

CENTRO PAULA SOUZA

FATEC – SANTO ANDRÉ

TECNOLOGIA EM ELETRÔNICA AUTOMOTIVA

FILIPPE LIRA MARÇON

SISTEMA DE CONTROLE DE TRAÇÃO PARA AUTOMÓVEIS DE
ARRANCADA SOBREALIMENTADOS POR TURBO-
COMPRESSORES.

SANTO ANDRÉ

2018

CENTRO PAULA SOUZA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

TECNOLOGIA EM ELETRÔNICA AUTOMOTIVA

FILIPPE LIRA MARÇON

SISTEMA DE CONTROLE DE TRAÇÃO PARA AUTOMÓVEIS DE
ARRANCADA SOBREALIMENTADOS POR TURBO-
COMPRESSORES.

Trabalho de conclusão de curso apresentado à
FATEC – Santo André como requisito parcial
para obtenção do título de tecnólogo sob
orientação do professor Marco Aurélio Fróes e
co-orientação pelo professor Dr. Fábio Delatore.

SANTO ANDRÉ

2018

M354s

Marçon, Filipe Lira

Sistema de controle de tração para automóveis de arrancada sobre alimentados por turbo-compressores / Filipe Lira Marçon. - Santo André, 2018. – 92f: il.

Trabalho de Conclusão de Curso – FATEC Santo André.
Curso de Tecnologia em Eletrônica Automotiva, 2018.

Orientadores: Prof. Marco Aurélio Fróes e co-orientado por Prof. Dr.Fábio Delatore.

1. Eletrônica automotiva. 2. Sistema de controle eletrônico. 3. Automóveis. 4. Tração. 5. Compressor. 6. Sensores. 7. Atuadores. I. Sistema de controle de tração para automóveis de arrancada sobre alimentados por turbo-compressores.

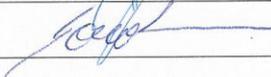
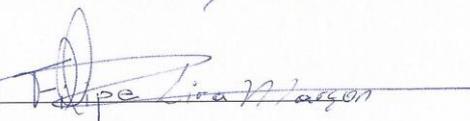
LISTA DE PRESENÇA

Santo André, 30 de Junho de 2018

LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA: “SISTEMA
DE CONTROLE DE TRAÇÃO PARA AUTOMÓVEIS DE ARRANCADA
SOBREALIMENTADOS POR TURBO-COMPRESSORES” DO ALUNO DO
6º SEMESTRE DESTA U.E.

BANCAPRESIDENTE:
PROF. MARCO AURÉLIO FRÓESMEMBROS:
PROF. FERNANDO GARUP DALBO

PROF. CARLOS ALBERTO MORIOKA

**ALUNO:**
FILIPE LIRA MARÇON

Agradecimentos

Primeiramente a Deus, pois sem Ele eu nada sou, mas também aos professores Marco Aurélio Fróes e Dr. Fábio Delatore pelas orientações, aos professores MsC. Wesley Torres e Dr. Edson Kitani pelos conselhos que contribuíram para dimensionar e construir a planta do projeto tanto as estruturas mecânicas quanto os circuitos de controle sou grato. Também quero fazer um agradecimento especial ao Flavson aluno e funcionário da FATEC – SA que executou processos de fabricação para as partes estruturais mecânicas do projeto. A todo o corpo docente da FATEC – SA, pois cada professor que compõe essa equipe deu sua contribuição para que eu recebesse educação de altíssima qualidade e a todos que ajudaram de forma direta ou indireta, obrigado.

*“Nada nem ninguém pode me
separar do amor de Deus.”*

Ayrton Senna da Silva

Resumo

Este projeto tem relação com um fenômeno físico conhecido como tração, no qual são esclarecidas as formas com as quais outros conceitos da física tais como potência, torque, velocidade, forças como peso, normal, pressão, atrito e outras estão relacionadas com tal grandeza, pois é uma estação que demonstra o funcionamento de um sistema de controle eletrônico para tracionar as rodas de um automóvel de corrida de arrancada de maneira que haja perda mínima de potência transmitida às mesmas. Se trata de um compensador que trabalha com sensores e atuadores que obedecem a estratégias construídas com lógica. É feita uma elucidação sobre os pontos importantes dos automóveis de arrancada se tratando do dimensionamento de rodas, pneus, massa, estrutura e a forma como estes parâmetros influenciam a tração durante a realização das provas, pois existem esclarecimentos conceituais detalhados sobre como efetivamente se calcula essas grandezas em diferentes tipos de automóveis com diferentes índices de massa, velocidade, potência, torque e etc. Dado os exemplos são feitas comparações com os índices calculados nos exemplos reais com os dados obtidos para que seja possível esclarecer como o sistema traz melhorias substanciais quando atua, no qual a meta é ter um início de como construir uma central eletrônica dedicada exclusivamente a tratar da tração nos automóveis de arrancada.

Palavras – Chave: Eletrônica automotiva, Sistema de controle eletrônico, Automóveis, Tração, Compressor.

Abstract

Conceptions treated in this project relate to a physical phenomenon well known as traction that in text are extensively clarified how another parameters as power, torque, speed, forces as weight, pressure, friction and whatever make difference to this phenomenon in a vehicle, because the proposal of this project is build an electronic control system to traction drag race automobile wheels. Deal with a compensator that stuffs using electrical sensors and actuators that follow strategies build with logic. Something important about drag race automobiles is relate to dimensions of wheels, tires, masses and structure and how these parameters can change traction during the races realizations and there are detailed conceptions clarifies about how to effectively calculate these rates in different automobiles with different rates of masses, speed, power, torque and others. There are comparisons with calculated rates in real examples to turn possible clarify how system brings improvement when it runs looking for have sense how to initiate to build an exclusively dedicated electronic module to treat drag race automobile traction problems.

Keywords: Automotive electronic, Electronic control system, Automobile, Traction, Compressor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fenômeno físico da tração em cordas e rodas.	1
Figura 2 – Autor (Fotografo): DIRK BEHLAU.....	5
Figura 3 – DRAGSTER RACING CAR.	7
Figura 4 – Exemplo de DRAG FUNNY CAR.....	7
Figura 5 – Ilustração do sistema TCS.....	8
Figura 6 – Sistema de tração integral com caixa seletora ON/OFF (caixa seletora).....	10
Figura 7 – Representação das forças de atrito que são exercidas em um pneu e na pista de rolamento.	11
Figura 8 – Indicadores de carga e velocidade suportadas pelos pneus.	13
Figura 9 – Deslizamento das rodas e o atrito dinâmico.	14
Figura 10 – Dissipação de energia na forma de calor e som.	15
Figura 11 – Fatores aerodinâmicos que influenciam na emissão de ruído nos pneus.....	16
Figura 12 – Aparecimento de ruído nos pneus em virtude do deslizamento dos blocos.	16
Figura 13 – Ruído causado por adesão do pneu com o pavimento.	17
Figura 14 – Pneu tipo liso para arrancada.	17
Figura 15 – Região que indica onde são encontradas as características mencionadas no texto.....	18
Figura 16 – Região da banda de rodagem ampliada.	18
Figura 17 – Diagrama das forças exercidas na roda da frente que trafega com velocidade constante.	20
Figura 18 – Relação de engrenagens de um câmbio no sistema de transmissão de um automóvel.....	23
Figura 19 – Relação de RPM que chega nas rodas.	23
Figura 20 – Foto da roda que foi utilizada no cálculo.....	25
Figura 21 – Carro com o qual foi realizada a experiência para o cálculo da velocidade.	25
Figura 22 – Esboço vetorial para exemplificar como o torque é definido como sendo o valor absoluto de um vetor.....	29
Figura 23 – Roda motora e os sentidos das forças.....	30
Figura 24 – Sentido de movimento da roda em relação as forças.	30
Figura 25 – Diagrama das forças de atrito em automóvel de tração traseira (FR).	31

Figura 26 – Diagrama das forças de atrito em um automóvel de tração dianteira (FF).	31
Figura 27 – Diagrama das forças de atrito em um automóvel de tração integral (4WD ou AWD).	32
Figura 28 – Forças exercidas na roda dianteira e representação da distribuição da pressão na região de contato da roda com a pista de rolamento.	33
Figura 29 – Forças exercidas nas rodas de tração da bicicleta.	37
Figura 30 – Gráfico de dispersão de potência contra velocidade máxima nos três grupos de automóveis e respectivas retas de ajuste.	43
Figura 31 – Estrutura de um turbo-compressor e fluxo dos gases causando seu acionamento.	48
Figura 32 – Referência de desenvolvimento do projeto.	49
Figura 33 – Curva de potência, torque pela rpm do motor do FIAT PUNTO T-JET.	50
Figura 34 – Perfil de torque e potência medidas em um dinamômetro de rolo de alta performance.	51
Figura 35 – Volkswagen Gol 4ª Geração preparado para competição de arrancadas na categoria dianteira turbo – A (DT- A).	51
Figura 36 – Indicação da linha de corte que representa o limite de aderência nas rodas do automóvel.	52
Figura 37 – Diagrama em blocos do sistema de controle de tração (TCS) com entradas e saídas.	53
Figura 38 – Polia dentada fixada na parte frontal no eixo virabrequim.	55
Figura 39 – Ponto no qual é gerada a falha do sinal de rotação.	55
Figura 40 – Gol G4 em fase de construção para competir na categoria Força Livre Dianteira (FLD).	56
Figura 41 – Sensores que monitoram a rotação das rodas.	56
Figura 42 – Sensor de massa de ar.	57
Figura 43 – Circuito by-pass de passagem do ar.	57
Figura 44 – Orifício de expulsão dos detritos e impurezas.	58
Figura 45 – Funcionamento do sensor que mede a massa de ar admitida no motor.	58
Figura 46 – Sensor que mede a massa de ar, medindo o refluxo da massa de ar.	59
Figura 47 – Sinal do sensor que mede a massa de ar lido com o osciloscópio.	59

Figura 48 – Formato do sensor de pressão do turbo-compressor.	60
Figura 49 – Layout da ECU do motor onde se encontra o sensor de altitude.....	61
Figura 50 – Estrutura interna do sensor de altitude com alavanca e potenciômetro.....	61
Figura 51 – Mockup montado em cima da bancada no laboratório.	62
Figura 52 – Diagrama elétrico do driver de potência que varia velocidade dos motores.....	62
Figura 53 – Vetor indica a posição do anel dentado.	63
Figura 54 – Terminais do sensor de rotação que fornece o sinal senoidal parâmetro lido e utilizado pela ECU.	63
Figura 55 – Sinais sobrepostos dos sensores de rotação 1 e 2.....	64
Figura 56 – Gráfico que mostra a relação da frequência com a tensão.	65
Figura 57 – Circuito de pressurização do ar de admissão do motor.	66
Figura 58 – Eletroválvula que controla pressão do turbo-alimentador.....	67
Figura 59 – Eletroválvula de recirculação do ar.	68
Figura 60 – Localização das válvulas no circuito de pressurização do motor.	68
Figura 61 – Coletor de admissão do motor do Audi A8.....	69
Figura 62 – Corpo de borboleta do motor Audi A8.....	69
Figura 63 – Turbina elétrica.....	70
Figura 64 – Turbina montada na redução.....	70
Figura 65 – Dutos de entrada e saída da eletroválvula e superfície de montagem.	71
Figura 66 – Energia na base do TIP 121 sem sinal de saída no pino 17 (CCP1) e frequências de entrada.	72
Figura 67 – Sinal PWM e índices de frequência eixo motor e movido.....	73
Figura 68 – Abertura da portinhola do atuador proporcional o sinal PWM.	73
Figura 69 – Fluxograma do algoritmo do sistema TCS.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Relação frequência tensão do circuito conversor nº1 referente ao eixo dianteiro.Página 64

Fonte: Autor.

Tabela 2 – Relação frequência tensão do circuito conversor nº2 referente ao eixo traseiro.Página 64

Fonte: Autor.

LISTA DE ABREVIATURAS

EUA – Estados Unidos da América

TCS – Sistema de Controle de Tração (Traction Control System)

AWD – Tração em Todas as Rodas (All Wheel Drive)

ECU – Unidade Central Eletrônica (Electronic Central Unit)

RPM – Rotações Por Minuto

EFI – Injeção Eletrônica de Combustível (Electronic Fuel Injection)

4WD – Tração nas Quatro Rodas (Four Wheel Drive)

FR – Motor Frontal e tração Traseira (Front Engine and Rear Traction)

FF – Motor Frontal e tração Dianteira (Front Engine and Front Traction)

psi – Libra- força por polegada quadrada Pound Force per Square Inch

Bar – Unidade de medida para pressão

CBA – Confederação Brasileira de Automobilismo

SCTA – Entidade organizadora de corridas no deserto de sal em Bonneville (Southern Califórnia Timing Association)

NHRA – Associação Nacional de Hot Rods (National Hot Rod Association)

PMS – Ponto Morto Superior

PMI – Ponto Morto Inferior

MAF – Medidor de massa de fluxo de ar (Mass Air Flow)

FIA – Federação Internacional de Automobilismo

FLD – Força Livre Dianteira

G4 – Quarta geração

USB – Universal Serial Bus (Barramento Serial Universal)

PWM – Modulação por Largura do Pulso (Pulse Width Modulation)

HW – Hardware

RPM r t – Rotações por minuto da roda tracionada

RPM r a – Rotações por minuto da roda arrastada

LISTA DE SIMBOLOS

F_e – Módulo força de tração

F_e – Módulo da força de atrito estático

μ_e – Coeficiente de atrito estático

N – Módulo da força normal

F_d – Módulo da força de atrito dinâmico

μ_d – Coeficiente da força de atrito dinâmico

v – Módulo da velocidade

r – Raio dinâmico da roda

d – Distância em relação ao centro da roda (Braço de alavanca)

P_{Roda} – Perímetro da roda

RPM_{Roda} – Rotações por minuto da roda

π – Constante matemática PI (3,1415...)

D_{Roda} – Diâmetro da roda

P_{Pneu} – Perfil do pneu

RPM_{Motor} – Rotações por minuto do motor

R_{Marcha} – Relação de marcha

$R_{Diferencial}$ – Relação do diferencial

$RPM_{Pinhão}$ – Rotações por minuto do pinhão

$|\vec{r}|$ - Módulo do vetor posição

$|\vec{F}|$ - Módulo do vetor força

$\text{sen } \theta$ – Seno do ângulo teta

τ – Letra do alfabeto grego (Tau)

m – Prefixo de unidade de medida de comprimento (metro)

Km – Quilômetro

w – Velocidade angular

A – Atrito estático

α – Letra do alfabeto grego (alfa) – Coeficiente de resistência ao rolamento

R – Raio dinâmico de rodagem

T – Força de tensão

$\tau_{Tração}$ - Torque de tração

$P_{Tração}$ – Potência de tração

N_t – Normal resultante na roda tracionada

A_t – Atrito estático na roda tracionada

μ - Letra do alfabeto grego (mi)

m^3 - Prefixo de unidade de medida de volume (metro cúbico)

kg – Prefixo de unidade de medida de massa (quilograma)

F_a – Força de arrasto do ar

ρ – Letra do alfabeto grego (rho) (densidade – massa específica)

C – Coeficiente de arrasto

S – Área frontal do veículo

v^2 - Velocidade ao quadrado

v^3 – Velocidade ao cubo

M – Massa

g – Módulo da aceleração da gravidade

v_i – Velocidade inicial

cv – Prefixo de unidade de medida de potência (cavalo vapor)

K – Constante

$\cos \theta$ – Cosseno do ângulo teta

$\sin \theta$ – Seno do ângulo teta

$Fat_{Máxima}$ – Força máxima de atrito

$^{\circ} C$ – Grau de temperatura na escala Célsius

v – Prefixo de unidade de medida de tensão elétrica (Volt)

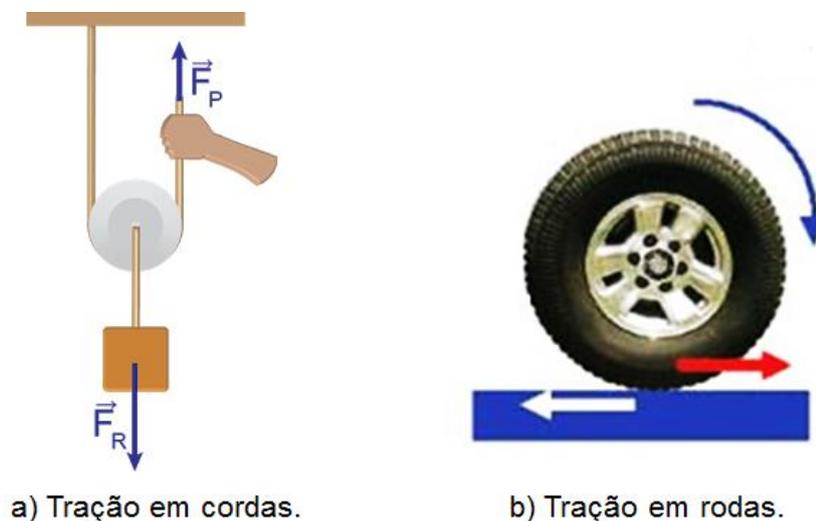
Sumário

1	Introdução	1
1.1	Motivação.....	2
1.2	Metodologia	3
2	Histórico das Arrancadas.....	4
3	Tração nos Automóveis	7
3.1	A relação do atrito com os pneus.....	10
3.2	A força e o coeficiente de atrito nos pneus	12
3.3	Calibração dos pneus	21
4	Torque.....	22
4.1	Atrito em relação as rodas dos automóveis	29
4.2	A resistência ao rolamento nas rodas livres ou não tracionadas	32
4.3	Força de arrasto do ar.....	38
4.4	Potência de tração em função da resistência ao rolamento e do arrasto do ar.....	39
4.5	Potência de tração e velocidade máxima de automóveis	41
4.6	Potência de tração em rampas	44
4.7	Características dos tipos de tração em relação ao atrito	46
5	Turbo – compressores.....	48
5.1	Controle da pressão no circuito de admissão	49
6	Arquitetura de Hardware.....	53
6.1	Sensores.....	54
6.2	Instrumentação	61
6.3	Atuadores.....	66
6.4	Resultados	71
6.5	Fluxograma de funcionamento.....	73
6.6	Conclusão	74
7	Propostas Futuras	74
8	Referências Bibliográficas	75

1 Introdução

A tração é um fenômeno que pode ser observado tanto em cordas, cabos, correntes e outros componentes do mesmo tipo nos quais exista algo com uma certa massa amarrado em sua extremidade e sua outra extremidade esteja presa ou amarrada em um ponto fixo ao mesmo tempo, o que também é denominado como tensão. Porém o fenômeno da tração também pode ser observado nas rodas dos automóveis, mas apesar do fenômeno ser o mesmo as circunstâncias nas quais ele ocorre são diferentes. Ao invés de tensões distribuídas pela estrutura linear dos cabos, cordas ou nos elos das correntes, nos automóveis são consideradas outras características como as condições da pista, dimensionamento dos pneus e aros das rodas como mostra a figura 1.

Figura 1 – Fenômeno físico da tração em cordas e rodas.



a) Tração em cordas.

b) Tração em rodas.

Fonte: Autor.

O mundo das competições automotivas está fundamentalmente ligado à este conceito, entretanto a tração nas rodas dos automóveis ocorre de diferentes maneiras nas quais dependendo da modalidade de competição aparecem desafios que estão relacionados com a dificuldade de tracionar as rodas do veículo em certas situações como por exemplo em um rali no qual os percursos possuem trechos nos quais cada um é feito de um tipo de pista com superfícies diferentes tais como cascalho e terra, asfalto, concreto e cimento, lama, areia e diversos, e em função do surgimento dessas dificuldades, vem a necessidade de construir um sistema para controlar a potência e torque que vão para as rodas para que este problema possa ser solucionado. Esse sistema é conhecido como controle de tração, e em toda ocorrência de deslizamento das rodas motrizes o mesmo recebe comandos de uma central eletrônica que os processa ativando um atuador ou até mesmo um conjunto de atuadores para realizar as correções no comportamento do veículo possibilitando alcançar a resposta desejada.

Os sistemas de controle de tração existem desde a implementação da eletrônica nas competições como fórmula 1, dentre outras modalidades praticadas em todo o mundo.

Este projeto é uma estação que demonstra como um sistema de controle de tração para um automóvel de competição com motor sobrealimentado por turbo-compressor atua, no qual o ponto principal é não permitir que as rodas motrizes deslizem desperdiçando energia cinética obtida à partir da combustão nos motores, assim como também é feito nos sistemas de controle de tração já desenvolvidos, entretanto propõe uma estratégia diferente com o foco do mesmo atender uma demanda própria de uma competição conhecida como *drag race* (corrida de arrasto), mas no Brasil entre os praticantes e aqueles que acompanham o esporte é conhecida como arrancada.

A arrancada é uma competição que consiste em percorrer uma distância especificada no menor tempo possível partindo da imobilidade e essa distância é um comprimento de aproximadamente $\frac{1}{4}$ de milha ou 402,5 metros, e no Brasil provas de arrancada em trechos com 201 metros são mais comuns.

Frente à essa demanda fica claro que a essência deste projeto consiste em sugerir meios por observação de como otimizar o funcionamento desse sistema visando as características deste tipo veículo, pois na otimização de seu funcionamento surge uma inovação para tratar uma situação que ocorre exclusivamente nesta modalidade de competição relacionada aos automóveis esportivos utilizados neste contexto.

1.1 Motivação

No Brasil a arrancada não é tão popular uma vez que se comparada com a popularidade que esta competição tem em outros lugares pelo mundo à fora, como por exemplo os EUA (Estados Unidos da América).

Porém essa modalidade de competição é igual no mundo todo, com suas categorias e respectivos regulamentos que impõe limites técnicos em todos os sistemas que compõem a estrutura dos veículos para garantir a segurança tanto dos pilotos como do público que acompanha o esporte de perto nas pistas.

O fator chave para obter excelentes resultados em qualquer categoria dessa modalidade de competição está relacionado diretamente com um princípio da física estudado no campo da mecânica clássica chamado de tração, algo que junto dos outros conceitos, serão abordados com riqueza de detalhes nas sessões seguintes.

A tração em uma corrida como uma arrancada é simplesmente imprescindível para alcançar vitórias, pois ela é a linha tênue que separa os pilotos que são mais rápidos daqueles que são mais lentos, e isso é válido para todas as

categorias incluindo as de circuito, porém como todas as modalidades de competição a arrancada (DRAG RACING) tem suas peculiaridades como por exemplo o fato de a mesma acontecer em trechos pequenos e o seu relativo curto tempo de duração das provas uma vez que se comparada à qualquer outra modalidade de competição automotiva.

A engenharia é o campo do conhecimento onde são criadas soluções para problemas em todas as áreas de atividade do ser humano, e como a arrancada é uma dessas atividades é através dos princípios da engenharia elétrica por meio da eletrônica que é trabalhada a solução para o problema do arrasto nos carros de arrancada contemporaneamente desde que a mesma ganhou espaço dentro dos projetos das equipes, pois o arrasto é diretamente influenciado pela tração nas rodas do automóvel.

Desenvolver um sistema eletrônico de controle com um maior número de estágios onde haja interpolação entre valores intermediários de maneira que isso traga as correções necessárias à serem feitas toda vez que as rodas motrizes do carro tendem deslizar em uma velocidade angular superior à das rodas movidas, e com isso evitar que o veículo desperdice energia transmitida do motor para as rodas (potência) é a motivação técnica para criação deste projeto.

Pois com um sistema que é capaz de realizar tais correções, existirá o interesse das equipes de adotá-los em seus projetos e embarca-los nas suas arquiteturas eletroeletrônicas e atingir resultados eficientes e para isso é necessário diminuir ou eliminar o deslizamento das rodas o que naturalmente permite aumentar o arrasto uma vez que o deslizamento tender a zero ou for zero, e sendo assim será possível percorrer o trajeto em um período de tempo menor o que significa subir ao pódio e em primeiro lugar, algo desejado por todas as equipes e todos os pilotos.

1.2 Metodologia

O método utilizado é demonstrativo e para tal foi construída uma estação na qual são instalados elementos de um veículo, dispositivos que executam a função do mecanismo a ser monitorado e atuador equivalente.

Sequência de desenvolvimento:

- Apresentação e citação detalhada dos conceitos relacionados ao sistema.
- Esclarecimento quanto aos objetivos da criação do sistema.
- Citação detalhada do desenvolvimento do sistema.
- Construção da estação funcional demonstrativa.
- Construção dos circuitos de controle responsáveis pelo funcionamento do sistema.

São utilizadas bibliografias para a referência de estudo e instrumentos de medição que permitem obter perfis gráficos cujos valores apontam as grandezas que devem ser monitoradas e utilizadas como parâmetros de correção, pois com estes parâmetros é traçada a lógica de funcionamento para que o sistema seja capaz de identificar os instantes nos quais existem necessidade de atuações.

2 Histórico das Arrancadas

A arrancada é uma das mais antigas formas organizadas de automobilismo, especialmente nos EUA e existe uma ligação desta modalidade com as corridas que aconteciam no deserto de sal em Bonneville que tinham como objetivo bater recordes de velocidade, sendo precursoras às corridas de arrancada em meados de 1925, pois as arrancadas surgiram em meados da década de 1940 coincidindo com o fim da segunda guerra mundial. Entretanto com o fim da guerra muitos dos jovens soldados que retornavam tinham pouco dinheiro e um profundo conhecimento em engenharia mecânica, adquirido durante as experiências quando pilotavam aviões em combate e os mesmos desejavam ter carros que fossem velozes, mas que não tivessem custos tão elevados e uma vez que vivenciaram fortes emoções em batalhas a intenção era continuar prestigiando a vida com adrenalina, porém de uma maneira menos perigosa.

Um dos fatores que favoreceram naquela época estes jovens a realizarem seus projetos era que o mercado de carros usados com motores potentes e robustos nos EUA estava amplo e naturalmente eles compravam esses carros, preparavam os motores ou até mesmo os substituíam por motores com desempenho maior, personalizavam as carrocerias e eliminavam partes que não tinham efetivamente um papel funcional possibilitando a redução de massa do veículo e por sua vez o seu peso diminuía.

Mas estes jovens soldados não representavam o único grupo social que procurava praticar este tipo de esporte, pois existiam também grupos de jovens adolescentes que cresciam nas fazendas e tinham experiência com maquinários o que lhes permitiam desenvolver seus próprios projetos de carros assim como os jovens soldados, porém eles tinham pouca familiaridade com as leis de trânsito e acabavam testando os seus carros uns contra os outros em vias públicas assim como os demais soldados também o faziam, apesar de as vias nessa época não serem tão movimentadas quanto nos dias atuais, mesmo sendo assim ainda era algo perigoso.

Figura 2 – Autor (Fotografo): DIRK BEHLAU.



Fonte: www.flatout.com.br

Há indícios de que foi desse contexto que surgiu o conceito para determinar a distância de $\frac{1}{4}$ de milha (402,5 metros), pois os carros eram velozes o suficiente para causar adrenalina em curtas distâncias e por questões de segurança, porque em distâncias maiores a probabilidade de acontecerem acidentes era maior.

Paralelamente um homem chamado Wally Parks estava realizando uma revolução em Bonneville de maneira que ele pretendia estabelecer uma modalidade de competição que não estivesse ligada propriamente apenas ao objetivo de perseguir metas que envolviam bater recordes de velocidade e decidiu começar uma associação para dividir a competição em categorias e estabelecer parâmetros de segurança conhecida como Southern Califórnia Timing Association (SCTA – Entidade organizadora de corridas no deserto de sal em Bonneville) sediada no sul da Califórnia começou a promover em 1937 os primeiros eventos organizados em Bonneville.

Estabelecida em 1949 a SCTA supervisionada por Wally Parks organizou a primeira edição da chamada Speed Week que era um evento similar aos demais com diversos carros, entre eles os hot rods (automóveis customizados) que disputavam de maneira que pudessem saber quem era o mais rápido no sal, porém o que havia de diferente era a forma como as medições eram feitas, pois no lugar de procurar atingir a velocidade máxima, os pilotos disputavam contra um cronômetro e o que conseguisse o menor tempo vencia e isto também possibilitava realizar mais corridas em menos tempo dando uma característica a competição de forma que a mesma se tornasse acirrada e emocionante. Sendo assim nasceram as corridas conhecidas como arrancadas.

Estas competições ficaram populares pelo fato de terem um custo baixo quando comparado com os custos de outras modalidades de esportes com

veículos automotores envolvidos em suas organizações, pois para estruturar não existia uma grande demanda financeira para adquirir um terreno plano e construir uma pista reta de uma milha que permitisse a aceleração e desaceleração de forma segura e que se pudesse instalar equipamentos de medição de tempo. Com a popularidade dos Hot Rods aumentou-se consideravelmente a quantidade de inscritos nos anos seguintes e assim as provas obtiveram a base para que em 1951, Parks fundasse a NHRA que é a abreviatura de National Hot Rod Association (NHRA – Associação Nacional de Hot Rods).

O primeiro evento da NHRA ocorreu em 1953 em Pomona na Califórnia. Dois anos seguintes a associação promoveu seu primeiro evento a nível nacional nomeado simplesmente de The Nationals e com o passar do tempo surgiram organizações menores que se afiliaram à NHRA.

Desde então as arrancadas evoluíram com a criação de categorias distintas e o desenvolvimento nos anos de 1970 surgiram os chamados Dragsters que no início começaram como Hot Rods depenados, mas de uma certa época adiante se tornaram carros com chassis feitos sob medida e equipados com motores traseiros.

A razão de os motores depois serem realocados para a parte traseira envolvia questões de segurança, pois em caso de acidente com a estrutura que tinha o motor frontal o mesmo junto com a transmissão era arremessado diretamente contra o piloto e outro fator que melhorou também foi a tração e a aderência, aumentando a força na arrancada e conseqüentemente a velocidade tornando os carros mais competitivos.

Atualmente, passados exatos 60 anos, a NHRA é o maior corpo organizador de eventos de arrancada não apenas nos EUA, mas em todo o planeta. Existem centenas de eventos realizados todos os anos em diversas categorias como Dragsters, carros de rua originais ou modificados ao extremo, os Funny Cars que são basicamente uma espécie de Dragster de motor frontal com bolha de fibra que lembra ligeiramente as carrocerias de automóveis de passeio, e até mesmo modalidades com motocicletas conhecida como Drag Bike (moto de arrancada).

Em seguida são ilustrados nas figuras 3 e 4 exemplares de automóveis de arrancada.

Figura 3 – DRAGSTER RACING CAR.



Fonte: <https://i.ytimg.com>

Figura 4 – Exemplo de DRAG FUNNY CAR.



Fonte: www.dragracingonline.com

3 Tração nos Automóveis

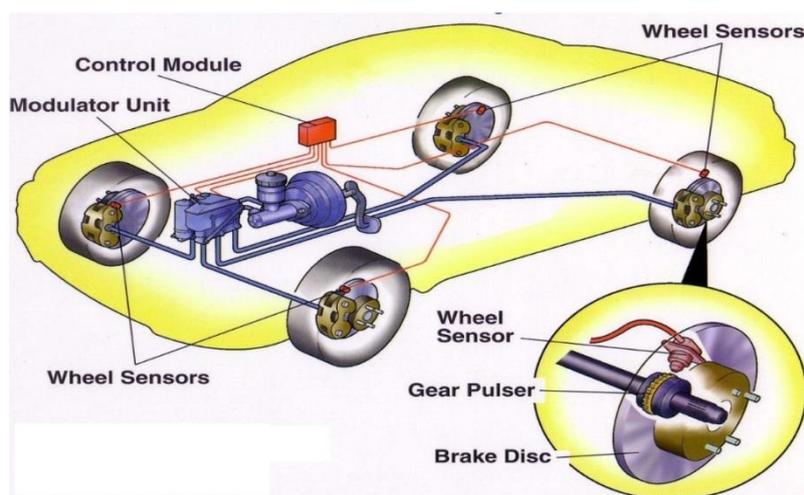
Em 1987 começaram a surgir os primeiros sistemas de controle de tração para o mercado automotivo. Estes sistemas tem um nome em inglês representado por um acrônimo conhecido como TCS (TRACTION CONTROL SYSTEM – Sistema de Controle de Tração).

No Brasil esse dispositivo só começou a ser embarcado nos veículos comercializados no país no ano de 1996 começando pelo Chevrolet Vectra. Atualmente estes controles de tração podem ser instalados em carros com qualquer tipo de transmissão como os sistemas AWD (ALL WHEEL DRIVE – Tração em todas as rodas), 4WD (FOUR WHEEL DRIVE – Tração nas quatro rodas) e 4x2 dianteira e traseira.

Para se compreender o que faz um sistema de controle de tração em um veículo, antes é necessário entender os princípios básicos que explicam as variáveis envolvidas no sistema de maneira que haja total esclarecimento e para que se evite a promiscuidade conceitual, ou seja, a convicção errônea de tais conceitos o que favorece a disseminação incorreta dos princípios e leis naturais que regem os fenômenos estudados.

As estratégias de atuação desse sistema estão localizadas em um processador central que tem a função de monitorar a aderência dos pneus e para isso são instalados alguns sensores nas rodas do automóvel juntamente com um dispositivo que calcula e identifica quando há o risco das mesmas deslizarem.

Figura 5 – Ilustração do sistema TCS.



Fonte: www.noticiasautomotivas.com.br

Quando existe o risco de as rodas motrizes deslizarem existem sistemas que atuam nos freios apenas na roda que excede o limite de rotação esperado para aquela situação e assim ocorre o controle de tração que permite o condutor manter a estabilidade do automóvel uma vez que a dirigibilidade não foi comprometida.

Porém existe outro componente do sistema TCS que é um anel magnético que fica situado no cubo de cada roda e com os respectivos sensores existe uma interação anel-sensor que permite realizar a leitura dos movimentos.

Constantemente a ECU (ELECTRONIC COMPUTER UNIT – Unidade Eletrônica Computadorizada) do TCS monitora a RPM (Rotações por minuto) das rodas de forma a saber se qualquer uma delas está deslizando ou tende a

deslizar, que no caso de automóveis com tração dianteira é comparada a RPM das rodas da frente com a RPM das rodas traseiras e uma vez que a RPM das rodas dianteiras for maior do que a das rodas traseiras o sistema interpreta esta situação como sendo um momento de atuar e assim se faz a situação inversa para o caso de automóveis com tração traseira.

É importante destacar que a ECU do TCS interage com a ECU do motor, ou seja, existe uma comunicação do sistema de controle de tração com o sistema de controle do motor conhecido como EFI (ELECTRONIC FUEL INJECTION – Injeção Eletrônica de Combustível), pois com essa interação entre esses dois módulos é possível detectar a faixa de rotação na qual o motor trabalha, ou seja, é feita leitura da RPM do motor.

Uma das maneiras de se impor o comportamento desejado ao automóvel é utilizando como parâmetro de correção a RPM do motor de maneira que na medida em que o automóvel desliza as rodas o módulo do TCS identifica essa ocorrência e envia um sinal para a ECU da EFI, e por sua vez esta recebe o conteúdo desse sinal e envia um comando para o sistema de injeção de combustível fazendo com que o fornecimento de combustível para o motor diminua com o objetivo de reduzir a faixa de rotação e com isso adequar a faixa de torque que permitirá o automóvel deslocar-se sem deslizar as rodas, sabendo que essa é uma das estratégias, pois existem outras como por exemplo a que é proposta na atuação do sistema demonstrado neste projeto que corrige a faixa de torque abrindo um by-pass no circuito de pressurização no sistema de admissão de ar do motor.

A definição do termo tração genericamente é encontrada por exemplo em dicionários como o Mini Aurélio que diz “*Ação de uma força que desloca um objeto*”, que também é explicada como sendo a ação ou efeito de puxar, mas no caso do automóvel o que seria visto como algo esclarecedor e tecnicamente correto é dizer que se trata da *ação exercida pelas rodas motrizes e transmitida para todo o automóvel, o que permite que o mesmo tenha um deslocamento linear*.

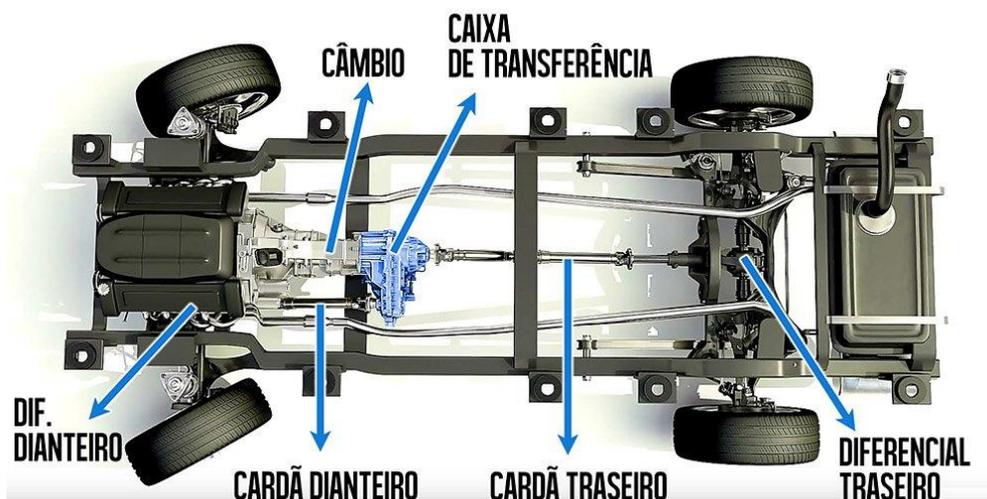
Se for iniciada uma pesquisa sobre este assunto com ênfase voltada para o meio automotivo é encontrada uma ampla diversidade de conceitos e tipos de trações automotivas. Entretanto de qualquer forma o que interessa para qualquer desenvolvedor é conseguir transmitir toda ou a máxima potência possível para as rodas do automóvel.

Por exemplo existem termos como “tração nas quatro rodas” também conhecido como 4WD ou FOUR WHEEL DRIVE, ou seja, se refere a um sistema de tração integral temporário para o caso do surgimento de situações em que haja pouca aderência em na qual o condutor liga e desliga o mecanismo por meio de uma alavanca geralmente aplicado em automóveis OFF-ROAD ou fora de estrada. Mas também existe uma terminologia semelhante que caracteriza algo diferente do que é proposto no conceito tração nas quatro rodas (4WD) que se chama “tração em todas as rodas” (AWD) ou conhecida na engenharia automotiva como ALL WHEEL DRIVE, onde o

sistema transmite força e movimento para todas as rodas do automóvel durante o tempo todo também conhecido como sistema de tração integral permanente.

Ambos os sistemas são enquadrados na terminologia 4x4, pois este termo se refere a quantidade de rodas motrizes em relação a quantidade de rodas que o automóvel tem, na figura 6 é indicado o ponto que diferencia um sistema do outro.

Figura 6 – Sistema de tração integral com caixa seletora ON/OFF (caixa seletora).



Fonte: www.flatout.com.br

A figura 6 serve apenas para esclarecer que um sistema 4WD tem caixa de transferência com mecanismo que possibilita o condutor desligar um dos diferenciais do sistema o que na transmissão denominada AWD este recurso não é encontrado algo que não será detalhado neste trabalho para evitar a descentralização do tema do projeto.

Os sistemas de tração 4x4 tanto o 4WD como o AWD são tratados eletronicamente com a mesma gama de estratégias sugeridas para os automóveis que possuem transmissões do tipo FF (Front Engine – Front Wheel Drive – Motor e tração dianteira) e FR (Front Engine – Rear Wheel Drive – Motor na frente e tração traseira).

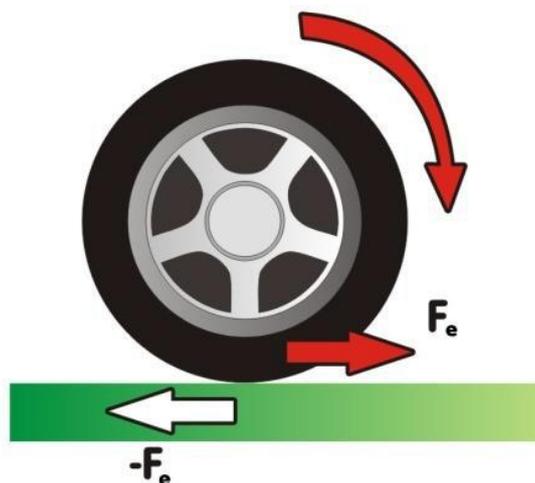
3.1 A relação do atrito com os pneus

Porque os pneus emitem sons quando são submetidos a fazer curvas ou quando se acelera de forma repentina? Existe uma temperatura correta de trabalho para eles? Que diferença faz o tamanho da banda de rodagem? Que efeitos podem surgir se existir alguma substância dentro dos pneus? E que efeitos surgem com diferentes pressões para calibração? Essas são algumas das perguntas básicas que geralmente são feitas quando o assunto é voltado aos pneus.

Nesse capítulo os conceitos comentados em sessões seguintes serão discutidos de forma a dar ênfase a relação dos mesmos com os pneus do automóvel, objetivando com isso esclarecer o quão vital são as características dos pneus para a tração do automóvel e por sua vez como isto influencia em seu arrasto (deslocamento linear).

Para encontrar as respostas das perguntas acima é necessário conhecer conceitos básicos de física, entretanto primeiramente é adequado definir a função que tem um pneu no automóvel. O pneu no automóvel tem por função possibilitar a realização de deslocamento, efetuar curvas e desacelerar, porque o mesmo é o que garante aderência das rodas com o plano de rolagem no qual ocorre a chamada força de tração consequência do atrito entre pneu e o pavimento. Os pneus na roda de tração exercem uma força sobre o plano ($-F_e$) em sentido oposto em relação ao movimento do automóvel em relação ao solo o qual por sua vez aplica uma força (F_e) de sentido oposto como ilustrado na figura 7.

Figura 7 – Representação das forças de atrito que são exercidas em um pneu e na pista de rolamento.



Fonte: www.if.ufrgs.br.

Sabendo que os pneus colocam, mantem e aceleram o movimento, permitem mudanças de direção e além destas funções os pneus influenciam na eficiência de frenagem e proporcionam estabilidade trabalhando juntamente com o sistema de suspensão atenuando os choques e impactos sofridos relacionados ao plano de rolagem. Quando os freios são acionados a dinâmica envolvida com os pneus sofre algumas mudanças como por exemplo a oposição em relação ao que ocorre no momento da tração nos mesmos, pois os freios exercem uma compressão axial nos discos montados nos cubos das rodas causando o efeito de desaceleração o que se opõe ao sentido de rotação das mesmas, entretanto os pneus empurram o plano adiante através do atrito e o plano faz o mesmo em sentido oposto o que caracteriza um fenômeno

explicado pela Terceira Lei de Newton (ação/reação) causando a diminuição da velocidade do automóvel.

3.2 A força e o coeficiente de atrito nos pneus

A força de atrito e o coeficiente de atrito são imprescindíveis no processo de frenagem. Porém o foco do projeto é voltado para a aceleração que aumenta o índice de velocidade linear do automóvel, não se esquecendo que na arrancada a forma como se acelera é o fator vital para se obter vitórias, entretanto é importante citar estes detalhes para esclarecer como o sistema funciona quando está atuando.

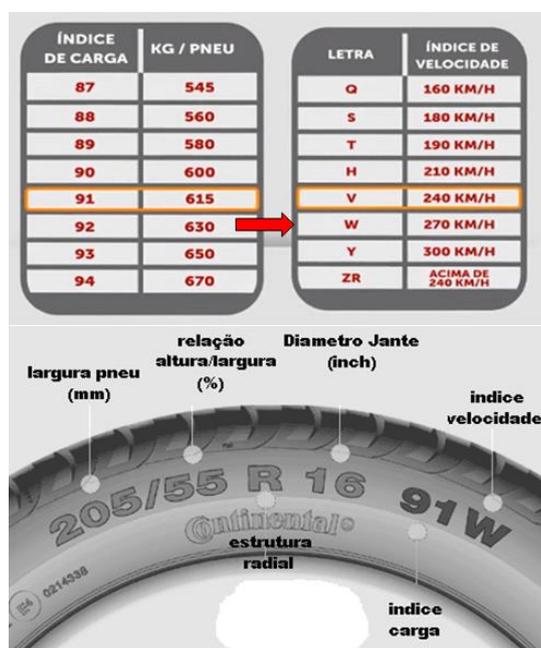
Algo bastante curioso é de que os pneus novos apresentam um coeficiente de atrito estático em uma pista seca e que seja pavimentada com concreto ou asfalto de aproximadamente 85% (0,85), enquanto que o coeficiente de atrito nos pneus já desgastados por algumas centenas de quilômetros rodados é maior, com valor aproximado em 100% (1,0) (BOSCH, p.423, 2005, apud A FÍSICA DOS PNEUMÁTICOS, p.618, 2013).

De acordo com Flinto (2007) é afirmado que o desgaste dos pneus não deve ser tal que a profundidade do sulco na banda de rodagem atinja menos que 1,6mm por outras razões que estão relacionadas à segurança. A diferença no coeficiente de atrito entre os pneus novos e os desgastados sugere que se conteste uma indicação visual quando a troca envolver apenas dois pneus. Ao contrário do que é frequentemente preconizada a preferência deve ser de pneus novos no eixo traseiro do automóvel.

Onde é afirmado que colocar os dois pneus novos na frente e os dois meia-vida nas rodas traseiras se trata de um mito. E que quer se tenha um sistema de tração traseira ou dianteira, os grandes fabricantes de automóveis recomendam colocar os pneus mais novos no eixo traseiro, para maior segurança em situações imprevistas e difíceis, como frenagem brusca e curva fechada, principalmente em pistas molhadas como sendo um fato. E sugere a pergunta “Por que colocar pneus novos ou menos usados nas rodas traseiras do automóvel?”, e em seguida explica que pneus mais gastos nas rodas dianteiras do carro auxiliam na diminuição do espaço de frenagem por duas razões, sendo que uma delas é de que os pneus terão uma área de contato maior com o solo, pois já estarão “assentados”, e segundo é de que estarão com menor altura de borracha na rodagem, em que neste caso existe menor movimentação dos blocos e lâminas trazendo como consequência maior performance de frenagem. O artigo também afirma que numerosos testes demonstraram que geralmente é mais fácil controlar uma perda de aderência nas rodas dianteiras do que nas traseiras, e se os pneus dianteiros derraparem o motorista poderá, por um curto espaço de tempo perder o controle do

automóvel, e que o reflexo natural para recuperar o controle é tirar o pé do acelerador e girar o volante no sentido da curva, e fazendo isso é possível reestabelecer o controle do automóvel. Nas frenagens de emergência os pneus que mais colaboram para causar o efeito de “segurar” o automóvel são os pneus dianteiros e por esta razão não devem ser novos, pois pneus novos originam acelerações, em frenagens e em curvas, inferiores àquelas que podem ser atingidas por pneus desgastados, porque tais acelerações dependem do coeficiente de atrito e isto é “o norte da bússola” para as equipes de arrancada. Sabendo que a carga e a velocidade são os principais indicadores de limite da capacidade que com a qual os pneus transmitem potência para o solo.

Figura 8 – Indicadores de carga e velocidade suportadas pelos pneus.



Fonte: Continental.

A relação que esses aspectos apontados na figura 8 apresentam dos automóveis de arrancada é que na prática são feitos os mesmos procedimentos no que diz respeito em termos de utilização e disposição dos pneus, pois é necessário ter pneus gastos (maduros) na frente e novos na traseira independentemente da categoria e tração dos automóveis. “Entretanto a possibilidade de ocorrência de acelerações maiores causam distâncias de frenagem menores, bem como maior segurança nas curvas” (SILVEIRA, 2011 apud A FÍSICA DOS PNEUMÁTICOS, p.618, 2013).

O correto é manter os pneus maduros montados nas rodas da frente e os novos montados nas rodas traseiras quando se pretende comprometer menos a dirigibilidade. Porém para explicar detalhadamente a razão pela qual os pneus derrapam e emitem sons é importante remeter-se aos conceitos de atrito estático e dinâmico empiricamente em que a equação 1 discorre.

Na equação 1 o termo F_e representa o módulo da força de atrito estático, μ_e representa o coeficiente de atrito estático e N o módulo da força normal que incide no pneu, estes parâmetros indicam a força máxima de atrito estático entre as superfícies do pneu com a superfície do plano de contato, e algo importante de ser observado é que por mais que ocorra o deslizamento entre tais superfícies causando o atrito dinâmico a força oriunda deste atrito sempre é menor que a força máxima de atrito estático. “A força externa ao automóvel, que o impulsiona para frente é usualmente uma força de atrito estático entre as rodas de tração e a pista de rolamento (exceto quando as rodas patinam ou deslizam sobre a pista, quando surge o coeficiente de atrito cinético)” (SILVEIRA, 2012 apud A FÍSICA DOS PNEUMÁTICOS, p.618, 2013).

Equação 1 – Cálculo para saber a força de atrito estática máxima.

$$F_e \leq \mu_e N$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Quando se pisa de maneira repentina no pedal do acelerador, ou quando se realiza um trajeto com curvas fechadas e até mesmo quando se trafega em velocidades que causam deslizamento lateral dos pneus no plano a equação assume a forma da equação 2:

Equação 2 – Cálculo para encontrar a força de atrito dinâmico.

$$F_d = \mu_d N$$

Observação: μ_d é o chamado coeficiente de atrito dinâmico.

Fonte: www.if.ufrgs.br

Exemplo prático do surgimento de atrito dinâmico no automóvel de arrancada é mostrado na figura 9.

Figura 9 – Deslizamento das rodas e o atrito dinâmico.



Fonte: Autor.

Um fato que consta como sendo um indicador de desempenho dos pneus e esclarecedor quanto ao motivo pelo qual os mesmos emitem determinados ruídos em certas situações, visto que isto pode ser utilizado como parâmetro de monitoramento para o sistema durante sua atuação, são as fontes de energia que parcialmente se convertem em som. Uma vez que ocorre o deslizamento entre as superfícies do pneu e do plano no qual ele rola, isto causa distúrbios mecânicos no ar próximo a sua estrutura na qual o ar que entra e sai da sua banda de rodagem, e pela turbulência em volta da mesma são emitidas vibrações mecânicas (som) e dependendo das características das superfícies em contato essas vibrações podem ser amplificadas.

Um primeiro mecanismo está relacionado aos impactos dos flancos do pneu com a superfície do plano em que ambas as estruturas deformam elasticamente quando são comprimidas e dissipam energia e convertem parte em calor e outra parte em som, emitindo um som semelhante ao de um impacto de uma bolinha de borracha ou que seja feita de algum outro material que deforme de maneira elástica contra uma superfície que também se deforme elasticamente como é ilustrado na figura 10.

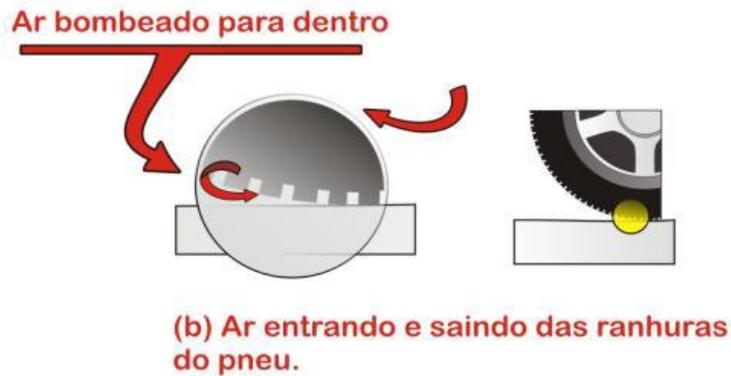
Figura 10 – Dissipação de energia na forma de calor e som.



Fonte: www.if.ufrgs.br

Um segundo mecanismo está relacionado ao fluxo do ar nas ranhuras presentes nos flancos dos pneus em que se descrevem pontos de contatos do mesmo com o solo e que quando são comprimidas distorcem e bombeiam o ar para fora o que causa emissão de som aerodinamicamente, o que é comparado ao som típico do impacto entre superfícies côncavas de frente uma para outra assim como em uma castanhola de acordo com a figura 11.

Figura 11 – Fatores aerodinâmicos que influenciam na emissão de ruído nos pneus.



Fonte: www.if.ufrgs.br

Um terceiro mecanismo está relacionado com o deslizamento da banda de rodagem do pneu com o plano nos momentos de aceleração e desaceleração que acabam por exercer forças capazes de tracionar e distorcer o corpo do pneu fazendo com que os flancos do mesmo deslizem sobre o solo de maneira repentina e que parem repentinamente também causando ruídos e oscilações emitindo sons parecidos com os ruídos causados pelo atrito de uma caixa de isopor deslizando sobre uma superfície envernizada de acordo com a figura 12.

Figura 12 – Aparecimento de ruído nos pneus em virtude do deslizamento dos blocos.



Fonte da figura: www.if.ufrgs.br

E um último mecanismo é quando o contato da banda de rodagem do pneu com a superfície do solo acaba em função da provocação da aderência ocorre um fenômeno denominado adesão que envolve as moléculas das superfícies em contato e isto tem como consequência a liberação de energia na forma de som provocado pela vibração do corpo do pneu de acordo com a figura 13.

Figura 13 – Ruído causado por adesão do pneu com o pavimento.



Fonte: www.if.ufrgs.br

Uma característica do pneu que precisa ser esclarecida envolve os detalhes presentes em sua banda de rodagem que quando possuem riscos são classificados como pneus de nervura, entretanto aqueles cuja a banda de rodagem não possui riscos são chamados de lisos (SLICKS) mostrado na figura 14.

Figura 14 – Pneu tipo liso para arrancada.



Fonte: www.mickeythompson.com

O que muda é a aplicação que cada um tem, em que o pneu liso é exclusivamente dedicado para o uso em superfícies secas devido a sua maior área de contato com o solo quando é comparado com aquele que possui riscos o qual deve ser aplicado para superfícies molhadas.

Os riscos presentes nas superfícies da banda de rodagem dos pneus possuem diferentes traços formando geometrias diferentes em que cada uma delas desempenha um papel diferente. Existe o que é chamado de nervura central

que permite contato circunferencial do pneu com o solo permitindo o condutor efetuar manobras com aderência, e existem também os chamados flancos que permitem tracionar e frear, existem os sulcos que drenam a água ou lama e os drenos que desempenham o papel de sulcos auxiliares responsáveis por não permitirem o surgimento de lençóis freáticos na região de contato do pneu com o plano.

“As covas são pequenas ranhuras, que auxiliam na dissipação de energia na forma de calor, quando o pneu está aquecido” (BRAZIL TIRES, 2012 apud A FÍSICA DOS PNEUMÁTICOS, p.621, 2013).

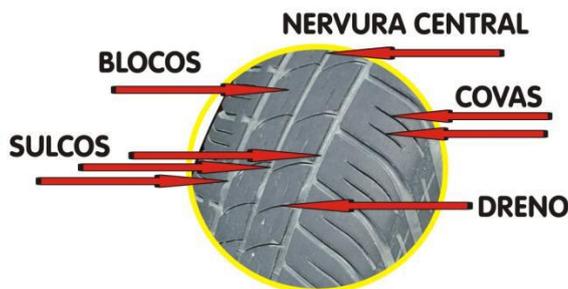
Tais características dos pneus podem ser observadas nas figuras 15 e 16:

Figura 15 – Região que indica onde são encontradas as características mencionadas no texto.



Fonte: www.if.ufrgs.br

Figura 16 – Região da banda de rodagem ampliada.



Fonte: www.if.ufrgs.br

Uma vez tendo se familiarizado com estas características dos pneus, é possível esclarecer as dúvidas oriundas das perguntas no início da sessão 1 deste capítulo em que uma delas questionava se os pneus possuem uma temperatura de trabalho correta, e a resposta é sim. Entretanto é importante conhecer a influência que tem a temperatura na performance dos pneus, pois a mesma muda a capacidade que o pneu tem de resistir às tensões tangenciais que em relação à o plano podem estar longitudinalmente ou lateralmente

orientadas. Em temperaturas menores o desempenho do pneu é baixo, pois seu coeficiente de atrito está abaixo de 1 em que nesta condição sua resistência ao cisalhamento é praticamente 0 causando o seu esfarelamento. O índice de dureza e temperatura determina se o esfarelamento será maior ou menor, por exemplo no caso em que a dureza for menor e a temperatura for maior o esfarelamento é menor uma vez que a temperatura for a temperatura de trabalho ideal do pneu. Portanto a importância de fazer com que o pneu atinja a temperatura correta de trabalho é para que se evite o desgaste por esfarelamento e para que tenha máxima aderência chegando ao coeficiente de atrito igual a 1, pois o esfarelamento causa diminuição na capacidade de deformação elástica e de troca térmica na borracha do pneu o que faz com que a temperatura de trabalho seja excedida aumentando a deterioração do pneu.

Outro questionamento feito era a respeito de como a largura na banda de rodagem influencia o desempenho do pneu, é importante deixar claro que a força máxima de atrito estático não depende da área de contato e sim da compressão entre as superfícies, ou seja, a normal resultante entre elas, pois a região de contato não tem influência significativa em relação a força de atrito.

Ao testar experimentalmente a suposta dependência da intensidade da força de atrito com a área de contato, muito antes de existirem os pneus, Leonardo da Vinci (1736-1806) ‘inferiu não ser verdadeira tal suposição intuitiva, concluindo pela independência da área, mantido todo o resto constante, isto é, mantidas as naturezas de ambas as superfícies e a força de compressão entre elas, ou seja, a força normal (GILLISPIE, p.1632, 2007 apud A FÍSICA DOS PNEUMÁTICOS, p.622, 2013).

Entretanto a área de contato influencia no índice de desgaste do pneu uma vez que esse desgaste depende da pressão exercida na região de contato com o solo, pois se o pneu for mais largo este está sujeito a uma pressão específica menor além de ter mais material para ser gasto. Entretanto quando o pneu é mais estreito a pressão específica aumenta diminuindo a área de deformação do pneu com o solo e isto faz com que o coeficiente de resistência ao rolamento diminua permitindo atingir velocidades maiores.

“A resistência ao rolamento não pode ser confundida com a força de atrito entre o pneu e a pista” (SILVEIRA, 2012 apud A FÍSICA DOS PNEUMÁTICOS, p.623, 2013).

Nas corridas de arrancada o objetivo é realizar o trajeto de pista em linha reta no menor tempo possível como já fora citado no início, porém o que implica em eliminar ao máximo a resistência ao rolamento e maximizar o atrito estático da superfície do pneu com a pista de rodagem.

A força de atrito estático efetiva geralmente é menor do que a máxima de atrito possível e a mesma não depende da região de contato e da força normal ao solo exercida sobre a roda o que causa a produção de um torque que varia de

acordo com a deformação do pneu e da pista, o que acaba por variar o coeficiente de resistência ao rolamento. Frente a essas conclusões o objetivo é ter uma roda que não resistisse ao rolamento e ao mesmo tempo exercesse grandes forças de atrito entre o pneu e o solo fazendo com que a força de atrito estático fosse equivalente à força normal e ambas próximas a 100%, sabendo que o atrito tem função tanto motora como resistiva permitindo o automóvel fazer curvas.

“Portanto, não se deseja eliminar o atrito em rodas, mas sim minimizar a resistência ao rolamento” (A FÍSICA DOS PNEUMÁTICOS, p.623, 2013).

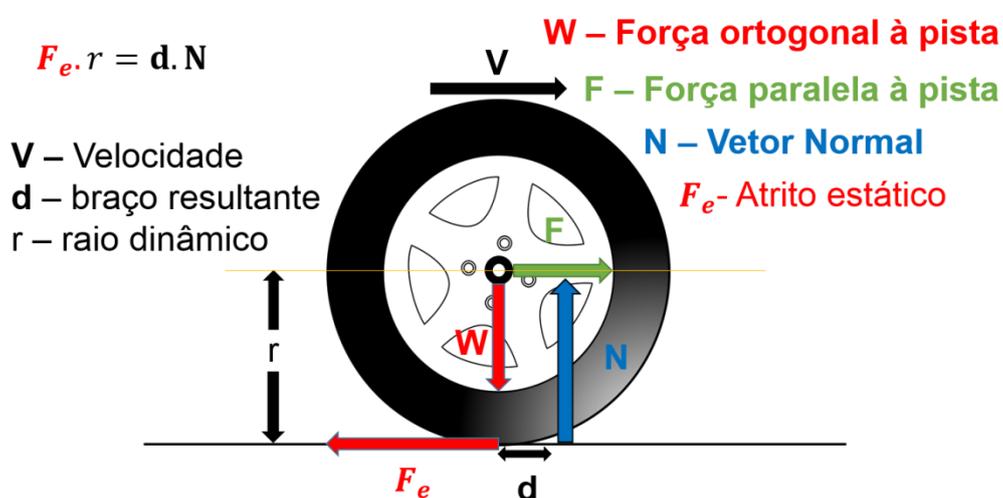
Na figura 17 existem forças que estão sendo representadas em uma roda que possui velocidade v constante em que a normal resultante é deslocada para frente em relação ao centro do eixo da roda, o que causa a resistência ao rolamento, pois produz um torque dado por $N \cdot d$ que é equilibrado com o torque de força de atrito dado por $F_e \cdot r$ como mostrado na equação 3.

Equação 3 – Cálculo da força motora relacionada com a resistência ao rolamento.

$$F_e \cdot r = N \cdot d$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Figura 17 – Diagrama das forças exercidas na roda da frente que trafega com velocidade constante.



Fonte: Autor.

De acordo com a figura acima a força de atrito estático ' F_e ' é definida como sendo o produto da razão ' d/r ' vezes a normal ' N ' resultante, em que esta razão representa o coeficiente de resistência ao rolamento que geralmente é menor do que o coeficiente de atrito estático uma vez que a distância ' d ' tende a zero este coeficiente também tende a 0, o que seria possível apenas com pneus ideais, ou seja, pneus indeformáveis sobre uma superfície rígida.

A força de atrito que efetivamente está aplicada geralmente é 100 vezes menor em relação a máxima força possível nas situações nas quais os freios e tração não estão atuando, e quanto ao plano de rolagem a resistência ao rolamento é de 1 centésimo (0,01) e ao mesmo tempo o atrito estático é próximo de 1.

Outro questionamento feito a respeito dos pneus foi acerca de sua pressão de trabalho e como ela influencia o seu desempenho, e isto é explicado pelo fato de que um pneu indeformável que rola sobre uma pista indeformável não existe resistência ao rolamento e com a intenção de reduzir a região deformada diminui-se a distância 'd' e por vez a resistência ao rolamento, e para isso se trabalha com pressões manométricas maiores na calibração do pneu no qual existem deformações elásticas e dissipação de energia mecânica fazendo com que a normal resultante esteja deslocada para frente em relação ao centro da roda o que faz com que haja conversão de energia para dentro do pneu na forma de calor aumentando sua temperatura.

Outro questionamento importante é sobre o que acontece se for adicionada alguma substância no pneu e como isso influencia seu desempenho. A força de atrito estático é diretamente proporcional a força normal ao mesmo tempo em que proporciona tração ao automóvel e ao adicionar líquido por exemplo aumenta-se a intensidade da força peso e da normal que incidem sobre ele, o que faz aumentar a força de atrito estático máxima sem perder aderência.

3.3 Calibração dos pneus

Com todos os fatos citados nas sessões anteriores e especificamente na sessão 3.2 é possível compreender que os pneus dependem de pressão e temperatura adequadas para ter um bom desempenho afim de obter maior tempo de vida útil, garantir estabilidade e diminuir o consumo de combustível. Frente a este fato é importante sempre monitorar a pressão na qual os pneus estão trabalhando, sabendo que no processo de calibração com o pneu que está com temperatura ambiente adota-se a recomendação indicada pelos fabricantes em tabelas. E no caso em que a temperatura do pneu estiver elevada a pressão para calibrá-lo corretamente estará acima do indicado pela tabela do fabricante geralmente algo em torno de 4psi (0,3Bar) em relação ao valor a frio.

No caso de a pressão em um “pneu quente” estar acima do recomendado pelo manual, nunca se deve retirar ar desse pneumático, já que normalmente o pneu demora de duas a três horas para esfriar. Portanto, retirar ar de um pneu quente irá provocar um caso de pressão baixa e todas as suas desagradáveis consequências que afetam o desempenho e a durabilidade do pneu, aumentando o consumo de combustível (FIGUEREDO et al., 2012 apud A FÍSICA DOS PNEUMÁTICOS, p.625, 2013).

O que foi citado sobre a calibração dos pneus tem relação com o contexto da arrancada no que diz respeito ao fato de que as características de pressão e temperatura nos pneus de um automóvel de competição para arrancadas também são influenciadas de maneira a comprometer ou não o desempenho, na qual a pressão mínima dos pneus para esta competição atualmente é de 12psi de acordo com o regulamento da CBA (Confederação Brasileira de Automobilismo) no momento de realização da prova e no momento da vitória técnica permanece o padrão de 20 libras. E logicamente o consumo não é um fator que traz preocupação quando se fala de arrancada, porém a calibração dos pneus influencia na transmissão de torque e potência que o motor fornece para as rodas através do sistema de transmissão. Apesar de serem comentados aspectos de consumo, este não representa o ponto principal quando o assunto é tração para arrancadas, pois a questão de eficiência no consumo de combustível não é preocupação para as equipes.

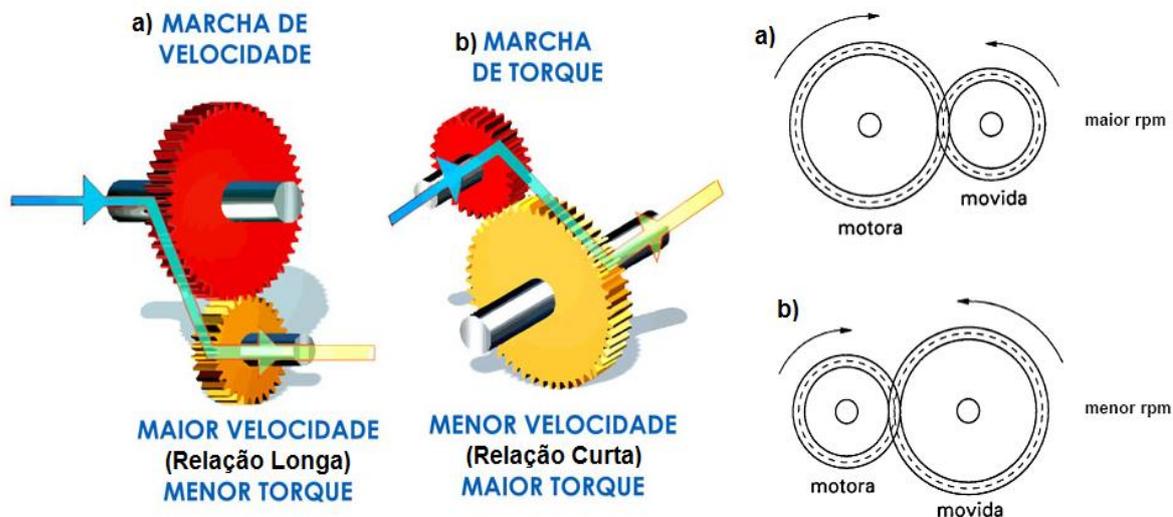
4 Torque

O torque é um conceito fundamental que deve ser esclarecido para quem não conhece e para quem está familiarizado, lembrar. Torque obedece aos princípios estudados nas leis da física no campo da mecânica clássica e considerando os dispositivos encontrados nas transmissões automotivas que são marchas e reduzidas no diferencial é possível compreender as variações do torque neste sistema.

As relações do número de dentes de cada engrenagem do câmbio na transmissão de um automóvel determinam se o movimento e a força transmitidos para as rodas serão multiplicados ou divididos. No caso de multiplicar o que passa para o diferencial e por fim para as rodas caracteriza uma relação de mais velocidade e menos torque, porém no caso da divisão ocorre o contrário, pois haverá mais torque e menos velocidade.

A relação de engrenagens verifica o número de voltas da engrenagem motora em relação ao número de voltas da engrenagem movida, onde numericamente a relação que multiplica são relações chamadas de “longas” como por exemplo como a de uma engrenagem motora que tem 15 dentes e a movida que tem 30 dentes, existe entre elas uma relação, ou melhor dizendo uma redução de 2 para 1 (0,5:1), ou seja, para cada uma volta da engrenagem motora corresponde a meia volta da engrenagem movida. Com este fato é possível concluir que quanto mais alta a relação de marcha (mais curta ou reduzida) demandará mais rotações do motor para causar uma volta completa na roda do automóvel. No caso em que a relação for mais longa como por exemplo 0,8:1 que dá menos de uma volta na engrenagem motora para completar uma volta inteira na movimentada, neste caso o motor terá que girar menos para alcançar ciclos de giro completos na roda do veículo e ambos exemplos citados podem ser ilustrados pela figura 18.

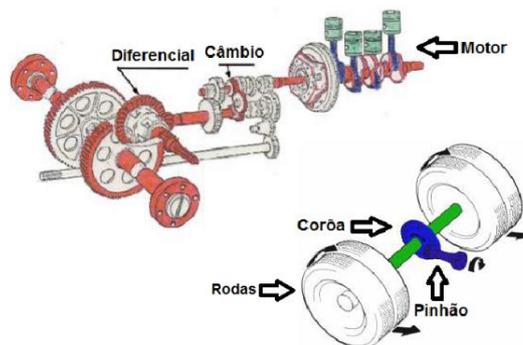
Figura 18 – Relação de engrenagens de um câmbio no sistema de transmissão de um automóvel.



Fonte: O autor.

O conjunto diferencial é o dispositivo que determina definitivamente quantas voltas o motor tem que girar para completar uma volta nas rodas, independentemente da relação de engrenagens no câmbio selecionada pelo condutor do automóvel. Por exemplo em um diferencial com relação de 4,11:1, ou seja, são um pouco mais de 4 voltas na engrenagem motora para conseguir uma volta completa na engrenagem movida e isto corresponde à uma multiplicação de força que por sua vez tem como consequência uma redução de velocidade. Sendo assim como já fora citado anteriormente, não importa a marcha escolhida pelo motorista, o motor irá girar 4,11 vezes mais do que em um diferencial com relação de 1:1 e *multiplicando-se a relação de marcha pela do diferencial e conhecendo-se o perímetro do pneu que está sendo utilizado é possível determinar a velocidade teórica do automóvel tomando como base de cálculo a RPM do motor* o que pode ser exemplificado na figura 19.

Figura 19 – Relação de RPM que chega nas rodas.



Fonte: www.fatecpompeia.edu.br

A equação que considera a relação do diferencial com o perímetro do pneu é caracterizada pela equação 4:

Equação 4 – Velocidade linear teórica do veículo.

$$Velocidade\ teórica = P_{Roda} \times RPM_{Roda}$$

A equação precisa ser relacionada com o perímetro da roda que está sendo utilizada no automóvel e que é dado pela equação 5:

Equação 5 – Cálculo para encontrar o perímetro da roda.

$$P_{Roda} = 2\pi r$$

Não deixando de observar que o raio "r" é dado pelo diâmetro dividido por 2 como na equação 6:

Equação 6 – Cálculo para encontrar o raio da roda.

$$r = \frac{D}{2}$$

É importante observar esses cálculos conceitualmente com o devido cuidado para se evitar erros de quantização, como por exemplo saber que o diâmetro "D" representa o diâmetro da própria roda que está sendo utilizada somado a duas vezes a medida do perfil do pneu que está montado nesta roda dividindo essa soma por 2, com isso é calculado o que é denominado de raio dinâmico, que é dado pela equação 7:

Equação 7 – Cálculo para encontrar o raio dinâmico da roda.

$$Raio\ dinâmico = \frac{[D_{Roda} + 2d]}{2}$$

Uma vez calculado este raio é possível calcular outro parâmetro fundamental para se determinar a velocidade teórica do automóvel que é chamado de *perímetro da roda*, em que é importante observar que sempre é subtraído uma parcela percentual que é tirada do próprio valor do perímetro da roda que varia na faixa de 5% a 8% que corresponde a um fator de correção devido as deformações que os pneus sofrem em virtude da força peso exercida pela massa do automóvel multiplicada pela aceleração da gravidade sobre os mesmos e claro em virtude também do fato de que a superfície exerce uma força contrária em relação a força peso que atua no pneu.

Para o cálculo da RPM das rodas o procedimento é dado pelo cálculo da *relação de marcha* que compreende o número de dentes da engrenagem no eixo primário do câmbio dividido pelo número de dentes da engrenagem no eixo secundário, o que respectivamente corresponde a engrenagem motora e movida. Depois calcula-se a *relação do diferencial* para depois inserir na equação a RPM do motor que dividida pela relação de marcha é obtida a RPM no pinhão que é o componente que está montado com a coroa que constituem juntos o diferencial e com este quociente, basta dividi-lo pela relação do diferencial e por fim é encontrado a RPM das rodas.

Um exemplo prático de aplicação para este cálculo é feito nas medições realizadas por dinamômetros de rolo, onde os dados que serão utilizados são de rodas aro 13 que são os seguintes:

- Aro de roda = 13 polegadas
- Banda de rodagem do pneu = 175 \Leftrightarrow 17,5cm
- Perfil do pneu = 70 \Leftrightarrow 70% do valor da banda de rodagem
- RPM do motor = 2000 \Leftrightarrow a rotação na qual o teste inicia geralmente
- Relação de marcha = 1,29:1 (Relação de terceira marcha)
- Relação de diferencial = 4,11:1

Figura 20 – Foto da roda que foi utilizada no cálculo.



Fonte: Autor.

Figura 21 – Carro com o qual foi realizada a experiência para o cálculo da velocidade.



Fonte: Autor.

Com os dados acima é possível calcular o raio dinâmico presente na equação 2, onde é feito o seguinte procedimento matemático dado pela equação 8:

Equação 8 – Aplicação da equação 7 para o cálculo do raio dinâmico (Importante: P é o perfil).

$$r = \frac{[D_{Roda} + 2P_{Pneu}]}{2}$$

Substituindo valores na equação 5, obtêm-se:

Equação 9 – Equação 8 com as variáveis substituídas pelos dados fornecidos para o exemplo prático.

$$r = \frac{\left((13 \times 2,54cm) + 2x \left(\frac{70x(17,5cm)}{100} \right) \right)}{2} = 57,52cm$$

É importante observar que a princípio o valor calculado na equação acima é dado em centímetros, porém para trabalhar na ordem de grandeza adequada é necessário converter o valor em centímetros para metros, o que requer o seguinte procedimento:

Equação 10 – Procedimento para converter medidas em centímetros para metros.

$$\text{Valor em metros} = \text{valor em centímetros} \times \left(\frac{1m}{100cm} \right)$$

Substituindo o valor obtido no cálculo da equação 6, obtêm-se:

Equação 11 – Equação 10 com os dados fornecidos para o cálculo de conversão.

$$\text{Valor em metros} = 57,52cm \times \left(\frac{1m}{100cm} \right) = 0,5752m$$

Depois de converter este valor para metros basta dividi-lo por 2 como segue na equação 5, obtendo-se o valor de 0,2876 metros que é exatamente o raio dinâmico da roda do automóvel.

Equação 12 – Equação 8 com os dados inseridos para o cálculo do raio dinâmico em metros.

$$r = \frac{0,5752m}{2} = 0,2876m$$

Com o valor do raio dinâmico calculado, basta substituí-lo na equação 2 para determinar o perímetro da roda, como segue:

Equação 13 – Equação 5 com os dados inseridos para o cálculo do perímetro da roda.

$$P_{Roda} = 2\pi(0,2876m) = 1,8m$$

Tendo calculado o perímetro da roda, o próximo passo é calcular a RPM das rodas para executar o cálculo final que permite saber a velocidade teórica do

automóvel, o que se faz necessário saber a relação de marcha, a relação do diferencial e a RPM do motor, que é dada pela equação 14:

Equação 14 – Cálculo para obter as rotações da roda por minuto.

$$RPM_{Roda} = \frac{\left(\frac{RPM_{Motor}}{R_{Marcha}}\right)}{R_{Diferencial}}$$

Observando-se algo importante que deve ser citado é que a RPM do motor dividida pela *relação de marcha* R_M representa a RPM no pinhão que está ligado ao eixo secundário como já foi citado anteriormente, porém é imprescindível reforçar para o esclarecimento do que acontece dinamicamente no sistema, e que é dada pela expressão da equação 15:

Equação 15 – Cálculo para obter as rotações do pinhão por minuto.

$$RPM_{Pinhão} = \left(\frac{RPM_{Motor}}{R_{Marcha}}\right)$$

Tendo concluído este raciocínio é possível reescrever a equação 11 da seguinte maneira de acordo com a equação 16:

Equação 16 – Equação 14 deduzida de forma concisa.

$$RPM_{Roda} = \left(\frac{RPM_{Pinhão}}{R_{Diferencial}}\right)$$

Uma vez tendo deduzido estas equações o próximo passo é substituir os valores para saber exatamente de forma numérica a que velocidade estão girando as rodas na situação do exemplo. Primeiro será calculada a RPM do pinhão como segue na equação 17:

Equação 17 – Aplicação da equação 15 para o cálculo das rotações no eixo pinhão.

$$RPM_{Pinhão} = \frac{2000}{1,29} = 1550 \text{ RPM}$$

Tendo calculado a RPM que sai no eixo secundário (pinhão) o próximo passo é dividir pela *relação do diferencial* $R_{diferencial}$ o que finalmente fornece o índice de rotações nas rodas, como segue na equação 18:

Equação 18 – Aplicação da equação 16 para calcular as rotações nas rodas do automóvel.

$$RPM_{Roda} = \frac{1550}{4,11} = 377,22 \text{ RPM}$$

Quando executados os cálculos da RPM nas rodas (RPM_{Roda}) e o seu respectivo perímetro (P_{Roda}) é possível finalmente determinar a velocidade linear do automóvel aplicando a equação 1 como segue na equação 19:

Equação 19 – Aplicação da equação 4 para determinar a velocidade linear do automóvel.

$$Velocidade\ teórica = 1,8m \times 377,22 = \frac{681,25m}{minuto}$$

Observação importante que deve ser feita é que o valor calculado está em metros por minuto, e o prefixo comumente utilizado para indicar a velocidade instantânea do veículo é quilômetros por hora $\left(\frac{Km}{h}\right)$, por isso é necessário fazer uma conversão igual a proposta na equação 7, porém não se deve esquecer de multiplicar a velocidade por 60 devido estar dividida por minuto, como segue na equação 20:

Equação 20 – Aplicação da equação 10 para calcular a velocidade linear do automóvel em quilômetros por hora.

$$\begin{aligned} Velocidade\ teórica &= \frac{681,25m}{minuto} \times 60\ minuto \times \left(\frac{1Km}{1000m}\right) = \frac{40875Km}{1000} \\ &= \frac{40,875Km}{hora} \end{aligned}$$

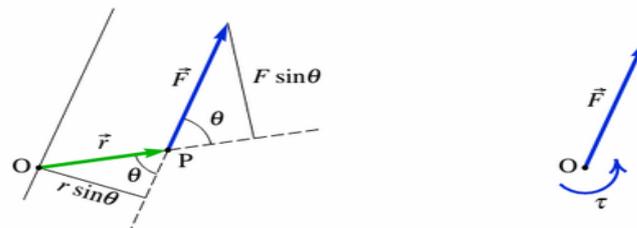
Finalmente a velocidade linear que é a velocidade instantânea apontada no velocímetro foi encontrada possibilitando justificar a razão de utilizar no projeto o sensor de rotação do motor como parâmetro de entrada do sistema para fazer com que a ECU identifique a faixa de rotação que corresponde aos índices de torque apresentados nas rodas.

A razão de conhecer o conceito de torque nos sistemas de transmissão e de saber calculá-lo é que a proporção dessa grandeza no sistema determina se a roda do automóvel irá patinar ou não, pois no momento em que é realizada uma boa arrancada, este torque não está sendo excedido e como consequência disto as rodas não deslizam. Porém quando é realizada uma arrancada que não é considerada boa ocorre exatamente o excesso de torque fazendo com que as rodas patinem e os pneus derrapem.

No momento em que os pneus estão deslizando, acontece de o torque tender para 0, pois a velocidade angular das rodas sobe acumulado energia cinética em virtude de a força do sistema ter vencido o coeficiente de atrito estático que será explicado mais à frente.

O torque, cujo nome origina de uma palavra que vem do latim *TORQUERE* que significa torcer, pode ser descrito coloquialmente como a ação de girar ou torcer uma força, ou até mesmo, uma força aplicada a um braço de alavanca. Por exemplo quando se é aplicada uma força a um objeto com uma chave de fenda ou uma chave de grifo com o objetivo de fazer algo girar, nisto está sendo aplicado um torque, exatamente como acontece com o motor em relação a transmissão e a transmissão em relação as rodas. Na figura abaixo é ilustrado uma relação vetorial que define o torque como sendo um produto do módulo do vetor posição $|\vec{r}|$ pelo módulo da força $|\vec{F}|$ multiplicada pelo seno do ângulo teta ($\sin \theta$).

Figura 22 – Esboço vetorial para exemplificar como o torque é definido como sendo o valor absoluto de um vetor.



Fonte: upload.wikimedia.org

De acordo com a figura 22 a equação 21 de torque tem a seguinte forma:

Equação 21 – Equação para o cálculo do módulo do torque.

$$\tau = (|\vec{r}|)(|\vec{F}| \sin \theta)$$

No caso da transmissão do automóvel deve-se adotar o raio da ponta de eixo que vai presa no cubo das rodas que é equivalente ao braço de alavanca do sistema e o ponto de atuação da força é exatamente o que coincide com a posição de contato da superfície da banda de rodagem do pneu com a superfície da pista.

4.1 Atrito em relação as rodas dos automóveis

O sentido da força de atrito é uma questão de análise vetorial, tomando-se o atrito como algo que tem sentido contrário à tentativa de deslizamento entre as superfícies em contato. O termo ‘tentativa’ refere-se ao fato de que quando existe atrito estático não há deslizamento das superfícies e sim apenas uma tendência. Pois quando o atrito é cinético, ou seja, quando há deslizamento entre as superfícies em contato a força de atrito tem sentido contrário em relação ao sentido de movimento do corpo.

Quando o atrito é estático pode-se surgir o que é chamado de *atrito motor*, e considerando um automóvel é possível ter uma situação onde exista a roda de tração motora que empurra o chão para trás para que o automóvel se mova para frente como é demonstrado na figura 23:

Figura 23 – Roda motora e os sentidos das forças.



Fonte: <http://3.bp.blogspot.com>

Como é visto na figura 23 a tentativa de deslizamento é para trás representada pela força que o pneu exerce no solo (ação), pois o mesmo força o chão neste sentido, logo o atrito é em sentido contrário (Força de atrito estático) (reação). Este atrito que é na mesma direção do movimento e é chamado de atrito motor. Este princípio obedece a terceira lei de Isaac Newton que versa sobre ação e reação.

O atrito motor é definido como algo que pode movimentar um determinado corpo, como por exemplo caminhar ou como algo que pode movimentar as rodas de um automóvel que transmitem a força do motor. No caso de uma roda sem tração a inércia tende a manter a mesma em repouso e a roda tenta deslizar para frente, embora acabe rolando, como é ilustrado na figura 24.

Figura 24 – Sentido de movimento da roda em relação as forças.



Fonte: <http://3.bp.blogspot.com>

Neste caso é equivalente a uma situação onde existisse um corpo que não pode girar livremente, por exemplo, quando um automóvel é empurrado para frente, nisto força-se as rodas a se moverem para frente e isso é como se estivesse forçando os pneus a deslizarem sobre a pista para a frente, embora

os mesmos acabem por girar. Este é um atrito estático que impede o movimento não sendo um atrito motor. Uma questão que surge sobre os automóveis está relacionada a como ficaria a relação de atrito entre o pneu e a pista em relação aos carros de tração traseira, dianteira e os 4x4 (AWD e 4WD). No caso de um automóvel de tração traseira as rodas motoras são as de trás como o próprio termo sugere, e as rodas dianteiras são arrastadas, então o que ocorre é ilustrado na figura 25.

Figura 25 – Diagrama das forças de atrito em automóvel de tração traseira (FR).



Fonte: www.graypaulclassiccars.com

Em um automóvel de tração dianteira a situação é contrária da anterior, ou seja, as rodas da frente são as motoras e as traseiras são arrastadas como mostra a figura 26.

Figura 26 – Diagrama das forças de atrito em um automóvel de tração dianteira (FF).



Fonte: www.graypaulclassiccars.com

Em um automóvel de tração 4x4 seja 4WD ou AWD todas as rodas são motoras como mostra a figura 27.

Figura 27 – Diagrama das forças de atrito em um automóvel de tração integral (4WD ou AWD).



Fonte: www.graypaulclassiccars.com

O arrasto neste contexto significa que não existe atrito cinético e sendo assim não há deslizamento entre as superfícies.

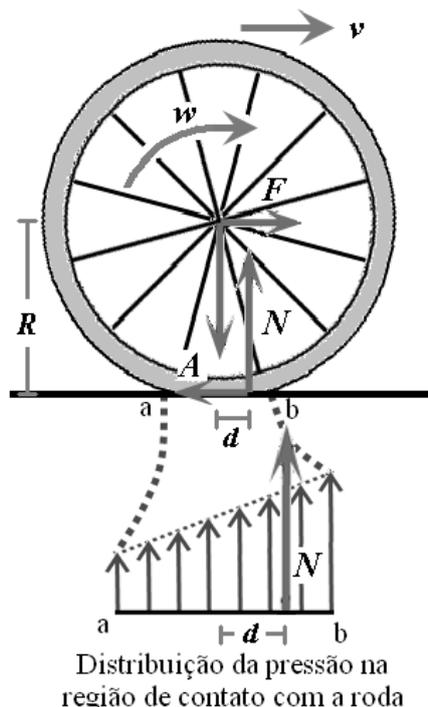
Remetendo atenção às rodas do automóvel é fundamental compreender o fenômeno de resistência ao rolamento e da força de atrito estático nas rodas livres (não tracionadas) para esclarecer quais são os fatores que criam as dificuldades que fizeram com que se tivesse que desenvolver um sistema de controle para solucionar o problema de tração nos automóveis.

4.2 A resistência ao rolamento nas rodas livres ou não tracionadas

Para explicitar a função da dinâmica da resistência ao rolamento e a força de atrito estático nas rodas, pode-se considerar uma roda de bicicleta, pois a estrutura de uma bicicleta favorece a visualização clara do mecanismo em questão para que posteriormente as conclusões obtidas na análise possam ser aplicadas a outros contextos envolvendo rodas de automóveis de todos os tipos. Para efeito do estudo primordialmente será considerado que as rodas da bicicleta rolam sem deslizar sobre o plano, permanecendo assim o atrito estático entre eles. Considere a roda dianteira da bicicleta que transita em velocidade constante v em um plano horizontal. Imagine que este plano é revestido (feito) de concreto ou asfalto, pois assim sendo as deformações ocorrem na área de contato da roda com o plano, não esquecendo de desprezar as deformações desse plano no qual a roda rola e ainda que as deformações no pneu sejam elásticas, tais dissipam internamente energia

mecânica o que faz com que sua temperatura suba de índice uma vez que o pneu está rodando. “A resistência ao rolamento está associada com a perda de energia mecânica na roda devido a essas deformações por histerese mecânica” (ARTOMONOV et al., 1976 apud SILVEIRA, p.3, 2013), pois isto ocorre em virtude de acontecer a realização de trabalho que causa resistência em uma certa região da roda num ciclo de deformação. Quando solo é feito de areia ou cascalho o plano no qual a bicicleta trafega tem deformações o que faz com que a dissipação de energia mecânica seja influenciada de maneira proporcional a essas deformações. Observando a figura 28 é possível identificar a velocidade linear constante v da roda quando ela começa a rolar, como consequência são exercidas sobre ela ações causadas pelo plano com o qual a mesma tem contato, tais como a força normal à pista 'N' e a força de atrito estático 'A', também uma força 'F' do eixo que faz com que a roda se movimente adiante e para baixo e a força peso característica da própria roda, entretanto as forças indicadas na figura são aquelas que dão sequência ao desenvolvimento do raciocínio na teoria apesar de existirem outras que não estão sendo indicadas. As forças exercidas pelo ar na roda dianteira serão desprezadas o que remete a ideia de a mesma girar livremente sem atrito no eixo central com velocidade angular w constante.

Figura 28 – Forças exercidas na roda dianteira e representação da distribuição da pressão na região de contato da roda com a pista de rolamento.



Fonte: <http://www.if.ufrgs.br>

Quando ocorre o rolamento da roda existe uma pressão na região de contato do pneu com o plano em função das deformações elásticas amortecidas e esta pressão tem intensidades diferentes em cada ponto dessa área de maneira que a mesma cresce no sentido do movimento de rolamento dessa roda. Na figura 28

está representada as diferentes magnitudes da pressão de um ponto a até b e em virtude desta ocorrência a resultante da força normal encontra-se deslocada para frente em relação ao centro da área de contato representada por d . Uma vez que não houvesse amortecimento das deformações elásticas e não existisse efeito de histerese, isto influenciaria de tal forma que a pressão seria distribuída por igual em relação ao centro da área de contato com a pista fazendo com que a força normal se deslocasse para baixo do centro da roda dianteira e naturalmente a distância d seria 0.

Como a velocidade linear v da roda é constante e a mesma gira em torno de seu centro com velocidade angular w constante o somatório das forças ou dos torques resulta em 0 de acordo com a equação 22.

Equação 22 – Proporcionalidade da força do eixo que empurra a roda para frente com a força de atrito estático.

$$F = A$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 23 – Força motora igual a força de resistência ao rolamento.

$$A \cdot R = N \cdot d$$

Da equação 20 obtém-se que a força de atrito estática necessária para que aconteça o rolamento sem deslizamento vale o que está na equação 24.

Equação 24 – Cálculo para determinar a força de atrito estático.

$$A = \frac{d}{R} \cdot N$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

A razão d por R é denominada *coeficiente de resistência ao rolamento* – α – e portanto na equação 25 se têm:

Equação 25 – Cálculo para determinar o coeficiente de resistência ao rolamento.

$$\alpha = \frac{d}{R} = \frac{A}{N}$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Admitindo-se que d é igual a 0, isto significa que não existiria resistência ao rolamento ($\alpha = 0$). Geralmente em cursos de Física o estudo do rolamento de corpos rígidos em que os mesmos rolam em uma superfície também rígida comumente é o único modelo estudado na teoria, sendo que se não há deformações nem da pista e nem da roda prevalece a condição em que d é

nulo. Esta elucidação desconsidera o fato de um corpo que rola possa parar em virtude somente do atrito com o plano, pois se este estiver sob efeito de uma força de atrito diferente de 0 e como consequência aparecer resistência ao movimento angular, isto trará outra consequência como o torque da força de atrito causar um aumento na velocidade angular w .

Na equação 25 sugere-se que para diminuir o fator de resistência ao rolamento deve-se reduzir o raio R da roda e ou diminuir a distância d naturalmente uma vez que a mesma é a causa que permite surgir tal resistência. Entretanto para diminuir a distância d é necessário diminuir a área de contato do pneu com o plano e isso requer um aumento de pressão na calibração do mesmo. Por exemplo, em uma bicicleta de corrida os pneus trabalham com pressões maiores e essa característica operacional permite que as mesmas atinjam altas velocidades devido a maior pressão específica. Porém quando por exemplo um automóvel está com os pneus calibrados com uma pressão abaixo daquela recomendada pelo fabricante as rodas do mesmo enfrentam maior resistência ao rolamento por causa de sua área ser maior fazendo com que a distância d aumente acarretando em uma dissipação de energia mecânica maior fazendo com que o pneu aumente sua temperatura de trabalho chegando a ultrapassá-la o que gera como consequência maior consumo de combustível. Se for multiplicado o coeficiente de atrito estático pelo valor da força normal o produto resultante é a máxima força de atrito o que não representa efetivamente a força de atrito de uma situação específica do pneu. E quando se multiplica a mesma força normal pelo coeficiente de resistência ao rolamento, o produto resultante é o valor da força de atrito estático que ocorre no giro livre da roda tracionada.

Portanto, a resistência ao rolamento equivale a uma força com intensidade de 1% da intensidade da força normal à pista, enquanto a força de atrito máxima possível poderia ser cerca de cem vezes maior. Assim justifica-se teoricamente o fato bem conhecido de que as rodas permitem o deslocamento de um veículo com pequena resistência ao rolamento¹, possibilitando que o esforço de uma ou duas pessoas movimente um automóvel sobre o pavimento horizontal duro (SILVEIRA, p. 2-5, 2013).

Com o citado acima sobre como o movimento das rodas é influenciado pela resistência ao rolamento, isto deixa claro a razão da necessidade de atuação de um sistema de controle de tração para que seja possível melhorar o desempenho dos automóveis a partir das correções que serão feitas pela execução do software no caso de um sistema computadorizado ou digital ou com eletrônica analógica que possibilita construir compensadores com amplificadores operacionais. Em seguida são comentados tais aspectos sobre as rodas de tração. É fundamental para uma compreensão completa, analisar a roda da bicicleta que está sendo tracionada e na figura 29 é feita a representatividade das ações nesta roda em que apenas as forças que interessam para o estudo da teoria estão indicadas com letras maiúsculas. Se for observada a corrente montada na engrenagem que segue o sentido de

movimento angular da roda é possível perceber que a mesma exerce sobre esta engrenagem uma força de tensão T responsável por causar o que é chamado de $\tau_{Tração}$.

Considerando a estrutura da traseira no quadro da bicicleta onde se localiza o eixo central da roda que está fixo, o mesmo a empurra para baixo, para trás e adicionalmente a força peso a pressiona contra a pista. O plano exerce a força normal denominada N_t e a força de atrito estático A_t . A partir disso é possível notar que as forças normal e de atrito estático produzem torques em relação ao eixo do centro da roda de trás em sentido contrário ao torque de tração, ou seja, a única força externa à bicicleta que atua no mesmo sentido que tem a velocidade linear v desempenhando a função de força motora da bicicleta. A roda se movimenta com velocidade linear v constante, rodando com velocidade angular w também constante em volta de seu próprio centro de tal maneira que é possível descrever com a equação 26.

Equação 26 – Cálculo que define o torque de tração.

$$\tau_{Tração} = A_t \cdot R + N_t \cdot d$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Mas como pela equação (22) $d = \alpha \cdot R$, substituindo-se em (23) obtém-se na equação 27:

Equação 27 – Equação 26 com o valor d substituído de acordo com a dedução.

$$\tau_{Tração} = A_t \cdot R + N_t \cdot \alpha \cdot R$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Colocando-se R em evidência obtém-se na equação 28:

Equação 28 – Equação 26 com o fator R escrito em evidência.

$$\tau_{Tração} = (A_t + N_t \cdot \alpha) \cdot R$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Como a potência de tração - $P_{Tração}$ - é o produto da intensidade do torque de tração $\tau_{Tração}$ pela velocidade angular w e, substituindo-se o torque de tração dado em (26), obtém-se na equação 29:

Equação 29 – Cálculo para determinar a potência de tração.

$$P_{Tração} = \tau_{Tração} \cdot w = (A_t + \alpha \cdot N_t) \cdot R \cdot w$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

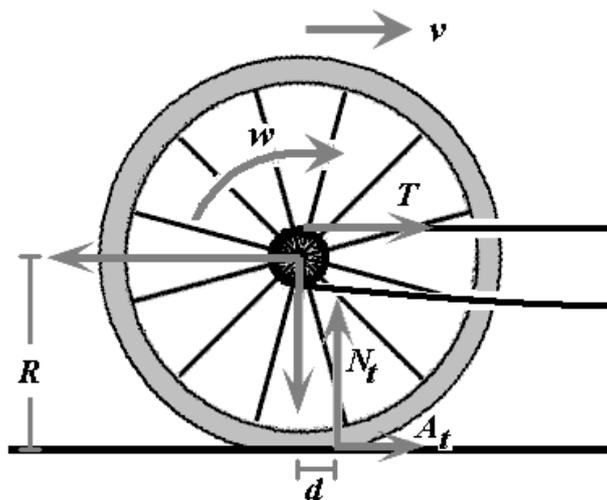
Como $R \cdot w$ resulta no valor da velocidade v de translação da roda, então de acordo com equação 30 se obtêm:

Equação 30 – Equação 29 com o valor do produto de R por w substituído por v.

$$P_{Tração} = \tau_{Tração} \cdot w = (A_t + \alpha \cdot N_t) \cdot v$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Figura 29 – Forças exercidas nas rodas de tração da bicicleta.



Fonte: www.if.ufrgs.br

As equações acima deduzidas com exemplo da bicicleta são aplicáveis para qualquer automóvel que utilize a força de atrito estático do plano sobre o qual suas rodas rolam para tracioná-lo e o deslocar com velocidade constante v .

Com as equações 29 e 30 ficou claro que a potência de tração é função de duas variáveis em que uma delas se relaciona a força de atrito na roda de tração e a outra está relacionada com a resistência ao rolamento, portanto é importante saber que a resistência ao rolamento não pode ser confundida com o atrito existente entre a roda de tração e a pista de rolamento.

O valor da força de atrito estático, para uma dada velocidade angular da roda, cresce conforme aumenta a potência de tração, sendo seu valor máximo limitado pelo produto do *coeficiente de atrito estático* - μ - pela intensidade da força normal (SILVEIRA, p. 5-6, 2013).

Equação 31 – Cálculo para a potência máxima de tração.

$$P_{Tração} \leq (\mu \cdot N_t + \alpha \cdot N_t) \cdot v = (\mu + \alpha) \cdot N_t \cdot v$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Com as deduções acima citadas é importante saber que as variáveis R e w são respectivamente o raio dinâmico de rolagem calculado através da equação 4 e a RPM das rodas deduzida a partir das equações 14 e 15 citadas no capítulo 4 que uma vez multiplicadas uma pela outra resulta em um produto que representa a velocidade linear teórica do automóvel ou de translação da bicicleta como citado no exemplo.

4.3 Força de arrasto do ar

Quando uma estrutura se movimenta e de maneira dinâmica está em contato com o ar, ocorre uma imposição de uma força chamada de arrasto imposta a estrutura por este ar. Tal força é função do atrito viscoso do ar com as superfícies sobre as quais ele escoar e dos efeitos inerciais causados pela colisão do ar com o corpo em movimento.

A força de atrito viscoso é proporcional à velocidade do ar em relação ao corpo, entretanto ela é para corpos razoavelmente grandes (com dimensões superiores à alguns centímetros), movimentando-se com velocidades iguais ou superiores a metros por segundo, desprezível frente à força de arrasto inercial (AGUIAR e RUBINI, 2004 apud SILVEIRA, p.7, 2013).

A chamada força de arrasto inercial tem uma relação diretamente proporcional ao quadrado da velocidade do ar em relação ao corpo.

A intensidade da força de arrasto inercial $-F_a$ – depende da densidade do ar – ρ – (aproximadamente 1,22 kg/m³ ao nível do mar), da área frontal do corpo – S – (área do corpo na direção perpendicular ao movimento do ar em relação ao corpo), do coeficiente de arrasto – C – (parâmetro adimensional que depende da forma do corpo) e da velocidade do ar v em relação ao corpo de acordo com a seguinte expressão (BOSCH, 2005, apud SILVEIRA, p.7, 2013).

Equação 32 – Cálculo para determinar a força de arrasto inercial.

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot S \cdot v^2$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Os automóveis possuem *coeficiente de arrasto* – C – entre 0,25 e 0,45, e *área frontal* – S – entre 1,5 e 3 m² (SILVEIRA, p.7, 2013).

A força de arrasto do ar atmosférico nas arrancadas também é um fator que não pode ser ignorado para se obter melhores resultados durante as provas na competição.

Na sessão seguinte será uma abordagem sobre a potência de tração e da relação que a mesma tem com a resistência ao rolamento e o arrasto do ar.

4.4 Potência de tração em função da resistência ao rolamento e do arrasto do ar.

A relação de variáveis encontrada na equação 29 mostra que a potência de tração é função das intensidades das forças de atrito e normal à o plano nas rodas tracionadas uma vez que o automóvel se desloca com velocidade constante.

Em um plano horizontal as forças de atrito estático são externas ao automóvel e possuem o mesmo sentido da velocidade linear do automóvel em relação a pista fazendo com que o mesmo siga adiante. Causando resistência ao movimento do automóvel estão as forças de atrito nas rodas livres e o arrasto do ar. Denominando A_t como sendo a magnitude da resultante das forças de atrito nas rodas tracionadas, A a magnitude da resultante das forças de atrito nas rodas livres, F_a a força de arrasto do ar, considerando que o automóvel se desloca com velocidade v constante, de acordo com a Primeira Lei de Newton, obtêm-se na equação 33:

Equação 33 – Intensidade da resultante da força de atrito nas rodas de tração.

$$A_t = A + F_a$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

A intensidade da resultante das forças normais nas rodas livres, a velocidade do automóvel em relação ao plano é igual a velocidade relacionada ao ar de acordo com a equação 24 que afirma que a força de atrito estático nas rodas não tracionadas é diretamente proporcional ao produto do coeficiente de resistência ao rolamento multiplicado pela força normal ($A = \alpha N$), admitindo-se que o ar em relação à pista está parado e substituindo os parâmetros da equação 24 nas equações 29 e 30, obtêm-se na equação 34:

Equação 34 – Cálculo da intensidade da resultante das forças de atrito nas rodas de tração com a parcela da força de arrasto inercial substituída.

$$A_t = \alpha \cdot N + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot S \cdot v^2.$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

A substituição de (33) em (30) fornece para a potência de tração na equação 35:

Equação 35 – Potência de tração deduzida com a substituição da equação (34) em (29).

$$P_{Tração} = \left(\alpha \cdot N + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot S \cdot v^2 + \alpha \cdot N_t \right) \cdot v$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 36 – Equação 35 na forma de soma.

$$P_{Tração} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot S \cdot v^3 + \alpha(N + N_t) \cdot v$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Com a soma das intensidades das resultantes das forças normais nas rodas traseiras e dianteiras obtêm-se algo equiparável com o peso do automóvel em virtude da força que é exercida pelo ar e que pode ter uma parcela na direção ortogonal em relação ao plano, encontra-se na equação 37:

Equação 37 – Potência de tração calculada com o peso do automóvel.

$$P_{Tração} \cong \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot S \cdot v^3 + \alpha \cdot M \cdot g \cdot v$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Em que M é a massa do automóvel e g é a intensidade do campo gravitacional.

A equação 37 deixa claro que a potência de tração para um automóvel que se movimenta em um plano horizontal com velocidade constante é composta por duas parcelas em que uma delas se relaciona com a força de arrasto do ar que cresce com o cubo da velocidade linear e a outra se relaciona com a resistência ao rolamento mais a resultante das normais nas rodas traseiras e dianteiras equivalente ao produto da massa pela aceleração gravitacional e que cresce linearmente com a velocidade v .

Em seguida será feito um estudo com base em uma proposição que sugere que as parcelas que compõe a velocidade ' v ' terão o mesmo valor para potência de tração e será renomeada como sendo ' v_i ' satisfazendo a condição de equidade entre as duas parcelas na equação 37, obtendo na equação 38:

Equação 38 – Condição de igualdade entre as expressões.

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot S \cdot v_i^3 = \alpha \cdot M \cdot g \cdot v_i$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Isolando-se v_i na expressão (38) se obtém para v_i diferente de zero na equação 39:

Equação 39 – Cálculo de v_i isolado na equação 38.

$$v_i = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha \cdot M \cdot g}{\rho \cdot C \cdot S}}$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Considerando-se agora um “automóvel típico” com massa de 1200 Kg, área frontal de 2 m² e *coeficiente de arrasto* de 0,35, encontra-se na equação 40:

Equação 40 – Cálculo da velocidade para um “automóvel típico”.

$$v_i = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,01 \cdot 1200 \cdot 9,8}{1,22 \cdot 0,35 \cdot 2}} = 16,6 \frac{m}{s} \cong 60 \frac{Km}{h} .$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Com a equação 37 fica claro como está sendo utilizada a potência de tração em diferentes situações em que uma delas é quando a velocidade é v_i caracteriza a velocidade do automóvel essa potência é utilizada para vencer a resistência ao rolamento. Nas situações em que a velocidade é maior que ' v_i ' a potência de tração tende a vencer o arrasto do ar de maneira proporcional ao aumento dessa velocidade, pois se por exemplo a velocidade v é o dobro de v_i ($v = 2v_i$), de acordo com a equação 37 a parcela relacionada a resistência do ar representa 80% da potência de tração. Na sessão seguinte é discutida relação que a potência de tração tem com a máxima velocidade que o automóvel atinge.

4.5 Potência de tração e velocidade máxima de automóveis

É comum testes de desempenho que colocam a prova os automóveis fornecerem dados como a potência nominal máxima obtida no motor assim também como a velocidade máxima atingida no teste. Atualmente os fabricantes de automóveis disponibilizam dados como dimensões e suas massas e até mesmo características que envolvem o coeficiente de arrasto.

Existem pesquisas que seguem uma linha de raciocínio em que são obtidos dados como potência nominal e velocidade máxima de mais de uma centena de automóveis em que os demais foram separados em três grupos com o intuito de realizar um estudo comparativo e obter a oportunidade de aplicar a equação 37 empiricamente.

Os dados de potência nominal máxima geralmente fornecida pelo fabricante dos automóveis aponta a potência de tração em que a mesma é medida no eixo de saída do motor, ou seja, essa potência não considera perdas que ocorrem na relação de marchas encontradas no câmbio no sistema de transmissão. “As perdas de potência nos mecanismos de transmissão do motor para as rodas situam-se entre 5% e 10% da potência medida no eixo do motor” (ARTMONOV et al., 1976, apud SILVEIRA, p.9, 2013). É importante observar que existem casos em que a velocidade máxima atingida pelo automóvel não coincide com o ponto de máxima produção de potência.

Um contexto em que a equação 37 foi aplicada foi para um automóvel conhecido entre os chamados "superesportivos" como Veyron fabricado pela empresa Bugatti em que num teste realizado em 2006 que atingiu a velocidade máxima de 408Km/h (113,3 m/s). A potência máxima medida em seu motor é aproximadamente de 746,7KW (aproximadamente 1010cv), a massa é em torno de 1950Kg, a área frontal é de 2,07m² e o coeficiente de arrasto é de 0,36. Substituindo esses valores na equação 34, obtêm-se na equação 41:

Equação 41 – Equação 37 com valores substituídos para o cálculo da potência de tração.

$$P_{Tração} = \frac{1}{2} * 1,22 * 0,36 * 2,07 * 113,3^3 + 0,01 * 1950 * 9,8 * 113,3$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 42 – Valor final da potência de tração.

$$P_{Tração} = 661,1.10^3 + 21,7.10^3 = 682,8.10^3 W \cong 920cv$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Com os resultados obtidos nos cálculos nota-se que a potência de tração coincide com a potência do motor se enquadrando em um índice que aponta menos de 10% do valor fornecido, e com a equação 42 observa-se que a parcela de potência relacionada ao arrasto do ar é 30 vezes maior que a parcela que se relaciona com a resistência ao rolamento.

Em outra aplicação é elucidado o extremo oposto com um automóvel produzido pela Volkswagen conhecido internacionalmente como "Beatle", e que no Brasil ficou conhecido como "Fusca" e que atinge velocidade 112km/h (32m/s), a potência é em cerca de 26,6kW (36cv), a massa 870Kg, a área frontal de 2m² e o coeficiente de arrasto em 0,48. Com esses dados substituindo-os na equação 37, obtêm-se na equação 43:

Equação 43 – Equação 37 aplicada ao exemplo do Fusca.

$$P_{Tração} = 1,22 * 0,48 * 2 * 32^3 + 0,01 * 870 * 9,8 * 32$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 44 – Valor final da potência de tração no Fusca.

$$P_{Tração} = 19,2 * 10^3 + 2,7 * 10^3 = 21,9 * 10^3 W \cong 30cv$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

O resultado obtido é análogo ao do exemplo anterior em que a potência de tração é congruente com a potência máxima do motor, entretanto mesmo se tratando de um automóvel com dimensões diferentes é notável que a parcela relacionada a fatores de resistência causados pela força de arrasto do ar é

maior (7 vezes) do que na parcela relacionada aos fatores de resistência ao rolamento e a resultante das normais nas rodas. Sendo assim é possível desprezar na equação 34 o termo linear da velocidade denominando a potência de tração como sendo potência nominal máxima 'P' e 'V' como sendo a máxima velocidade, obtendo a seguinte expressão na equação 45:

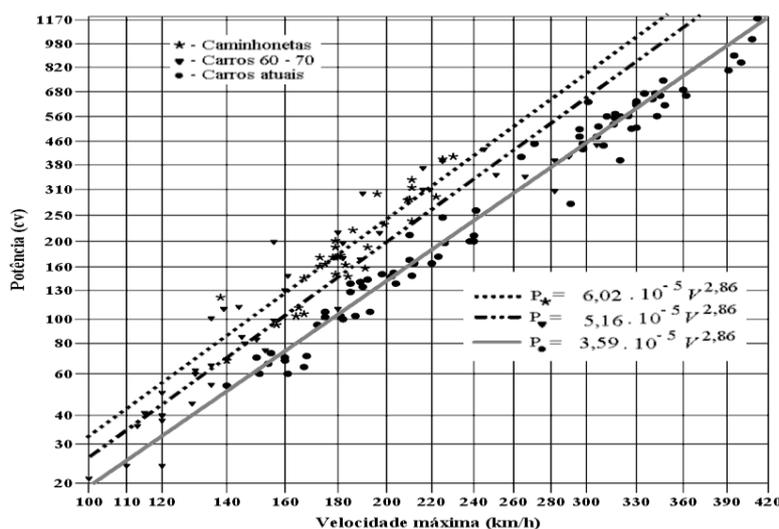
Equação 45 – Cálculo da potência nominal.

$$P = K.V^n \text{ onde } n = 3.$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

A dedução expressa na equação 45 é uma ferramenta que possibilita tratar adequadamente na prática a relação da potência de tração com a velocidade máxima atingida com métodos matemáticos conhecido como ajustes de curvas por retas em relação ao valor do expoente n , pois o valor teoricamente esperado para esse expoente é 3 e na prática esse valor tem pouca variação o que atinge a expectativa teórica. Com esse método é possível fazer comparativos que apontam se houve ou não progresso tecnológico que causou melhorias de desempenho e consumo nos automóveis sejam de qualquer categoria ou seguimento, pois no gráfico ilustrado na figura 30 mostra o quanto de potência de tração é necessária para atingir certos índices de velocidades nos quais existem curvas sendo representadas por retas devido a regressão matemática feita para a plotagem das mesmas.

Figura 30 – Gráfico de dispersão de potência contra velocidade máxima nos três grupos de automóveis e respectivas retas de ajuste.



Fonte: www.if.ufrgs.br

O método utilizado no texto citado representa uma maneira de fazer um estudo comparativo para analisar o desempenho do automóvel que será referência no projeto que é o Volkswagen Parati Crossover 1.0 16V Turbo, pois na fase de testes na parte experimental serão feitas rampas de potência para análise de

performance durante a atuação da válvula empregada no hardware que será detalhada em outro capítulo, no caso da estação experimental construída é apenas demonstrada a forma como o sistema atua.

Houve um esclarecimento de como o torque, a velocidade e a potência se relacionam com o conceito de tração.

4.6 Potência de tração em rampas

Até a sessão anterior foram adotadas as equações para o cálculo da potência de tração de maneira a considerar que o plano sobre o qual as rodas do automóvel rolam e o mesmo se desloca era horizontal. Entretanto imagine que esse automóvel agora irá se deslocar em um plano inclinado em um ângulo θ fazendo com que exista uma componente de força peso desse automóvel paralelo a esse plano seja um fator que se opõe a seu movimento, ou seja, existe outra característica de resistência ao movimento em virtude dessa inclinação, e a equação 33 será reescrita da seguinte maneira:

Equação 46 – Equação 33 aplicada para situação de um plano inclinado.

$$A_t = A + F_a + M \cdot g \cdot \sin \theta,$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 47 – Equação 46 com variáveis reescritas.

$$A_t = \alpha \cdot N + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot S \cdot v^2 + M \cdot g \cdot \sin \theta.$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Substituindo-se (47) em (37) obtém-se finalmente para a potência de tração:

Equação 48 – Equação 37 reescrita com a parcela correspondente a inclinação em relação à pista horizontal.

$$P_{Tração} \cong \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot S \cdot v^3 + \alpha \cdot M \cdot g \cos \theta \cdot v + M \cdot g \cdot \sin \theta \cdot v.$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Na equação 48 é importante observar que a parcela da extremidade direita na expressão apenas surge em situações onde o automóvel está se deslocando em aclives.

Conforme a inclinação máxima recomendada pelo DNIT (Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes) para rodovias de *Classe 0* (estradas brasileiras do tipo BR, onde acontecem os mais altos fluxos de veículos) é de cerca de 3°. Considere um automóvel de porte médio com quatro passageiros (massa total de aproximadamente 1600Kg), com *coeficiente de arrasto* de 0,35, área frontal de 2 m², movimentando-se com velocidade constante de 90 Km/h

(25 m/s) em um alicive com 3° de inclinação. Então a potência de tração calculada pela expressão (45) resulta em:

Equação 49 – Equação 48 com as variáveis substituídas pelos valores fornecidos.

$$P_{Tração} \cong \frac{1}{2} * 1,22 * 0,35 * 2,25^3 + 0,01 * 1600 * 9,8 * \cos 3^\circ * 25 \\ + 1600 * 9,8 * \sin 3^\circ * 25$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 50 – Valor da potência de tração em Watts.

$$P_{Tração} \cong 6,67 * 10^3 + 3,91 * 10^3 + 20,52 * 10^3 = 31,10 * 10^3 W,$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 51 – Valor da potência de tração em cavalos vapor.

$$P_{Tração} \cong 42cv.$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Com o resultado obtido nos cálculos com base nos dados do exemplo da equação 51 é perceptível o fato de que a maior parte da potência de tração é destinada a vencer a resistência causada pela a aceleração gravitacional, porém considerando outros automóveis cuja potência seja igual ou acima dos 100cv estes não irão enfrentar problemas para trafegarem em planos inclinados na velocidade indicada.

Imagine agora um caminhão com massa de 40.000 Kg (caminhões desse porte ou até maiores trafegam comumente em rodovias de *Classe 0*), área frontal de 6 m², *coeficiente de arrasto* de 0,7, trafegando a 90 Km/h (25 m/s) no mesmo alicive. A potência de tração resulta num valor descrito com a equação 52.

Equação 52 – Cálculo da potência de tração para um veículo comercial de 40 toneladas.

$$P_{Tração} \cong \frac{1}{2} * 1,22 * 0,7 * 6,25^3 + 0,01 * 40000 * 9,8 * \cos 3^\circ * 25 \\ + 40000 * 9,8 * \sin 3^\circ * 25$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 53 – Valor da potência de tração para um veículo comercial em Watts.

$$P_{Tração} \cong 40,03 * 10^3 + 97,87 * 10^3 + 512,89 * 10^3 = 650,79 * 10^3 W$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Equação 54 – Valor final da potência de tração em cavalos vapor.

$$P_{Tração} \cong 879cv.$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Para o exemplo do caminhão nota-se que frente a velocidade indicada a potência não é suficiente para mantê-lo trafegando em tal índice, pois sua massa é maior e é necessária mais energia para sustentá-lo com deslocamento constante de 90 mil metros a cada hora, e isso faz com que sua velocidade tenha um índice menor. Em compensação se fosse no declive o que antes se opunha ao movimento neste caso passa a favorecer demandando do caminhão um sistema de freio adequadamente dimensionado para desacelerar com segurança frente ao risco de exceder limites de velocidade e de acordo com o valor de potência de tração indicado pela equação 50, um caminhão como esse mantém ou até mesmo supera a velocidade indicada caso ele trafegue em um plano horizontal.

As características do automóvel e da pista são os parâmetros que basicamente resumem a gama de influencias que podem ocorrer na tração durante a realização das provas nas corridas de arrancada, e é claro que planos inclinados não são considerados em contextos para arrancadas devido as pistas terem planos horizontais sem inclinações, entretanto a modelagem matemática apresentada sobre potência, torque e velocidade linear relacionados com a tração e a gama de variáveis e constantes que fundamentalmente são adicionadas ao estudo acabam sendo consideradas ou desconsideradas dependendo do contexto, levando em consideração a análise conceitual correta para evitar erros de cálculo e o fornecimento errado de parâmetros que são processados pelo sistema no momento de executar as funções de controle da tração.

4.7 Características dos tipos de tração em relação ao atrito

Um automóvel de tração traseira apresenta vantagem frente a um automóvel de tração dianteira no que diz respeito à força transmitida ao asfalto, pois quando se acelera um automóvel o mesmo tende a deslocar seu peso para a traseira em virtude da inércia que aumenta a força de atrito com o chão na roda motora.

O automóvel de tração dianteira apresenta vantagem frente a um automóvel de tração traseira no que diz respeito a estabilidade, pois quando o automóvel perde o atrito estático com o chão com o surgimento de um atrito cinético, ao transmitir força na parte dianteira do automóvel, o mesmo irá puxar toda sua estrutura alinhando-se na direção do movimento. Em um caso onde ocorresse o contrário e a força fosse aplicada atrás o automóvel estaria sendo empurrado e uma vez que não existisse atrito estático nas rodas dianteiras com o asfalto o

carro tenderia a seguir na direção em que aponta a dianteira e não a do eixo traseiro, o qual está sendo aplicada a força desestabilizando o veículo.

A tração integral tem como objetivo equilibrar essas características para obter o máximo desempenho possível no que diz respeito a tração. É importante destacar que matematicamente a força de atrito máxima que o sistema pode atingir é dada pela seguinte equação:

Equação 55 – Cálculo para encontrar a máxima força de atrito estático.

$$Fat_{Máxima} = \mu \times N$$

Fonte: www.if.ufrgs.br

Onde μ representa o coeficiente de atrito que pode ser estático ou cinético, e N representa a força normal do sistema.

O objetivo de citar esses fatores é reforçar a ideia sobre essas variáveis envolvidas no contexto em que o sistema proposto pelo projeto irá atuar de forma a deixar claro que a tração é definida como a quantidade máxima de força que o pneu pode aplicar sobre o solo e vice-versa, e os fatores que influenciam esse processo são:

Peso sobre o pneu:

- Quanto mais pesado, maior será a tração do pneu e dependendo da dinâmica do automóvel essa força peso pode sofrer variações.

Coeficiente de atrito:

- É a quantidade de força de atrito entre duas superfícies com a força que as une, que no caso da tração esse coeficiente está ligado à aderência entre os pneus, a estrada e a força peso que é exercida sobre cada pneu, de maneira que esse coeficiente sofre variações dependendo do tipo de pista que pode ser seca, molhada ou até mesmo uma estrada com lama.

Patinagem das rodas ou deslizamento dos pneus:

- Na pista os pneus podem comportar-se a partir de dois tipos de contato como já foi citado, o atrito estático e o atrito dinâmico (cinético). No caso do atrito estático não existe deslizamento entre a superfície da banda de rodagem do pneu e a superfície do solo e neste caso o coeficiente de atrito é alto proporcionando aderência para o automóvel.

Já no contato dinâmico o pneu desliza em relação a estrada e naturalmente a aderência é baixa devido ao baixo coeficiente de atrito estático. Isso ocorre quando a força aplicada ao pneu excede a aderência disponível causando a patinagem das rodas, e tal força pode vir tanto do motor como dos freios que respectivamente causam aceleração e desaceleração no automóvel.

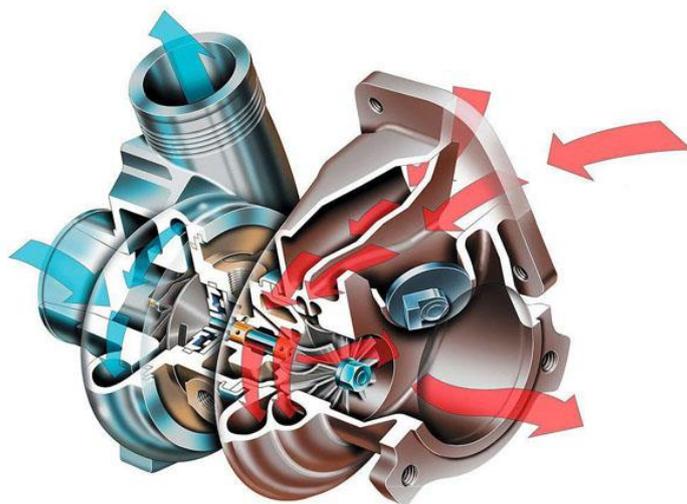
5 Turbo – compressores

Um dos pontos importantes que deve ser observado junto a outros que já foram citados e explicados nos capítulos e sessões anteriores, diz respeito a turbo-compressores. Afinal o sistema proposto pelo conceito deste projeto remete tratar a tração nas rodas de maneira a controla-la, mas o comportamento dos automóveis com motores que possuem sistemas de admissão de ar sobrealimentados com turbo-compressores apresenta uma resposta diferente em relação aos automóveis que não tem.

Uma vez que conhecido o perfil matemático da função que relaciona a pressão do turbo-compressor (ou turbo-alimentador) com as curvas de torque e potência do motor, é possível obter a base de referência, na qual o sistema de controle adota estrategicamente para tratar o problema de deslizamento das rodas motrizes do automóvel. Entretanto antes é necessário conhecer conceitos básicos sobre este equipamento.

O primeiro passo para o esclarecimento sobre conceitos que envolvem turbo-compressores, remete a definir o que é um turbo-compressor. Turbo-alimentadores ou turbo-compressores são máquinas que tem um funcionamento que depende da energia fornecida por um fluido, em que no caso destes se trata dos gases que são expulsos sob pressão pelo duto de escapamento, responsáveis por acionarem a turbina girando o rotor que está fixado a extremidade de um eixo no qual em sua outra extremidade está fixado o rotor do compressor que gira solidariamente ao rotor da turbina, que por sua vez pressuriza o ar para o coletor de admissão do motor, e que é mostrado na figura 31.

Figura 31 – Estrutura de um turbo-compressor e fluxo dos gases causando seu acionamento.



Fonte: <http://keiciuveikla.lt>

A razão pela qual são adotados equipamentos como turbo-compressores na preparação dos motores dos automóveis de arrancada se dá ao fato de que o mesmo aumenta a eficiência volumétrica influenciando a pressão média eficaz que significa que o motor enche os cilindros com mais mistura ar-combustível e mantém a intensidade da pressão na área do êmbolo (ou pistão) constante durante maior parte do movimento descendente que o mesmo executa (PMS ao PMI, ou seja, do ponto morto superior para o ponto morto inferior) proporcionando assim um ganho de desempenho no mesmo regime de carga com retomadas de aceleração nas trocas de marchas mais rápidas.

No entanto o que deve ser esclarecido sobre os turbo-compressores diz respeito a suas etapas de atuação em que na primeira, existe um regulador da pressão do ar de admissão conhecido como *Waste Gate* (porta de descarga ou alívio) que funciona por um princípio puramente mecânico responsável por realizar um by-pass nos gases de escapamento derivando parte do fluxo dos mesmos para junto da saída da turbina. Na segunda etapa envolve explicar que esta atuação tem como parâmetro de disparo um sinal derivado da ECU do motor enviado por um sensor de massa de ar (MAF – Mass Air Flow) que monitora a pressão do ar de admissão, pois na terceira etapa este possui uma válvula eletropneumática responsável por controlar o fluxo que é desviado para *Waste Gate* em que a mesma é acionada toda vez que houver excedente de pressão absoluta fixado no sistema. E quarta e última etapa a temperatura do ar de admissão é adequada por um radiador de ar conhecido como Intercooler garantindo desta maneira uma densidade maior e melhorando o processo de formação de mistura ar/combustível no motor.

5.1 Controle da pressão no circuito de admissão

A referência adotada para desenvolver o sistema proposto pelo conceito do projeto é o Volkswagen Parati Crossover 1.0 16V Turbo ilustrado na figura 32.

Figura 32 – Referência de desenvolvimento do projeto.



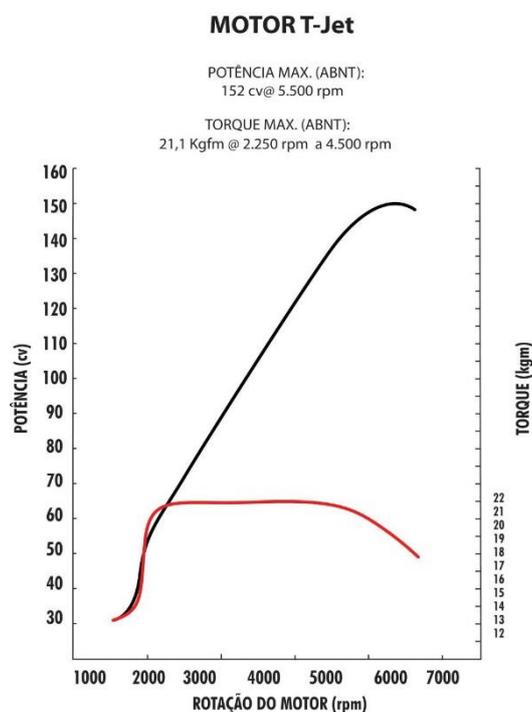
Fonte: O autor.

O que é feito é a descrição do sistema de pressurização do ar de admissão do Volkswagen Parati Crossover e seu funcionamento. O sistema possui uma unidade de comando que aciona uma eletroválvula que limita a pressão em uma cápsula pneumática, causando um desvio de fluxo de ar (by-pass) na estrutura da turbina. Sua pressão de trabalho varia entre 0,4 e 1,0bar ao depender da carga imposta ao motor no qual existe uma ECU que monitora seu funcionamento através dos sensores que medem rotação do motor, posição da válvula borboleta de aceleração, massa de ar, temperatura da água, altitude, temperatura do ar e detonação.

Efetivamente a pressão do sistema é calculada com os dados fornecidos pelo sensor de massa de ar e sensor de rotação do motor (rpm) de acordo com o volume de ar admitido pelo motor. Existe um parâmetro de segurança do sistema que evita a quebra do turbo-alimentador fornecido pelo sensor de altitude, em que seu princípio permite saber qual a pressão do ambiente no qual o automóvel se encontra segundo a altura em relação ao nível do mar, pois o quão mais alto é o lugar onde o veículo está menor a pressão fazendo com que o sistema diminua a carga no compressor para que o eixo não exceda o limite de rotação ocasionando a quebra do equipamento. E no caso contrário em que a pressão atmosférica aumenta com a diminuição da altitude a ECU permite que a pressão de pressurização do circuito de admissão de ar aumente.

Em seguida é feita uma ilustração exemplificando as curvas características desse sistema quando monitorado por equipamentos eletrônicos na figura 33.

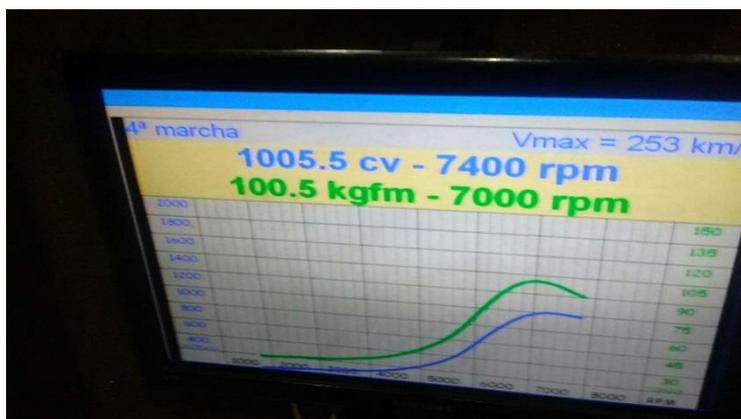
Figura 33 – Curva de potência, torque pela rpm do motor do FIAT PUNTO T-JET.



Fonte: <http://4.bp.blogspot.com>

Analogamente ao que está sendo ilustrado na figura acima, extraído de uma situação real a figura 34 ilustra o perfil matemático das curvas de torque e potência de um Volkswagen Gol da 4ª geração com motor Alta Performance (AP) de 2.0 litros com simples comando de válvulas no cabeçote (8 válvulas) com peças fixas e móveis dimensionadas para suportar condições de trabalho nas quais remete o atingimento de maiores índices de desempenho maiores sem sofrer danos, pois frente ao aumento de forças inerciais e impostas por exemplo às bielas, as mesmas precisam ser mais resistentes e assim é com o virabrequim, os mancais de bloco e outros componentes do motor.

Figura 34 – Perfil de torque e potência medidas em um dinamômetro de rolo de alta performance.



Fonte: Autor.

Em seguida as fotos do automóvel que foi para o dinamômetro de alta performance na Dynojet localizada na grande São Paulo na região do Brás (dinamômetro de rolo) para verificação de desempenho, na figura 35.

Figura 35 – Volkswagen Gol 4ª Geração preparado para competição de arrancadas na categoria dianteira turbo – A (DT- A).



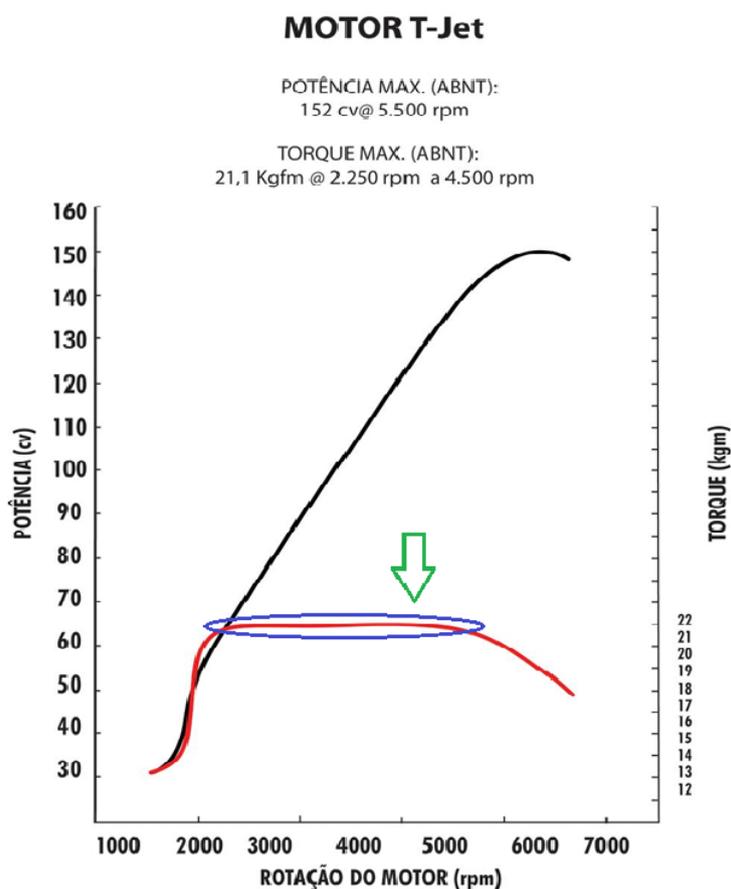
Fonte: Autor.

O automóvel acima foi vistoriado por profissionais da confederação brasileira de automobilismo (CBA) e está dentro das normas mundiais homologadas pela

federação internacional de automobilismo (FIA) o que significa que a modalidade de competição de arrancada é reconhecida internacionalmente tanto a que é praticada nos EUA como a que é praticada no Brasil.

Uma vez tendo apresentado um exemplo real de medição de torque e potência de um motor equipado com turbo-compressor, é importante esclarecer onde se encontra o desafio para o sistema efetuar o controle da tração no automóvel ilustrando matematicamente em um gráfico observando a figura seguinte. O vetor verde na figura 36 indica o que é conhecido como faixa ideal de torque do sistema, pois aponta o limite de torque, o qual por sua vez está relacionado com a aderência nas rodas do automóvel.

Figura 36 – Indicação da linha de corte que representa o limite de aderência nas rodas do automóvel.



Fonte: <http://4.bp.blogspot.com>

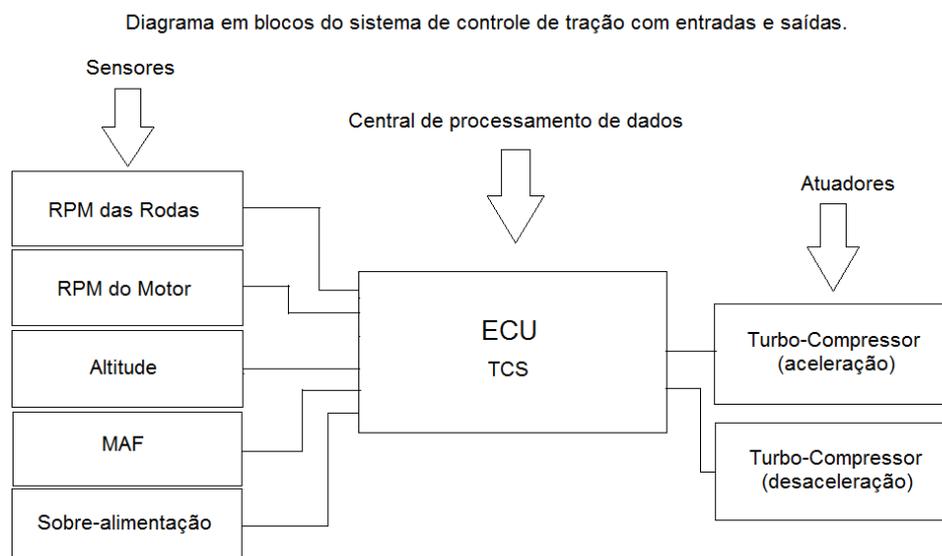
Este parâmetro indiretamente é lido pela ECU através do sinal enviado pelo sensor de rotação que identifica quando as rodas tracionadas começam a girar mais do que as rodas arrastadas e nesse instante o mesmo envia um sinal para o atuador (eletroválvula) abrindo um by-pass para diminuir a rotação que a turbina causa no motor adequando a faixa de torque para aquela velocidade no limite de aderência disponível.

O que ocorre nas provas de arrancada está ligado com o fato de a curva de potência entregue para as rodas subir e em paralelo a este acontecimento surge o atrito cinético que é exatamente o deslizamento das rodas o que faz com que o desempenho em termos de tempo seja comprometido uma vez que o piloto não consegue transmitir potência máxima para as rodas sem que as mesmas deslizem. E para solucionar este problema das provas de arrancada na categoria turbo a estratégia de correção escolhida é a atuação no controle da pressão para adequar por sua vez as rotações do motor e permitir que o mesmo tenha a faixa de torque de acordo com o limite de aderência na medida em que a potência transmitida às rodas vai subindo do início até o fim da prova.

6 Arquitetura de Hardware

Neste capítulo são apresentados os componentes que constituem o sistema que fazem o controle da tração no veículo, tais como sensores, unidades centrais de processamento e atuadores. Porém antes será esclarecida a arquitetura do sistema na forma de diagrama de blocos para que se possa entender com clareza o papel de cada componente do mesmo com sua respectiva função como ilustrado na figura 37.

Figura 37 – Diagrama em blocos do sistema de controle de tração (TCS) com entradas e saídas.



Fonte: O autor.

Para explicar o diagrama em blocos ilustrado na figura acima serão elucidadas as características dos componentes atribuídos à cada um dos blocos de maneira que sejam esclarecidos os aspectos de cada parte do hardware

seguida de uma abordagem técnica relacionada a seu funcionamento durante a dinâmica de atuação do sistema.

6.1 Sensores

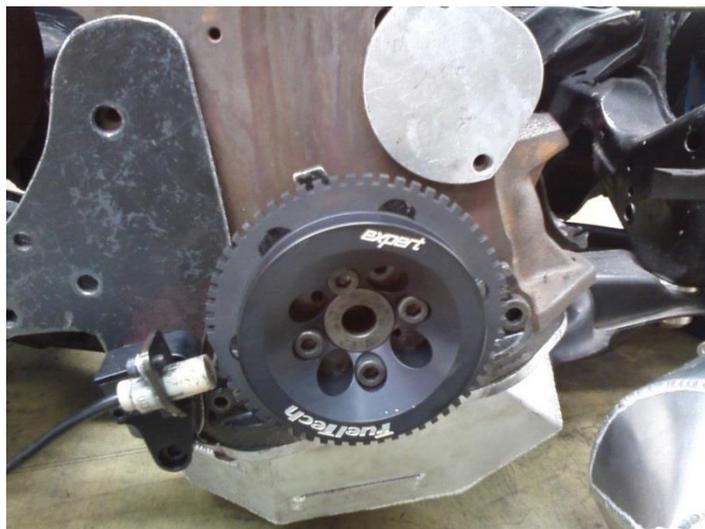
Os sensores utilizados no sistema monitoram rotação e pressão, ou o que é comumente conhecido na física como velocidade angular, em virtude do contexto em que o fenômeno da tração ocorre de acordo com o que foi comentado no início do primeiro capítulo, e a pressão devido ao posicionamento da válvula atuadora do sistema que fica no coletor de admissão.

Basicamente existem dois tipos de sensores de rotação que são modelos parecidos, porém são diferentes em função dos seus respectivos princípios de funcionamento, em que existe o tipo Hall e o de Relutância Magnética ou relutância variável.

Em um sensor do tipo relutância magnética ocorre a geração de um pulso de tensão de saída à cada dente da roda (volante do motor dependendo da aplicação), em que a amplitude desses pulsos é função do espaçamento (gap) existente entre os dentes dessa roda, juntamente com a variação de velocidade dessa roda (volante, polia e outros), a geometria desses dentes (formato) e o material utilizado na fabricação dessas rodas ou polias se for o caso. E não apenas a amplitude cresce com o aumento da velocidade, mas também o mesmo ocorre com a frequência desse sinal. Isto significa que só a partir de uma certa velocidade mínima o sensor fornece um sinal preciso ainda que esteja operando em baixas tensões.

A característica de uma polia ou roda dentada que traz um espaçamento maior de referência não apenas possibilita medir a velocidade angular ou rotação, mas também possibilita determinar a posição em que se encontra essa polia ou roda dentada e se estiver montada em um eixo comando de válvulas por exemplo é possível identificar qual o cilindro que está realizando o ciclo de admissão. Na figura 38 é ilustrada uma polia dentada montada na parte frontal do virabrequim com um sensor indutivo que fornece o sinal que permite a ECU do motor identificar a RPM do mesmo.

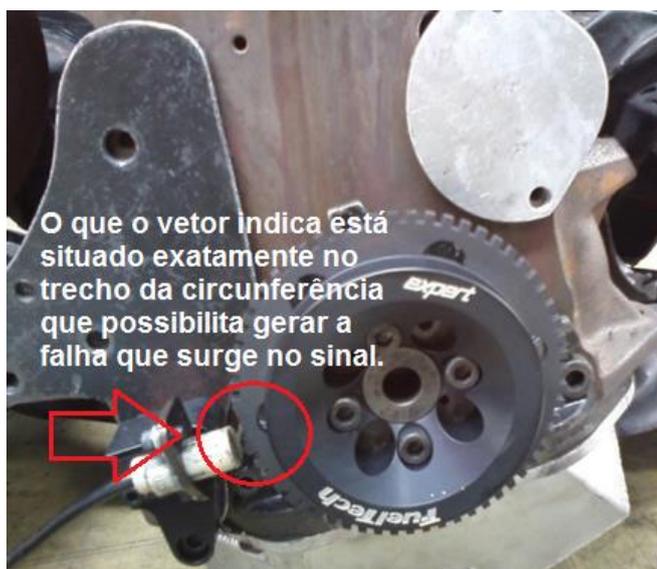
Figura 38 – Polia dentada fixada na parte frontal no eixo virabrequim.



Fonte: Autor.

Na figura 39 é indicado em qual parte da polia dentada é gerada a falha do sinal de rotação lido pela ECU do motor.

Figura 39 – Ponto no qual é gerada a falha do sinal de rotação.



Fonte: Autor.

Figura 40 – Gol G4 em fase de construção para competir na categoria Força Livre Dianteira (FLD).

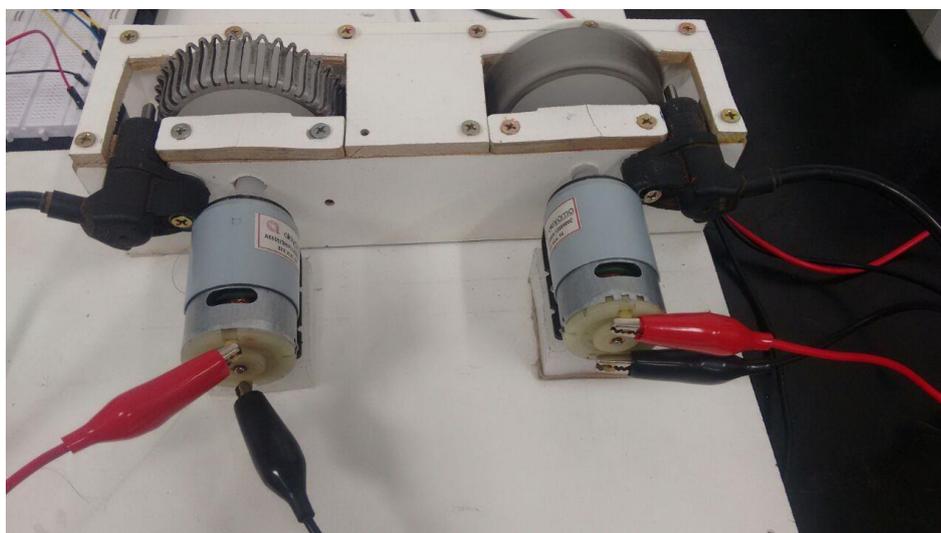


Fonte: Autor.

No caso do sensor de efeito Hall o que é utilizado no sistema de gerenciamento do motor existe um elemento semiconductor construído para detectar campos magnéticos por meio de uma bobina, basicamente fornece um sinal de tensão oriundo de um campo magnético que sujeita o elemento hall que conduz eletricidade e que em relação à essa corrente elétrica está esse campo magnético posicionado perpendicularmente, causando uma diferença de potencial no elemento conhecida como tensão de Hall. O sensor de relutância magnética basicamente é feito de um núcleo ferromagnético com um ímã natural em sua ponta e possui um cabo para acoplamento e transferência dos pulsos que são enviados para a central do sistema.

Na figura 41 é ilustrada a estação com os anéis dentados e sensores tirados do veículo e montados junto com os discos de poliuretano.

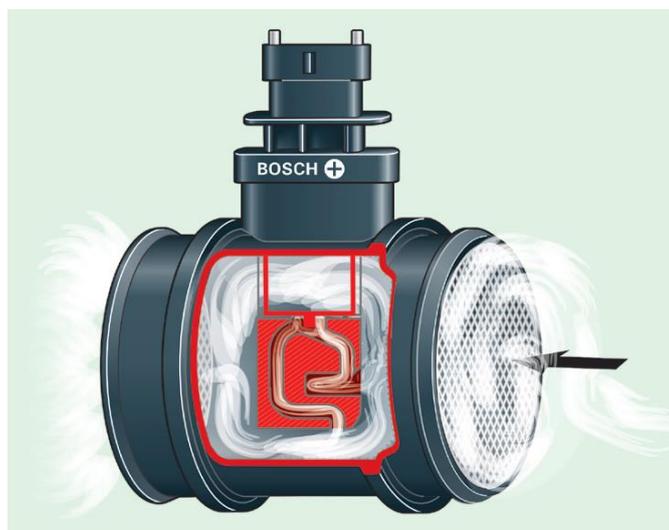
Figura 41 – Sensores que monitoram a rotação das rodas.



Fonte: Autor.

Já a medição da massa de ar no sistema é feita diretamente através do sensor MAF (MAINFOLD AIR FLOW – Fluxo de massa do ar de admissão) que é composto basicamente pelo tubo medidor e pelo elemento sensor. O elemento sensor fica localizado no conduto by-pass no qual se direciona um fluxo parcial de ar admitido e com esse elemento é determinada a massa de ar admitida pelo motor tanto no sentido convencional (para dentro do motor) como no sentido contrário (colide com a válvula de admissão e volta). Para efeito de proteção física do sensor o tubo e a tela são dimensionados para evitar que impurezas e outras partículas danifiquem a estrutura do mesmo e a ocorrência de fornecimento de sinais errados.

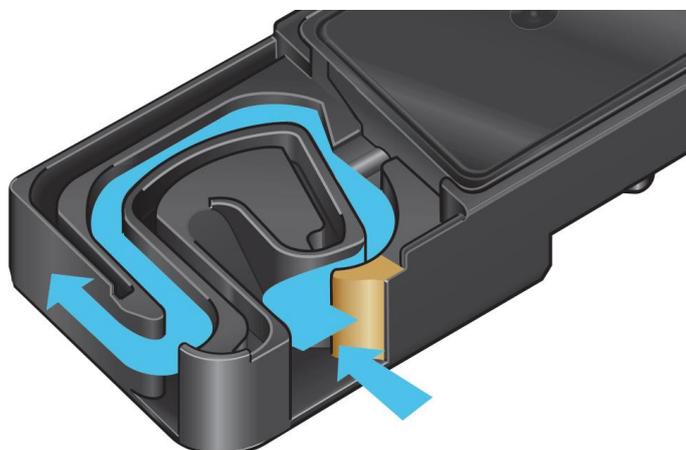
Figura 42 – Sensor de massa de ar.



Fonte: Volkswagen.

O seu funcionamento se baseia em uma diferença de temperatura que é tratada eletronicamente para o processamento do sinal. O sinal fornecido é enviado para ECU do motor permitindo a mesma conhecer a massa de ar que foi admitida. O fluxo parcial de ar do sensor passa por trás da parede defletora e é enviado para o conduto by-pass que é isolado da parte eletrônica.

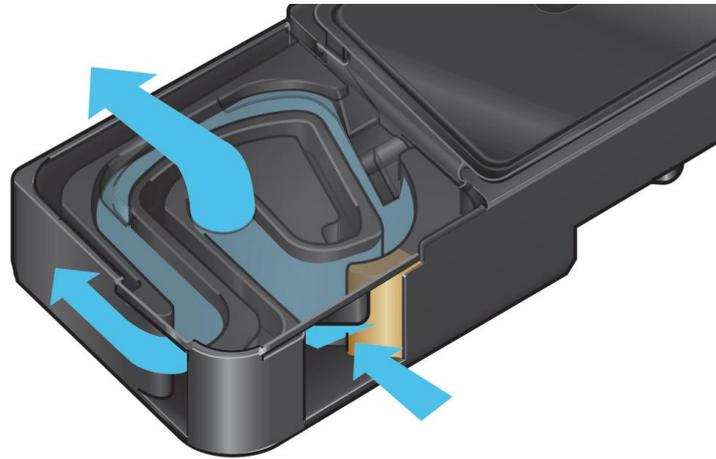
Figura 43 – Circuito by-pass de passagem do ar.



Fonte: Volkswagen.

Na borda de trás da parede defletora existe depressão que aspira o fluxo parcial para medição do ar em que partículas e impurezas em geral não conseguem acompanhar a velocidade do escoamento e são expulsas pelo orifício de fluxo principal evitando danos e mau funcionamento.

Figura 44 – Orifício de expulsão dos detritos e impurezas.

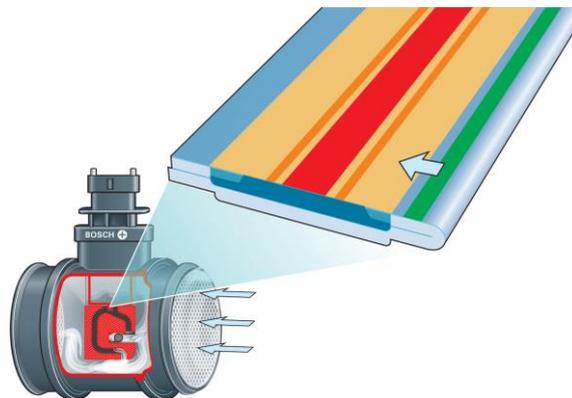


Fonte: Volkswagen.

O elemento sensor é constituído de um resistor de aquecimento, acompanhado de dois resistores respectivamente R1 e R2 e um sensor de temperatura do ar de admissão, este está submetido ao fluxo parcial de ar.

O que ocorre o aumento de temperatura no resistor de aquecimento que atinge 120° C o que supera a temperatura do ar de admissão, por sua vez R1 e R2 são aquecidos por esse resistor em uma temperatura inferior em virtude de existir uma distância com relação ao mesmo. Quando ocorre a passagem do fluxo parcial de ar pelo elemento sensor a temperatura em R1 diminui e R2 permanece no mesmo índice, e em função dessa diferença de temperatura entre R1 e R2 o circuito eletrônico embutido no sensor converte a mesma em um sinal elétrico que informa a ECU do motor a massa de ar admitida.

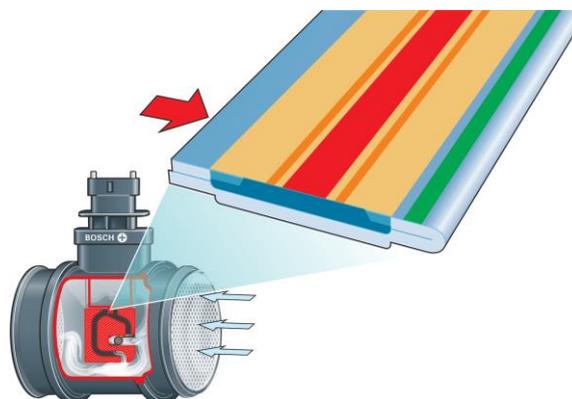
Figura 45 – Funcionamento do sensor que mede a massa de ar admitida no motor.



Fonte: Volkswagen.

O sistema também possui uma estratégia para não sofrer influências que causem comportamentos indesejados no mesmo no caso de refluxo do ar admitido de volta para o sensor, pois quando as válvulas de admissão se fecham o ar remanescente que não foi para câmara de combustão se choca na estrutura das mesmas o que faz uma mudança no sentido do fluxo desse ar que é descontado do valor do ar medido no início do processo. A detecção da massa de ar de refluxo é calculada com base no mesmo princípio, entretanto o ar no sentido oposto passa pelo elemento sensor primeiro em R2, depois pelo resistor de aquecimento e por último sensor R1. Com a diferença de temperatura entre R2 e R1 o circuito eletrônico calcula a massa de ar de refluxo que é descontada. Nas figuras 46 e 47 são feitas ilustrações deste sensor, tanto no perfil do sinal quanto da integração do mesmo com a ECU que são fixados juntos como suas características internas.

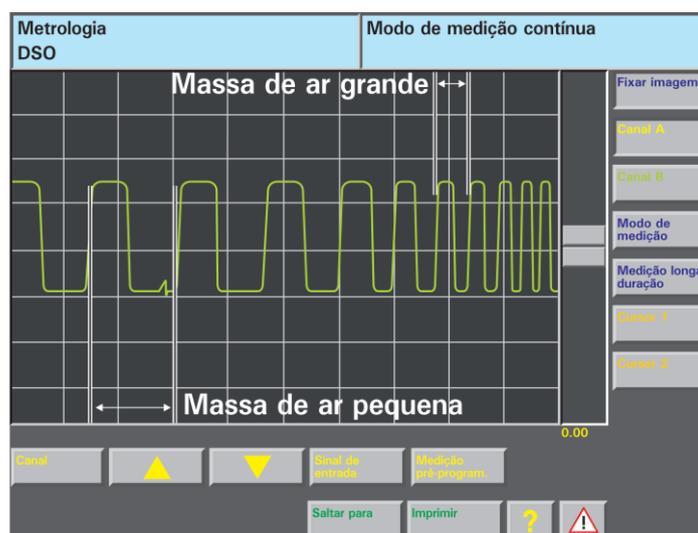
Figura 46 – Sensor que mede a massa de ar, medindo o refluxo da massa de ar.



Fonte: Volkswagen.

Na figura 47 é ilustrado o perfil do sinal que sai do sensor de massa de ar.

Figura 47 – Sinal do sensor que mede a massa de ar lido com o osciloscópio.



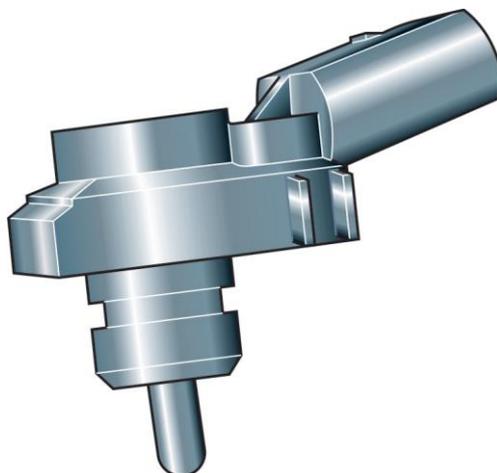
Fonte: Volkswagen.

O importante de observar é que este sinal varia seu período e por sua vez junto com o mesmo varia sua frequência de acordo com a massa de ar que passa pelo sensor, entretanto quanto maior é o período menor é a massa de ar e quanto menor é o período maior é a massa de ar que está sendo admitida para dentro do motor.

Existe outro sensor que o sistema aplica para a medição da pressão sobrealimentada que está localizado adjacente à saída do intercooler para medir a pressão do turbo-compressor. Com o sinal fornecido por este sensor a ECU efetua correções no mapa de ignição e verifica se a pressão do turbo-compressor está dentro dos limites determinados e o mesmo é alimentado com 5V pela própria ECU e varia o seu sinal de 2 a 5 volt a depender do comportamento da pressão do turbo-compressor.

Na figura 48 é ilustrada a sua forma.

Figura 48 – Formato do sensor de pressão do turbo-compressor.

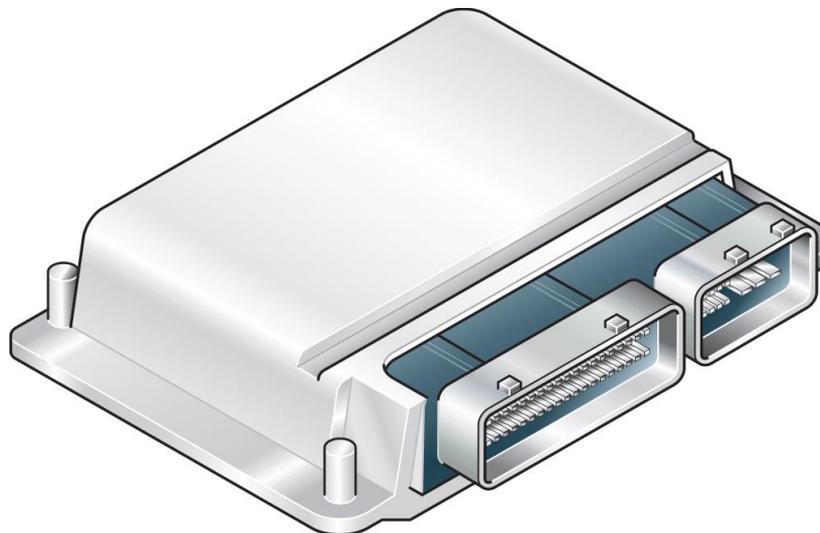


Fonte: Volkswagen.

E para ajustar a rpm do turbo-compressor quando existe diferença pressão em função da altura, é fornecido um sinal para ECU do motor de um sensor de altitude que é feito de uma cápsula barométrica e um potenciômetro, ou seja, seu princípio de funcionamento é simples, pois na medida em que a pressão atmosférica atua na cápsula a mesma altera a resistência do potenciômetro por meio de uma alavanca e por sua vez altera o sinal enviado para unidade de comando do motor. Com esse processo a ECU faz correções na mistura ar/combustível durante a partida do motor deixando-a ligeiramente pobre (λ maior que 1) por exemplo, na medida em que a altura aumenta.

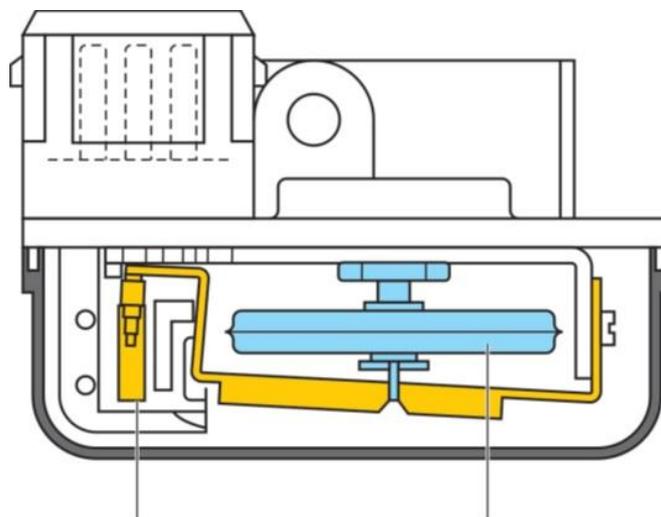
E quando a pressão atmosférica diminui com o aumento da altitude a pressão do turbo-compressor é reduzida para não ultrapassar o limite de rotação de trabalho do equipamento.

Figura 49 – Layout da ECU do motor onde se encontra o sensor de altitude.



Fonte: Volkswagen.

Figura 50 – Estrutura interna do sensor de altitude com alavanca e potenciômetro.



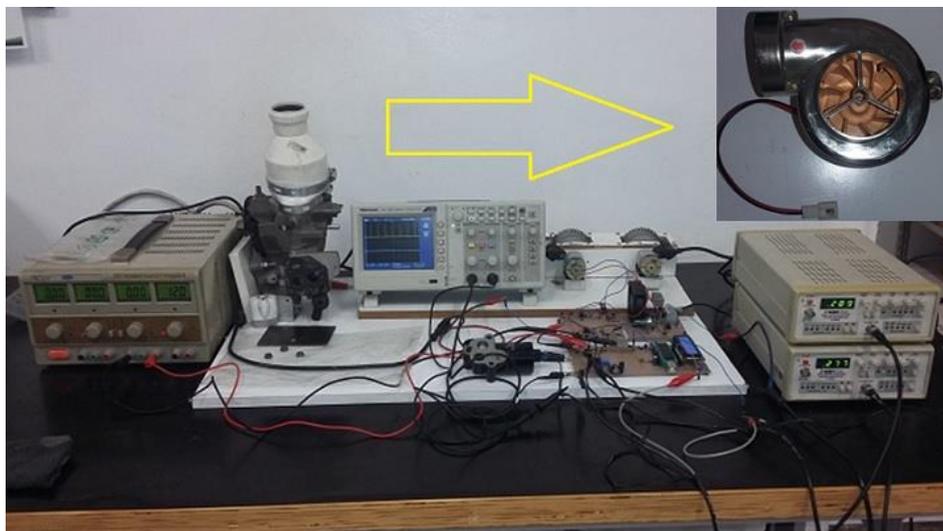
Fonte: Volkswagen.

6.2 Instrumentação

O dispositivo controlador usado é o PIC18F4550 fabricado pela Microchip, e o que motivou escolhê-lo para o projeto são os recursos como os periféricos que podem ser configurados como canais AD e saídas PWM. Os canais AD são periféricos habilitados como entradas que recebem os valores de tensão vindos

de um CI analógico configurado como conversor de frequência para tensão contínua, frequência essa fornecida por um sensor de rotação que faz leituras de um anel dentado montado em uma roda rígida. Na figura 51 está a estação montada sobre a bancada no laboratório.

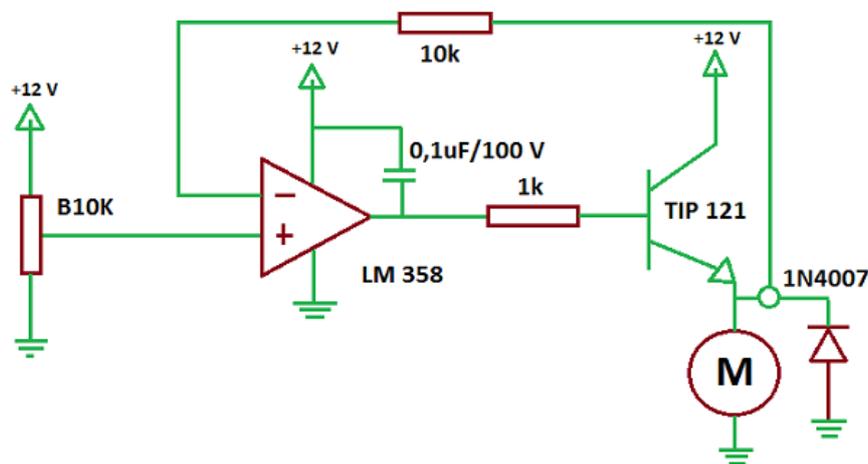
Figura 51 – Mockup montado em cima da bancada no laboratório.



Fonte: Autor.

Os drivers que são usados para o controle da velocidade dos motores DC cujos os eixos de saída estão acoplados nestas rodas tem seguinte configuração de acordo com a figura 52.

Figura 52 – Diagrama elétrico do driver de potência que varia velocidade dos motores.

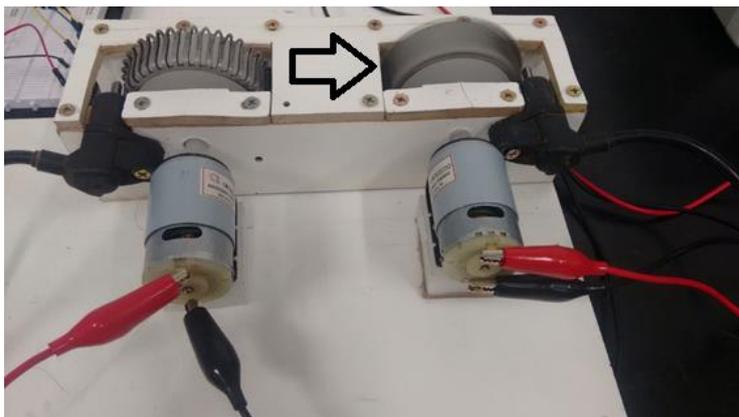


Fonte: Autor.

Com essa configuração é possível impor condições de velocidades iguais e diferentes tanto aumentando como diminuindo o que permite manualmente simular condições de disparo para abrir, fechar ou até mesmo manter o atuador na posição atual, apenas usando as variações do potenciômetro.

Os sensores na figura 53 fazem a leitura que fornecem os pulsos para a contagem das rotações de cada eixo, dado esse fundamental para fechar a malha de controle e determinar se o sistema deve atuar ou não. O princípio de contagem desse sistema obedece uma regra matemática simples conhecida como produto dos extremos pelos meios, ou seja, uma regra de três, pois em cada anel existem 43 dentes e cada dente que passa na frente da ponta do sensor gera um pulso, uma vez que houver uma rotação por segundo serão 60 rotações em um minuto, ou seja, são 60 RPM à cada 43 pulsos ou 43Hz.

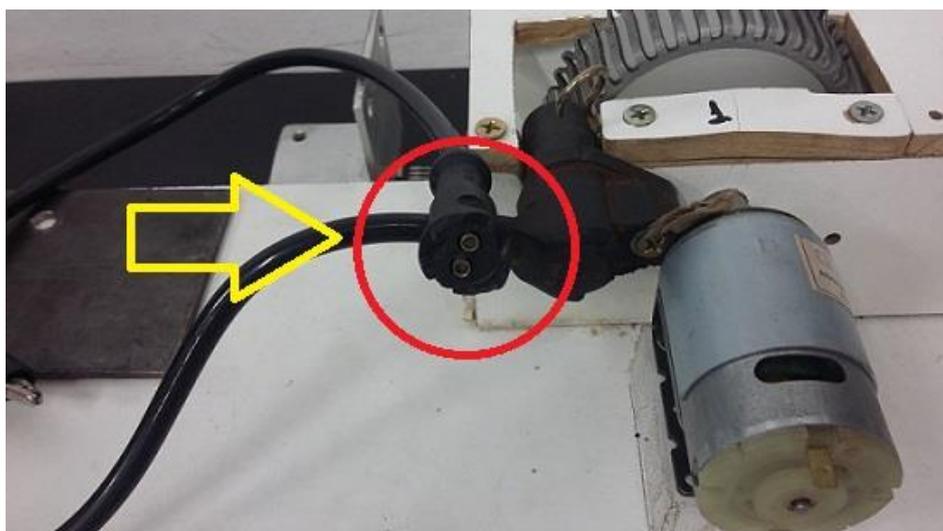
Figura 53 – Vetor indica a posição do anel dentado.



Fonte: Autor.

Na figura 54 estão indicados pelo vetor amarelo os terminais do sensor os quais são ligados no pino massa e o outro ao pino de entrada do CI LM2917 para a leitura da frequência.

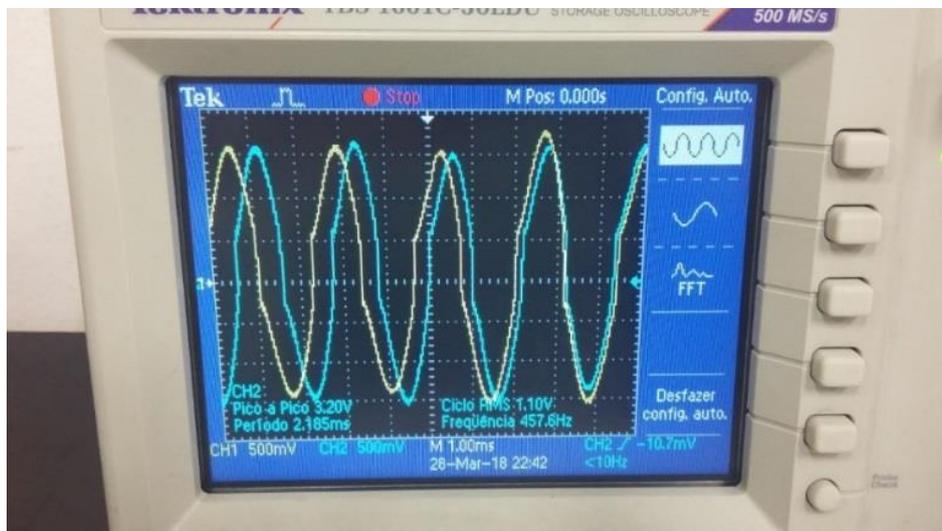
Figura 54 – Terminais do sensor de rotação que fornece o sinal senoidal parâmetro lido e utilizado pela ECU.



Fonte Autor.

Na figura 55 são mostrados os sinais de tensão provenientes dos sensores lidos com o osciloscópio.

Figura 55 – Sinais sobrepostos dos sensores de rotação 1 e 2.



Fonte: Autor.

As tabelas 1 e 2 trazem alguns dos principais valores de frequência, tensão e percentual tanto do veículo como os que foram alcançados no experimento indicando o range de operação de acordo com a calibração feita no CI LM2917 que converte a frequência em tensão, tensão essa que representa a leitura dos sensores quando estão no veículo.

Tabela 1 - Relação frequência tensão do circuito conversor nº1 referente ao eixo dianteiro.

Tabela do veículo			Tabela do projeto		
%	Hz	V	%	Hz	V
0%	0	0	0	0	0
25%	268,75	2,25	25	263,2	2,25
50%	537,5	4,5	50	531,9	4,5
75%	806,5	6,75	75	806,5	6,75
100%	1075	9	100	1087	9

Fonte: Autor

Tabela 2 – Relação frequência tensão do circuito conversor nº2 referente ao eixo traseiro.

Tabela do veículo			Tabela do projeto		
%	Hz	V	%	Hz	V
0%	0	0	0	0	0
25%	268,75	2,5	25	250	2,5
50%	537,5	5	50	526,3	5
75%	806,5	7,5	75	806,5	7,5
100%	1075	10	100	1087	10

Fonte: Autor.

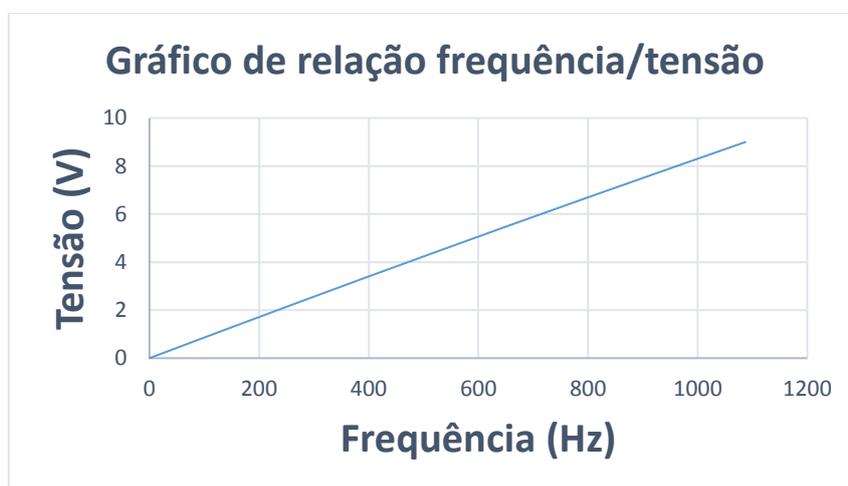
Sendo assim por exemplo quando a roda atinge a frequência de 1075Hz isto significa que está girando 1500 vezes por minuto que de acordo com a equação 4 do capítulo 4 isso é o equivalente à uma velocidade de aproximadamente 163 Km/h uma vez que o perímetro da roda é de 1,81m calculado com os dados da roda utilizada no carro 195/60 R14. Algo importante de ser observado é o fator de conversão que permite transformar metros por minuto em quilômetros por hora, pois só depois desse procedimento que é possível obter o resultado na ordem de grandeza utilizada no velocímetro.

$$Velocidade\ teórica = (1,81 \times 1500) \times 60 \div 1000 \cong 163 \frac{Km}{h}$$

Fonte: Autor.

Outra observação importante levantada com os dados da tabela é a curva de relação entre frequência e tensão como mostrado na figura 56.

Figura 56 – Gráfico que mostra a relação da frequência com a tensão.



Fonte: Autor.

O gráfico da figura 56 mostra que a curva de relação entre frequência e tensão do sistema na verdade é uma reta isso faz dessa relação uma relação linear. Para calcular os valores de tensão de saída correspondentes para cada frequência segue a equação:

Equação 56 – Cálculo para tensão de saída do CI LM2917.

$$V_{out} = f_{pólo} \times VCC \times R1 \times C1$$

Fonte: Datasheet Microchip LM2917.

Um exemplo feito na prática dessa equação é com a frequência do polo de 1075Hz, a tensão VCC é 12V, o resistor R1 é de 165K ohm e o capacitor C1 de 4,7nF. É importante saber que existem discrepâncias entre o circuito 1 para o circuito 2 nos valores de tensão e frequência apresentados na prática que serão compensados no software do sistema. Quanto ao gráfico para os dados da tabela 2 é o mesmo obtido com os dados da tabela 1 apenas constando as diferenças em alguns de seus valores tanto na frequência como na tensão.

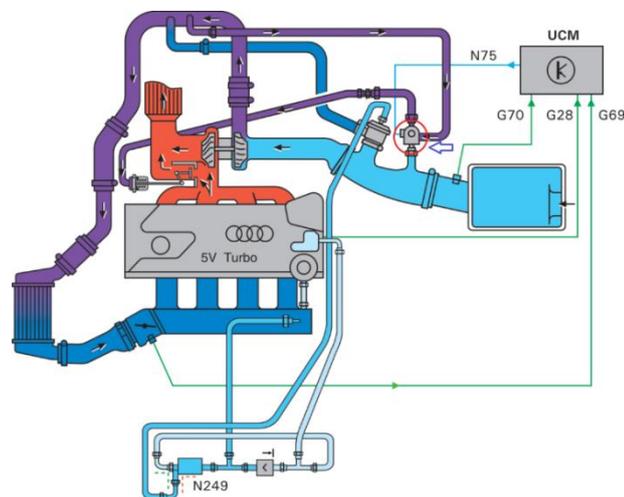
$$V_{out} = 1075 \times 12 \times 165K \text{ ohm} \times 4,7nF \cong 10V$$

Fonte: Datasheet Microchip LM2917.

6.3 Atuadores

O circuito de pressurização do motor turbo-alimentado na medida a qual aumenta a rotação da turbina aumenta a pressão no coletor de admissão e para evitar quebras no motor existe um controle dessa pressão feito por uma eletroválvula. O controle desta pressão é feito por uma regulação da pressão real de funcionamento do turbo-compressor modulando o tempo de abertura da eletroválvula posicionada perto do filtro de ar do compressor no circuito de admissão da figura 57.

Figura 57 – Circuito de pressurização do ar de admissão do motor.



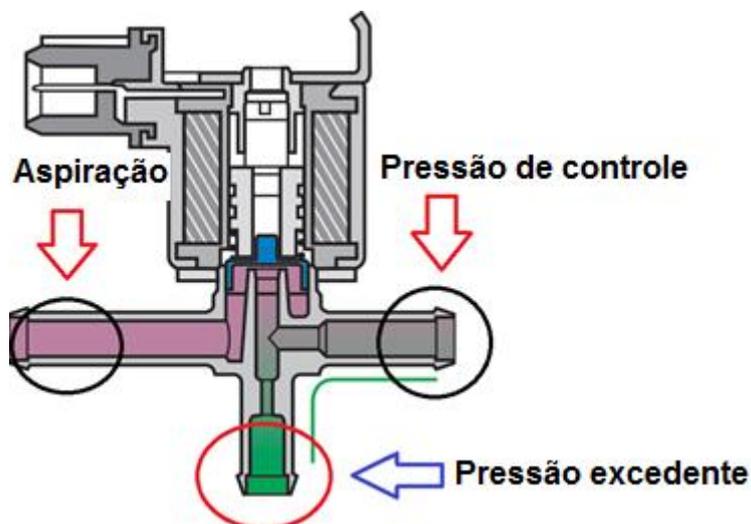
Fonte: Material fornecido pela Volkswagen do Brasil.

De acordo com a figura 58 o vetor azul está apontando para a eletroválvula que tem sua atuação controlada pela ECU do motor que modula o pulso de alimentação com um sinal PWM (Pulse Width Modulation – Modulação por largura de pulso) que varia sua abertura dependendo da intensidade do sinal aplicado. Quando o sistema atinge a pressão de controle que é uma combinação da pressão no circuito com a pressão atmosférica atua contra a constante elástica da mola (força restauradora) da válvula reguladora de pressão conhecida como waste gate que é responsável por abrir uma portinhola que realiza o by-pass, e quando a eletroválvula está desligada a pressão do circuito atua diretamente na mola da waste gate e isso causa a abertura da portinhola que desvia parte dos gases de escape que vão para turbina tendo como consequência uma redução na rpm da mesma que influencia na pressão de trabalho que também cai, e a mola tem uma força que é vencida por pressões próximas a 0,4bar.

No momento o qual é aumentada a pressão de trabalho no sistema a ECU do motor manda um sinal PWM acionando a eletroválvula desviando a pressão

para a parte do circuito onde está o compressor o que causa o fechamento da portinhola by-pass acarretando a aceleração da turbina. Quando a pressão de trabalho muda atingindo a intensidade desejada a ECU mantém a largura do pulso constante até que a portinhola by-pass se abra desviando os gases de escape.

Figura 58 – Eletroválvula que controla pressão do turbo-alimentador.



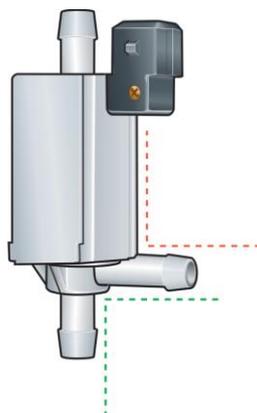
Fonte: Volkswagen.

No lado esquerdo (em roxo) é o lado de aspiração do compressor onde existe pressão atmosférica, o lado direito (cinzento) é o lado da válvula waste gate onde há pressão de controle e por último embaixo (verde) é o lado de pressão do compressor onde existe a pressão excedente (do circuito de pressurização).

Em regime de aceleração a válvula N75 é responsável por realizar os desvios necessários para adequar a pressão de trabalho do sistema, mas quando ocorre desaceleração existe um outro atuador que é responsável pela recirculação do ar que também é uma eletroválvula que é acionada quando a válvula borboleta de aceleração está fechada e o ar permanece sendo pressurizado causando possíveis forças de contrapressão no turbo-compressor o que pode provocar uma abrupta queda em sua rotação. Quando a borboleta de aceleração abre novamente a turbina não consegue carregar para manter a pressão de trabalho anterior ao fechamento e é por este motivo que existe o controle de recirculação do ar, para que seja evitada a queda da rpm do turbo-compressor, desviando a contrapressão para o lado de aspiração do compressor.

Na figura 59 é uma ilustração do layout da eletroválvula.

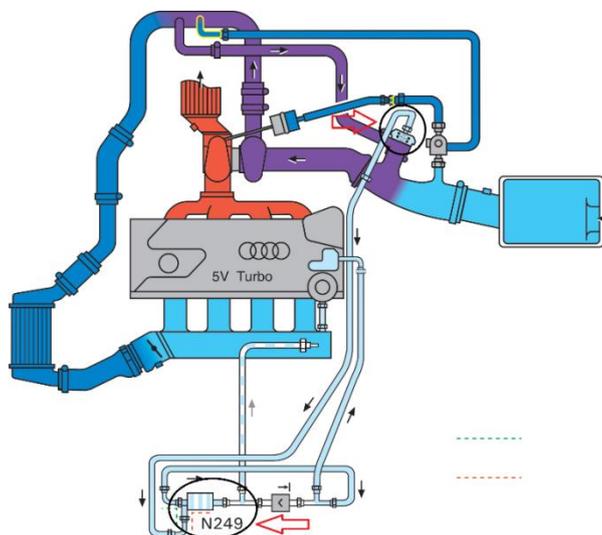
Figura 59 – Eletroválvula de recirculação do ar.



Fonte: Material fornecido pela Volkswagen do Brasil.

Junto a eletroválvula ilustrada na figura 59 (N249) é conectada através de uma mangueira uma válvula pneumática constituída por uma mola e um diafragma, pois nas desacelerações a ECU do motor envia um sinal que alimenta a eletroválvula N249 que é responsável por ligar a válvula pneumática ao reservatório de depressão do circuito o que ocasiona sua abertura independente da pressão que atua no coletor de admissão. Quando o condutor acelera novamente a ECU deixa de alimentar a eletroválvula N249 permitindo o fechamento da válvula pneumática por ação da mola que acaba por reestabelecer a pressão excedente no circuito como indicado na figura 60.

Figura 60 – Localização das válvulas no circuito de pressurização do motor.



Fonte: Material fornecido pela Volkswagen do Brasil.

Em caso no qual a eletroválvula N249 deixe de atuar, o acionamento da válvula pneumática é realizado pela depressão no coletor de admissão em regime de desaceleração, entretanto fica mais lenta.

Com posse desses dados o compensador terá que ser capaz de efetuar correções para adequar as diferentes velocidades com os limites de aderência

nos momentos de aceleração e retomadas que combina desaceleração e aceleração repentinas. Na estação demonstrativa do projeto, ou seja, na instrumentação utilizada para recriar o ambiente de trabalho desse sistema o atuador utilizado foi tirado do motor de outro veículo.

Na figura 61 mostra de onde foram tirados os elementos que representam o circuito de admissão de ar para a montagem da estação

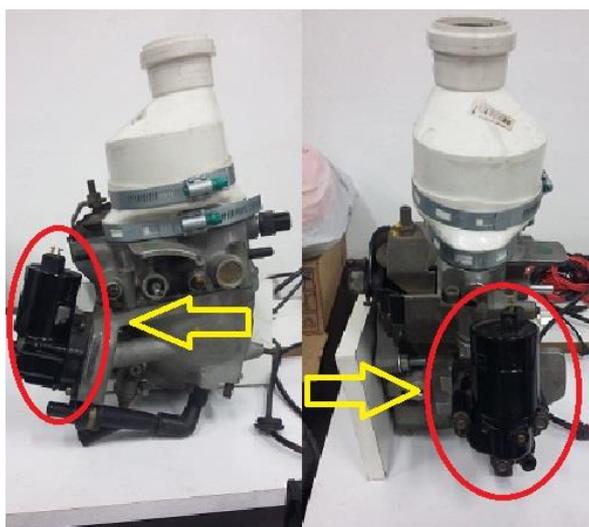
Figura 61 – Coletor de admissão do motor do Audi A8.



Fonte: Autor.

Os vetores amarelos apontam onde a eletroválvula está montada no corpo do acelerador, pois este é o elemento da estação que representa o circuito de admissão onde vai acoplada uma turbina elétrica (figura 64). Foi feito um curto mangote com um pedaço de borracha que veste uma redução de 4” polegadas para 2” polegadas no qual o lado maior vai acoplado no lado da borboleta do acelerador e no lado menor vai encaixada a turbina elétrica.

Figura 62 – Corpo de borboleta do motor Audi A8.



Fonte: Autor.

A turbina elétrica é o dispositivo que representa o compressor de ar do sistema turbo-alimentado já que a ênfase da demonstração do funcionamento é voltada para o circuito de admissão de ar.

Figura 63 – Turbina elétrica.



Fonte: Autor.

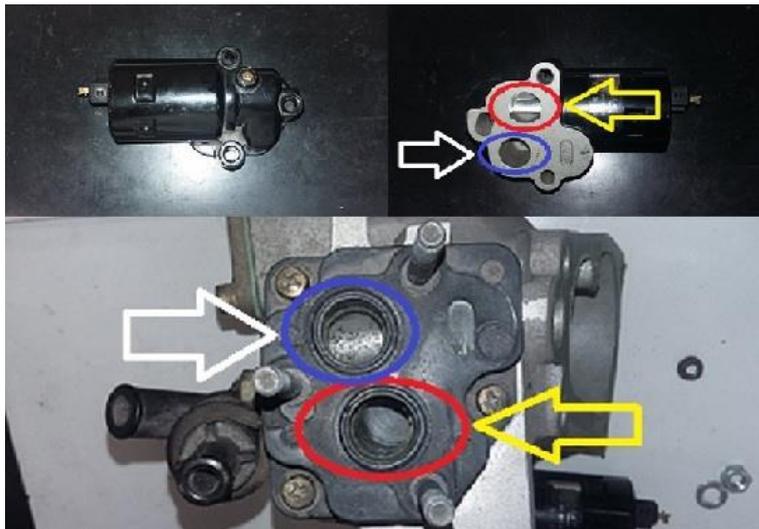
Figura 64 – Turbina montada na redução.



Fonte: Autor.

Na figura 65 estão indicados pelos vetores amarelos os furos correspondentes ao fluxo de saída do ar fornecido pela turbina e os vetores brancos indicam a entrada do mesmo, sendo no fluxo de saída está localizada a portinhola movimentada pelo atuador quando o mesmo é acionado pelo sinal de saída da ECU.

Figura 65 – Dutos de entrada e saída da eletroválvula e superfície de montagem.



Fonte: Autor.

6.4 Resultados

Com as experiências em funcionar o sistema para que o atuador fosse excitado foram obtidas as respostas de saída no pino do microcontrolador responsável por excitar a base do transistor que é utilizado como driver que comanda a abertura da válvula que realiza o by-pass. Os parâmetros de entrada foram lidos com os pinos RBO e RB1 do microcontrolador que compara os dois medindo a diferença entre eles e com base nesse cálculo que é definida a largura do pulso que energiza o atuador do sistema. O cálculo para este parâmetro tem a seguinte lógica sugerida pela equação 57.

Equação 57 – Cálculo da velocidade média.

$$V_M = \frac{SR_1 - SR_2}{2}$$

Fonte: Autor.

A equação 57 representa o cálculo da média entre as frequências de entrada lidas nos pinos da porta B do controlador e com este parâmetro calculado é feito o cálculo do escorregamento de cada eixo que segue a lógica da equação 58.

Equação 58 – Cálculo de escorregamento do eixo dianteiro.

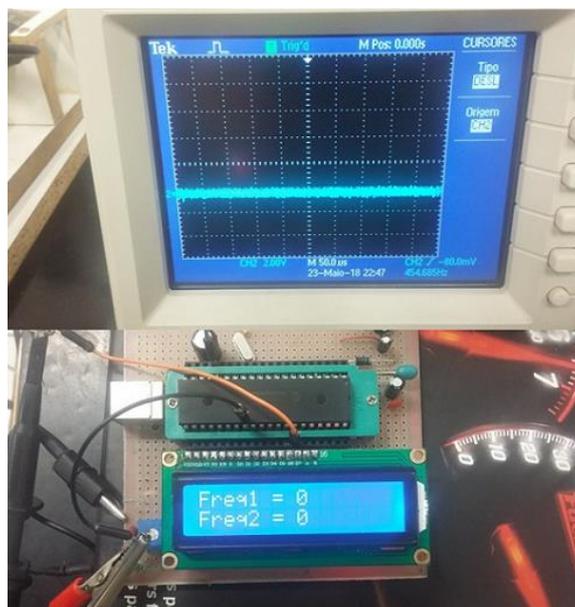
$$\lambda_D = \frac{SR_1 - V_M}{SR_1}$$

Fonte: Autor.

Como por convenção o sensor da roda 1 foi escolhido para representar as rodas do eixo dianteiro e que foi sugerido que estivesse representando um

veículo de tração dianteira o parâmetro lambda foi escrito em termos do escorregamento do eixo de tração, porém essa mesma estrutura é aplicada para o cálculo do escorregamento no eixo movido que no caso do veículo é o traseiro. Com posse dos parâmetros lambda de cada eixo é feito uma comparação para verificar se a velocidade no eixo de tração é igual, menor ou maior do que a velocidade no eixo movido. No caso de ser igual o sinal de saída não é gerado como ilustrado na figura 66.

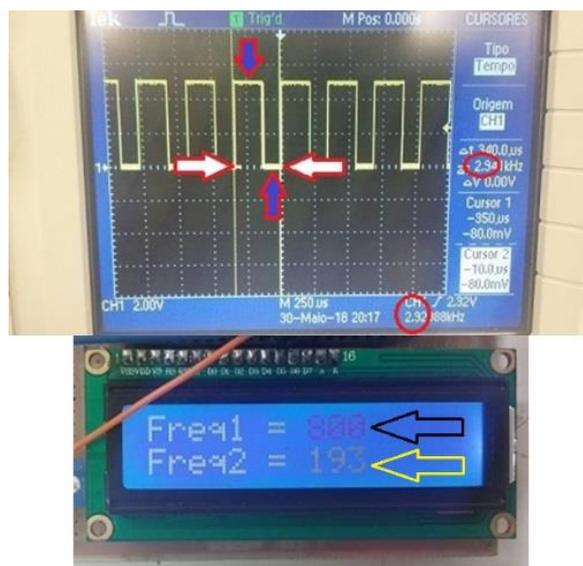
Figura 66 – Energia na base do TIP 121 sem sinal de saída no pino 17 (CCP1) e frequências de entrada.



Fonte: Autor.

Para o caso no qual a velocidade nas rodas motoras for maior do que a velocidade nas rodas movidas a largura do pulso PWM será proporcional ao percentual de diferença entre as velocidades, sabendo que o range de frequência calibrado no circuito configurado como conversor de frequência para tensão LM2917 que vai de 0 à 1075Hz é a base do cálculo para esse percentual. A situação da figura 67 é o resultado de resposta dada a diferença entre as frequências 1 e 2, respectivamente eixo motor e movido e como a diferença é de 3 vezes o valor da frequência 2 em relação a frequência 1 a largura do pulso é de três quartos do tempo total ligado e um quarto desligado como indicado pelos vetores preenchidos em azul nos quais o de cima indica o tempo ligado e o de baixo indica o tempo desligado, pois se trata de uma técnica de chaveamento mais eficiente devido ocorrer baixíssima dissipação de energia evitando aquecer o driver que controla o atuador. Com essa modulação de sinal a abertura da válvula ocorre proporcionalmente ao nível de corrente fornecida ao transistor. Trata-se de um sinal PWM com uma frequência de 2,9 KHz e esse valor de frequência está circulado em vermelho na figura acima. Já os vetores preenchidos em branco indicam o período do sinal lido início e fim, tudo isso mostrado na figura 67.

Figura 67 – Sinal PWM e índices de frequência eixo motor e movido.



Fonte: Autor.

Na figura 68 mostra a abertura da válvula dada a largura de pulso do sinal mostrado na figura 67 que é proporcional a corrente gerada nesta condição que no caso a frequência do eixo motor é maior do que a do eixo movido. No caso no qual o eixo motor apresente menor frequência do que o eixo movido, este em especial na realidade não ocorre, entretanto no projeto pode ocorrer esta condição e no caso de ocorrer a válvula permanece na última posição de abertura gerada na condição anterior até que uma nova condição que possa mudar sua abertura atual seja lida pelo sistema.

Figura 68 – Abertura da portinhola do atuador proporcional o sinal PWM.



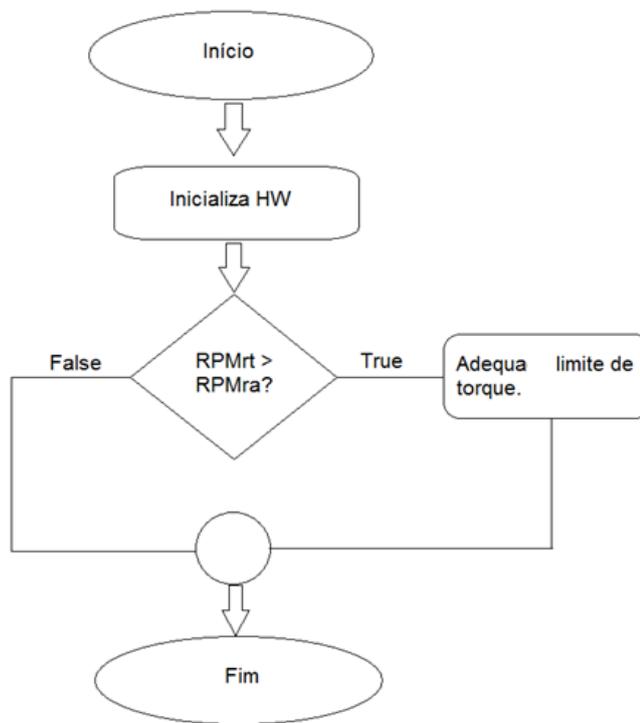
Fonte: Autor.

6.5 Fluxograma de funcionamento

Esta parte do projeto representa o ponto no qual é proposta a inovação no sistema de controle da tração nas rodas de automóveis, pois no algoritmo são

trabalhadas as estratégias de atuação do sistema o que remete nos instantes nos quais serão realizadas as correções que possibilitam impor o comportamento desejado ao automóvel. Na figura 69 é ilustrado o fluxograma.

Figura 69 – Fluxograma do algoritmo do sistema TCS.



Fonte: Autor.

6.6 Conclusão

Com a estação simuladora foi validado o conceito de demonstrar como é o funcionamento do sistema de controle de tração em um veículo cujo o motor é equipado com turbo-compressor no qual a estratégia de correção é o alívio da pressão de ar no circuito de admissão e ter vista de como é possível melhorar o desempenho na dinâmica do veículo à partir da aliança desta estratégia com outras estratégias já utilizadas.

7 Propostas Futuras

Construir um circuito de acionamento para a turbina elétrica e colocar um medidor de vazão para ler o fluxo de ar no circuito de admissão e integrar este parâmetro no sistema de modo a torna-lo uma realimentação junto aos parâmetros lidos no sistema atual para refinar a estratégia de abertura da válvula by-pass. Sendo assim com isto tornando a abertura da válvula não

apenas proporcional a diferença de rotação entre os eixos, mas também proporcional à vazão de ar que vai para o circuito de admissão.

8 Referências Bibliográficas

Capítulo 2 – Histórico das Arrancadas

HERNANDES, DALMO. DRAG RACING, Brasil, mar. 2015. COMO SURGIRAM AS CORRIDAS DE ARRANCADA. Disponível em: <http://www.flatout.com.br/drag-racing-como-surgiram-as-corridas-de-arrancada/>. Acesso em: 8 mar. 2016.

<http://www.flatout.com.br/wp-content/uploads/2015/03/dirkebehlau.jpg>, por DIRK BEHLAU

<http://www3.jjc.edu/ftp/wdc11/lshmidt/dragster.html>, autor: desconhecido.

<http://www.dragracingonline.com/agent1320/2011/images/JackWyatt-FC.jpg>, autor: desconhecido.

Capítulo 3 – Tração nos Automóveis

COMO FUNCIONA O CONTROLE DE TRAÇÃO, Brasil, 6 set. 2012. Entenda como esse mecanismo atua em pisos molhados e curvas sinuosas. Disponível em: <https://salaodocarro.com.br/como-funciona/control-de-tracao.html>. Acesso em: 10 mar. 2016.

<http://www.flatout.com.br/4x4-qual-a-diferenca-entre-tracao-integral-e-tracao-nas-quatro-rodas-e-como-elas-funcionam/>

Capítulo 3 Sessão (3.1) – A relação do atrito com os pneus

BRUM WERLANG, Rafael; LANG DA SILVEIRA, Fernando. A física dos pneumáticos. Caderno Brasileiro de Ensino de Física, Florianópolis, v. 30, n. 3, p. 614-627, out. 2013. ISSN 2175-7941. Disponível em: <<https://periodicos.ufsc.br/index.php/fisica/article/view/2175-7941.2013v30n3p614/25605>>. Acesso em: 06 abr. 2016. doi:<http://dx.doi.org/10.5007/2175-7941.2013v30n3p614>.

<http://www.if.ufrgs.br/~lang/Textos/Pneus.pdf>

<http://www.noticiasautomotivas.com.br/como-agem-os-controles-de-estabilidade-e-de-tracao/>

https://www.mickeythompsons tires.com/images/products/et_drag.jpg

<http://www.slideshare.net/BlogEticanosNegocios/a-petrobras-derruba-um-mito>, publicado em: Bussines Automotive por Flinto Douglas em 20 de setembro de 2007.

Capítulo 4 – Torque

Uma Carona na Física. Desenvolvido pelos alunos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP) de São Paulo, Data Desconhecida. Apresenta textos sobre os conceitos de engenharia automotiva. Disponível em: http://paje.fe.usp.br/~mef-pietro/mef2/app.upload/37/_mefmi_009.pdf. Acesso em: 11 mar. 2016

http://www.noticiasdaoficinavw.com.br/v2/wp-content/uploads/2015/06/relacao_de_transmissao_1.2.jpg

<http://www.fatecpompeia.edu.br/arquivos/arquivos/transmissao.pdf>

https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/5/52/Torque_vetor.png/500px-Torque_vetor.png

Capítulo 4 Sessão (4.1) – Atrito em relação as rodas dos automóveis

SKYTIGGER, Diego. Estado Quântico, Brasil mai. 2011. Atrito e tração de automóveis. Disponível em: <http://estadoquantico.blogspot.com.br/2011/05/atrito-e-tracao-de-automoveis.html>. Acesso em: 9 mar. 2016.

<http://www.slideshare.net/BlogEticanosNegocios/a-petrobras-derruba-um-mito>, publicado em: Bussines Automotive por Flinto Douglas em 20 de setembro de 2007.

<http://3.bp.blogspot.com/-spG2j2AOHFk/TcnN2kLp7nI/AAAAAAAAAaE/DPGktTVrMNw/s400/tra%25C3%25A7%25C3%25A3o%2Bmotora.JPG>

<http://3.bp.blogspot.com/-oOhZ3ARjuZQ/TcnPENfX0JI/AAAAAAAAAM/HDKzjWA8Z1Y/s400/tra%25C3%25A7%25C3%25A3o%2Bmotora%2B2.JPG0>

https://www.graypaulclassiccars.com/media/3347/img_6766.jpg?width=1600&watermark=wm

Capítulo 5 – Turbo-compressores

<http://keiciuveikla.lt/wp-content/uploads/2015/02/turbokompresorius.jpg>

http://4.bp.blogspot.com/-vjZ8--N8Omc/UGjx-AhURFI/AAAAAAAAAF9g/bx2Q40r_MD8/s1600/Curvas+pot+e+torque.jpg

http://4.bp.blogspot.com/-vjZ8--N8Omc/UGjx-AhURFI/AAAAAAAAAF9g/bx2Q40r_MD8/s1600/Curvas+pot+e+torque.jpg