – Componentes de um trem de força convencional.	24
Figura 10 – Esquema de motor a combustão interna de pistão.	25
Figura 11 – Embreagem automotiva.	26
Figura 12 – Diferencial automotivo.....	27
Figura 13 – Eixo de transmissão.	28
Figura 14 - Transmissão de potência por corrente de rolos	29
Figura 15 - Sistema de transmissão com caixa de redução e CVT.....	30
Figura 16 - Curva Torque x Velocidade.....	40
Figura 17 - Torque em função das relações de transmissão	40
Figura 18 - Curva potência x velocidade	41
Figura 19 - Resistência à aceleração	42
Figura 20 - Demanda de forças resistivas	43
Figura 21 - Velocidade em função da rotação.....	44
Figura 22 - Potência consumida pelas resistências ao movimento	45
Figura 23 - Força trativa x Velocidade incluindo limite de tração	46
Figura 24 - (FTP) Força trativa x Relações de transmissão	46

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	HIPÓTESE	12
1.2	OBJETIVOS	13
1.2.1	Objetivo geral.....	13
1.2.2	Objetivos específicos.....	13
1.3	JUSTIFICATIVA	13
2	REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1	HISTÓRIA DO AUTOMÓVEL	14
2.2	TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA	16
2.2.1	História da Transmissão	16
2.2.2	Tipos de transmissão.....	17
2.2.3	Componentes de um sistema transmissão	23
2.3	BAJA	28
3	METODOLOGIA	30
3.1	PARÂMETROS E CARACTERÍSTICAS DO PROJETO	31
3.2	CÁLCULO DAS VARIÁVEIS	33
3.2.1	Torque	33
3.2.2	Potência.....	34
3.2.3	Aceleração máxima	34
3.2.4	Velocidade	35
3.2.5	Força trativa máxima	36
3.2.6	Forças resistivas	36
3.2.7	Aclive máximo.....	39
4	RESULTADOS	39
4.1	CURVAS CARACTERÍSTICAS.....	39
4.1.1	Torque x velocidade	39
4.1.2	Potência x velocidade.....	41
4.2	FORÇAS RESISTIVAS	41
4.2.1	Resistência à aceleração.....	41
4.2.2	Demanda de forças resistivas.....	42
4.3	ENGRENAGENS INTERMEDIÁRIAS	43
4.4	DEMANDA DE POTÊNCIA	44
4.5	DEMAIS ANÁLISES	45

4.5.1	Força trativa x velocidade	45
5	CONCLUSÃO	47
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	48
	REFERÊNCIAS	50
	APÊNDICE 1 – CÓDIGO EM MATLAB DESENVOLVIDO NA ANÁLISE	53

1 INTRODUÇÃO

A busca por conforto, mobilidade e economia de tempo sempre esteve ligado à natureza humana. Como resultado dessa busca, atualmente pode-se deslocar de um lugar a outro, perto ou longe, sentado em um banco de couro e com uma grande velocidade. Uma grande invenção na história, que pode ratificar o pensamento da busca do conforto, foi o automóvel movido a combustão interna.

Segundo Behrooz Mashadi (2012), nos últimos 100 anos, os veículos mudaram nossas vidas; eles forneceram a mobilidade que exploramos em todas as nossas atividades comerciais ao redor do mundo e também proporcionaram a milhões de nós, novas oportunidades oferecidas pelo transporte pessoal. No coração do design do veículo está o sistema de powertrain ou transmissão; é a engenharia do sistema de powertrain que fornece a força motriz por trás da mobilidade.

Em relação aos sistemas de powertrain, os dois componentes principais são o motor e a transmissão. O livro de Daniels *Driving Force*, resume o papel do motor como a fonte de energia dominante para veículos durante o século XX. Ele apresenta uma visão abrangente do desenvolvimento detalhado de engenharia do projeto do motor desde seus primórdios em 1876 como o motor Otto estacionário até seu atual estado, caracterizado tanto por sistemas de controle sofisticados quanto pelo projeto mecânico (Behrooz Mashadi, 2012).

Existem diversos tipos de transmissões mecânicas, como, por exemplo, transmissão por correias, engrenagens, correntes, rodas de atrito, entre outros. As transmissões possuem características diferentes que se enquadram as aplicações específicas para quais foram desenvolvidas (SOUSA, 2010).

Na indústria do automobilismo são empregadas hoje quatro tipos de transmissões (SENAI, 2002):

- Transmissão Manual;
- Transmissão Automatizada;
- Transmissão Automática;
- Transmissão Automática do tipo Continuously Variable Transmission (CVT).

Cada um desses tipos desempenhará comportamentos diferentes durante a dinâmica veicular, implicando em aspectos como, consumo de combustível,

durabilidade, tempo de resposta do motor às rodas, entre outros (SENAI, 2001 e 2002).

Para se estabelecer o tipo de transmissão a ser utilizada em máquinas e equipamentos, deve-se conhecer os limites, as características e a viabilidade do projeto (conhecendo as cargas e as solicitações impostas ao sistema assim como condições de aplicação, é possível escolher o melhor conjunto de transmissão, buscando se enquadrar no orçamento do projeto). Assim, compreendendo a capacidade de rendimento dos diferentes tipos de transmissões e suas respectivas características, torna-se viável realizar o projeto juntamente com os devidos cálculos de dimensionamento dos componentes, buscando os resultados dinâmicos esperados. (Wienandts, 2019)

Nessa métrica, o seguinte trabalho tem o intuito de utilizando-se de um programa em MATLAB, tendo como maior base o livro de Behrooz Mashadi e David Crolla (2012), fazer uma análise da transmissão de um veículo Baja através das forças atuantes no sistema de transmissão e apresentar os dados obtidos com as simulações feitas. O veículo que servirá como base de coleta de dados desse trabalho será um protótipo da equipe IFPI Baja. Dessa forma, pretende-se analisar o desempenho atual da transmissão utilizada e, caso necessário, propor as devidas melhorias a serem feitas.

1.1 HIPÓTESE

Ao realizar a seguinte pesquisa em um protótipo real, estima-se que ao final do trabalho seja possível obter resultados relevantes para propor melhorias no sistema de powertrain atual.

Nessa linha, ao analisar as forças atuantes na transmissão, pretende-se verificar as influências destas sobre aquela, obtendo resultados que possam demonstrar o atual estado da transmissão utilizada.

Com a utilização do programa, espera-se que o mesmo possa contribuir com eficiência para novos projetos de transmissão a serem desenvolvidos na equipe. Dessa forma, presume-se que com esse programa a equipe possa fazer de forma mais rápida e eficaz, a análise correta de sua transmissão, economizando tempo e possíveis desperdícios, podendo traçar metas de resultados mais objetivas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Obtenção de um código em MATLAB para a análise de transmissão de um veículo Baja SAE através das forças atuantes na mesma, com o intuito de uma melhor análise nos sistemas atuais e vindouros.

1.2.2 Objetivos específicos

- Traçar as curvas características do motor, isto é, as curvas torque x rotação e potência x rotação, afim de observarmos o comportamento do motor;
- Calcular as resistências à aceleração nas rotações mínima e máxima do motor;
- Determinar a demanda das forças resistivas atuantes no veículo de acordo com a velocidade;
- Definir as velocidades alcançadas em cada relação de transmissão, indicando a rotação do motor e a velocidade final do veículo;
- Delimitar a potência consumida por cada força resistiva influente no automóvel;
- Observar o comportamento do limite de tração do motor em comparação com o limite de tração do carro juntamente à força resistiva total, todos em função velocidade;
- Precisar as forças trativas em cada relação de transmissão;
- Demonstrar o comportamento do torque em função da velocidade em cada relação de transmissão.

1.3 JUSTIFICATIVA

O presente trabalho tem sua justificativa pautada no atual cenário socioeconômico considerando que o número de veículos vem crescendo cada vez mais no meio social. Com essa crescente demanda, as exigências sobre tais veículos estão ficando mais específicas. Nessa métrica, faz necessário o desenvolvimento de veículos cada vez melhores, com sistemas de transmissão mais sofisticados e dimensionados, de modo a ter os melhores desempenhos.

A análise de transmissão pode fornecer uma série de dados cruciais para o

desempenho de um veículo. Afinal, ela está ligada diretamente a transmissão de velocidade e torque as rodas, e também ao consumo de combustível.

Segundo Sousa (2010), o ideal para a redução do consumo de combustível de um veículo, é que trabalhe em sua maior faixa de torque durante o maior tempo possível. Portanto, é de suma importância um bom desempenho no sistema de powertrain de um veículo.

Em virtude dos fatos mencionados, pode-se afirmar que para um bom desempenho de um veículo, é necessário um bom sistema de transmissão. Dentro disso e considerando que não há projetos deste tipo desenvolvido na equipe IFPI Baja, o trabalho se faz presente para analisar e propor melhorias, no sistema de powertrain do veículo, agregando conhecimento à equipe.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 HISTÓRIA DO AUTOMÓVEL

Um automóvel (do grego αὐτός ["autós"], por si próprio, e do latim mobilis, mobilidade, como referência a um objeto responsável pela sua própria locomoção), ou carro, é um veículo motorizado, com quatro rodas. A definição abrange a todos os veículos com autopropulsão movidos a combustão interna, que pode ser gerada por álcool, gasolina, gás, diesel, hidrogênio ainda em teste, biodiesel ou qualquer outra mistura de combustível, comburente e calor que provoque a combustão interna, ou híbrida, ou ainda os veículos terrestres que se locomovam por meio de motores elétricos ou a vapor com a finalidade de transporte de passageiros e carga. (Queiroz; Melo; Calabrez, 2015)

Durante a Revolução Industrial (1760-1840), cientistas e engenheiros buscavam sistemas de motores que pudessem aumentar a capacidade e a agilidade das indústrias. Nesse período a única forma de geração de energia era através do vapor, e foi durante esta revolução que o engenheiro francês Nicolas Joseph Cugnot desenvolveu o que pode ser considerado, o primeiro automóvel do mundo o *Le Fardier*. Entende-se por automóvel todo veículo que se move por meio de uma forma de propulsão, seja essa a vapor, elétrico ou propulsão interna (AEAARP, 2016).

Segundo o professor Álvaro Costa Neto, o primeiro motor a combustão interna veio a surgir em 1860, pelo inventor belga, Étienne Lenoir, devido ao barateamento do combustível fóssil na época. Este foi então aprimorado pelo

engenheiro alemão Nicolaus Otto em 1876, para um modelo parecido com os atuais (AEAARP, 2016).

Em 1885, o engenheiro alemão, Karl Benz, produziu o primeiro veículo motorizado (Figura 1) com propósito comercial. O veículo denominado de *motorwagen* (carro motorizado), possuía um motor a gasolina, três rodas, 0,8 cv de potência e chegava a 18 km/h. Este primeiro veículo foi registrado somente em 1886, fazendo com que muitos o considerem o ano da invenção do carro moderno. Além disso, a primeira produção em massa se deu no ano de 1888 pela empresa do inventor, a Benz & Co., na cidade alemã de Mannheim.

Figura 1 – Primeiro automóvel registrado por Karl Benz em 1886.



Fonte: Ramos (2020)

Simon (2013), conta que a esposa de Karl, Bertha Benz, usou a máquina criada pelo marido (Figura 2) para realizar uma viagem de 106 quilômetros, sendo essa considerada a primeira realizada por um transporte motorizado. A atitude da Sra. Benz causou espanto e curiosidade na época, sendo a ocorrência relatada em jornais com manchetes nas primeiras páginas. A partir desses eventos, a indústria automotiva começou a dar seus primeiros passos para a fabricação em massa de automóveis, sendo, hoje, um dos meios de transporte mais utilizado no mundo, existindo mais de 1,4 bilhão de carros ao redor do planeta (HEPTINSTALL, 2013).

Figura 2 – Bertha Benz em seu Motor Wage.



Fonte: AEAARP (2016)

2.2 TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA

O sistema de transmissão pode ser definido como o conjunto de órgãos do automóvel responsáveis pela efetivação da sua locomoção, uma vez sendo habilitado à modificação do binário e da velocidade desenvolvidos pelo motor em virtude da força de tração necessária (Lopes, 2019). Nesse sentido, este sistema atua como um intermediador entre o motor e as rodas motrizes. É a transmissão que tem a função de transmitir para as rodas motrizes a modificação do torque e da rotação gerada pelo motor em virtude do deslocamento do veículo, que pode ser em baixas, médias ou altas velocidades, inverter o sentido de rotação (marcha a ré) e possibilitar um ponto neutro (SENAI, 2016).

2.2.1 História da Transmissão

Segundo Lechner e Naunheimer (1999), os primeiros registros referentes à ideia de sistema de transmissão são datados da Idade Média onde se mostrava necessário potencializar a força humana ou animal, já que ainda não existiam sistemas mecânicos capazes de gerar energia mecânica. Os primeiros modelos de transmissão utilizavam basicamente, grandes rodas de madeira e pinos que, montados de uma maneira harmônica, aumentavam o torque gerado pela força animal ou humano. Este é o princípio das transmissões: multiplicar torque gerado pela fonte de energia.

Ainda conforme esses autores, com a criação das máquinas a vapor, as transmissões passaram também a ser desenvolvidas, uma vez que a força gerada pelos equipamentos a vapor não era suficiente para as aplicações desejadas. Dessa maneira, as transmissões faziam a adaptação do movimento gerado pelos pistões a vapor, em movimento rotacional.

Em 1821, Griffith apresentou ao mundo o sistema de transmissão de engrenagem deslizante, que foi amplamente utilizado como uma solução barata no século XIX. Em 1827, Pecqueur conseguiu igualar as velocidades das rodas em curvas, por meio de um diferencial. Em 1834, Bodmer projetou uma transmissão planetária. Em 1879, Selden patenteou uma caixa de engrenagem deslizante, com embreagem e marcha atrás como parte de uma patente global para um veículo com motor a pistão. (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999)

2.2.2 Tipos de transmissão

2.2.2.1 Transmissão Manual

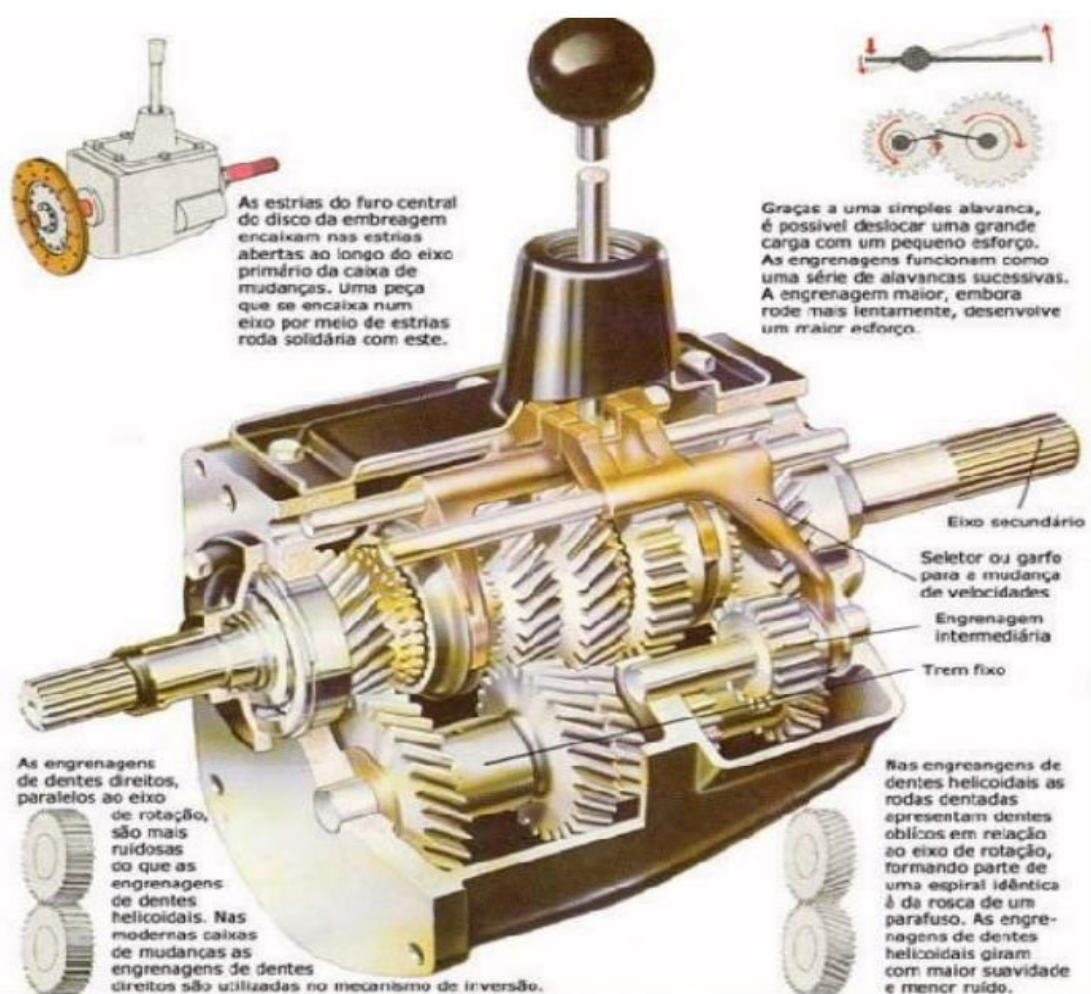
Segundo Mashadi e Crolla (2012), as transmissões manuais são o tipo mais antigo de design de caixa de câmbio usado em automóveis e foram usados por décadas antes que as transmissões automáticas fossem introduzidas. No entanto, essas transmissões ainda são populares devido à sua simplicidade, baixo custo e alta eficiência. O nome 'manual' implica que a mudança de marcha para marcha deve ser realizada manualmente pelo motorista. Embora as transmissões manuais sejam inerentemente as transmissões mais eficientes, seu uso depende das habilidades dos motoristas e a operação manual frequente é necessária, por exemplo, no tráfego urbano.

De acordo com Lopes (2019), este tipo de transmissão é constituído, na sua maioria, por um veio de entrada de potência do motor, um veio intermédio e um veio de saída ligado ao eixo diferencial. O eixo de entrada está conectado diretamente a embreagem deste modo permitindo que este acople/desacople o motor da transmissão. Por sua vez o eixo intermédio encontra-se conectado ao eixo primário de onde irá receber a potência proveniente do motor e passá-la ao eixo secundário. O eixo intermédio dispõe de múltiplas engrenagens, rigidamente fixas ao veio, com diferentes tamanhos, configurando as diferentes marchas da caixa de velocidades. O eixo secundário por sua vez conectado ao eixo intermédio pelas diferentes

engrenagens irá efetivar a transmissão de potência à saída da caixa. As diferentes engrenagens dispostas nesse veio encontram-se apoiadas em rolamentos o que lhes permite girar livremente; pelo uso da alavanca de mudanças é selecionado o par de engrenagens (marcha), eixo intermédio-eixo secundário que deverá efetivar a transmissão do movimento ao eixo de saída.

Na Figura 3, é possível identificar uma transmissão veicular manual com vista em corte, onde destaca-se os mecanismos internos do conjunto:

Figura 3 – Vista em corte de uma transmissão manual.



Fonte: Costa (2002).

2.2.2.2 Transmissão Automatizada

As caixas de velocidades automatizadas são um modelo de transmissão baseada na tecnologia das caixas de velocidade manuais, apresentando uma constituição idêntica a estas. Contudo estas têm a particularidade de operarem tanto

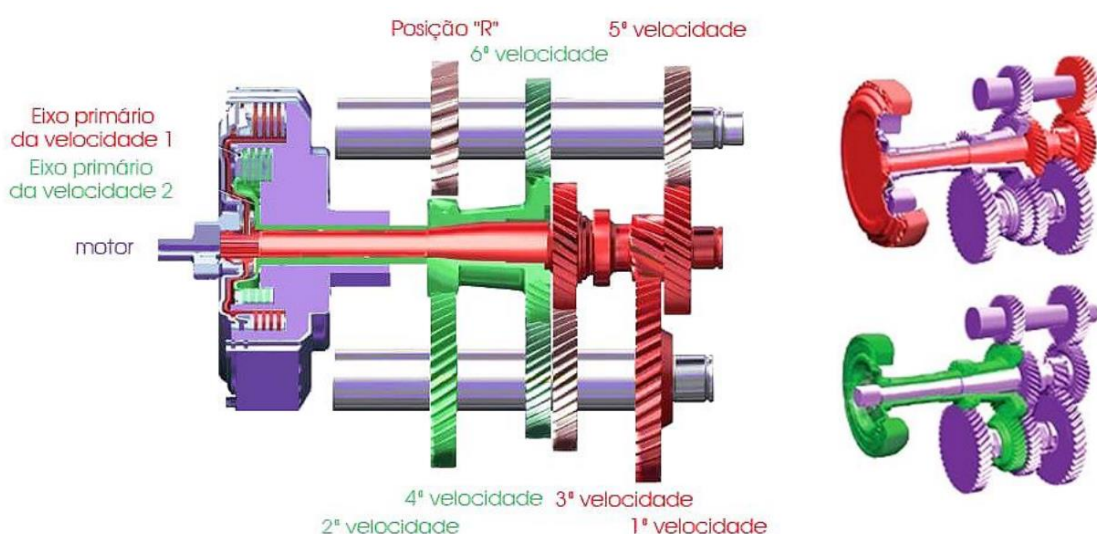
de modo semiautomático, dispondo de patilhas no volante ou mesmo com a alavanca de mudanças, mas sem necessidade de intervenção na embraiagem por parte do condutor, como também possibilita o controle completamente automático, controlado por um sistema eletro-hidráulico. (Lopes, 2019)

Segundo Naunheimer (2011) o câmbio automatizado é mecanicamente igual ao câmbio manual, porém com a ajuda na eletrônica para efetuar as trocas de marcha. A eletrônica não atua somente na seleção de marchas como também no acionamento da embreagem.

Nesta configuração de câmbio o pedal de embreagem não existe e um atuador faz seu acionamento além da troca de marchas. Existem dois atuadores para o câmbio automatizado, um aciona a embreagem e o outro faz a troca de marcha. Para que a operação de troca de marchas e acionamento da embreagem seja feita uma central eletrônica avalia variáveis como rotação do motor, inclinação do veículo, temperatura e velocidade do veículo. Diante disso é feita a escolha da melhor marcha a ser engatada. É possível observar na Figura 8 os atuadores e os cabos. (WEIHERMANN, 2015)

Na figura 4 é mostrado um esquema de funcionamento de transmissão automatizada:

Figura 4 – Esquema de funcionamento de uma caixa de transmissão automatizada.

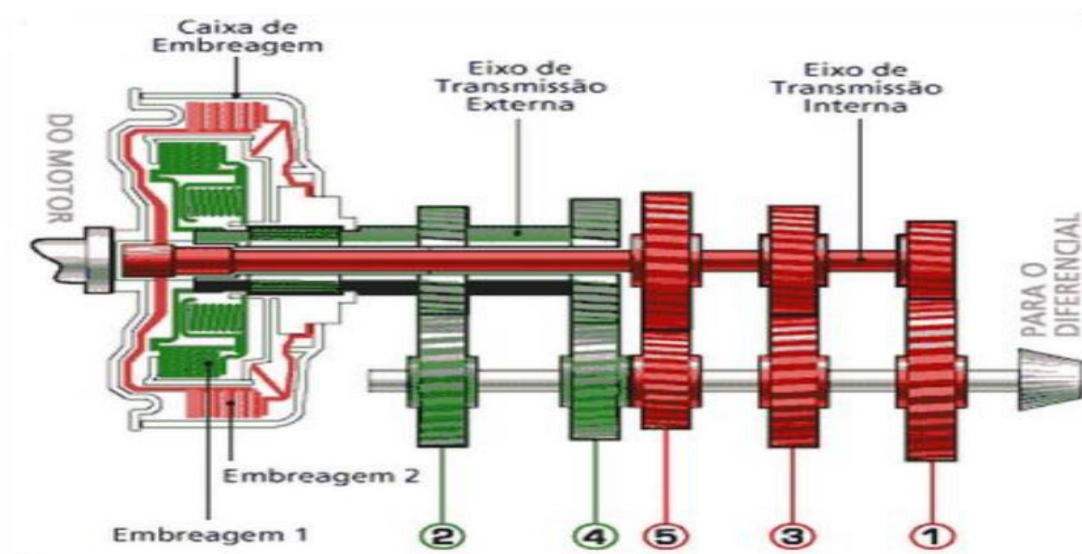


Fonte: Lopes (2019)

Para WEIHERMANN (2015), esta configuração de câmbio possui um ponto fraco para o consumidor final que são os trancos. Pelo fato de o motorista estar sempre com o pé no acelerador quando a troca de marcha é efetuada a rotação cai e por isso o tranco. Atualmente, os câmbios automatizados não apresentam este desconforto com muita frequência.

Esse autor diz que como no câmbio manual, a embreagem continua a ser empregada, porém como o acionamento da mesma é feito por computadores, começam a existir mais opções de embreagens, como dupla embreagem. O câmbio de dupla embreagem, cujo nome já diz, possui duas embreagens. Esta configuração apresenta dois eixos de transmissão assim quando uma marcha é engrenada a próxima já está pré-selecionada melhorando a rapidez de troca. Na Figura 5 é possível observar um esquema de como o câmbio é disposto.

Figura 5 – Esquema do câmbio de dupla embreagem



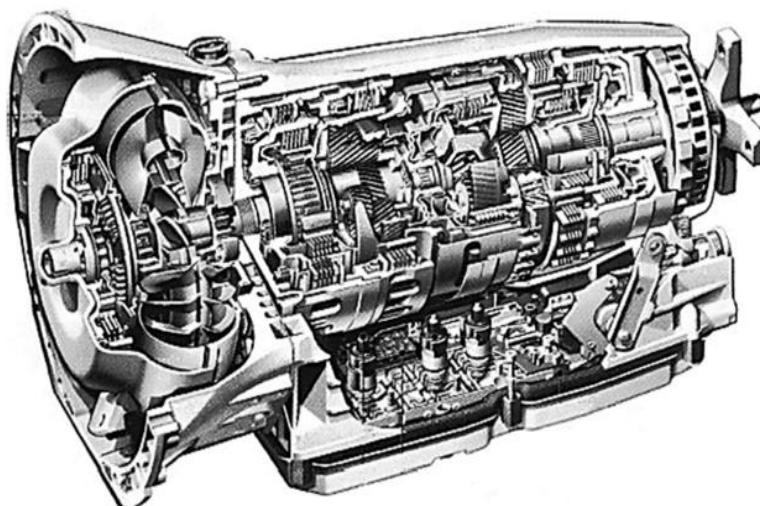
Fonte: Nice (2000)

2.2.2.3 Transmissão Automática

Em uma transmissão automática (Figura 6) o conjunto de transferência da rotação e torque motriz até as rodas são mantidas, porém o sistema utilizado para transmitir o torque e a rotação provenientes do motor, bem como o próprio layout interno da caixa de mudanças, possui suas diferenças em comparação com a caixa mecânica e a mecânica automatizada (SENAI, 2002).

Na transmissão automática convencional, a embreagem é substituída por um acoplamento de fluido ou conversor de torque para eliminar a ação de engatar/desengatar durante a troca de marcha. Um sistema de engrenagens completamente diferente, chamado de engrenagens planetárias ou epicíclicas, é usado para realizar mudanças na relação de transmissão em vez de usar engrenagens convencionais. Essas mudanças tornam os automáticos convencionais totalmente diferentes dos manuais internamente, embora a forma externa possa parecer semelhante a uma transmissão manual. (Mashadi e Crolla, 2012)

Figura 6 – Esquema de uma transmissão automática de 7 marchas da Mercedes.



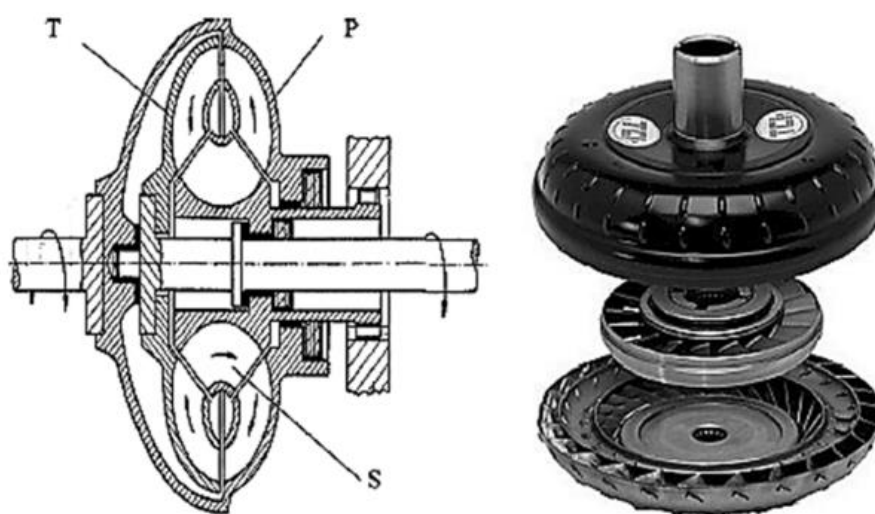
Fonte: Genta e Morello (2009)

2.2.2.3.1 Conversor de torque

Segundo Newbold e Bonnick (2005), o conversor de torque (Figura 7) também é uma forma de embreagem automática com um terceiro elemento, conhecido como estator, sendo adicionado. O estator é montado em uma extensão da carcaça da caixa de engrenagens e atua para redirecionar o fluxo de óleo do elemento de bombeamento para a turbina e, ao fazê-lo, aumenta o torque do motor sendo transmitido do virabrequim para a caixa de engrenagens. O estator também é montado em uma embreagem unidirecional, semelhante em operação a uma roda livre de bicicleta, permitindo que o estator gire com os outros dois elementos do

conversor de torque, pois a velocidade do elemento da turbina começa a atingir a mesma velocidade que o elemento de bombeamento. Quando todos os três elementos do conversor estão girando juntos, a unidade atua como um volante fluido e não há multiplicação de torque. Quando o efeito de conversão de torque está totalmente operacional, a multiplicação de torque é de aproximadamente 2:1.

Figura 7 – Representação do conversor de torque.



Fonte: Genta e Morello (2009)

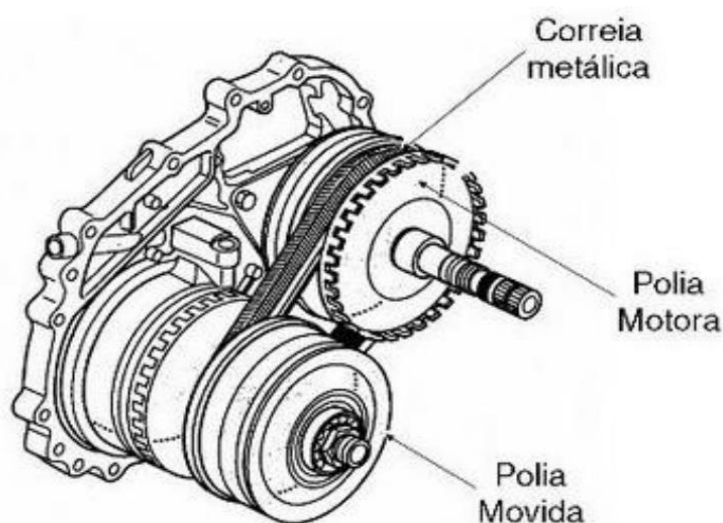
2.2.2.4 Transmissão Continuous variable transmission (CVT)

De acordo com Queiroz, Melo e Calabrez (2015), uma Transmissão Continuamente Variável (CVT) é um dispositivo de transmissão de potência, no qual a relação de velocidades pode ser mudada de maneira contínua. Uma CVT (Figura 8) transmite potência sem as discontinuidades típicas das transmissões manuais, de forma a evitar mudanças brutas no torque e na velocidade de saída e, é especialmente útil onde certo número fixo de relações de transmissão não é adequado para realizar a função desejada.

Esta característica aparece, pois o câmbio CVT não possui marchas e sim um sistema de polias e correias tornando possível acelerar até altas velocidades sem que haja trancos e de uma forma confortável. Segundo Naunheimer (2011), este se torna mais econômico sendo programado para permanecer em uma rotação do motor na faixa econômica. Seu funcionamento é simples. Quando dois cones da polia estão afastados a correia passa pela parte mais baixa, fazendo com que a

correia tenha um diâmetro menor. Quando os cones estão juntos a correia passa pela parte mais alta dos cones possuindo um diâmetro maior. Como a relação de transmissão é dada pela razão de diâmetros de entrada e saída da correia, possuímos várias combinações para a transmissão de potência. Na Figura 13 é possível observar o funcionamento do câmbio CVT. (WEIHERMANN, 2015)

Figura 8 – Transmissão continuamente variável de polias.

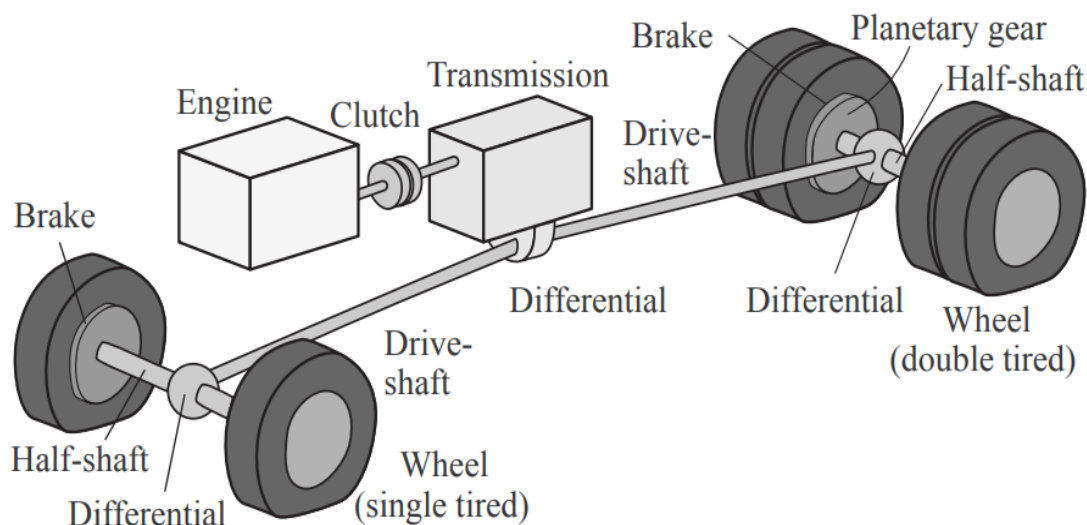


Fonte: Carlos Kelm (2009).

2.2.3 Componentes de um sistema transmissão

De acordo com Georg Rill (2012), as partes principais de um trem de força para veículos terrestres convencionais são motor, embreagem, diferenciais, eixos, freios e rodas, Figura 9.

Figura 9 – Componentes de um trem de força convencional.



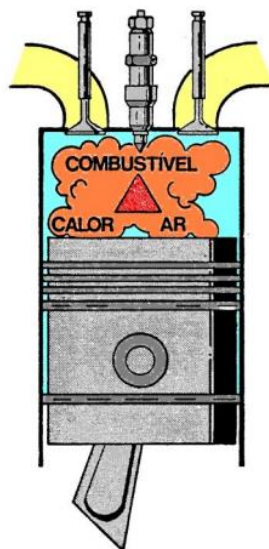
Fonte: Georg Rill (2012)

2.2.3.1 Motor

Para Bosch (2015), o motor de combustão interna (IC) é a fonte de energia usada com mais frequência para veículos automotores. Os motores de combustão interna geram energia através da conversão de energia química contida no combustível em calor e o calor assim produzido, em trabalho mecânico. A conversão da energia química em calor é realizada através de combustão, enquanto a conversão subsequente em trabalho mecânico é realizada permitindo-se que a energia do calor aumente a pressão dentro de um meio, que então realiza o trabalho na medida em que se expande.

Na Figura 10 pode-se observar o esquema de um motor de combustão interna. Um mecanismo constituído por pistão, biela e virabrequim é que transforma a energia térmica (calorífica) em energia mecânica. O movimento alternativo (vai e vem) do pistão dentro do cilindro é transformado em movimento rotativo através da biela e do virabrequim.

Figura 10 – Esquema de motor a combustão interna de pistão.



Fonte: Apostila de motores a combustão interna

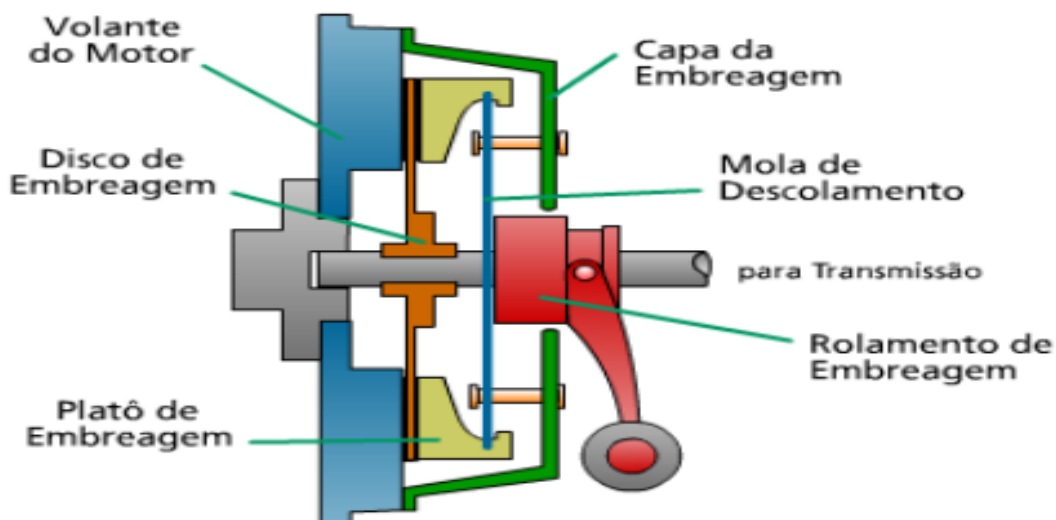
Os motores a combustão interna de pistão podem ser de 2 ou 4 tempos. Os motores a combustão interna de pistão (ciclo Diesel) podem ser de injeção direta ou indireta.

2.2.3.2 Embreagem

A embreagem é um conjunto de discos que ligam o eixo virabrequim do motor ao eixo primário de transmissão da caixa de velocidades. As suas principais funções são transmitir o torque gerado pelo motor com alta eficiência e desacoplar a transmissão do motor nos momentos de trocas de marchas. Além disso, o componente deve executar sua função de forma suave, uma vez que não deve haver um alto desgaste na peça. O seu acionamento se dá através do pedal de embreagem. (Santana, 2018)

A maioria das embreagens usadas no automóvel moderno são chamadas de embreagens de fricção. Isso significa que eles contam com o atrito criado entre duas superfícies para transmitir o acionamento do motor para a caixa de câmbio (Newbold, 2005). Segundo Georg Rill (2012), a embreagem faz uso do atrito para transmitir a rotação do motor virabrequim para a transmissão. Ao soltar o pedal da embreagem, a mola da embreagem força o disco da embreagem e o volante, que é girado pelo virabrequim, juntos. É possível observar com a Figura 11 como é disposta a embreagem automotiva.

Figura 11 – Embreagem automotiva.



Fonte: Nice (2000).

Para Generoso (2009), existem quatro tipos de embreagens:

- Acionamento mecânico – por meio de alavancas ou pedais;
- Acionamento eletromagnético – por meio de solenoides ou bobinas;
- Acionamento hidráulico/pneumático – por meio de pistões;
- Acionamento por mola – através da pressão de uma mola.

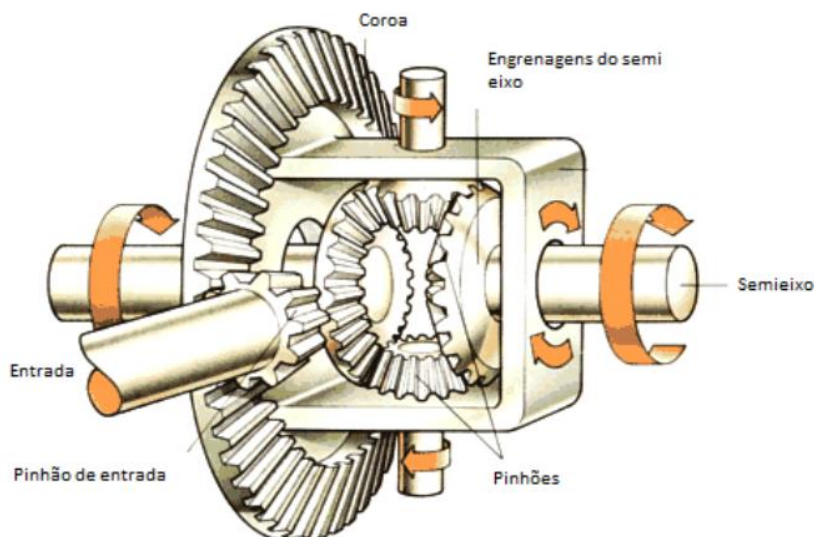
2.2.3.3 Diferencial

O diferencial é composto por um conjunto de engrenagens que tem como objetivo a possibilidade de gerar velocidades diferentes nas rodas motrizes no momento de realizar curvas (EEEP,2014). Segundo Costa (2002), o diferencial é o componente responsável por diminuir a velocidade das rodas dos eixos motrizes.

O diferencial é necessário, pois, ao realizar uma trajetória sinuosa, as rodas internas do automóvel percorrem uma distância menor que as rodas externas; pois, o comprimento a ser percorrido numa curva é proporcional ao raio, que gerará por consequência a necessidade do aumento da velocidade- já que a velocidade é taxa de variação do espaço pelo tempo. A ausência do diferencial provocaria uma maior dificuldade, pois os eixos motrizes na curva, devido a mesma velocidade, submeteriam a transmissão a um maior esforço e trazem a possibilidade de derrapagens em curvas. Além disso, o diferencial é o local onde ocorre a última

multiplicação de torque (NICE, 2014). A Figura 12 mostra a disposição de um diferencial automotivo.

Figura 12 – Diferencial automotivo.



Fonte: Costa (2002).

Para veículos com tração dianteira o diferencial localiza-se junto da transmissão do veículo, já em veículos de tração traseira o mesmo encontra-se perto das rodas traseiras, ligado a transmissão por um eixo chamado de “cardan”. Um veículo pode ainda ter mais do que um diferencial, isso acontece caso o mesmo seja com tração em mais eixos. (WEIHERMANN, 2015)

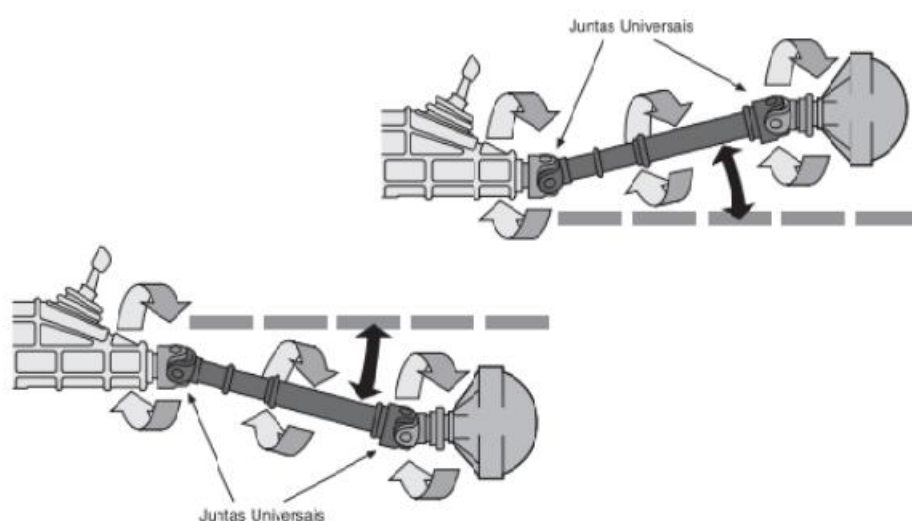
2.2.3.4 Eixo de transmissão

Para Weihermann (2015), a função básica do eixo de transmissão, também conhecido como eixo cardan, é transmitir a energia gerada pelo motor para o eixo diferencial, e, por sua vez, o eixo diferencial irá transferir esta energia recebida do eixo cardan para as rodas. Pode até parecer uma tarefa simples, porém não é nada fácil. Em terrenos irregulares, o eixo traseiro oscila muito, e a força tem que continuar chegando às rodas sem perda de potência.

Soares (2021) afirma que os eixos são os elementos que irão transmitir a rotação proveniente do motor com o auxílio dos pares de engrenagens. Existem três eixos que fazem parte do processo de multiplicação de torque: eixo primário, secundário e intermediário. O eixo primário é proveniente da conexão da

embreagem, os eixos intermediário e secundário possuem os pares de engrenagem responsáveis pelas ampliações de torque, sendo que, o eixo secundário é o eixo de saída ao diferencial (ou ao eixo de transmissão em veículos com configurações longitudinais). É possível observar na Figura 13 como é disposto o eixo de transmissão.

Figura 13 – Eixo de transmissão.



Fonte: WEIHERMANN (2015).

Vale ressaltar que a figura anterior, demonstra um eixo de transmissão para veículos de tração traseira. Veículos com tração dianteira possuem um eixo muito menor que também liga a transmissão no diferencial.

2.3 BAJA

O projeto Baja Sae é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para mercado de trabalho já que o mesmo participa do desenvolvimento de um projeto real, desde a sua concepção, projeto detalhado e construção. No Brasil esse projeto tem como nome Projeto Baja Sae BRASIL.

O projeto Baja SAE foi criado no ano de 1976, na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, sob a direção do Dr. John F. Stevens, tendo sua primeira competição no mesmo ano. No Brasil, as atividades desse projeto começaram em

1991 e somente em 1994 foi lançado o Projeto Baja SAE BRASIL. No ano seguinte, em 1995, era realizada a primeira competição nacional, na pista Guido Caloi, bairro do Ibirapuera, cidade de São Paulo.

O objetivo do concurso é proporcionar aos membros estudantes da SAE um projeto desafiador que envolva as tarefas de projeto, planejamento e fabricação encontradas ao introduzir um novo produto no mercado industrial consumidor. As equipes competem entre si para ter seu projeto aceito para fabricação por uma empresa fictícia. Os alunos devem funcionar como uma equipe não apenas para projetar, construir, testar, promover e pilotar um veículo dentro dos limites das regras, mas também para gerar apoio financeiro para seu projeto e gerenciar suas prioridades educacionais. (SAE International, 2022)

Os primeiros veículos Baja apresentavam sistema de transmissão de potência bem simples se comparados com os atuais, pois consistiam em apenas uma relação fixa de transmissão por corrente de rolos que ligava o eixo do motor ao eixo das rodas como mostrado na Figura 14.

Figura 14 - Transmissão de potência por corrente de rolos

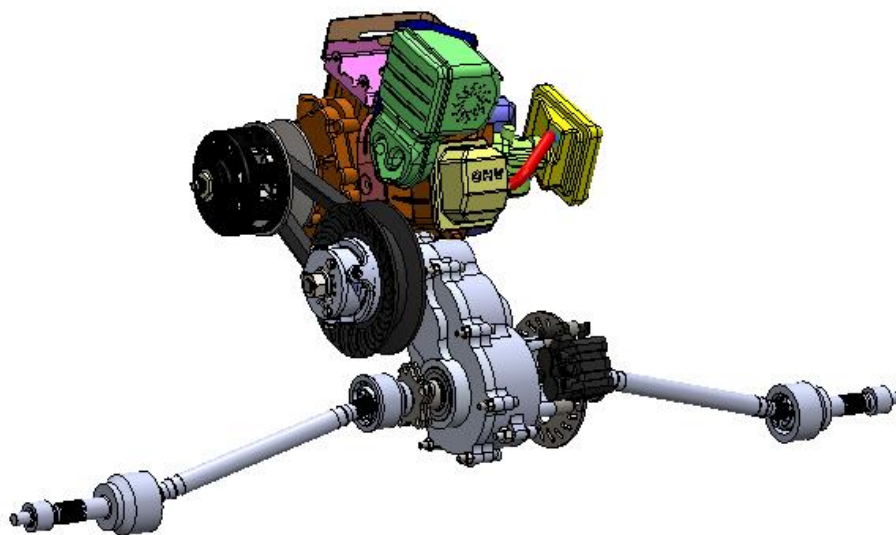


Fonte: www.saebrasil.org.br

Após a primeira competição no Brasil, as universidades do Brasil e do mundo já começaram a apresentar cada vez mais sistemas de transmissões de potência mais complexos e eficientes. Alguns começaram a fazer uso de caixa de marcha por câmbio manual com engrenagens cilíndricas (a mais usada até hoje), outros

passaram a usar sistema com a caixa de redução fixa e CVT (Continuously Variable Transmission) como é o caso da equipe IFPI Baja mostrado na Figura 15.

Figura 15 - Sistema de transmissão com caixa de redução e CVT.



Fonte: equipe IFPI BAJA

A equipe do Instituto Federal do Piauí já se utilizou sistemas de transmissão por corrente, quando ainda se chamava “Antares” participando de sua primeira competição com o esse sistema de transmissão, porém após algumas simulações e estudos decidiram mudar para um sistema com caixa de redução e CVT. Vale ressaltar que o sistema de transmissão mostrado na Figura 15 ainda é o utilizado pela equipe atualmente e o que será analisado no presente trabalho.

3 METODOLOGIA

Para Gil (2002), pesquisas sobre problemas práticos podem conduzir a descobertas científicas, da mesma maneira que uma pesquisa pura pode fornecer informações para aplicação prática. As pesquisas podem, também, ser nomeadas quanto à natureza dos dados em quantitativa e qualitativa; e aos seus objetivos, em descritiva, exploratória e explicativa; quanto ao seu delineamento, em pesquisa documental, bibliográfica, experimental, levantamento e o estudo de caso. O delineamento expressa, o andamento da pesquisa, com foco nos procedimentos técnicos de coleta e análise de dados.

Tendo como base os conceitos apresentados, essa pesquisa pode ser classificada em quantitativa, quanto à natureza dos dados, pois serão determinadas as variáveis e será realizado os cálculos necessários, analisados os dados obtidos e apresentadas as conclusões. Quanto aos objetivos, será uma pesquisa exploratória, pois tem como ideia identificar e estabelecer através da pesquisa a forma que os fatores determinam e contribuem para a ocorrência dos fenômenos. E por fim, quanto ao delineamento, em estudo de caso, pois será um processo de exploração de um caso em vida real em que seus limites não estão claramente definidos (GIL, 2002).

Dessa forma, a pesquisa se dará em quatro fases principais:

- Coleta de dados em bibliografias e com a equipe IFPI Baja, de modo a obter os parâmetros para os cálculos futuros das variáveis necessárias.
- Cálculo das variáveis a partir dos dados coletados
- Simulação dos resultados obtidos no matlab
- Fazer análise comparativa dos dados

3.1 PARÂMETROS E CARACTERISTICAS DO PROJETO

Ao analisarmos a história, é notório o grande avanço dos veículos Baja SAE quanto a suas performances. Um dos grandes fatores que influenciam nesses avanços, são as modificações no sistema de transmissão de potência. Pode-se inferir também, que tendo em vista um melhor rendimento do sistema de transmissão por CVT ao sistema de corrente por rolos, a equipe optou por continuar a utilizá-lo. Sendo assim, a análise consistirá em avaliar o desempenho do sistema de transmissão utilizado. Para isso precisamos especificar os parâmetros no qual será baseado a análise. Os parâmetros são:

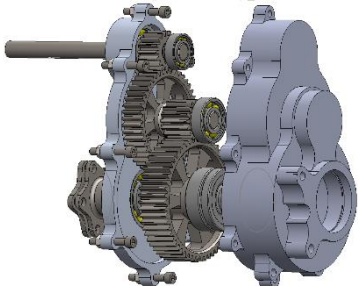
- **Motor:** Briggs & Stratton 10 HP OHV Vanguard Modelo 19 (S19).
- **Transmissão:** Uma CVT e uma caixa de redução fixa de engrenagens cilíndricas
- **Dados do veículo:**
 - Massa do veículo = 250 kg
 - Área frontal do veículo = 1.0318 m²
 - Densidade do ar = 1.17 kg/m³

- Coeficiente de resistência à rolagem = 0.015
- Coeficiente de atrito pneu/pista = 0.82
- Entre eixos = 1400 mm
- Bitola traseira = 1320 mm
- Bitola dianteira = 1420 mm
- Distância do CG à roda traseira = 770 mm
- Altura do CG = 600 mm
- Relação de redução da CVT = 3.9
- Torque máx. do motor = 18.6 N.m
- Raio do pneu: 0,2667 m

Segue abaixo a lista dos principais componentes contidos no sistema de transmissão proposto com suas principais especificações:

Tabela 1- Principais componentes do sistema de transmissão analisado

ITEM	FOTO	CARACTERÍSTICAS
Motor Briggs & Stratton 10 HP OHV Vanguard Modelo 19 (S19)		- 10 HP - monocilíndrico - 4 tempos - 305 cc - Mínima rotação com eixo livre: 1750 RPM $\pm$ 100 RPM - Máxima rotação: 3800 RPM
CVT Gaged gx9		- Correia em "V" - Máxima redução: 3,85:1 - Mínima redução: 0,9:1

Caixa de Redução Fixa		- Redução fixa: 8,65:1 - Engrenagens cilíndricas de dentes retos - Força trativa (N): 2056,538
----------------------------------	---	--

3.2 CÁLCULO DAS VARIÁVEIS

3.2.1 Torque

O torque nada mais é, que a grandeza física ligada ao movimento de rotação de um corpo determinado em razão da ação de uma força e, pode ser definido como o produto da força F aplicada em relação a um determinado ponto pela distância que separa o ponto de aplicação dessa força.

Motores a combustão interna criam torque e usam-no para girar o virabrequim, passando pela transmissão e chegando às rodas. As transmissões permitem o escalonamento de velocidades e torque conforme a necessidade de desempenho do veículo.

Para esta análise, o torque é calculado pela equação (1):

$$T_e = \frac{P_e}{\omega_e}$$

$$= P_1 + P_2 \omega_e + P_3 \omega_e^2 \quad (1)$$

Onde, T_e é o torque de acionamento do motor, P_e representa a potência máxima atingível, ω_e é a velocidade angular e P_1 , P_2 e P_3 são os coeficientes polinomiais que podem ser encontrados através das equações (2), (3) e (4) respectivamente.

$$P_1 = \frac{P_M}{\omega_M} \quad (2)$$

$$P_2 = \frac{P_M}{\omega_M^2} \quad (3)$$

$$P_3 = -\frac{P_M}{\omega_M^3} \quad (4)$$

Após a substituição dos dados obtidos encontramos o torque máximo do motor como sendo $T_e = 19.3292$ N.m. Isso se torna satisfatório visto que o torque máximo dado pelo fornecedor é de 19.94 N.m.

3.2.2 Potência

A potência de um motor pode ser definida como o trabalho realizado numa unidade de tempo. A potência que interessa para a análise do desempenho do veículo, é a potência efetiva, já que é esta que vai ser transmitida nas rodas motrizes. A mesma pode ser calculada pela equação (5):

$$P = T \cdot \omega \quad (5)$$

Onde, P é a potência efetiva medida em watts, T é o torque medido em N.m e ω representa a velocidade angular medida em radianos por segundo. Porém, como a rotação é dada em rotações por minuto (*rpm*) e a relação desta com a velocidade angular dada por:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (6)$$

Substituindo (6) em (5), temos:

$$P = T \cdot \frac{\pi n}{30} \quad (7)$$

Onde n é a rotação do motor dada em *rpm*.

Substituindo os dados obtidos, temos que a potência máxima atingível pelo motor é de 5.89019 kW. Não se mostrando tão satisfatória devido a potência máxima dada pelo Instituto Mauá, instituição responsável pela análise do motor, ser de 6.87 kW.

3.2.3 Aceleração máxima

Aceleração é a grandeza física que mede a variação da velocidade de um móvel em função do tempo. Segundo Nicolazzi, o conhecimento empírico nos revela que as acelerações máximas só ocorrem com velocidades baixas. Para veículos de

tração traseira, a aceleração máxima será calculada pela equação (8):

$$\alpha_{m\acute{a}x} = \frac{g}{(1+\delta)} \left[\frac{\mu x - f}{\left(1 - \mu \left(\frac{h}{l}\right)\right)} \cos \alpha - \sin \alpha \right] \quad (8)$$

Onde g é a força da gravidade, δ representa a inércia de translação equivalente à de rotação, μ é o coeficiente de atrito, x é a parcela de carga sobre o eixo traseiro, f é o coeficiente de resistência a rolagem, h representa a altura do centro de gravidade, l é a distância entre os eixos do veículo e α representa o ângulo da inclinação da pista.

Substituindo os dados do veículo, temos que a aceleração máxima é de 4.05672 m/s^2 .

3.2.4 Velocidade

A velocidade é a capacidade de um corpo percorrer uma certa distância em um determinado tempo. Para que se possa chegar a uma relação entre a velocidade de translação do veículo e a rotação do motor, considerando o escorregamento dos pneus, foi desenvolvido o método a seguir.

A relação entre a velocidade angular e a tangencial de uma roda não motriz é dada por:

$$v_t = r_d \omega_r \quad (9)$$

Onde v_t é a velocidade tangencial do pneu medida em m/s, r_d é o raio dinâmico do pneu medido em metros e ω_r representa a velocidade angular da roda em rad/s.

Novamente é usado a relação da equação (6) e lembrando que a rotação da roda, n_r , é proporcional a do motor, n_m , através de

$$n_r = \frac{n_m}{i_{c_j} i_d} \quad (10)$$

pode-se então escrever que a velocidade teórica do veículo ou tangencial do pneu em função da rotação do motor, é dada por:

$$v_t = \frac{0,1047 r_d n_m}{i_{c_j} i_d} \quad (11)$$

Onde v_t representa a velocidade tangencial do pneu, $0,1047 = \pi/30$ é uma constante, n_m é a rotação do motor em *rpm*, i_{c_j} é a relação de transmissão da caixa de marchas na j -ésima marcha e i_d representa a relação de transmissão fixa da caixa de redução.

Com isso, após a substituição dos parâmetros, foi encontrado uma velocidade máxima de 15,54 m/s, ou seja, 55,94 km/h.

3.2.5 Força trativa máxima

De um modo geral, a força motriz atuante sobre um veículo é a soma das forças motrizes dos dois eixos, ou seja,

$$F_m = F_{mI} + F_{mII} \quad (12)$$

Porém, devido a existência de várias formas de transmitir potência ao solo, há também para cada uma dessas formas um rendimento inerente da sua conceituação. Como o veículo analisado possui tração traseira, essa força máxima trativa é dada por:

$$F_{mII}^{máx} = \mu G \cos \alpha \left[\frac{x - f \left(\frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left(\frac{h}{l} \right)} \right] \quad (13)$$

Onde $F_{mII}^{máx}$ representa a força máxima trativa, μ é o coeficiente de atrito, G é o peso do veículo, α é o ângulo de inclinação da pista, x é a parcela de carga sobre o eixo traseiro, f representa a resistência à rolagem, h é a altura do centro de gravidade e l , é a distância entre eixos.

Ao substituir os dados do projeto na equação, obtêm-se o valor de 1795, 24 N para a força máxima.

3.2.6 Forças resistivas

3.2.6.1 Resistência à aceleração

A resistência à aceleração é bastante influenciada pelas forças de inércia.

Quanto mais rápida a mudança de velocidade, ou seja, quanto maior a aceleração, maior será a força necessária para superar a resistência a aceleração.

A resistência à aceleração é frequentemente representada de forma simplificada, pela equação (14):

$$F_a = \lambda m_F a \quad (14)$$

Onde λ é um coeficiente de inércia rotacional, que expressa a proporção da massa total que é rotativa, m_F representa a massa do veículo e a , é a aceleração do veículo. Com isso, foi encontrado as resistências na maior e na menor relação de transmissão com os valores de 1697,5 N e 1274,1 N respectivamente.

3.2.6.2 Resistência ao rolamento

Como o próprio nome sugere, a resistência ao movimento das peças rotativas é somada e cria uma força resistiva total que tem como finalidade, desacelerar o veículo. Essa força é ocasionada por todas as deformações que o pneu sofre em contato com o solo da via e os seus obstáculos. Durante todas essas deformações o pneu vai consumindo energia na forma de calor, no processo conhecido como histerese — o principal fator para a resistência do rolamento.

Além das deformações do pneu, também temos os torques na linha de transmissão do veículo, que são os torques de rolamentos, as fricções nos dentes das engrenagens e as partilhas de freio. Porém, esses torques dependem de uma série de fatores tais como carga e detalhes específicos do projeto de freio e por isso não serão avaliados nessa análise.

A resistência ao rolamento (Q_r) pode ser calculada aproximadamente pela expressão empírica que segue

$$Q_r = f G \cos \alpha \quad (15)$$

Onde f é o coeficiente de atrito de rolamento, G representa o peso do veículo e α representa o ângulo de inclinação da pista, resultando em uma resistência de 48, 57 N.

3.2.6.3 Resistência ao aclone

A resistência ao aclone ou resistência ao gradiente (F_{St}), relaciona-se com a força descendente do declive e é calculada a partir do peso que atua no centro de gravidade:

$$F_{St} = m_F g \text{ sen } \alpha_{St} \quad (16)$$

Sendo m_F a massa do veículo e g a aceleração da gravidade, que foi utilizada como $9,81 \text{ m/s}^2$. Obtendo a partir desta equação, o valor de 341, 32 N para essa resistência.

3.2.6.4 Resistência aerodinâmica

As forças de resistência aerodinâmica não são, na realidade, forças discretas que atuam em locais específicos, mas na verdade são uma soma de forças infinitesimais que atuam em todos os pontos da carroceria do veículo. Elas basicamente resultam de três efeitos básicos: **resistência de forma**, que é resultado da diferença de pressão na frente e atrás do veículo devido à separação do fluxo de ar e à criação de vórtices atrás do veículo; **fricção na pele**, que é aquela que resulta devido o contato do ar com a superfície veículo criando forças de atrito opostas ao movimento e; **fluxo interno**, que é devido ao ar que entra nas partes internas do veículo e devido a retirada de energia causam forças resistivas adicionais.

A resistência aerodinâmica é dada, considerando os três efeitos conjuntamente, por:

$$Q_a = q C_x A \quad (17)$$

Onde q é a pressão dinâmica, C_x indica o coeficiente de resistência aerodinâmica e A representa a área projetada da seção transversal do veículo.

Segundo Nicolazzi, a pressão dinâmica que é função da velocidade relativa entre o veículo e o ar, da temperatura e da pressão atmosférica, pode ser calculada por:

$$q = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (18)$$

Sendo ρ a massa específica do ar medida em kg/m^3 e v a velocidade relativa do vento em m/s . Como a resistência aerodinâmica foi desconsiderada devido a pouca velocidade, a resistência será igual a zero.

3.2.7 Aclive máximo

Considerando que a velocidade do veículo é baixa e constante, para determinar o aclive máximo, considera-se a força de inércia nula e, devido a velocidade ser baixa, a resistência aerodinâmica é muito pequena. Sendo assim, a força motriz deve vencer apenas as resistências de rolamento e aclive. Portanto

$$F_m = G(\sin \alpha + f \cos \alpha) \quad (19)$$

Como o veículo em análise possui tração traseira, iguala-se esta força com a força máxima disponível. Com isso temos:

$$\tan \alpha |_{\text{máx}} = \mu \left[\frac{x - f \left(\frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left(\frac{h}{l} \right)} \right] - f \quad (20)$$

Substituindo os dados obtidos, temos que o aclive máximo é de 41.20° .

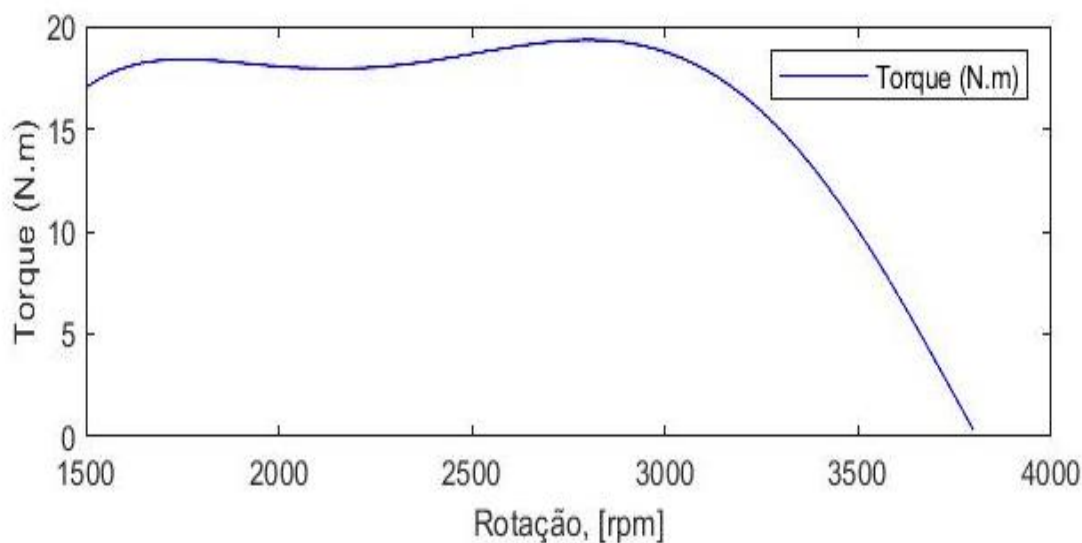
4 RESULTADOS

4.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS

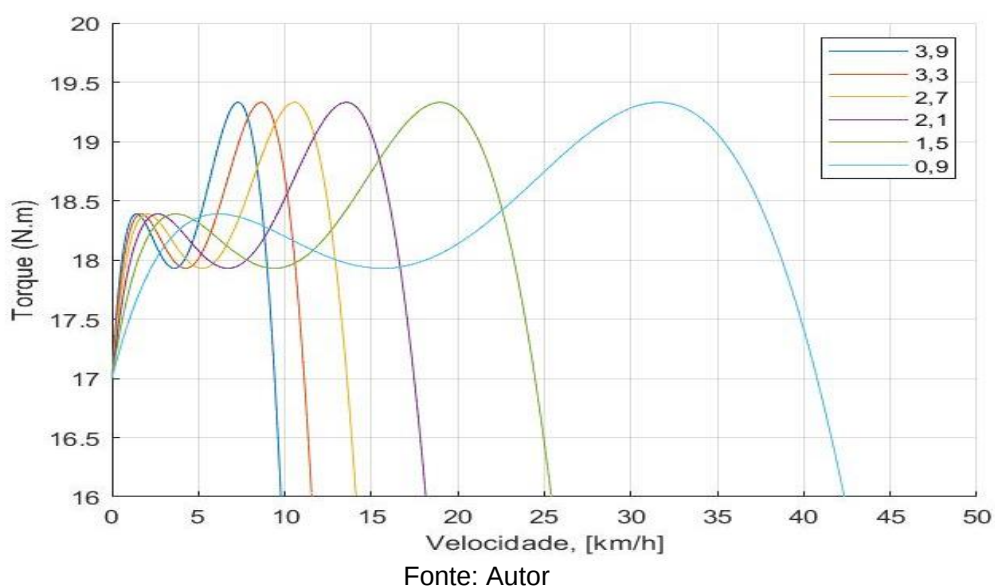
Para um motor de serie-19 que possui regulagens previamente definidas e “impostas” pelo fornecedor – essas curvas representam graficamente a variação de potência e torque do motor em plena carga em função do seu regime de rotação.

4.1.1 Torque x velocidade

A curva torque x velocidade dar-se a partir da variação do torque entre a rotação mínima e máxima de operação do motor. As características de torque-velocidade do motor demonstram o desempenho de saída adequado para uso em análise de powertrain. Na figura 16 é demonstrado a curva torque x velocidade do motor série 19, o qual faz parte do sistema de transmissão em análise.

Figura 16 - Curva Torque x Velocidade

Observando a Figura 16, pode-se inferir que o motor atinge seu pico de torque, isto é, seu torque máximo na rotação de 2800 rpm. Além disto, é visto que em rotações mais baixas o motor produzirá torques mais altos denotando boa força de tração na saída e ao passar do pico de torque a curva cai mais assiduamente.

Figura 17 - Torque em função das relações de transmissão

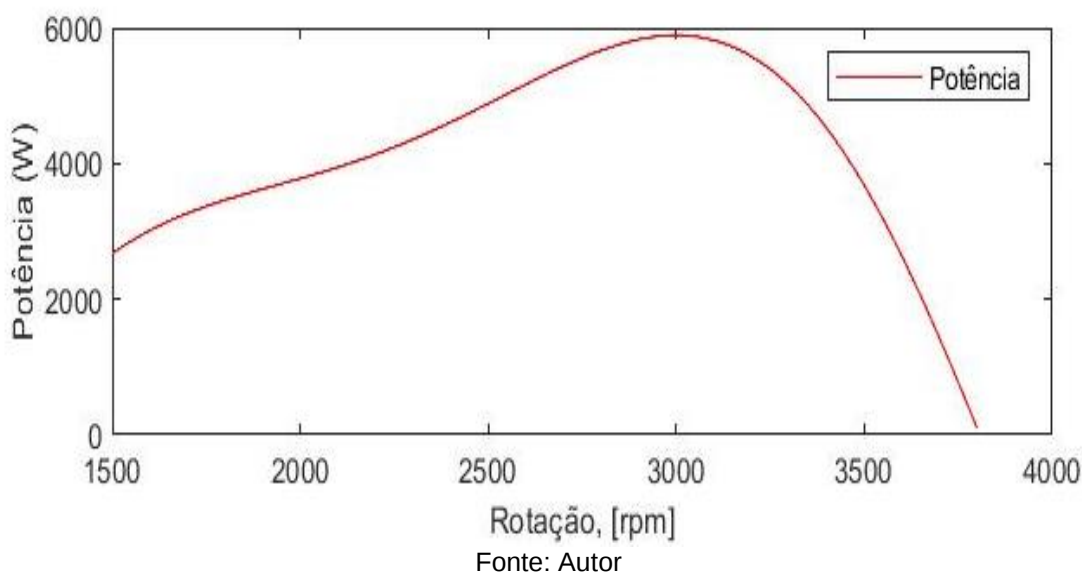
Na figura 17, é exibido o comportamento do torque do motor em função de cada relação de transmissão. Fica evidente na figura que em todas as relações de transmissão o pico de torque será atingido, pois só depende da rotação do motor,

modificando somente a velocidade e consequentemente o tempo para alcançar tal magnitude.

4.1.2 Potência x velocidade

A curva potência x velocidade, semelhantemente a curva torque x velocidade, nada mais é que a variação da potência do motor em relação à velocidade de rotação. Essa curva é importante pois através dela é possível avaliar o comportamento, do veículo, em termos da sua capacidade de desempenho, pois a potência pode ser usada justamente para acelerar o veículo, fazer com que ele suba um aclive ou então tracionar uma carga adicional tal como um trailer ou carreta. A Figura 18 demonstra a curva de potência x velocidade do motor série 19.

Figura 18 - Curva potência x velocidade



Na figura 18 é visto que a potência máxima é atingida na rotação de 3000 rpm, isso implica dizer que o motor deve produzir altas velocidades nessa rotação sem perda de potência.

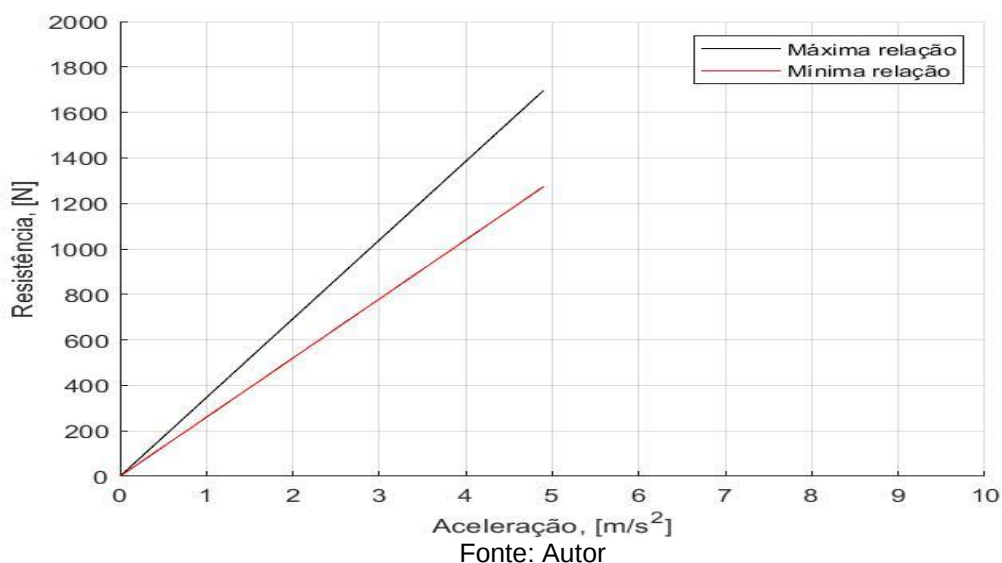
4.2 FORÇAS RESISTIVAS

4.2.1 Resistência à aceleração

Além da resistência de condução que ocorre em movimento de estado estacionário, as forças de inércia também ocorrem durante a aceleração e a

frenagem. A massa total do veículo (componente translatório) e a massa inercial das partes rotativas do acionamento acelerado ou freado (componente rotativo) são os fatores que influenciam a resistência à aceleração. Na figura 19 é demonstrado as resistências à aceleração do veículo analisado.

Figura 19 - Resistência à aceleração



Onde, a reta preta representa a resistência à aceleração na relação de transmissão máxima e a reta vermelha representa a resistência à aceleração na relação mínima. Os valores das relações são de 3.9 e 0.9 respectivamente.

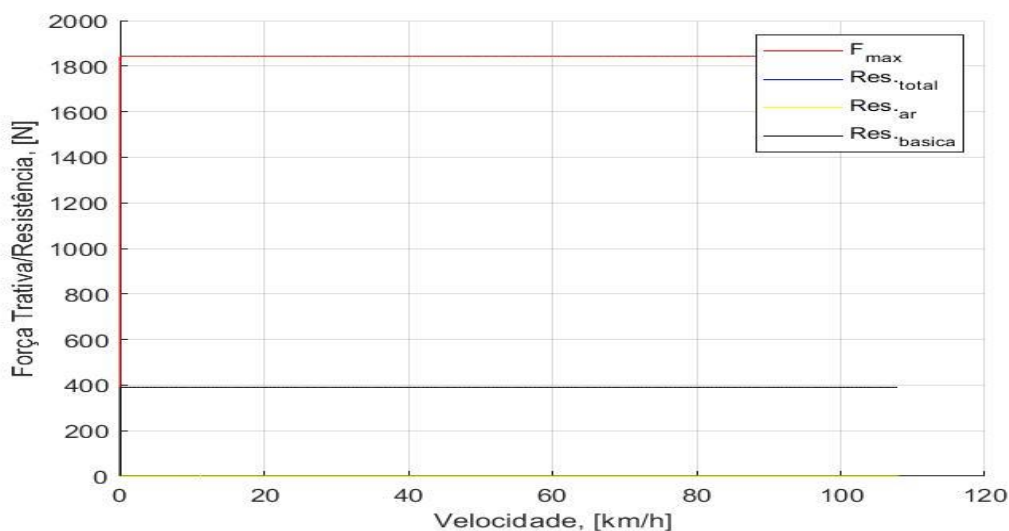
4.2.2 Demanda de forças resistivas

A resistência ao rolamento é a força com que um pneu resiste ao movimento do veículo. Ela é uma manifestação da perda de energia do veículo devido à deformação da superfície de contato pneu-estrada e aos obstáculos que ela encontra.

Além desta, tem-se também as resistências aerodinâmicas e de aclone. Nessa análise, a resistência aerodinâmica não teve muita influência, visto que o veículo analisado, não ultrapassa a velocidade de 60 km/h e a resistência aerodinâmica só apresenta valores significativos para velocidades superiores a 90 km/h no caso de um carro com os parâmetros do Baja.

Na figura 20 pode-se visualizar o comportamento dessas resistências em função da velocidade do veículo.

Figura 20 - Demanda de forças resistivas



Fonte: Autor

Onde a reta preta representa a resistência básica, isto é, a soma da resistência ao rolamento com a resistência ao atrie e se mantém constante com o aumento da velocidade. A resistência aerodinâmica é representada na figura 20 pela linha de cor amarela e nota-se que ela permanece em zero devido não há desconsiderarmos pra essa análise. A reta vermelha simboliza a força máxima de tração do motor e a linha azul representa a soma de todas as resistências, ou seja, a resistência total. Na figura 20, a resistência total coincide com a resistência básica devido não haver resistência aerodinâmica.

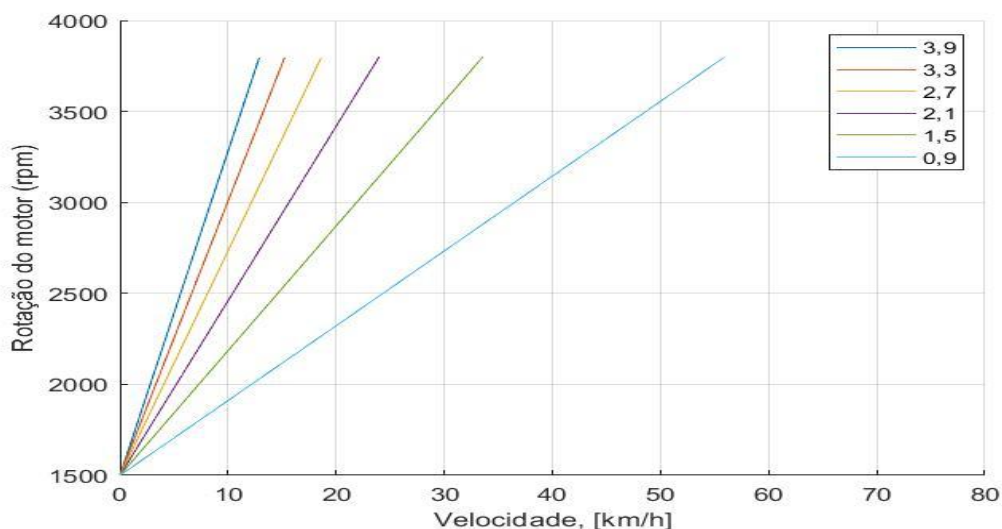
4.3 ENGRENAGENS INTERMEDIÁRIAS

A relação de transmissão da caixa de velocidades é o mecanismo pelo qual as velocidades do veículo e do motor estão cinematicamente relacionadas. Para transmissões de relação escalonada, a passagem de uma marcha alta para uma marcha baixa ou vice-versa deve ser realizada passando pelas marchas intermediárias.

Na figura 21 em cada marcha, a variação da rotação do motor com a rotação do veículo é prescrita pela respectiva linha. Quando a relação é trocada, o ponto de

trabalho passa para outro ponto em outra linha, mas na mesma velocidade do veículo.

Figura 21 - Velocidade em função da rotação

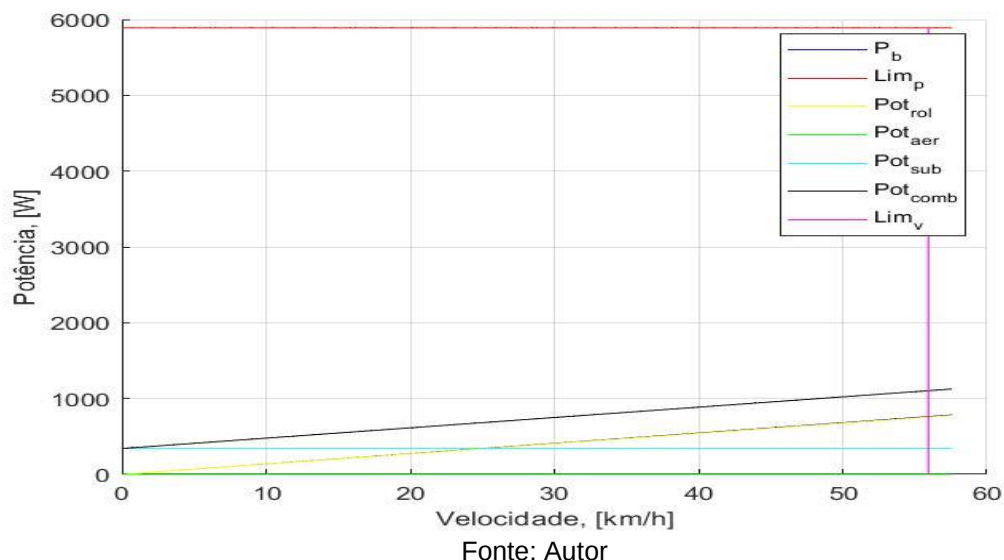


Fonte: Autor

Quando uma nova relação é engatada, a rotação do motor é alterada para um novo valor (em uma mudança ascendente para uma velocidade mais baixa e em uma redução para uma velocidade mais alta). Na prática, durante o deslocamento, a velocidade do veículo será reduzida levemente sob a ação de forças resistivas. Porém, como o sistema se utiliza de uma CVT, essas mudanças de relação são feitas de maneira a reduzir ao máximo a perda de velocidade.

4.4 DEMANDA DE POTÊNCIA

A potência de um motor, é capacidade do mesmo de executar uma tarefa em um determinado tempo, quanto mais potência, menos tempo será gasto na mesma tarefa. Ela deriva da relação entre torque e a quantidade de rotações do motor, ou seja, é ela a responsável por fazer o veículo atingir velocidades mais altas. Para isso, é necessária que essa mesma potência seja capaz de superar as forças resistivas ao movimento. Na figura 22 é possível observar qual a demanda de potência que cada uma das forças resistivas requer em relação a velocidade do carro.

Figura 22 - Potência consumida pelas resistências ao movimento

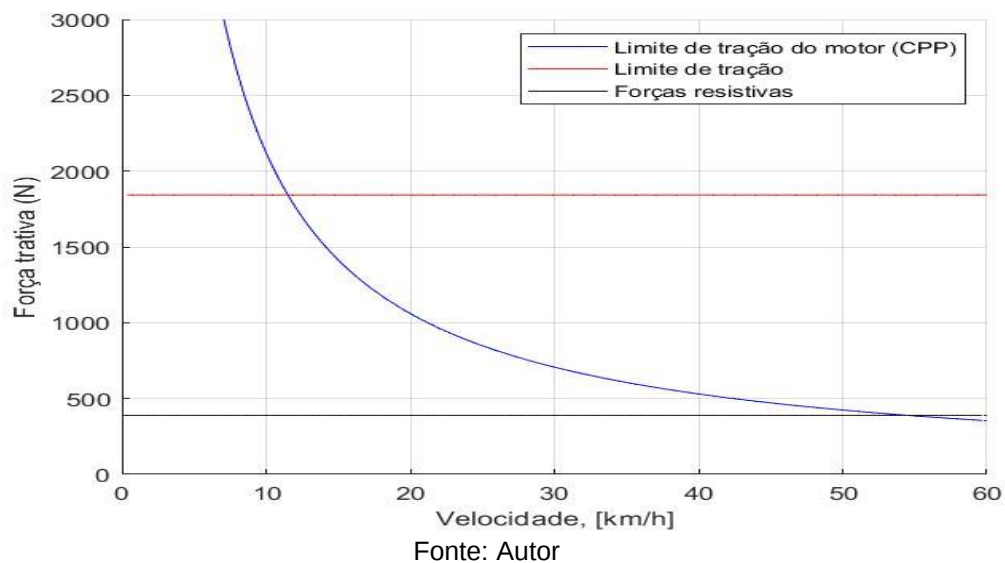
Onde P_b é a potência básica a qual se dá pela soma da potência consumida pela força aerodinâmica (Pot_{aer}) mais a potência consumida pela força de rolamento (Pot_{rol}). Na figura 22 ela coincide com a linha da potência de rolamento, devido não haver resistência aerodinâmica. Lim_v e Lim_p são os limites de velocidade e potência máximos respectivamente e Pot_{comb} representa a potência combinada, isto é, a potência consumida em uma subida (Pot_{sub}) mais a potência básica.

4.5 DEMAIS ANÁLISES

4.5.1 Força trativa x velocidade

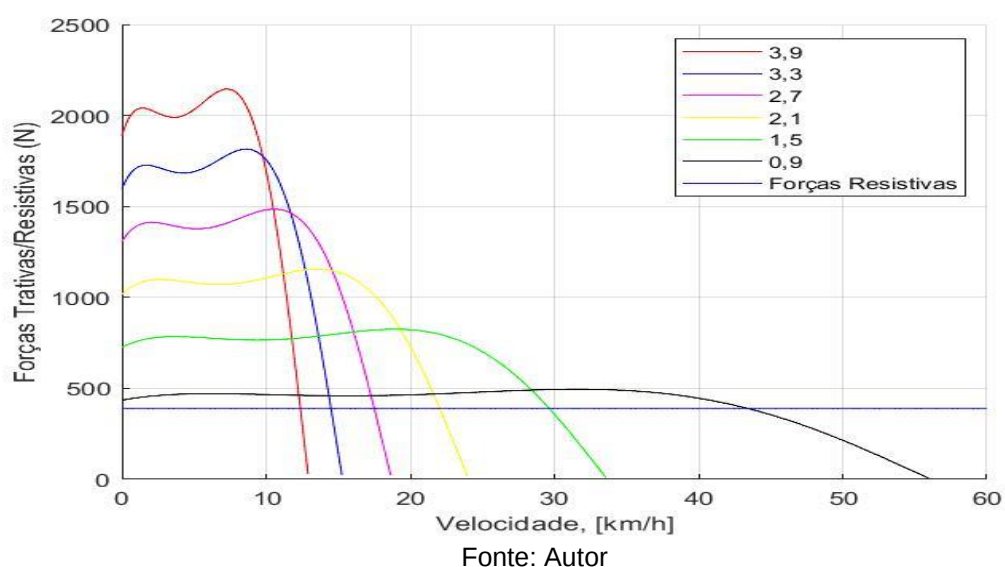
O veículo acelera através da aplicação de forças de tração. Esta por sua vez é produzida na interface pneu-estrada e, portanto, depende das propriedades do pneu e da estrada. A força de tração se origina do torque aplicado no eixo pela fonte de torque. Assim, esta força fica em função da fonte de torque e do sistema pneu-estrada. Na figura 23 é demonstrado variação da força trativa em função da velocidade.

Figura 23 - Força trativa x Velocidade incluindo limite de tração



Observe que em baixas velocidades, o limite de tração do motor tende ao infinito. Porém a força do pneu depende do coeficiente de atrito pneu-estrada e da relação de escorregamento, surgindo assim uma força máxima de tração (reta vermelha) disponível para o pneu. Com esta restrição em vigor, a força de tração deixará de ser uniforme e deverá ser dividida em duas regiões de adesão limite e potência constante. Além disso, é demonstrado na imagem a velocidade máxima do veículo, pois esta ocorre quando as forças resistivas se igualam à força de tração disponível.

Figura 24 - (FTP) Força trativa x Relações de transmissão



Na figura 24 é demonstrado novamente o comportamento da força trativa em função da velocidade, porém dessa vez, ela está relacionada com cada relação de transmissão da CVT. É notório que à medida com que a relação de transmissão diminui, a magnitude da força de tração diminui drasticamente e a sua curva achata-se cada vez mais.

5 CONCLUSÃO

A partir dos resultados apresentados pudemos observar o comportamento das variáveis de saída propostas nos objetivos do trabalho. Como por exemplo os torques, velocidades, forças e acelerações.

Na variável *torque* foi possível observar através das curvas características, que o motor atinge o seu pico de torque em 2800 rpm sendo ele no valor de 19,32 N.m. Além disso foi visto que para diferentes relações de transmissão, apesar de atingir o seu pico de torque, pois depende somente da rotação, a velocidade pra atingir tal pico é diferente. Onde as relações analisadas são 3,9, 3,3, 2,7, 2,1, 1,5, 0,9 e as velocidades de alcance do pico de torque são de 7,28 km/h, 8,61 km/h, 10,53 km/h, 13,55 km/h, 18,97 km/h, 31,60 km/h respectivamente, sendo essa última, a maior velocidade a atingir o pico de torque. Com tais resultados é possível afirmar que à medida que a relação diminui, a velocidade de conquista do torque máximo aumenta.

Por sua vez, nas forças resistivas foi observado as resistências à aceleração, a resistência aerodinâmica, a resistência à rolagem, a resistência ao aclave e a força trativa máxima. Com isso pôde-se ver que a resistência à aceleração na maior e menor relação de transmissão foi de 1697,5 N e 1274,1 N respectivamente e, a aceleração máxima alcançada é de 4.05672 m/s^2 . A resistência aerodinâmica não foi considerada, pois a velocidade máxima que o veículo atinge é muito baixa para as forças aerodinâmicas se tornarem relevantes para a análise. Na resistência ao aclave foi encontrado um valor de 341,32 N para tal resistência e um aclave máximo de 41, 20°. Além disso, foi visto também que o valor da resistência à rolagem foi de 48,57 N e a força trativa máxima calculada foi de 1795,24 N. Vale ressaltar, que essa força trativa se apresenta de forma diferente para cada relação de transmissão, onde é maior na relação de 3.9 e menor na relação de 0.9.

Quanto a velocidade, foi calculado que a velocidade máxima tem valor de

55,94 km/h. Somado a isso, também foi mostrado as velocidades máximas alcançadas em cada relação de transmissão. Sendo elas, para as relações já citadas, da maior para a menor (relações), nos valores de 12,91, 15,25, 18,64, 23,97, 33,56, 55,94 km/h, respectivamente.

Além de tudo, foi verificado a potência do motor e o comportamento desta com relação as resistências estudadas. Foi percebido que a potência máxima do motor é de 5,89 kW e, de acordo com a curva característica encontrada, essa potência é atingida na rotação de 3000 rpm. Ademais é observado que a potência consumida em uma subida é de 341,32 W e a máxima potência consumida pela resistência à rolagem é de 753 W, esse valor varia de acordo com a velocidade do veículo, isto é, quanto maior a velocidade, maior a potência consumida.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A análise da transmissão realizada levou em consideração a crescente demanda de melhores e mais rápidas análises nos sistemas de powertrain dos carros atuais. Além disto, também foi visto que a equipe IFPI Baja, necessitava de um meio para a realização dessa análise, sendo suprida por esse trabalho e construção do programa em Matlab.

Com a análise apresentada, foi possível através da metodologia aplicada, obter dados importantes sobre o sistema transmissão como velocidade, aceleração, força trativa máxima, entre outros. Esses parâmetros são importantes para esse sistema, uma vez que são eles que definem toda a construção do sistema, desde a confecção das peças, ou escolha, até definição dos meios de transmissão que serão utilizados.

Os objetivos do trabalho foram cumpridos, uma vez que, a análise foi realizada com os dados de um veículo Baja e o programa desenvolvido demonstrou um ótimo desempenho e fluidez para a obtenção das saídas propostas. Somado a isso, a equipe poderá se utilizar do mesmo, para a realização de análises futuras em novos sistemas de transmissão ou melhorias no atual.

Primeiramente foi realizada um estudo dos sistemas de transmissão utilizados no mercado automotivo, posteriormente, sobre a competição BAJA SAE BRASIL e o sistema de transmissão utilizado pela equipe IFPI Baja. Também foram obtidos os parâmetros do projeto a ser analisado. Por fim, foi realizado a construção do

programa em Matlab e a análise dos dados obtidos gerando gráficos para uma melhor visualização destes.

O objetivo principal do trabalho foi construir um código em Matlab para analisar o sistema de powertrain, mais rápido e eficiente, e assim conseguir economizar energia e tempo por parte dos integrantes da equipe, visto que antes deste trabalho era demandado muito mais energia nessa tarefa.

As ferramentas utilizadas também foram pensadas para que o custo da análise fosse baixo, pois apesar do custo da licença do programa não ser baixo, a instituição fornece a mesma, em seus aparelhos de forma gratuita, ou seja, o custo financeiro é baixo, demandando somente de tempo para obtenção do projeto.

Com isso, a análise demonstrou-se efetiva, uma vez que cumpre o objetivo principal de retornar dados cruciais do sistema de transmissão. Somando-se a isso, cumpre com a contribuição à biblioteca já existente na equipe e nos estudos desenvolvidos nessa área. Além disso, esta análise ainda pode ser melhorada com mais passos que podem ser desenvolvidos como por exemplo a obtenção do dimensionamento das peças e estudo de falhas e fadigas das mesmas.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO DE ENGENHARIA ARQUITETURA E AGRONOMIA DE RIBEIRÃO PRETO. **A história e a genialidade do automóvel**. Ribeirão Preto – SP, Texto & Cia Comunicação, 2016.

TARDIN, Alexandre de Almeida; MATTEDI, Rafael Pereira. **Projeto da transmissão de potência para veículos baja SAE utilizando duas cvts**. Trabalho de Conclusão de Curso, Vitória, 2008.

BOSCH, R. G. **Manual de tecnologia automotiva**. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

CALABREZ, Felipe; MELO, Elaine Cristine de; QUEIROZ, Caio Dimitri Vieira. **Revisão dos sistemas de transmissão automotiva**. Trabalho de Conclusão de Curso- FATEC, Santo André, 2015.

COSTA, Paulo G. **A bíblia do automóvel**. Edição eletrônica. 2001-2002

CROLLA, David; MASHADI, Behrooz. **Vehicle Powertrain Systems**. Chichester: Wiley, 2012.

CURVAS CARACTERISTICAS DE UM MOTOR A COMBUSTAO. INFLUENCIA DOS PARAMETROS DE REGULAGEM, DE EMPREGO E DE CONSTRUÇÃO. Disponível em: <file:///C:/Users/brmat/Desktop/Meus%20documentos/TCC/Capitulo%20XI.%20CURVAS%20CARACTERISTICAS%20DE%20UM%20MOTOR%20A%20COMBUSTAO.%20INFLUENCIA%20DOS%20PARAMETROS%20DE%20REGULAGEM,%20DE%20EMPREGO%20E%20DE%20CONSTRU%C3%87AO.pdf>. Acesso em: 08 de out. 2022.

EEEP. **Curso Técnico em Manutenção Automotiva**. [S.l.]: Escola Estadual de Educação Profissional, 2014

GENEROSO, Daniel João. **Módulo 3: Elementos de máquinas**. Instituto Federal de Santa Catarina, Araranguá. 2009

GENTA, G.; MORELLO, L. **The automotive chassis: components design**. Heidelberg, Springer Netherlands, 2009.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2002.

LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H. **Automotive transmission: fundamentals, selection, design and application**. Stuttgart: Springer, 1999.

NAUNHEIMER, H., BERTSCHE, B., RYBORZ, J., NOVAK, W. **AUTOMOTIVE TRANSMISSIONS, FUNDAMENTALS, SELECTION, DESIGN AND APPLICATION**. Springer. Friedrichshafen. Germany, 2011.

NICE, K. **COMO FUNCIONAM OS CONVERSORES DE TORQUE**. In: how stuff works: como tudo funciona. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/document/118889113/Como-Funcionam-Os-Convertidores-de-Torque>>. Acesso em: 14 abr. 2022.

NICE, Karim. **How gears work**. 2018. Disponível em: <<https://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/gear7.htm>>. Acesso em: 14 de abr. 2022.

PNEUSBest. **O QUE É RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO DO PNEU?** Disponível em: <https://blog.pneubest.com.br/resistencia-ao-rolamento-do-pneu/#:~:text=A%20resist%C3%Aancia%20ao%20rolamento%20%C3%A9,via%20e%20os%20seus%20obst%C3%A1culos>. Acesso em: 6 de out. 2022.

RAMOS, Jefferson Evandro Machado. **História do automóvel**. Disponível em: <<https://www.suapesquisa.com/cienciastecnologia/carrosantigos/#:~:text=O%20auto%20m%C3%B3vel%20surgiu%20em%201886%20e%20revolucionou%20o%20mundo%20dos%20transportes.&text=O%20primeiro%20ve%C3%ADculo%20motorizado%20a,possu%C3%ADa%20um%20motor%20a%20gasolina>>. Acesso em: 14 de abr. 2022.

Rill, Georg. **Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling**. Bora Raton: CRC Press, 2012.

SAE BRASIL. **Baja Nacional**. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>>. Acesso em: 03 de out. 2022.

SAE Internacional. **Baja SAE Knowledge**. Disponível em: <<https://www.sae.org/attend/student-events/baja-sae-knowledge/about>>. Acesso em: 03 de out. 2022.

SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. **Mecânica veículos leves: Sistema de transmissão**. São Paulo: SENATEC. 2001.

SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. **Automobilística: sistemas de transmissão**. Apostilado – Curso Técnico. São Paulo: SENAI-SP, 2003.

SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. **Mecânica veículos leves: Sistema automática**. São Paulo: SENATEC. 2002.

SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. **Transmissão mecânica de veículos leves**. São Paulo: SENAI-SP. 2016.

SILVA, Domiciano Correa Marques da. **"Inércia, massa e força"**; Brasil Escola. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/fisica/inercia-massa-forca.htm>. Acesso em 06 de outubro de 2022.

SILVA, Edenilton Pereira da; COSTA, William Rodrigues. **“Conceitos Básicos Aplicados em Sistemas de Transmissão Veiculares”**. 2012. Monografia do Curso

de Tecnologia de Eletrônica Automotiva da FATEC Santo André.

SOARES, Caik Gabriel Cavalcante. **Estudo comparativo entre transmissões automotivas automáticas e manuais**. Trabalho de Conclusão de Curso Universidade do Estado do Amazonas, Manaus, Amazonas, 2021.

SOUSA, Harlan E. A. **Projeto de uma caixa de redução fixa para veículo mini baja do IFPB**. 2011. Monografia (Graduação) – Curso de Tecnologia em Automação Industrial. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba, João Pessoa, 2010.

SHOP, Portal Auto. **Potência de motor de carro: conheça os principais tipos!** Disponível em: <https://www.portalausopping.com.br/blog/potencia-de-motor-de-carro-conheca-os-principais-tipos/#:~:text=A%20pot%C3%Aancia%20%C3%A9%20a%20capacidade,um%20ve%C3%ADculo%20atingir%20boas%20velocidades.>. Acesso em: 10 de out. 2022.

WEIHERMANN, Henrique Weber. **Estudo sobre aplicação de transmissão continuamente variável para veículos de pequeno porte**. Trabalho de Conclusão de Curso Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, Joinville, 2015.

WIENANDTS, Luis Felipe Radaelli. **Dimensionamento do sistema de transmissão mecânica para o veículo baja univates**. Trabalho de Conclusão de Curso Universidade do Vale do Taquari, Rio Grande do Sul, Lajeado, 2019.

KURILOV, Willian. **BAJA SAE BRASIL: Ensaios em motores de combustão interna**. Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2019.

APÊNDICE 1 – CÓDIGO EM MATLAB DESENVOLVIDO NA ANÁLISE

```

close all
clear all
clc
warning off
%% Dados do motor Briggs & Straton

rpm = [1500 1700 1900 2100 2300 2500 2700 2900 3100 3300 3500 3700 3750
3800];
T_19 = [17.29 17.74 17.99 18.62 18.61 18.64 18.37 18.36 18.12 17.53 7.92 4.04
1.19 1]; % torque do motor Serie 19 [N.m]

n = 5;
p = polyfit(rpm,T_19,n);
w0 = 1500;
wf = 3800;

for cont1=w0:wf
    Tcal(cont1-w0+1)=0;
    wcal(cont1-w0+1)=cont1;
    for cont2=1:n+1
        Tcal(cont1-w0+1)=Tcal(cont1-w0+1)+p(cont2)*wcal(cont1-w0+1)^(n+1-cont2);
    end
end

v1 = 1;
for wmm = 1500:0.06052631578947368421052631578947:3800
    Torque = polyval(p,wmm);
    POT(v1) = Torque*wmm*pi/30;
    TT(v1) = Torque;
    WM(v1) = wmm;
    v1 = v1+1;
end

```

```
lim_POT = max(POT);
```

```
lim_TT = max(TT);
```

```
%%
```

```
%% _____ DADOS DE ENTRADA PARA FORÇA  
RESISTIVA _____
```

```
Mv = 250;
```

```
g = 9.81;
```

```
mi = 0.85; % força de atrito
```

```
frol = 0.02;
```

```
Cd = 0;
```

```
A = 1.0318;
```

```
p = 1.17;
```

```
vr = 4.17;
```

```
l = 1350;
```

```
xl = 0.55;
```

```
x = xl*I;
```

```
h = 600;
```

```
Rpneu = 0.2667;
```

```
fhi = 8;
```

```
W = Mv*g;
```

```
fhi = deg2rad(fhi);
```

```
%% Relação de redução
```

```
Relmax = 3.9;
```

```
Relmin = 0.9;
```

```
Rfixa = 7.74; %8.12;
```

```
% i_e1 = 2.6471;
```

```
% i_e2 = 3.2353;
```

```
i_e1 = sqrt(Rfixa);
```

```
i_e2 = sqrt(Rfixa);
```

```
Re = 0.47*Rpneu;
```

```
Rd = 1.02*Rpneu;
```

```
%% Velocidade do veículo em função da rotação do motor - cinemática
```

```
v4 = 1;
```

```
for w_mot = 0:0.1:3800
```

```
    v_tan1 = (pi/30)*Rd*w_mot/(Relmax*Rfixa);
```

```
    v_tan11 = (pi/30)*Rd*w_mot/(3.3*Rfixa);
```

```
    v_tan12 = (pi/30)*Rd*w_mot/(2.7*Rfixa);
```

```
    v_tan13 = (pi/30)*Rd*w_mot/(2.1*Rfixa);
```

```
    v_tan14 = (pi/30)*Rd*w_mot/(1.5*Rfixa);
```

```
    v_tan2 = (pi/30)*Rd*w_mot/(Relmin*Rfixa);
```

```
    V_tan1(v4) = v_tan1*3.6;
```

```
    V_tan11(v4) = v_tan11*3.6;
```

```
    V_tan12(v4) = v_tan12*3.6;
```

```
    V_tan13(v4) = v_tan13*3.6;
```

```
    V_tan14(v4) = v_tan14*3.6;
```

```
    V_tan2(v4) = v_tan2*3.6;
```

```
    v4 = v4+1;
```

```
end
```

```
V_max1 = max(V_tan1);
```

```
V_max2 = max(V_tan2);
```

```
%% Resistência à aceleração
```

```
% momentos de inércia
```

```
I_mot = 0.00625; % motor
```

```
I_cvt1 = 0.001161482; % polia motora
```

```
I_cvt2 = 0.000540732; % polia movida
```

```
I_e1 = 0.000035+0.00005459; % conjunto eixo e engrenagem de entrada da caixa
```

de redução

$I_{e2} = 0.00002540 + 0.00007330 + 0.00171140$; % [eixo, engrenagem menor, engrenagem maior]

$I_{e3} = 0.00015602 + 0.00496265 + 0.00061073 + 0.00277895$; % conjunto eixo e engrenagem de saída da caixa de redução

$I_{se} = 0.00013402 + 0.00065124 + 0.00115113$; % semi eixo + juntas homocinéticas

$I_w = 0.15841146 + 0.00064491$; % roda + cubo de roda

$I_{eq1} = (I_{mot} + I_{cvt1}) \cdot Rel_{max}^2 \cdot i_{e1}^2 \cdot i_{e2}^2 + (I_{cvt2} + I_{e1}) \cdot i_{e1}^2 \cdot i_{e2}^2 + I_{e2}^2 \cdot i_{e2}^2 + I_{e3} + 2 \cdot I_{se} + 2 \cdot I_w$;

$I_{eq2} = (I_{mot} + I_{cvt1}) \cdot Rel_{min}^2 \cdot i_{e1}^2 \cdot i_{e2}^2 + (I_{cvt2} + I_{e1}) \cdot i_{e1}^2 \cdot i_{e2}^2 + I_{e2}^2 \cdot i_{e2}^2 + I_{e3} + 2 \cdot I_{se} + 2 \cdot I_w$;

$\delta_1 = I_{eq1} / (M_v \cdot R_d^2)$;

$\delta_2 = I_{eq2} / (M_v \cdot R_d^2)$;

$v_2 = 1$;

for $acel = 0:0.01:0.5 \cdot g$

$r_{acel1} = M_v \cdot acel \cdot (1 + \delta_1)$;

$r_{acel2} = M_v \cdot acel \cdot (1 + \delta_2)$;

$Acel(v_2) = acel$;

$R_{acel1}(v_2) = r_{acel1}$;

$R_{acel2}(v_2) = r_{acel2}$;

$v_2 = v_2 + 1$;

end

%% Tração-limitada - limite de tração do pneu

$W_r = W \cdot x / l$; % carga estática do eixo traseiro

$W_f = W - W_r$; % carga estática do eixo dianteiro

$f_{max11} = W_r \cdot m_i / (1 - (h \cdot m_i / l))$; % força de tração

$\delta W = f_{max11} \cdot h / l$; % transferência de carga longitudinal

$W_{rl} = (f_{max11} + \delta W)$; % cargas dinâmicas traseiras

Wfl = (f_max11 - deltaW); % cargas dinâmicas dianteiras

%% transmissão de força pneu pista - NICOLAZZI

```
f_max12 = mi*W*cos(fhi)*((xl-frol*(h/l))/(1-mi*(h/l)));
grad_max = mi*((xl-frol*(h/l))/(1-mi*(h/l)))-frol;
acel_max = (g/(1+delta1))*(((mi*xl-frol)*cos(fhi)/(1-mi*(h/l)))-sin(fhi));
T_wheels = Wrl*Rd*mi; % torque máximo nas rodas traseiras
a_max = f_max11/(Mv); % aceleração máxima
```

%% Resistências

```
v3 = 1;
for v = 0:0.1:30
    Ra = 0.5*p*(v)^2*Cd*A;
    Rr = W*frol*cos(fhi);
    Rc = Mv*g*sin(fhi);
    v3 = v3+1;
    RA(v3) = Ra;
    V(v3) = v*3.6;
    RMOV(v3) = (v/Rd)*Rfixa;
    R_basica(v3) = Rr + Rc;
    Rtotal = RA + Rr + Rc ;
    Tres = Rtotal*Rd/Rfixa;
    Treng = Tres/Relmax;
    F_max(v3) = f_max11;
    P_limit(v3) = lim_POT/v;
end
```

%% (FTP) Força trativa motora

```
F_tm1 = TT*Relmax*Rfixa/Rd;
F_tm11 = TT*3.3*Rfixa/Rd;
F_tm12 = TT*2.7*Rfixa/Rd;
```

```

F_tm13 = TT*2.1*Rfixa/Rd;
F_tm14 = TT*1.5*Rfixa/Rd;
F_tm2 = TT*Relmin*Rfixa/Rd;
F_lime = lim_POT./(V/3.6);
F_max11 = f_max11*(V./V);

```

```

%% (CPP) Demanda de potência

```

```

v5 = 1;
for vv = 0:0.1:16
    p_bas = W*(frol)*vv + (0.5*p*(vv+vr)^2*Cd*A*vv);
    p_rol = Mv*g*frol*cos(fhi)*vv;
    p_aer = 0.5*p*(vv+vr)^2*Cd*A*vv;
    p_sub = Mv*g*sin(fhi);
    w_mot2 = vv*(Relmax*Rfixa)/((pi/30)*Rd);
    Torque2 = polyval(p,w_mot2);
    POT2(v5) = Torque2*w_mot2*pi/30;
    TT2(v5) = Torque2;
    WM2(v5) = w_mot2;
    P_bas(v5) = p_bas;
    P_rol(v5) = p_rol;
    P_aer(v5) = p_aer;
    P_sub(v5) = p_sub;
    P_comb(v5) = p_bas + p_sub;
    Vel(v5) = vv*3.6;
    Lim_POT(v5) = lim_POT;
    limit_vel(v5) = V_max2;
    v5 = v5+1;
end

```

```

P_BAS = max(P_bas); % potência básica máxima

```

```

%%

```

```

fprintf('----- \n')
fprintf('-----DADOS DE ENTRADA----- \n')
fprintf('----- \n')

fprintf('Massa do veículo = [%g] (kg) \n', Mv)
fprintf('Coeficiente de arrasto aerodinâmico = [%g] \n', Cd)
fprintf('Área frontal do veículo = [%g] (m²) \n', A)
fprintf('Densidade do ar = [%g] (kg/m³) \n', p)
fprintf('Coeficiente de resistência à rolagem = [%g] \n', frol)
fprintf('Coeficiente de atrito pneu/pista = [%g] \n', mi)
fprintf('Entre eixos = [%g] (mm) \n', l)
fprintf('Distância do CG à roada traseira = [%g] (mm) \n', x)
fprintf('Altura do CG = [%g] (mm) \n', h)
fprintf('Relação de redução minimada CVT = [%g] \n', Relmax)
fprintf('Relação de redução máxima CVT = [%g] \n', Relmin)
fprintf('Relação de redução da CVT = [%g] \n', Rfixa)
fprintf('inercia rotacional conjunto de entrada = [%g] (kg.m²) \n', I_e1)
fprintf('inercia rotacional conjunto intermediário = [%g] (kg.m²) \n', I_e2)
fprintf('inercia rotacional conjunto de saída = [%g] (kg.m²) \n', I_e3)
fprintf('inercia rotacional semi-eixo = [%g] (kg.m²) \n', I_se)
fprintf('inercia rotacional rodas = [%g] (kg.m²) \n', I_w)

fprintf('----- \n')
fprintf('-----FORÇA TRATIVA E POTENCIAS MÁXIMAS----- \n')
fprintf('----- \n')

fprintf('Força trativa max. = [%g] (N) \n', f_max11)
fprintf('Força trativa max.(NICOLAZZI) = [%g] (N) \n', f_max12)
fprintf('Torque max. motor = [%g] (N.m) \n', lim_TT)
fprintf('Potência max. motor = [%g] (kW) \n', lim_POT*10^-3)
% fprintf('Potência max. das resitências básicas = [%g] (kW) \n', lim_POT*10^-3)

fprintf('----- \n')
fprintf('-----RESULTADOS CINEMÁTICOS----- \n')

```

```

fprintf('----- \n')

fprintf('Inclinação máxima = [%g] (°) \n', rad2deg(grad_max))
fprintf('Aceleração max = [%g] (m/s^2) \n', a_max)
fprintf('Aceleração max.(NICOLAZZI) = [%g] (m/s^2) \n', acel_max)
fprintf('Velocidade cinemática máx. [Redução: 0.9 da CVT] = [%g] (m/s) \n',
V_max2/3.6)

line1 = polyxpoly(Vel, P_comb, Vel, Lim_POT);

%% GRÁFICO DO MOTOR

figure(2)
hold on
subplot(2,1,1);
plot(WM,TT,'b')

title('CURVA CARACTERISTICA DO MOTOR')
xlabel('Rotação, [rpm]')
ylabel('Torque (N.m)')
legend('Torque (N.m)')

subplot(2,1,2);
plot(WM,POT,'r')
xlabel('Rotação, [rpm]')
ylabel('Potência (W)')
legend('Potência')

%% GRÁFICO DE RESISTÊNCIA À ACELERAÇÃO

figure(3)
hold on
grid on
plot(Acel,R_acel1,'k')

```

```

plot(Acel,R_ acel2,'r')
line2 = polyxpoly(accel_max, max(R_ acel1), accel_max, max(R_ acel1));
axis([0 10 0 2000])
title('RESISTÊNCIA À ACELERAÇÃO')
xlabel('Aceleração, [m/s^2]')
ylabel('Resistência, [N]')
legend('Máxima relação', 'Mínima relação')

```

%% GRÁFICO DE FORÇAS TRATIVA E RESISTIVAS

```

figure(4)
hold on
grid on
plot(V,F_max,'r')
plot(V,Rtotal,'b')
plot(V,RA,'y')
plot(V,R_basica,'k')
title('DEMANDA DE FORÇAS RESISTIVAS')
xlabel('Velocidade, [km/h]')
ylabel('Força Trativa/Resistência, [N]')
legend('F_m_a_x','Res._t_o_t_a_l','Res._a_r','Res._b_a_s_i_c_a')

```

%% GRÁFICO DE VELOCIDADES PARA CADA RELAÇÃO DE REDUÇÃO

```

figure(5)
hold on
grid on
plot(V_tan1,WM)
plot(V_tan11,WM)
plot(V_tan12,WM)
plot(V_tan13,WM)
plot(V_tan14,WM)
plot(V_tan2,WM)
axis([0 80 1500 4000])

```

```

title('VELOCIDADE EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO')
xlabel('Velocidade, [km/h]')
ylabel('Rotação do motor (rpm)')
legend('3,9','3,3','2,7','2,1','1,5','0,9')

```

```

%% GRÁFICO DE DEMANDA DE POTÊNCIA

```

```

figure(6)
hold on
grid on
plot(Vel,P_bas,'b')
plot(Vel,Lim_POT,'r')
plot(Vel,P_rol,'y')
plot(Vel,P_aer,'g')
plot(Vel,P_sub,'c')
plot(Vel,P_comb,'k')
plot([V_max2 V_max2],[0 lim_POT],'m')
title('(CPP) POTÊNCIA CONSUMIDA PELAS RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO')
xlabel('Velocidade, [km/h]')
ylabel('Potência, [W]')
legend('P_b','Lim_p','Pot_r_o_l','Pot_a_e_r','Pot_s_u_b','Pot_c_o_m_b','Lim_v')

```

```

%% GRÁFICO DE FORÇA TRATIVA E RESISTÊNCIA TOTAL (CPP)

```

```

figure(7)
hold on
grid on
plot(V, F_lime,'b')
plot(V, F_max11,'r')
plot(V, Rtotal,'k')
axis([0 60 0 3000])
title('(CPP) FORÇA TRATIVA X VELOCIDADE INCLUINDO LIMITE DE TRAÇÃO')
xlabel('Velocidade, [km/h]')
ylabel('Força trativa (N)')

```

```
legend('Limite de tração do motor (CPP)','Limite de tração','Forças resistivas')
```

```
%% GRÁFICO DE FORÇA TRATIVA (FTP)
```

```
figure(8)
hold on
grid on
plot(V_tan1,F_tm1,'r')
plot(V_tan11,F_tm11,'b')
plot(V_tan12,F_tm12,'m')
plot(V_tan13,F_tm13,'y')
plot(V_tan14,F_tm14,'g')
plot(V_tan2, F_tm2,'k')
plot(V, Rtotal,'b')
title('(FTP) FORÇA TRATIVA X VELOCIDADE')
xlabel('Velocidade, [km/h]')
ylabel('Forças Trativas/Resistivas (N)')
legend('3,9','3,3','2,7','2,1','1,5','0,9','Forças Resistivas')
```

```
%% GRÁFICO DE TORQUE EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE
```

```
figure(9)
hold on
grid on
plot(V_tan1,TT)
plot(V_tan11,TT)
plot(V_tan12,TT)
plot(V_tan13,TT)
plot(V_tan14,TT)
plot(V_tan2,TT)
title('TORQUE EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE')
xlabel('Velocidade, [km/h]')
ylabel('Torque (N.m)')
legend('3,9','3,3','2,7','2,1','1,5','0,9')
```

