

**CENTRO PAULA SOUZA**  
**FACULDADE DE TECNOLOGIA**  
**FATEC SANTO ANDRÉ**  
**Tecnologia em Mecânica Automotiva**

**FELIPE DE OLIVEIRA SANTOS**  
**MARCOS VINICIUS MOTTA DE ANDRADE**  
**SERGIO ADRIANO BERBEL FAGUNDES JUNIOR**

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM**  
**DINAMÔMETRO DE AMORTECEDOR**

Santo André – São Paulo  
Ano 2017

**CENTRO PAULA SOUZA**  
**FACULDADE DE TECNOLOGIA**  
**FATEC SANTO ANDRÉ**

**Tecnologia em Mecânica Automotiva**

**FELIPE DE OLIVEIRA SANTOS**  
**MARCOS VINICIUS MOTTA DE ANDRADE**  
**SERGIO ADRIANO BERBEL FAGUNDES JUNIOR**

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM**  
**DINAMÔMETRO DE AMORTECEDOR**

*Monografia apresentada ao  
Curso de Tecnologia em Mecânica  
Automotiva da FATEC Santo André,  
como requisito parcial para  
conclusão do curso em Tecnologia  
em Mecânica Automotiva.*

*Orientador: Prof. Dr. Roberto  
Bortolussi*

Santo André – São Paulo

2017

S237p

Santos, Felipe de Oliveira

Projeto e construção de um dinamômetro de amortecedor / Felipe de Oliveira Santos, Marcos Vinicius Motta de Andrade, Sergio Adriano Berbel Fagundes Junior. - Santo André, 2017. – 77f: il.

Trabalho de Conclusão de Curso – FATEC Santo André.  
Curso de Tecnologia em Mecânica Automobilística, 2017.

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi

1. Engenharia mecânica. 2. Projeto. 3. Dinamômetro. 4. Amortecedores. 5. Automóveis 6. Mecânica dos fluidos 7. Software de modelação 3D. I. Andrade, Marcos Vinicius Motta de. II. Fagundes Junior, Sergio Adriano Berbel. III. Projeto e construção de um dinamômetro de amortecedor.

621.82

## LISTA DE PRESENÇA

Santo André, 21 de Dezembro de 2017

LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA: "PROJETO  
DINAMÔMETRO DE AMORTECEDOR"  
DOS ALUNOS DO 6º SEMESTRE DESTA U.E.

### BANCA

PRESIDENTE:

PROF. ROBERTO BORTOLUSSI

MEMBROS:

PROF. CLEBER WILLIAN GOMES

PROF. FERNANDO GARUP DALBO

ALUNO:

MARCOS VINICIUS MOTTA DE ANDRADE

FELIPE OLIVEIRA DOS SANTOS

SERGIO ADRIANO BERBEL FAGUNDES JUNIOR

Dedicamos esse trabalho a nossa  
família e amigos que sempre nos  
ampararam.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaríamos de agradecer a todos aqueles que direta e indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho e principalmente aos colegas de sala que mantiveram estímulos nos momentos mais árduos desta jornada. Agradecemos aos professores, colaboradores e funcionários da Fatec Santo André que sempre estiveram aptos a nos ajudar.

Um agradecimento especial para Flavson Francisco da Silva, Juan Raphael Ferreira, Gustavo Dantas Sousa, Prof. Me. Fábio Rubio e para as Empresas e instituições Batisfer, Zé Luís Chavetas, Carol Cris Pneus e Faculdade de Tecnologia Termomecânica que foram cruciais para nosso trabalho e nos auxiliaram em todo desenvolvimento mecânico, com fornecimento de materiais, ferramentas e auxílio no dimensionamento e usinagem dos componentes mecânicos.

E um outro agradecimento especial para Pietro Rischi Nunes e Fernando Costa Pereira que auxiliaram com a programação e o sistema elétrico do projeto.

## Epígrafe

“A Sorte não existe; no máximo, existem circunstâncias favoráveis ou desfavoráveis. A sorte é resultado de tudo que fomos capazes de semear, enquanto a má sorte é o resultado de tudo que não fomos capazes de prever”

Enzo Ferrari

## RESUMO

Esse trabalho tem como objetivo abordar o dinamômetro eletromecânico de bancada com função de obter curvas de força por velocidade de um amortecedor automotivo comum, entendendo-se comum os amortecedores mais utilizados em veículos populares. Neste trabalho há um estudo da base física de movimento harmônico amortecido e do estudo de mecânica dos fluídos utilizados em amortecedores, e também uma introdução de como os amortecedores funcionam e seus tipos e montagens. Busca-se estudar todos os tipos de testes realizados por dinamômetros de bancada, mas sempre aprofundando no teste eletromecânico de onda senoidal, por que este é o teste mais comumente aplicado e o que obtém diversos dados de um amortecedor telescópico. Também é pretendido um estudo em software de modelação 3D para verificar a capacidade da estrutura e seu design.

Palavras chaves: Dinamômetro de amortecedor, Amortecedores, Amortecedores telescópicos, Testes.

## **ABSTRACT**

The objective of this project is to convey how the electromechanical dynamometer bench strengthens curves per speed of a common automotive car bumper, such as the ones found in popular automotive vehicles. For the purpose of this project, we have conducted a study of the physical basis of damped harmonic motion-in addition to the study of fluids used in shock absorbers. We have included an introduction to the dampers which explains how they work, their types and assembly. We are seeking to study all kinds of tests capable of dynamometers benches while always seeking to deepen the electromechanical test sine wave, which is the most commonly applied test, because one is able to gather a diverse range of data from a telescopic shock absorber. We also intend to apply a project of a 3D modeling software to verify the ability of the structure and design.

Key words: Damper dynamometer, Bumpers, Telescopic shock absorbers, Tests.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Metodologia do trabalho.....	18
Figura 2 - Vista de uma montagem de suspensão.....	19
Figura 3 - Feixe de molas.....	21
Figura 4 - Amortecedor de atrito solido, montagem tesoura.....	23
Figura 5 - Amortecedor solido por fita de couro. ....	24
Figura 6 - Amortecedor hidráulico rotativo. ....	26
Figura 7 - Amortecedor hidráulico pistão duplo.....	27
Figura 8 - Amortecedor lancia lambda. ....	28
Figura 9 - Vista explodida de um amortecedor telescópico.....	29
Figura 10 - Amortecedor bitubo.....	33
Figura 11 - Tecnologia FSD Koni ®.....	34
Figura 12 - Tipos de amortecedores pressurizados. ....	35
Figura 13 - Equação da continuidade.....	41
Figura 14 - Fluidez entre as faces superior e inferior. ....	42
Figura 15 - Cavidades paralelas a atuação do amortecedor.....	44
Figura 16 - Curvas em função da força de amortecimento. ....	45
Figura 17 - Curva Força x Posição.....	45
Figura 18 - Curva de Força x Velocidade obtida por um dinamômetro de amortecedor. ....	46
Figura 19 - Sistema massa-mola amortecedor.....	48
Figura 20 - Taxa de amortecimento, ....	51
Figura 21 - Exemplo de dinamômetro hidráulico.....	56
Figura 22 - Teste eletromecânico de amortecedores de palheta rotativa.....	58
Figura 23 - Escopo visual do projeto. ....	60
Figura 24 - Protótipo em CAD. ....	62
Figura 25 - Análise de tensão do Braço do Schot Yoke no simulation express®. ....	63
Figura 26 - Análise de tensão na Régua do Schot Yoke no simulation express®....	63
Figura 27 - Análise de tensão no parafuso manivela do Schot Yoke no simulation express®.....	64
Figura 28 - Foto mecanismo garfo escocês. ....	66
Figura 29 - Foto Powertrain.....	67

Figura 30 - Conjunto suporte superior e célula de carga.....	68
Figura 31 - Diagrama de blocos lógica de teste. ....	69
Figura 32 - Gráfico de força absoluta linear. ....	70
Figura 33 - Interface em Windows Form plotando em real time gráfico de Força x Tempo. ....	71
Figura 34 - Esquema de montagem Célula de carga, HX711 e Arduino.....	72
Figura 35 - Gráfico Amortecedor Corsa 2000 Danificado.....	73
Figura 36 - Gráfico Amortecedor Corsa 2000 Novo. ....	74

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Grade ISO.....	38
Tabela 2 - Propiedades medias de óleos minerais de suspensão .....	39
Tabela 3 - Relação diâmetro do orifício com o Cd .....	43
Tabela 4 - Dados obtidos do Amortecedor Corsa 2000 Danificado.....	74
Tabela 5 - Dados obtidos do Amortecedor Corsa 2000 Novo .....	75

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>17</b>
1.1 METODOLOGIA.....	17
<b>2 SUSPENSÃO AUTOMOTIVA</b> .....	<b>19</b>
2.1 AMORTECEDOR .....	20
2.2 MOLA .....	20
2.3 BARRA ESTABILIZADORA .....	21
2.4 BRAÇO OSCILANTE .....	21
2.5 PINO ESFÉRICO (PIVÔ) .....	21
<b>3 DEFINIÇÃO E TIPOS DE AMORTECEDORES</b> .....	<b>22</b>
3.1 AMORTECEDORES ELEMENTOS SÓLIDOS .....	22
3.2 AMORTECEDORES HIDRÁULICOS .....	25
3.2.1 AMORTECEDOR POR PALHETA ROTATIVA .....	26
3.2.2 AMORTECEDOR POR PISTÃO DUPLO.....	27
3.2.3 AMORTECEDORES LANCIA LAMBDA .....	28
<b>4 AMORTECEDORES TELESCÓPICOS</b> .....	<b>29</b>
4.1 COMPONENTES DO AMORTECEDOR TELESCÓPICO .....	30
4.1.1 CORPO.....	30
4.1.2 PISTÃO.....	31
4.1.2 HASTE.....	31
4.1.3 VÁLVULAS .....	31
4.2 TIPOS DE AMORTECEDORES TELESCÓPICOS .....	32
4.2.1 MONOTUBOS .....	32
4.2.2 BITUBOS .....	32
4.2.3. PURAMENTE HIDRÁULICOS.....	34
4.2.4 HIDRÁULICOS COM PRESSURIZAÇÃO COM GÁS .....	34
<b>5 MECÂNICA DOS FLUÍDOS</b> .....	<b>36</b>

5.1 FLUÍDO .....	36
5.1.2 VISCOSIDADE.....	36
5.1.3 MASSA ESPECIFICA.....	37
5.1.4 PRESSÃO.....	38
5.2 CARACTERÍSTICAS MÉDIAS DOS FLUIDOS UTILIZADOS EM AMORTECEDORES .....	39
5.3 NÚMERO DE REYNOLDS.....	39
5.3.1 ESCOAMENTO LAMINAR .....	40
5.3.2 ESCOAMENTO TURBULENTO.....	40
5.4 EQUAÇÃO DE CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DE BERNOULLI.....	40
<b>6 CURVAS DE AMORTECIMENTO .....</b>	<b>43</b>
6.1 TIPOS DE CURVA .....	44
<b>7 DINÂMICA DE SUSPENSÃO .....</b>	<b>48</b>
7.1 MOVIMENTO AMORTECIDO .....	48
7.1.1 FREQUÊNCIA .....	49
7.1.2 MOVIMENTO SUB-AMORTECIDO.....	50
<b>8 TEORIA BÁSICA PARA TESTE SENOIDAL .....</b>	<b>53</b>
<b>9 TESTE HIDRAULICO .....</b>	<b>55</b>
<b>10 TESTE ELETROMECÂNICOS .....</b>	<b>58</b>
<b>11 ESCOPO DO PROTÓTIPO.....</b>	<b>60</b>
11.1 DIMENSIONAMENTO MECÂNICO .....	61
11.2 MONTAGEM MECÂNICA .....	64
11.3 LÓGICA PARA TESTES .....	69
<b>12 TESTES .....</b>	<b>73</b>
12.1 ROTINA DE TESTE .....	77
<b>13 PROPOSTAS DE CONTINUIDADE DO PROJETO .....</b>	<b>78</b>
<b>14 CONCLUSÃO .....</b>	<b>79</b>





# 1 INTRODUÇÃO

Busca-se desenvolver uma visão sobre um componente que tem sido bastante estudado dentro do mundo das suspensões, o amortecedor. E exatamente por esse aumento do estudo de amortecedores, busca-se entender uma importante ferramenta de análise de amortecedores, o dinamômetro de amortecedor.

Primeiramente apresenta uma visão básica desse componente, bem como sua evolução histórica, foca-se em amortecedores telescópicos que são os mais comuns e mais analisados nos últimos tempos. Sendo bem definido como esse componente funciona irá se demonstrar como são testados e quais são os dados importantes e como são apresentados por um dinamômetro de amortecedores.

O próprio nome dinamômetro remete a medição de forças e é exatamente esse comportamento que um dinamômetro de amortecedor visa ter. Busca-se obter como as forças dissipativas de um amortecedor se comportam conforme o amortecedor trabalha, analisando as mudanças referentes à velocidade que o componente é atuado, as diferenças entre compressão e tração, como ele é atuado.

Nesse trabalho busca-se analisar vantagens e desvantagens dos tipos de dinamômetros mais comuns no mercado e sua capacidade de obter diferentes tipos de dados. Sua viabilidade, em termos de custo benefício, e seus usos mais comuns também são citados.

A motivação desse trabalho se dá, pois, o estudo de amortecedores é um ramo bastante crescente dentro do mercado automobilístico, juntamente com novas tecnologias como os amortecedores ativos, o interesse nesse componente que busca segurança, conforto e dirigibilidade, vem aumentando exponencialmente.

## 1.1 METODOLOGIA

Fez-se necessário um rápido estudo de suspensão, buscando analisar os componentes bem como suas funções primárias dentro do sistema, citando também as diferenças básicas entre suspensões passivas, semi-ativas e ativas.

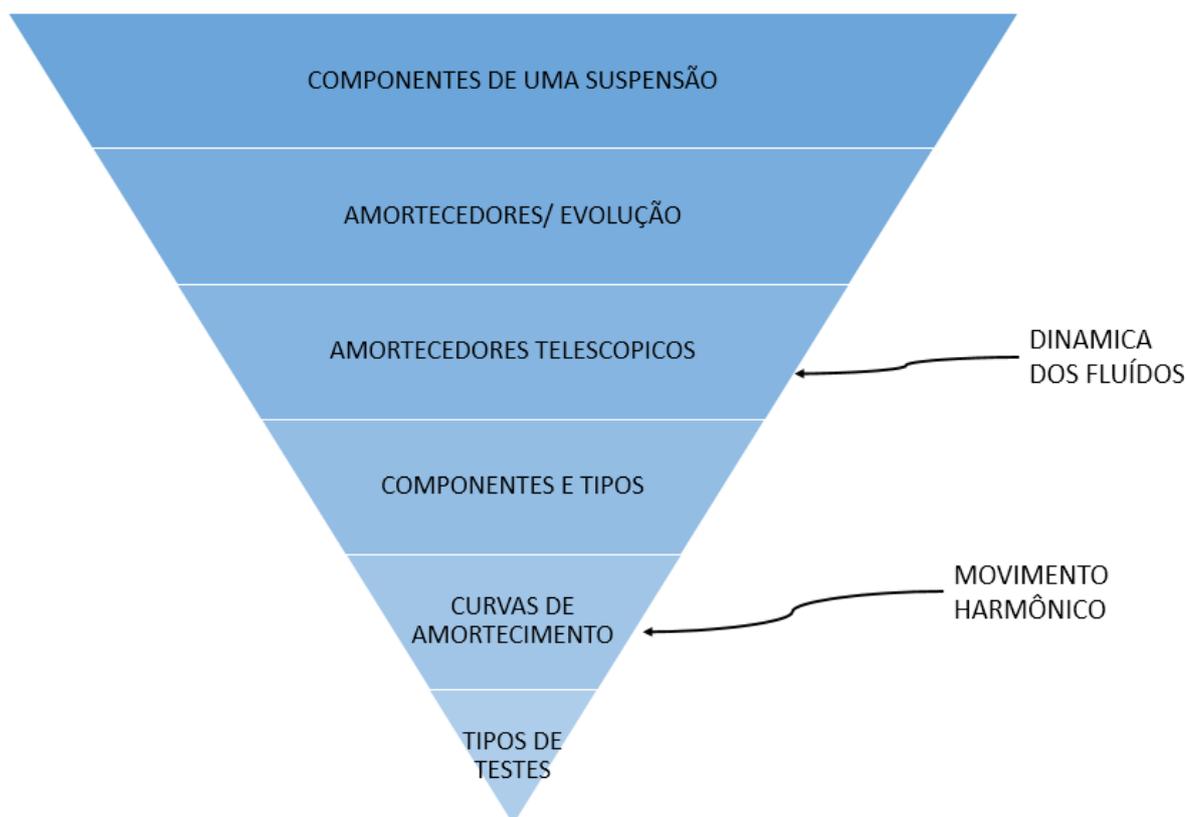
Dentro do estudo de amortecedores, que se demonstrou de tamanha importância, pois é o elemento que será analisado pelo dinamômetro, buscou-se analisar a história da evolução dos amortecedores, partindo dos simples amortecedores por elementos de atrito até os complexos amortecedores

telescópicos. Os amortecedores telescópicos por serem os mais comuns atualmente foram analisados mais profundamente conforme seus componentes e tipos.

Também consta o estudo de mecânica dos fluidos e movimento harmônico, o qual se mostrou necessário para compreensão das funções de força que o amortecedor gera. Sendo elas analisadas no capítulo curvas de amortecimento.

E por fim este trabalho discute os tipos de testes realizados em um amortecedor. Como os testes funcionam quais, tipos de informações podemos obter deles, as vantagens e desvantagens de determinados testes. A figura 1 demonstra os temas abordados.

Figura 1 - Metodologia do trabalho



Fonte: Elaborado pelo autor

## 2 SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

A suspensão é um sistema que contém um conjunto de peças, conforme a figura 2, que adequa a transmissão de energia da excitação de base e a capacidade de aderência do veículo ao solo. O conjunto de suspensão pode ser considerado um filtro mecânico, pois pode permitir ou rejeitar faixas de frequência do espectro da excitação do solo.

O projeto de uma suspensão deve ser definido basicamente para filtrar as acelerações verticais impostas pelas características da pista onde se está trafegando, resultando em uma redução das amplitudes de vibração da massa suspensa (ganho na percepção de conforto). Além disso, a suspensão deverá garantir o desempenho e a segurança do veículo.

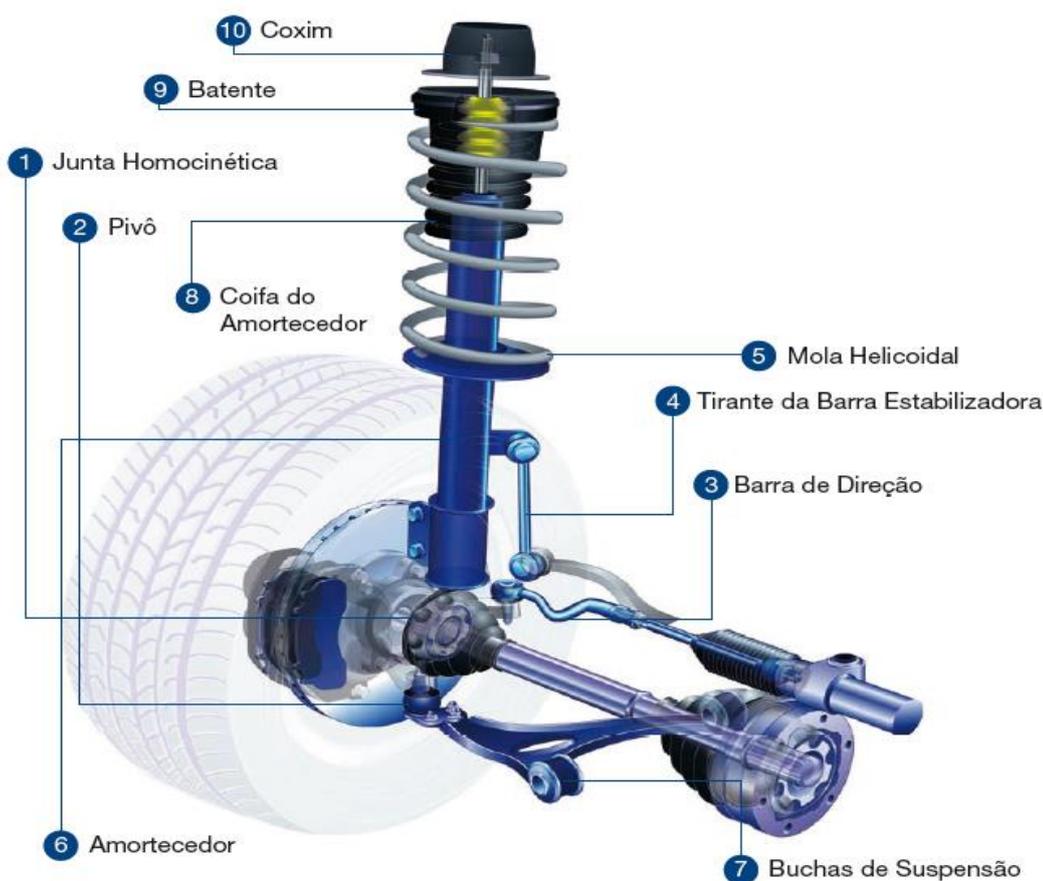


Figura 2 - Vista de uma montagem de suspensão.

Fonte: adaptado site do jornal farol alto. Disponível em

<<https://jornalfarolalto.wordpress.com/2014/01/05/suspensao-buracos-a-vista>> Acesso ago. 2016

O sistema de suspensão pode ser classificado de acordo com a presença ou não de fontes adicionais de energia em: passivos, semi-passivos e ativos:

- a) Suspensão passiva: é um sistema convencional de fontes não controladas de energia, tais como molas e amortecedores. São suspensões que irão apresentar sempre um comportamento reativo ao ambiente, não existe uma adaptação a diferentes situações.
- b) Suspensão semi-ativa: controla o fator de amortecimento, que pode ser variável de acordo com as necessidades e cargas que atual sobre o sistema.
- c) Suspensão ativa: é caracterizada pela substituição dos componentes passivos por atuadores e sensores, conseguindo assim dar melhores respostas em diversos tipos de situação, pois como a um mapeamento das condições. Os atuadores podem trabalhar de modo a corrigir as deficiências. Isso aprimora o nível de conforto e segurança, é uma grande revolução nos mundos dos amortecedores da mesma forma que o gerenciamento eletrônico de motor foi a décadas atrás.

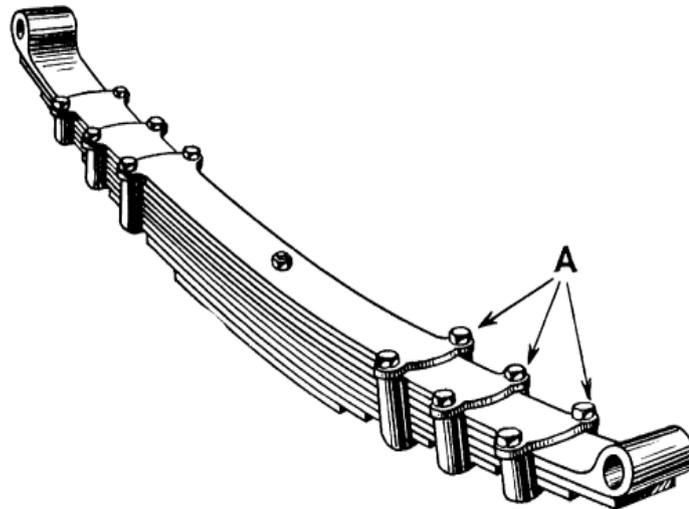
## 2.1 AMORTECEDOR

O amortecedor tem como funções básicas manter o contato dos pneus com o solo, controlar os movimentos de fechamento e abertura das molas e proporcionar conforto, estabilidade e segurança ao veículo. Dentro do sistema mola-amortecedor, ele atua como um dissipador da energia cinética da mola. Será melhor estudado no capítulo seguinte.

## 2.2 MOLA

A mola de suspensão é um componente ligado diretamente com a função de absorver as irregularidades da pista. A mola de suspensão pode ser do tipo feixe de molas, que pode ser vista na figura 3, ou helicoidal e trabalha em conjunto com o amortecedor montado na coluna de suspensão ou em suportes específicos para ela. A mola de suspensão é produzida com o material aço tipo mola e é muito flexível, tornando este componente essencial no fenômeno do amortecimento.

Figura 3 - Feixe de molas



Fonte: DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.16). Ed. John Wiley & Sons Ltd

## 2.3 BARRA ESTABILIZADORA

As barras estabilizadoras têm como objetivo evitar que o chassi do veículo role em uma curva fechada diminuindo a probabilidade de um capotamento. Ela também é responsável por um aumento da rigidez torcional do veículo, diminuindo assim a magnitude dos esforços sofridos pelo chassi quando este é submetido a terrenos sinuosos.

## 2.4 BRAÇO OSCILANTE

O braço oscilante, também conhecido como “bandeja” de suspensão, é o componente que liga a coluna de suspensão, que é articulável, ao chassi ou monobloco do veículo. Este componente tem a função controlar o posicionamento das molas e dos amortecedores. Sua construção é formada por uma estrutura forjada, estampada ou fundida

## 2.5 PINO ESFÉRICO (PIVÔ)

Os pinos esféricos são pinos articulados que prendem o cubo da roda à suspensão. Eles fazem a ligação entre as massas não suspensas (chassi e carroceria) e as massas suspensas (Cubo de roda, manga de eixo e telescópio).

### 3 DEFINIÇÃO E TIPOS DE AMORTECEDORES

O Amortecedor pode ser definido como elemento de atenuação de vibrações e impactos, que utiliza algum tipo de energia dissipativa (atrito, viscosidade de um fluido) para converter a energia cinética fornecida a ele. Esta energia cinética é dissipada em forma de energia térmica (calor).

Os dispositivos de amortecimento têm uma ampla utilização, sendo muito importantes e presentes em quase todos os segmentos da indústria, como por exemplo, na indústria automotiva, na construção civil (em pontes, viadutos, edifícios), de bens de consumo (calçados, eletrodomésticos, eletroeletrônicos), de instrumentação (bancadas de instrumentação), de aviação (trens de pouso, assentos), aeroespacial (veículos de exploração, satélites) entre outras.

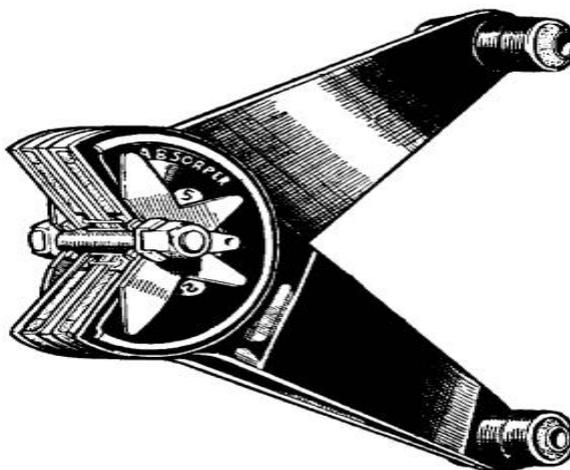
Nos automóveis os amortecedores são imprescindíveis para a dirigibilidade do veículo. Eles têm como principais funções manter o contato das rodas com o solo controlando os movimentos de ação e reação das rodas, oferecer estabilidade, segurança e conforto aos passageiros, assim como controla o fechamento e a abertura das molas. Sem os amortecedores o veículo iria oscilar indefinidamente, devido à energia absorvida pelas molas quando excitadas externamente. Essas funções contribuem significativamente para melhorar a dirigibilidade do veículo, proporcionando diversas melhorias como o controle do movimento da suspensão, redução do desgaste dos pneus, diminuição da distância de frenagem, diminuição do desgaste de componentes da suspensão, o movimento das molas, sustentação do alinhamento dos pneus, domínio na movimentação do veículo (rolagem, balanço, mergulho e subida da aceleração), além de diminuir a fadiga do condutor.

#### 3.1 AMORTECEDORES DE ELEMENTOS SÓLIDOS

Os amortecedores de elementos sólidos foi a primeira solução apresentada para uma melhora no sistema de suspensão. Na época em que eles foram criados, década de 10, as molas mais comuns eram de feixe, portanto todo o design e formas de montagem foram pensados especificamente para esse tipo de elemento. O mais comum foram os amortecedores de atrito em forma de tesoura, no qual uma ponta era ancorada no chassi do veículo enquanto a outra ficava fixada nos feixes de mola. O movimento era transmitido para uma espécie de “embreagem” que continha

elementos de atrito, devido à força gerada pelo atrito cinético o movimento das molas era amortecido, sendo a energia dissipada na forma de calor. Boa parte desses amortecedores apresentavam uma calibração que podiam aumentar ou diminuir a força de atrito, um parafuso era colocado transversalmente e quando apertado aumentava a força normal entre os elementos de atrito. Fica clara a montagem e design pela figura 4. André Hartford foi o primeiro a produzir em grande escala nos estados unidos, já na Europa a produção ficou com a companhia Truffault, o que fez com que os amortecedores ficassem conhecidos como André-Truffault (DIXON,John.2007 p.4).

Figura 4 - Amortecedor de atrito solido, montagem tesoura.



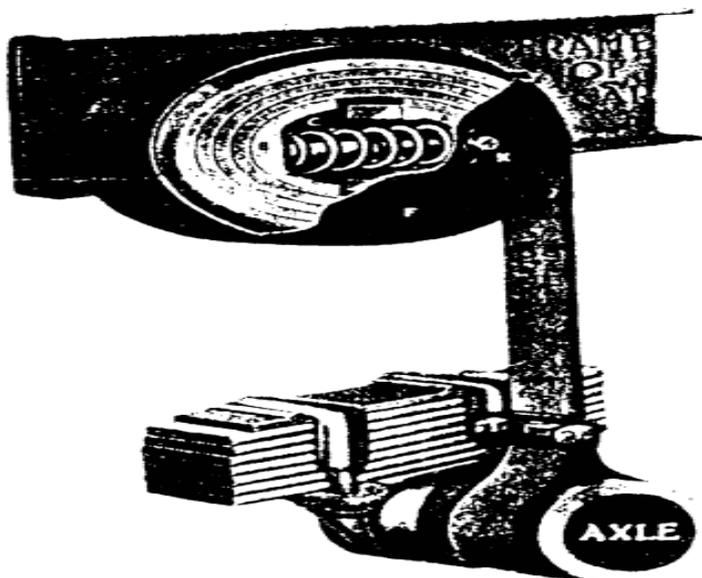
Fonte: DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.05). Ed. John Wiley & Sons Ltd

Outro design de amortecedores por atrito que obteve sucesso foi à montagem na qual os pacotes com os elementos de atrito ficavam ancorados no chassi enquanto um braço transmitia o movimento, isso permitiu diferentes montagens e também facilitou que pudessem ser criados amortecedores sólidos banhados a óleo.

Outro tipo de amortecedor sólido por atrito era o que utilizava uma fita de couro enrolada e dentro dessa fita era colocada uma mola helicoidal, demonstrado pela figura 5. Quando o veículo passava por algum desnível a fita era desenrolada e a mola comprimida, o que já gerava uma dissipação de energia, também o atrito da fita de couro entre si e do couro com o bloco de metal na qual se encontrava enrolado ajudavam a conter o movimento. Esse tipo de amortecedor se popularizou por sua simplicidade e conseqüente baixo custo, comparado com amortecedores de tesoura, exigia menor manutenção e maior confiabilidade, entretanto tinha um pior desempenho, pois, não apresentava reações quando era comprimido transmitindo

muita energia desse movimento para os passageiros. Esse componente foi inventado por Claud Foster, e produzido e grande escala pela Gabriel Company (DIXON,Jonh. 2007 p.6)

Figura 5 - Amortecedor solido por fita de couro.



Fonte: DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.07). Ed. John Wiley & Sons Ltd

O contexto físico por trás desses amortecedores é bem simples. De acordo com Fundamentos da Física, atrito é: “o vetor resultante de muitas forças que agem entre os átomos da superfície de um corpo e os átomos da superfície de outro corpo” (HALLYDAI, 2009, p. 128) a equação resultante só depende de duas variáveis a força normal e o coeficiente de atrito. Conforme equações 1 e 2 abaixo:

$$F = \mu_e * F_n \quad (1)$$

Ou

$$F = \mu_c * F_n \quad (2)$$

Sendo  $\mu_e$  o coeficiente de atrito estático e  $\mu_c$  o de atrito cinético, ambos dependendo dos materiais empregados como fica claro na definição. Considerando que a força normal era constante nos amortecedores sólidos de atrito seco, fica claro que o limitante são os coeficientes de atrito e, portanto, o material usado. Outro conceito físico bastante interessante é a capacidade que o material de atrito tem de

dissipar potência por medida de área, que também é dependente do material de atrito, mas o atrito, principalmente seco, gera desgaste.

Por esses motivos listados, os amortecedores de atrito praticamente desapareceram na década de 30 dando lugar aos amortecedores hidráulicos, que apresentavam melhor desempenho, vida útil, e confiabilidade e são economicamente competitivos. Além do fato de os amortecedores sólidos não serem progressivos em relação à velocidade na qual são atuados. Os amortecedores telescópicos atuais têm como característica um aumento da força de amortecimento em função do aumento de velocidade.

## 3.2 AMORTECEDORES HIDRÁULICOS

Um amortecedor hidráulico é basicamente uma bomba de óleo localizada entre o chassi do carro e as rodas. A parte superior do amortecedor é fixada ao chassi, enquanto a parte inferior é fixada ao eixo, próximo à roda (Manual do Amortecedor, Tenneco® p.4).

Quando a roda do carro encontra um obstáculo na via, a mola se comprime e se distende. A energia dela é transferida para o amortecedor através da parte de cima e vai seguindo através da haste para dentro do pistão. Os orifícios no pistão permitem que o fluido passe através dele e ele se mova para cima e para baixo no tubo de pressão. Como os orifícios são relativamente pequenos, somente uma pequena quantidade de fluido passa sob grande pressão. Isso faz com que o pistão desacelere o que por sua vez desacelera a mola.

Os amortecedores hidráulicos apresentam uma série de variáveis que podem ser trabalhadas para se chegar a um coeficiente de amortecimento, por exemplo:

- a) Design de válvulas.
- b) Quantidade de orifícios.
- c) Diâmetro dos orifícios.
- d) Vazão máxima da válvula, formato dos orifícios.
- e) Viscosidade dinâmica do fluido.
- f) Densidade do fluido.
- g) Compressibilidade do fluido.
- h) Capacidade de condutividade térmica do fluido.

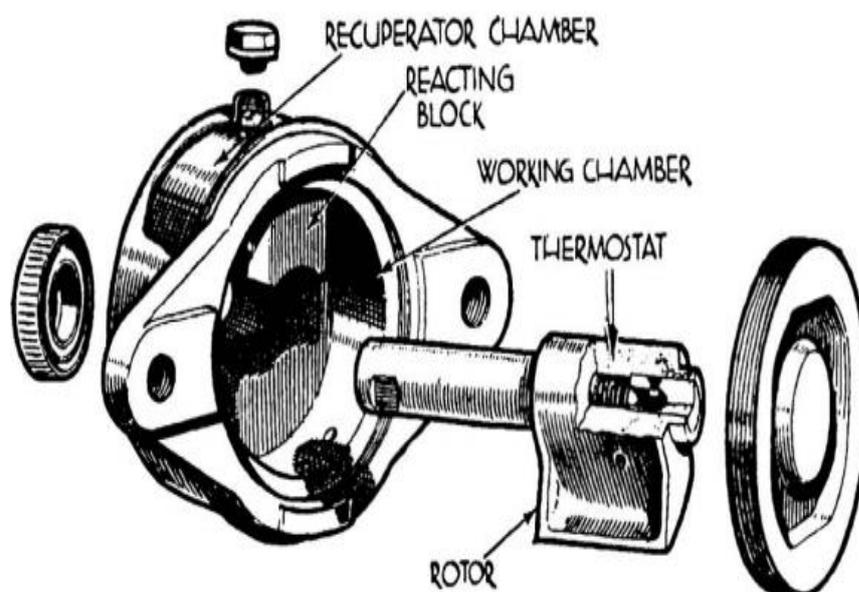
Com essa enumeração percebe-se que a diversas variáveis em um amortecedor hidráulico, sendo muito superior ao sólido, e considerando que todas

essas características têm influências entre si o projeto de um amortecedor se revela algo bastante complexo e específico.

### 3.2.1 AMORTECEDOR POR PALHETA ROTATIVA

Foi o primeiro amortecedor hidráulico criado em 1906 patenteado por Maurice Houdaille, conforme figura 6, basicamente constituído por uma bomba de palhetas que tinham orifícios em suas pás, um braço era preso em uma haste ancorada nas molas de feixe a bomba em si ficava no chassi do veículo, através do movimento reciproco das molas, o braço realiza um movimento angular, esse girava as pás, como o líquido está contido no recipiente, gera-se um força contrária ao movimento das pás, e a energia é transformada em calor.

Figura 6 - Amortecedor hidráulico rotativo.



Fonte: DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.18). Ed. John Wiley & Sons Ltd

Até 1920 os amortecedores de palheta só apresentavam atuação para movimentos de extensão, já em 1921 um trabalho com o design das válvulas fez com que apresentassem certo coeficiente de amortecimento para compressões também.

O interessante nesses amortecedores foi que já havia um conceito de amortecedores semiativos, através de uma bomba secundária e um regulador

aumentava-se a pressão do fluido dentro da câmara da bomba principal, fazendo com que o coeficiente de amortecimento aumentasse, e diminuindo-se a pressão, o coeficiente diminuía, tornando a suspensão mais rígida ou mais suave. Outra solução mecânica bastante interessante, considerando que esses amortecedores eram comuns na década de 20, foi à utilização de um termostato, conforme figura 6, para a compensação da diminuição da viscosidade do óleo mineral com o calor, conforme o óleo esquentava e fica mais fluídico, o termostato compensava diminuindo a vazão das válvulas (DIXON, John. 2007 p.18).

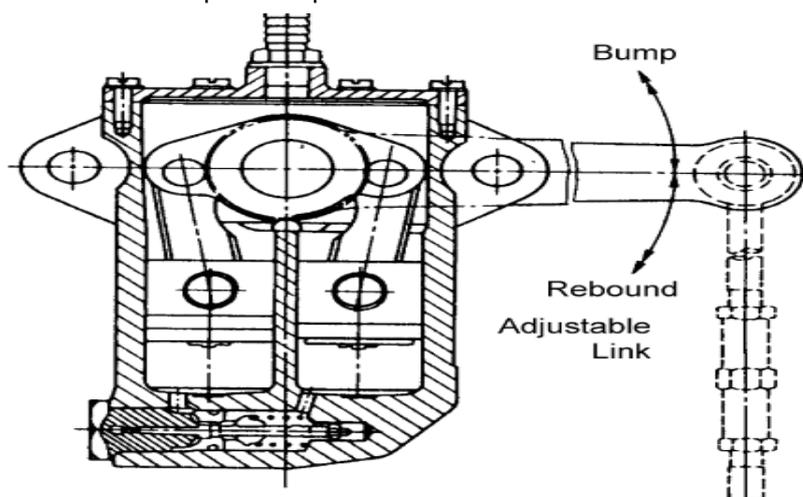
### 3.2.2 AMORTECEDOR POR PISTÃO DUPLO

Nesse grupo de amortecedores teremos dois tipos, os amortecedores com pistões em paralelo e outro com os pistões em forma de tesoura. Na figura 7 mostra-se um amortecedor de pistões paralelos.

No pistão duplo paralelo um braço transforma o movimento das molas em movimento angular. Primeiramente produzido pela Lovejoy em 1919 apresentou redução de custos e maior durabilidade. Entretanto, os amortecedores de palhetas rotativas apresentavam problemas de estanqueidade (DIXON, John. 2007 p.19).

Os amortecedores em forma de tesoura apresentavam exatamente o mesmo princípio de funcionamento, entretanto eram menos compactos.

Figura 7 - Amortecedor hidráulico pistão duplo.



Fonte: DIXON, John. 2007. The shock absorber handbook. (p.19). Ed. John Wiley & Sons Ltd

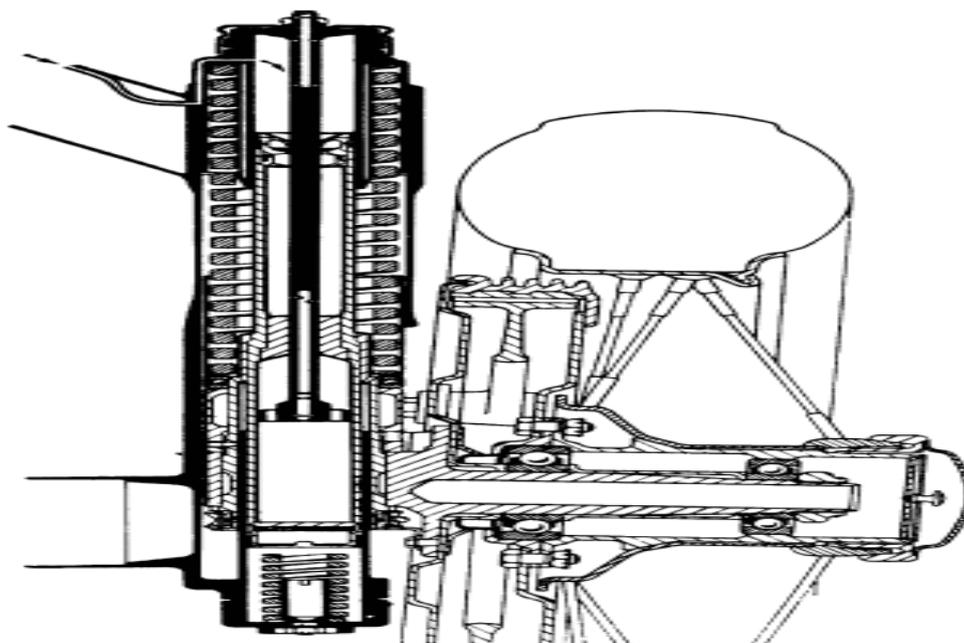
### 3.2.3 AMORTECEDORES LANCIA LAMBDA

Um inovador carro pós primeira guerra, que apresentava chassi monocoque, bloco de motor em alumínio e não foi menos inovador em seu sistema de amortecimento.

O Lancia Lambda, lançado em 1922, apresentava um conceito interessante de amortecedor, bastante compacto e leve. O sistema chamado de pilar deslizante apresentava tanto a mola quanto o amortecedor em um único cilindro, conforme montagem, apresentada pela figura 8, o que não exigia manutenção e era bastante confiável, a desvantagem era que o sistema não era muito robusto, em relação a sua capacidade de sustentar a massa do veículo, o que limitava seu uso a carros leves, e limitava totalmente a geometria de suspensão(DIXON, Jonh. 2007 p.12).

Esse sistema parece apresentar uma grande influência nos sistemas de suspensão moderna, em especial a suspensão MacPherson, que apresenta o mesmo “DNA” de projeto, bastante compacto, baixa manutenção, grande confiabilidade. Apesar de limitar a geometria de suspensão as ancoragens do chassi, o que tornou a MacPherson umas das suspensões independentes mais utilizadas na indústria automobilística foi o seu ganho na linha de montagem, pois apresenta uma facilidade de manufatura e rapidez de montagem se comparada com

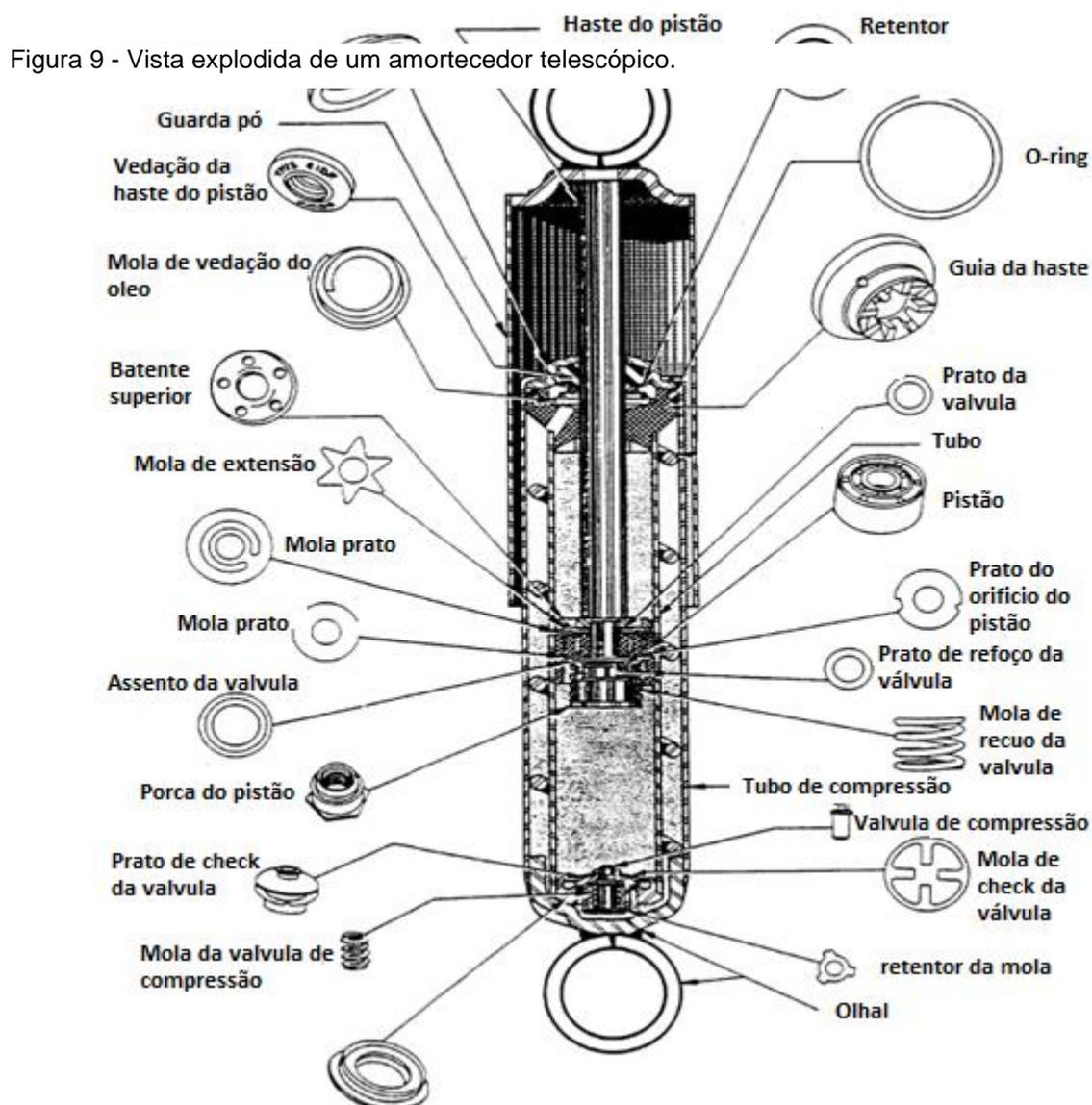
Figura 8 - Amortecedor lancia lambda.



as concorrentes.

Fonte: DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.12). Ed. John Wiley & Sons Ltd

## 4 AMORTECEDORES TELESCÓPICOS



Abaixo na figura 9, vista explodida do componente estudado:

Fonte: Adaptado de DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.23). Ed. John Wiley & Sons Ltd

Todos os amortecedores telescópicos são sensíveis à velocidade: quanto mais rápido a suspensão se movimenta, mais resistência o amortecedor fornece. Isso permite aos amortecedores que se ajustem às condições da estrada e que controlem todos os movimentos indesejados que possam ocorrer em um veículo em

marcha, incluindo balanço, oscilação, mergulho na frenagem e agachamento na aceleração.

Os amortecedores telescópicos foram uma grande revolução na década de 50, que já era dominada por amortecedores hidráulicos, mas em outros tipos de construção, como o por palhetas ou pistão duplo. Grande parte dessa popularização se deu pelos vitoriosos carros de formula 1 W196 da equipe Mercedes-Benz que ganharam os campeonatos mundiais de 1954-1955 e utilizavam amortecedores do tipo telescópico.

## 4.1 COMPONENTES DO AMORTECEDOR TELESCÓPICO

No projeto foi definido que o dinamômetro a ser estudado seria capaz de realizar testes em amortecedores telescópicos. Assim aborda-se com mais detalhes alguns componentes presentes em um amortecedor telescópico. Os componentes a serem detalhados são:

- a) Corpo
- b) Pistão
- c) Haste
- d) Válvulas

### 4.1.1 CORPO

De acordo com OLIVEIRA:

*O corpo do amortecedor é composto de uma câmara cilíndrica que possui múltiplas funções. Sua função principal é conter o fluido de trabalho do amortecedor (óleo em geral) que será responsável por gerar a força de amortecimento. A face interior do cilindro forma a região por onde o pistão deslizará e deve propiciar a vedação necessária para que o pistão desempenhe sua função corretamente.*(OLIVEIRA, Felipe. Projeto de um amortecedor para protótipo de veículo fora de estrada p.8).

Além disso, o corpo é responsável por acomodar os elementos de vedação e apoio da haste que permitirão o seu deslocamento alinhado com o eixo axial sem que o fluido vazze para o exterior do cilindro, e também é responsável por receber as peças de montagem das molas e os pontos de fixação do amortecedor à estrutura do veículo (olhais de fixação).

O corpo deve ser projetado de forma a resistir às pressões hidrostáticas induzidas pela velocidade de deslocamento da haste e os pontos de apoio das molas e dos olhais de fixação também devem fornecer a resistência adequada aos impactos gerados ao atingir os obstáculos da pista.

#### 4.1.2 PISTÃO

O pistão é o elemento responsável por dividir o corpo em duas câmaras de óleo seladas, durante os movimentos de extensão e contração do amortecedor. A comunicação entre essas duas câmaras é feita por meio dos orifícios no pistão. O tamanho e a forma desses orifícios é o que determina o coeficiente de amortecimento e por consequência a força gerada pelo diferencial de pressão entre as duas câmaras citadas anteriormente.

#### 4.1.2 HASTE

A função da haste é conectar o pistão ao olhal de fixação, este por sua vez é fixado à estrutura do veículo, transmitindo assim os movimentos da massa não amortecida à carroceria do veículo. Ela também recebe elementos de fixação das molas e deve ser projetada de forma a resistir às cargas de flambagem provenientes do amortecimento dos impactos gerados pelas irregularidades do solo.

#### 4.1.3 VÁLVULAS

As válvulas têm como função controlar a vazão do óleo de amortecedor, gerando uma função de pressão por vazão dentro do embolo, o que irá influenciar em muito o comportamento do amortecedor. Essa função de pressão por vazão tem uma ligação íntima com as curvas de força por velocidade que serão estudadas mais à frente. As válvulas apresentam também seus componentes bem como tipos de montagem. As mais comuns apresentam um conjunto de molas prato de diversas

rigidezes, sendo pré-carregadas ou não, e orifícios que limitam a vazão do fluido. Tanto a rigidez dessas molas, como sua montagem, o perfil do orifício são variáveis que devem ser consideradas para o correto desenvolvimento dos amortecedores.

## 4.2 TIPOS DE AMORTECEDORES TELESCÓPICOS

Podemos diferenciar os amortecedores telescópicos conforme sua construção e número de câmaras:

- a) Monotubo
- b) Bitubo

E ao tipo:

- a) Puramente hidráulico
- b) Com pressurização a nitrogênio

### 4.2.1 MONOTUBOS

Amortecedores que apresentam uma câmara, na qual, o êmbolo formado por haste e válvula, atua tanto no movimento de tração como no de compressão. É a forma de construção mais simples de amortecedores e apresentam apenas uma válvula de atuação. Com essas características percebemos que se apresentam as seguintes vantagens:

- a) Menos custo.
- b) Maior simplicidade
- c) Menor peso

E as conseqüentes desvantagens:

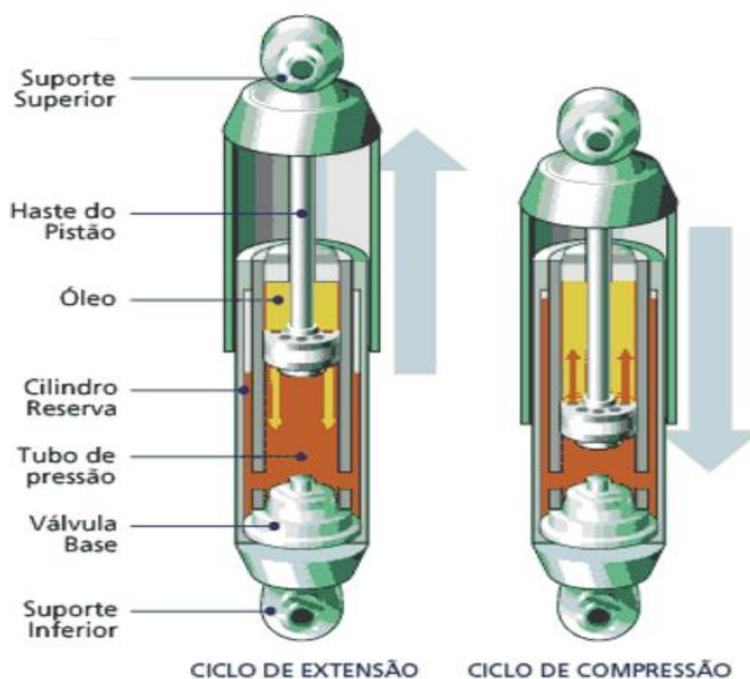
- a) Menor eficiência
- b) Dificuldade para se trabalhar a progressividade do amortecedor
- c) Fenômeno de cavitação

### 4.2.2 BITUBOS

Nessa forma de construção apresenta-se mais uma válvula na base do amortecedor, conforme mostrado na figura 10, também chamada de válvula de compressão, e a uma segunda câmara que equaliza as pressões.

Figura 10 - Amortecedor bitubo.

Fonte: Adaptado do Site how stuff works. Disponível em <<https://auto.howstuffworks.com/car->



suspension2.htm> Acesso em set. 2016

Também é um amortecedor mais robusto, usado comumente em suspensões MacPherson, pois elas apresentam uma força radial maior se comparada com outros tipos de suspensões. Vantagens:

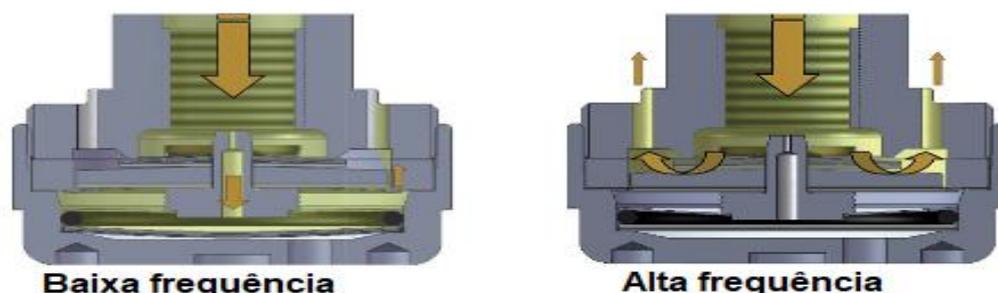
- a) Maior resistência estrutural
- b) Melhor trabalho na progressividade

Desvantagens

- a) Maior custo
- b) Maior peso

Os bitubos apresentam também uma grande vantagem tecnológica, que a não linearidade da curva de amortecimento. Por exemplo, a SFD (selfive frequency

Figura 11 - Tecnologia FSD Koni ®



damping) Desenvolvida pela Koni®, conforme figura 11, essa tecnologia consegue aliar o conforto e a esportividade. Através de um trabalho na válvula de compressão altera-se o fluxo do fluido de amortecimento fazendo com que ele passe através de diferentes orifícios, cada “caminho” que o fluido escolhe tem uma diferente característica de amortecimento.

Fonte: Adaptado de <<http://www.koni.ie/>>. Acesso em set. 2016

#### 4.2.3. PURAMENTE HIDRÁULICOS

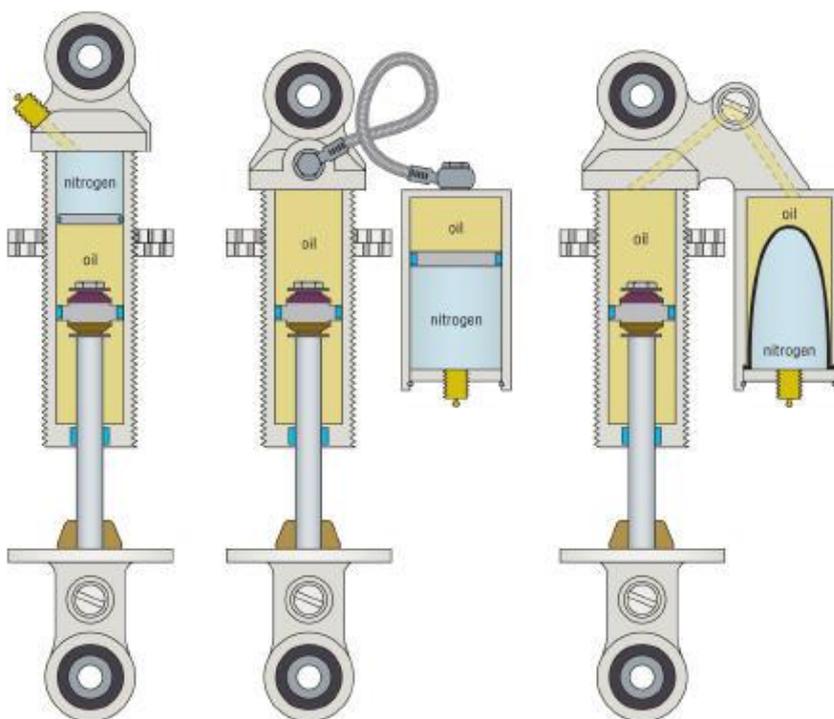
São amortecedores que só utilizam fluido para realizar seu trabalho. Um dos grandes empecilhos nesses amortecedores é a formação de bolhas no fluido de amortecimento, que alteram as propriedades de amortecimento e podem causar cavitação que diminui em muito a vida útil do amortecedor. Essa tendência é diminuída nos amortecedores bitubos e nos pressurizados.

#### 4.2.4 HIDRÁULICOS COM PRESSURIZAÇÃO COM GÁS

Nesse caso, construção monotúbica, temos uma câmara separada de gás azoto (nitrogênio) na base do amortecedor, esse gás encontra-se pressurizado, fazendo com que comprima o fluido quando o amortecedor trabalha. Essa compressão gera uma resposta mais rápida das válvulas, fazendo um trabalho mais silencioso e evitando o fenômeno de aeração do fluido de amortecimento. Um dos problemas nesse tipo de construção é que caso o vedante entre o óleo e o gás se rompa, apresente vazamento, a mistura entre o óleo e gás fará com que o líquido perca suas propriedades alterando o comportamento do amortecedor.

No caso da construção bitúbica o ar é comprimido na câmara de equalização, não havendo vedante entre o fluido e o nitrogênio, conforme montagem a esquerda da figura 12. O que gera uma série de problemas, o principal é que em frequências altas de trabalho, o gás e fluido tendem a se misturar. Ambos os tipos são mais caros se comparados aos similares hidráulicos.

Figura 12 - Tipos de amortecedores pressurizados.



Fonte: adaptado de <<http://www.aventuraeoffroad.com>>. Acesso em ago. 2016

## 5 MECÂNICA DOS FLUIDOS

Os estudos dos fundamentos da mecânica dos fluidos são necessários para compreensão do funcionamento do fluido na câmara do amortecedor.

### 5.1 FLUIDO

O fluido é uma substância que pode escoar, isso ocorre, pois ele não resiste às forças paralelas a sua superfície e acabam aderindo o formato de um recipiente (BRUNETTI, franco. Mecânica dos fluídos 2010 p.2). Os fluidos em sua maioria são líquidos e gases. Para amortecedores o óleo mineral é comumente usado, assim como o gás azoto.

#### 5.1.2 VISCOSIDADE

A viscosidade dinâmica é a propriedade que permite que os fluidos entrem em equilíbrio dinâmico a forças tangências externas quando está em movimento (BRUNETTI, franco. Mecânica dos fluídos 2010 p.5). Sendo que matematicamente significa um coeficiente de proporcionalidade entre tensão de cisalhamento e o gradiente de velocidade, apresenta unidade de medida Pa.s, sendo representado pela letra  $\mu$  de acordo com a Equação 3.

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} [Pa] \quad (3)$$

Portanto  $\mu$  pode ser escrito com a Equação 4,

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad (4)$$

Considerando os gradientes de velocidade e espaço lineares se tem na Equação 3,

$$\frac{dv}{dy} = \frac{v_0}{\varepsilon} \quad (5)$$

Substituindo a Equação 5 na Equação 4, pode-se chegar em uma simplificação do termo viscosidade na Equação 6,

$$\mu = \tau \frac{\varepsilon}{v_0} [Pa.s] \quad (6)$$

Sendo,

$\tau$  = Tensão de cisalhamento [Pa]

$\varepsilon$  = Espessura do fluido [m]

$v_0$  = Velocidade de escoamento [m/s]

A viscosidade é uma propriedade extremamente importante para um amortecedor, porque basicamente ela representa a capacidade de escoamento de um fluido. Para óleos minerais aplicados a amortecedores está em torno de 860 mPa.s a 15°C com uma taxa de variação de 2% para cada grau de temperatura.

### 5.1.3 MASSA ESPECÍFICA

Massa específica é a razão que relaciona a quantidade de matéria que um corpo possui (massa) e o espaço ocupado pelo mesmo (volume) (BRUNETTI, franco. Mecânica dos fluídos 2010 p.8). A massa específica dos corpos varia conforme a temperatura e a pressão ambiente, sendo uma variação de 0,1%/ °C quando se trata de óleos minerais aplicados a amortecedores.

Para o estudo de amortecedores ela é importante para determinação do número de Reynolds, o qual tem influência na dinâmica dos fluidos, e aparece também na equação Bernoulli, esse conteúdo será mais bem explorado no tópico 1.6. sobre Equação de continuidade e Equação de Bernoulli. A Equação 7 demonstra a relação de massa específica, representada pelo SI com a unidade Kg/m<sup>3</sup>.

$$\rho = \frac{m [Kg]}{v [m^3]} \quad (7)$$

A massa específica de óleos minerais é determinada pela extensão da cadeia de carbono dos hidrocarbonetos que a compõe, ou seja, quanto maior o número de carbonos nas cadeias, maior será a massa específica. Um valor médio de massa específica para óleos minerais são  $860 \text{ kg/m}^3$ , como se pode ver na Tabela 1.

Tabela 1- Grade ISO.

ISO Grade	Equivalente SAE Grade	Massa Específica	
		$\text{Kg/m}^3$	$\text{lb/in}^3$
32	10W	857	0.0310
46	20	861	0.0311
68	20W	865	0.0313
100	30	869	0.0314
150	40	872	0.0315
220	50	875	0.0316

Fonte: Adaptada de <[https://www.engineeringtoolbox.com/iso-grade-oil-d\\_1207.html](https://www.engineeringtoolbox.com/iso-grade-oil-d_1207.html)>. Acesso em jun. 2018

#### 5.1.4 PRESSÃO

É a resultante de uma força aplicada em uma determinada área, descrita na Equação 8, com unidade Pa no SI.

$$p = \frac{F}{A} \text{ [Pa]} \quad (8)$$

Essa grandeza permite determinar diretamente a capacidade de amortecimento do componente. O fluido gera um diferencial de pressão no interior das câmaras de amortecimento que determina o coeficiente de amortecimento do componente.

## 5.2 CARACTERÍSTICAS MÉDIAS DOS FLUIDOS UTILIZADOS EM AMORTECEDORES

Os amortecedores apresentam um valor médio de pressão, massa específica, viscosidade e suas respectivas variações, a Tabela 2 ilustra os valores médios dos tópicos vistos anteriormente nesse estudo.

1.	Massa específica a 15C	$\rho$	$\approx 860$	$Kg/m^3$
2.	Viscosidade a 15C	$\mu$	$\approx 40$	$mPa.s$
3.	Temperatura de trabalho	$T$	$\approx -40 a 130$	$^{\circ}C$
4.	Pressão de trabalho	$P$	$\approx 0 a 20$	$MPa$
5.	Compressibilidade	$(d\rho/dP)/\rho$	$\approx 0,05$	$\%/MPa$
6.	Condutividade térmica	$k$	$\approx 0,14$	$W/m.K$
7.	Calor específico	$C_p$	$\approx 2,5$	$KJ/Kg.K$
8.	Expansão térmica	$-(d\rho/dT)/\rho$	$\approx 0,1$	$\%/^{\circ}C$
9.	Variação da viscosidade pela temperatura	$(d\mu/dT)/\mu$	$\approx -2$	$\%/^{\circ}C$
10.	Variação da viscosidade pela pressão	$(d\mu/dP)/\mu$	$\approx 3$	$\%/MPa$

Tabela 2-Propiedades médias de óleos minerais de suspensão.

Fonte: Adaptado de DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.170). Ed. John Wiley & Sons Ltd

## 5.3 NÚMERO DE REYNOLDS

O número de Reynolds é um parâmetro adimensional que determina o regime de escoamento de um fluido (BRUNETTI, franco. Mecânica dos fluídos 2010 p.68), a Equação 9 representa matematicamente esse número.

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu} = \frac{Dv}{V} \quad (9)$$

Sendo,

D = Dimensão física [m]

v = velocidade do fluido [m/s]

$\rho$  = Massa específica [Kg/ m<sup>3</sup>]

$\mu$  = Viscosidade dinâmica [Pa.s]

V = viscosidade Cinemática [m<sup>2</sup>/s]

Os regimes caracterizam-se laminar se Re for menor que 2300, e turbulento para números maiores que 2300.

### 5.3.1 ESCOAMENTO LAMINAR

A velocidade do fluido em um ponto fixo qualquer não varia com o tempo, nem em módulo nem em orientação.

### 5.3.2 ESCOAMENTO TURBULENTO

A velocidade, o módulo e a orientação das partículas são irregulares, produzindo uma transferência de quantidade de movimento entre regiões de massa líquida.

## 5.4 EQUAÇÃO DE CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DE BERNOULLI

O volume de um fluido é expresso pela equação 10, medida em metros cúbicos no SI. Já a grandeza vazão volumétrica é dada pela equação 11, que possui a unidade m<sup>3</sup>/s.

$$\Delta V = A. \Delta x = A. v. \Delta t \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (10)$$

$$R_v = \frac{\Delta V}{\Delta t} \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (11)$$

A Equação de continuidade determina que a vazão (volume que escoo através de um intervalo de tempo, figura 13) que entra em um tubo qualquer deve ser a mesma que sai de acordo com a Equação 12.

$$R_{v1} = R_{v2} \quad (12)$$

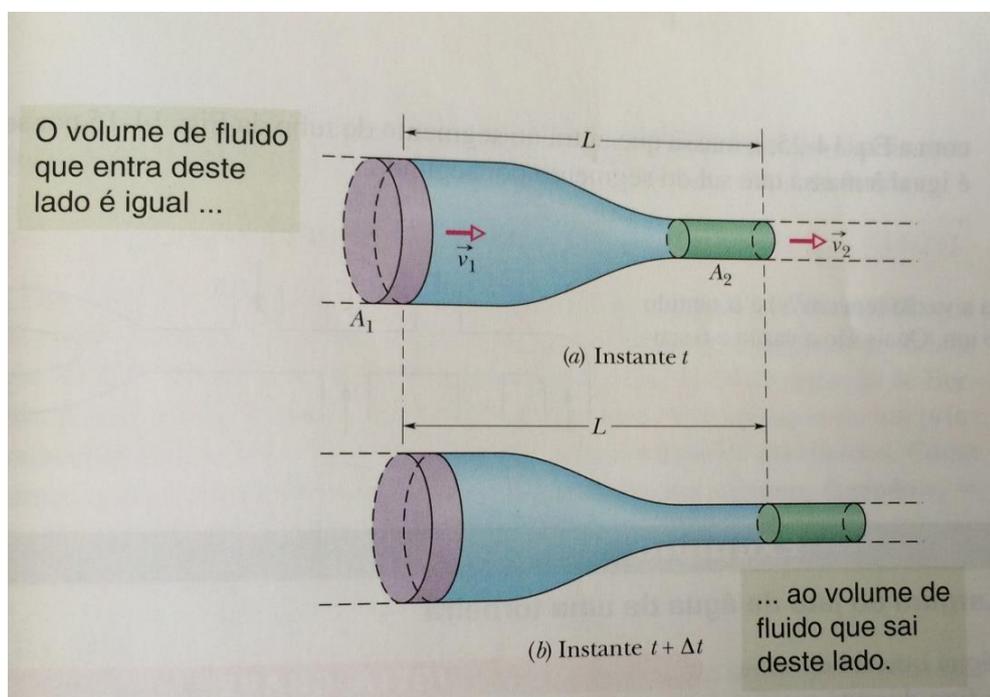


Figura 13 - Equação da continuidade.

Fonte: HALLIDAY, David. 2008 Fundamentos da física, Volume 2. (p.71). John Wiley & Sons Ltd

Portanto é possível perceber pela Figura 13 e pela substituição da Equação 8 na Equação 9 e da mesma na equação 10, que a vazão constante de um fluido é determinada pela seção transversal do tubo e a velocidade de escoamento do fluido no interior do tubo, definida por HALLIDAY (2013), dada pela Equação 13.

$$R_v = A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{constante (equação de continuidade)} \quad (13)$$

Desta forma, tem-se que se a massa específica  $\rho$  for uniforme, podemos multiplicar a equação 11 pela massa específica e iremos adquirir a vazão mássica  $R_m$ , dada pela equação 14.

$$R_m = \rho \cdot R_v = \text{constante (Vazão mássica)} \quad (14)$$

Essa lei demonstra que há conservação da massa, o que torna possível determinar a velocidade do canal do orifício e o regime de escoamento de acordo com o número de Reynolds. Fluidez entre as faces inferior e superior do pistão e o canal do orifício, figura 14.



Figura 14 - Fluidez entre as faces superior e inferior.

Fonte: OLIVEIRA, Felipe Sarabando. Projeto de um amortecedor para protótipo de veículo fora-de-estrada (p.25) Rio de Janeiro. UFRJ, 2014.

A Equação de Bernoulli no escoamento de um fluido ideal, expressa a conservação de energia no escoamento de um fluido incompressível (líquido), admitindo um sistema que possui energia mecânica constante ao longo de um caminho percorrido em um determinado instante de tempo, sem perdas. Matematicamente expresso por (Equação 15):

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot y_1 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot y_2 \quad (15)$$

## 6 CURVAS DE AMORTECIMENTO

Uma característica muito importante na formulação de um amortecedor são as curvas de amortecimento. Esse comportamento demonstra como o amortecedor reage a diversas solicitações e quais são suas respostas, isso nos leva a funções, como exemplo força de amortecimento por velocidade de atuação, força de amortecimento por deslocamento, entre outras. Juntando esses dados com a dinâmica veicular do projeto percebe-se se que o amortecedor tem o comportamento esperado. O conceito do veículo também é de extrema importância, se terá um perfil esportivo ou se terá um perfil de conforto, andar *em off* ou *on road*, todo esse “DNA” do projeto deve ser analisado para se chegar a uma correta curva de amortecimento.

Essa curva pode ser trabalhada, na questão de design do amortecedor, de diversas formas, por exemplo:

- a) Aumentar número de orifícios da válvula: tende a aumentar a vazão do fluido pela válvula reduzindo a força contrária ao movimento;
- b) Aumentar o diâmetro do orifício: também tende a diminuir a resistência ao fluxo, segue tabela;

<b>Diâmetro do Orifício [mm] com n = 4 orifícios</b>	<b>Coefficiente de Amortecimento em Extensão [Ns/m]</b>
4	13576
4.5	8360
5	5413
5.5	3650
6	2469
6.5	1776
7	1661

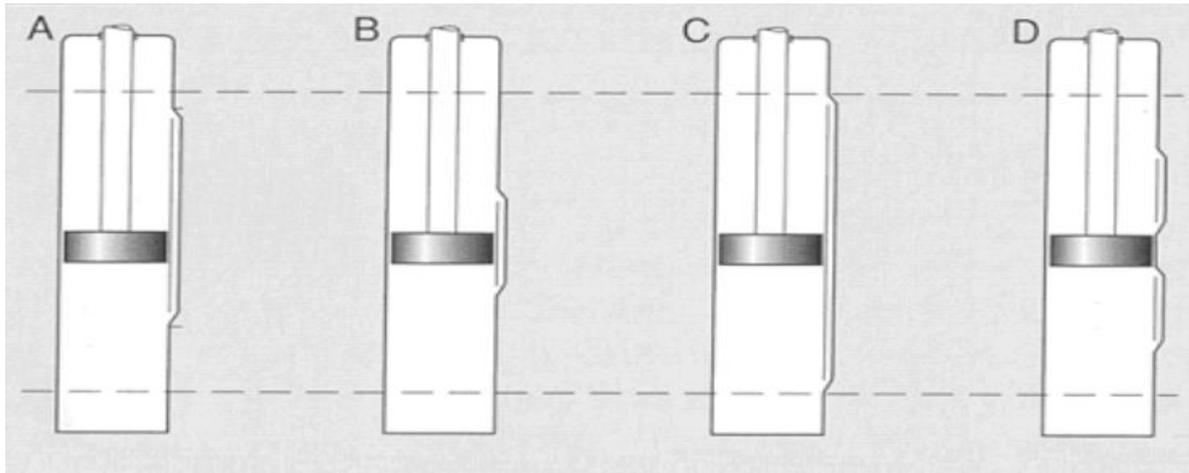
Tabela 3 - Relação diâmetro do orifício com o Cd

Fonte: OLIVEIRA, Felipe Sarabando. Projeto de um amortecedor para protótipo de veículo fora-de-estrada (p.30) Rio de Janeiro. UFRJ, 2014.

- c) Perfil do orifício: dado o perfil do orifício ele pode oferecer maior ou menor resistência a passagem de fluido. A tendência é de quanto mais vivo for o canto, maior a resistência que ele oferece. O interessante é que a válvula pode apresentar um perfil para compressão e outro para tração;

- d) Tipo de Fluido: O fluido tem grande importância pois sua viscosidade afeta diretamente as curvas geradas. Há grandes preocupações com sua durabilidade e também com seu possível ataque ao material do amortecedor. Os óleos mais comuns são os minerais, corretamente aditivados para o uso em amortecedor.
- e) Cavidades no corpo do amortecedor: cavidades paralelas ao movimento do embolo fazem com que a resistência hidráulica seja diminuída. Conforme

Figura 15 - Cavidades paralelas a atuação do amortecedor.



demonstrado na figura 15.

Fonte: DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.16). John Wiley & Sons Ltd

- f) Força das molas prato: as molas prato também controlam como a válvula deve abrir, por isso sua resistência, diretamente ligada a sua constante de mola ( $Kx$ ) é uma fator que influencia nas curvas de amortecimento. Da mesma forma podem ter um efeito para tração e outro para compressão
- g) Diâmetro total do amortecedor
- h) Compressão por gás azoto

Essas são algumas variáveis que podem alterar a curva do comportamento do amortecedor.

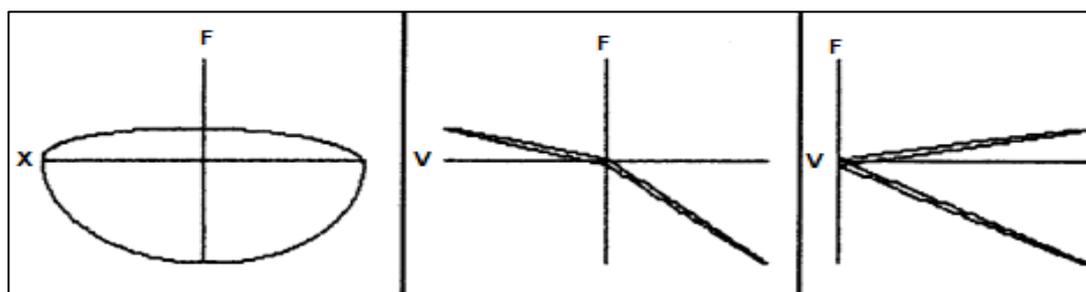
## 6.1 TIPOS DE CURVA

As curvas aqui analisadas serão voltadas para os testes eletromecânicos por excitação de onda senoidal. Existem outros tipos de dinamômetros de amortecedores que podem obter essas curvas, e também podem analisar outros fatores de um amortecedor.

As curvas obtidas por esses testes são, conforme figura 16:

- a) Força por posição
- b) Força máxima por velocidade
- c) Força máxima por velocidade absoluta

Figura 16 - Curvas em função da força de amortecimento.



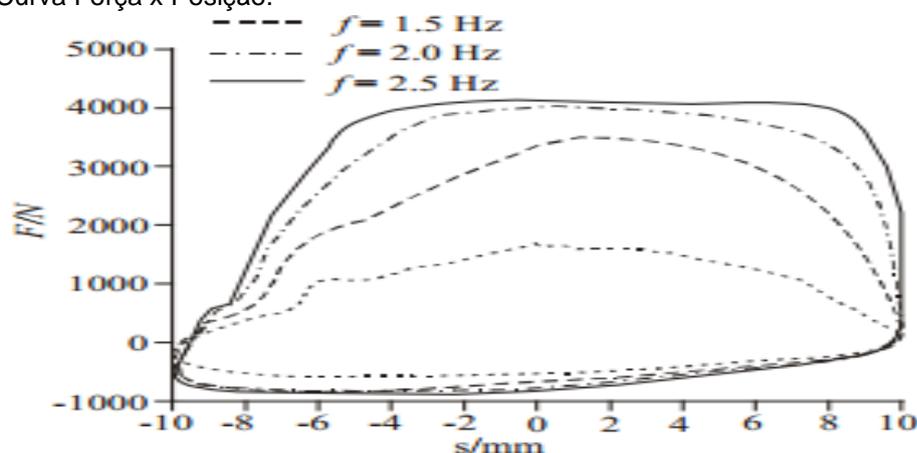
Fonte: DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.351). Ed. John Wiley & Sons Ltd

Sendo:

- a) F, qualquer unidade de força;
- b) X, unidade de posição;
- c) V, unidade de velocidade;

Percebe-se que todos os gráficos são em função da força de amortecimento, essa informação é umas das mais importantes para denominar o uso de um amortecedor, pois considerando um movimento harmônico não amortecido não haveria forças contrárias a mola e o movimento se propagaria eternamente, é exatamente a força de amortecimento que faz com que a energia da mola seja dissipada, e a relação entre esses coeficientes de forças (mola/amortecedor), frequência harmônica do movimento, e massa do veículo é o que nos dá o fator de amortecimento. Em mãos de todos esses dados definimos o comportamento dinâmico de veículo, de *pitch*, *roll* e *yaw*. Abaixo, figura 17 vemos um gráfico de força por posição conseguido através de um dinamômetro de amortecedor, demonstrando

Figura 17 - Curva Força x Posição.



como os resultados práticos muitas vezes diferem das funções teóricas.

Fonte: Yongjie Lu, Shaohua Li and Na Chen. 2013. Research on Damping Characteristics of Shock Absorber for Heavy Vehicle (p.843). Shijiazhuang Tiedao University, China.

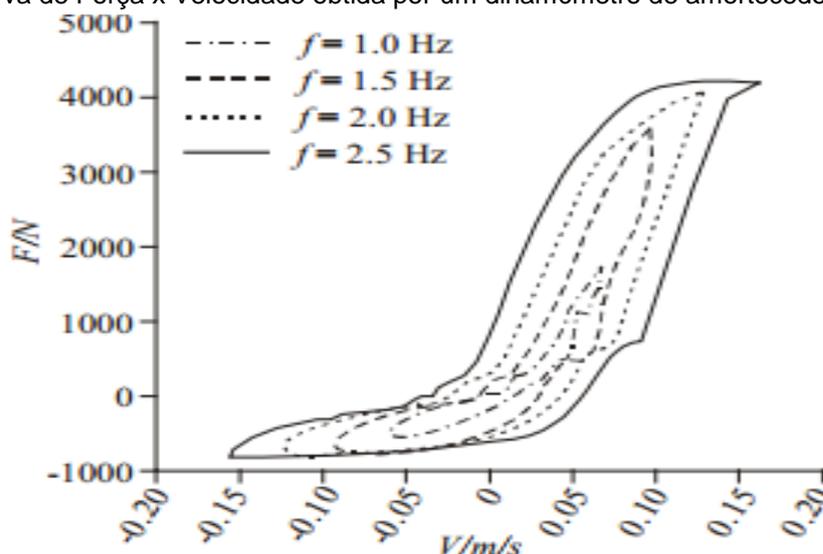
Também através dessas curvas percebemos se o carro é mais esportivo, mais voltado para o conforto, se há diferença entre suas forças de compressão e tração, se em algum ponto essa força é diminuída, como por exemplo, por cavidades laterais ou falha do amortecedor. Podemos comparar um amortecedor usado com um novo, perceber danos causados por uso, analisar sua eficiência em diversas temperaturas.

A partir dessas curvas, e interações matemáticas, é possível definir a capacidade energética por ciclo, ou seja, quanto de energia vinda da interação massa mola esse amortecedor é capaz de suprimir, e conseqüentemente considerando o tempo se faz o cálculo de potência dissipada.

Dentro das curvas de amortecimento de força por posição temos três tipos: progressiva, linear e digressiva:

- a) Progressiva: Na curva progressiva se apresenta um aumento brusco da força de amortecimento, e considerando que a área dentro da figura 18 do gráfico é a capacidade de absorver energia por ciclo de trabalho os amortecedores do tipo progressivo são os que apresentam menor capacidade;
- b) Linear: Não há aumentos bruscos na força de amortecimento, e há uma boa energia absorvida por ciclo. Não devemos confundir esse gráfico linear com a linearidade de comportamento do amortecedor,
- c) Digressiva: são os amortecedores passivos mais comuns em uso, e apresentam a maior capacidade de absorção de energia por ciclo.

Figura 18 - Curva de Força x Velocidade obtida por um dinamômetro de amortecedor.



Fonte: Yongjie Lu, Shaohua Li and Na Chen, 2013. Research on Damping Characteristics of Shock Absorber for Heavy Vehicle (p.844)

Nas curvas de velocidade absoluta e força, pode-se perceber dois tipos de comportamento.

Linear, são amortecedores de custo mais baixo e menor complexidade, apresentam normalmente um coeficiente de amortecimento para compressão e outro para tração, obedecem a uma função de primeiro grau direta a velocidade de acionamento. Não se apresenta “quebra” ou mudança no ângulo da reta, portanto considerando velocidade constante do veículo, caso ele passe por uma lombada de uma determinada altura, terá um determinado coeficiente de amortecimento, se passar por uma lombada com o dobro de altura, terá o dobro do coeficiente.

Não linear, esse comportamento se deve a construção das válvulas, como por exemplo, uma válvula desenvolvida pela ZF®, PCV- premium confort valve, que apresenta comportamento não linear, a partir de interações entre as molas prato selecionam para qual válvula o fluido deve passar, sendo que cada válvula apresenta seu perfil. Isso permite que excitações de baixa frequência, comuns em movimento de *pitch* e *roll*, o amortecedor apresente grande resistência sem degradar o conforto em altas velocidades. Ou o exemplo citado da tecnologia de seleção de frequência da KONI®.

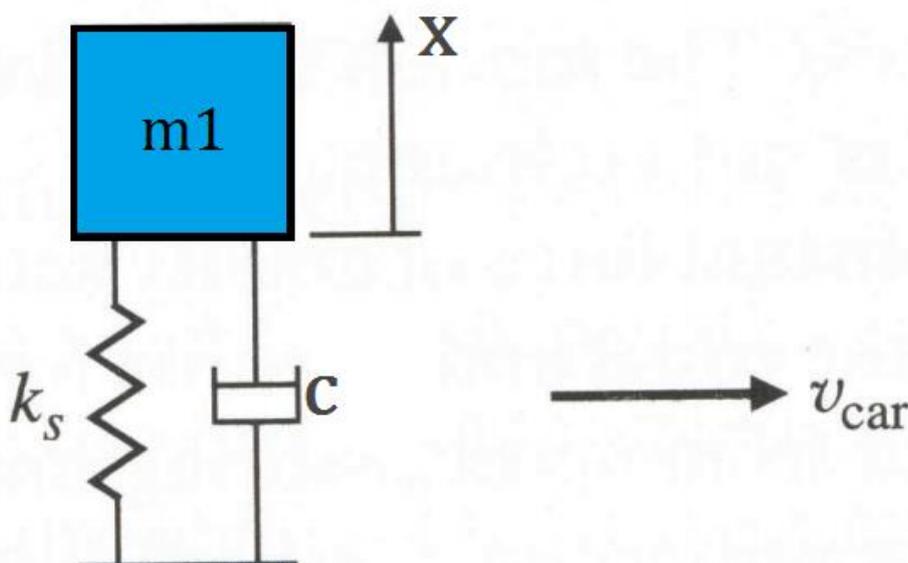
Esse comportamento dos amortecedores não lineares faz com que eles ganhem em custo, comparados a amortecedores ativos, e apresente um comportamento melhor do que os amortecedores não lineares. No gráfico de força por velocidade absoluta apresentam-se algumas curvas ou quebras da linearidade da função, ou seja, seria como se o amortecedor obedecesse a uma função em uma determinada faixa de frequência e outra função de amortecimento em outras faixas.

## 7 DINÂMICA DE SUSPENSÃO

Para compreender a aplicação de um dinamômetro de amortecedor, primeiramente faz-se necessário o entendimento dos fenômenos físicos que regem o comportamento oscilatório e amortecido, os quais serão descritos neste capítulo introdutório.

A suspensão de um veículo pode ser estudada de várias maneiras, existem diversos modelos que estudam este fenômeno, o que será utilizado neste trabalho é o mais simples, o de um grau de liberdade com um quarto do carro. Este modelo é importante para o nosso estudo, pois ele está relacionado com a teoria do movimento amortecido, a qual é a base para compreensão do estudo de amortecedores, embora seja abordado um modelo básico é possível obter-se informações importantes nele. O modelo com um grau de liberdade está

Figura 19 - Sistema massa-mola amortecedor.



representado pela Figura 19.

Fonte: adaptado de ZUBEN, Fernando. J. VON. Modelagem de Sistemas Dinâmicos Contínuos no Tempo (p.16). São Paulo, Unicamp

### 7.1 MOVIMENTO AMORTECIDO

O movimento amortecido corresponde ao conjunto de forças resultantes, elástica e de amortecimento. A força elástica trata-se da força resultante exercida

pela mola, e a força de amortecimento trata-se da resultante exercida pelo amortecedor. O fato de o dinamômetro de amortecedor fazer sua leitura em relação a força por velocidade acontece, pois, o amortecedor é um dispositivo que usa o arraste viscoso de um fluido, tal como óleo, para proporcionar uma resistência ao movimento que está relacionado linearmente com a velocidade. A força de amortecimento é dada pela equação 16:

$$F_c = -c \frac{dx}{dt} \quad (1) \quad (6)$$

O sistema de suspensão trata-se de um sistema massa-mola-amortecedor, e pode ser escrito pela seguinte equação 17:

$$F_r = F_{el} + F_c = m\ddot{x} \quad (1) \quad (7)$$

A equação 17, pode ser simplificada para a equação 18:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (1) \quad (8)$$

### 7.1.1 FREQUÊNCIA

A frequência natural não amortecida é representada pela equação 19:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1) \quad (9)$$

A frequência natural não amortecida é uma das componentes para se determinar a frequência amortecida (equação 7). Assim como, a taxa de amortecimento ( $\xi$ ), que é outro parâmetro para determinação da frequência amortecida. A taxa de amortecimento está diretamente relacionada com o projeto de um amortecedor, pois ele é definido em função do coeficiente de amortecimento ( $c$ ),

da constante elástica da mola (k) e da massa (m) do corpo envolvido, dado pela equação 20.

$$\omega_a = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (20)$$

A taxa de amortecimento pode ser escrita pela equação 21:

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (21)$$

Onde,

c – é o coeficiente de amortecimento, este é determinado pela área de passagem de fluido no embolo do amortecedor, logo pode ser dimensionado para atender uma determinada característica. Unidade de medida no SI [Ns/m].

k – é constante elástica na mola, pode ser considerado também a rigidez equivalente do sistema se o mesmo utilizar uma razão com mais de um grau de liberdade. Unidade de medida no SI [N/m].

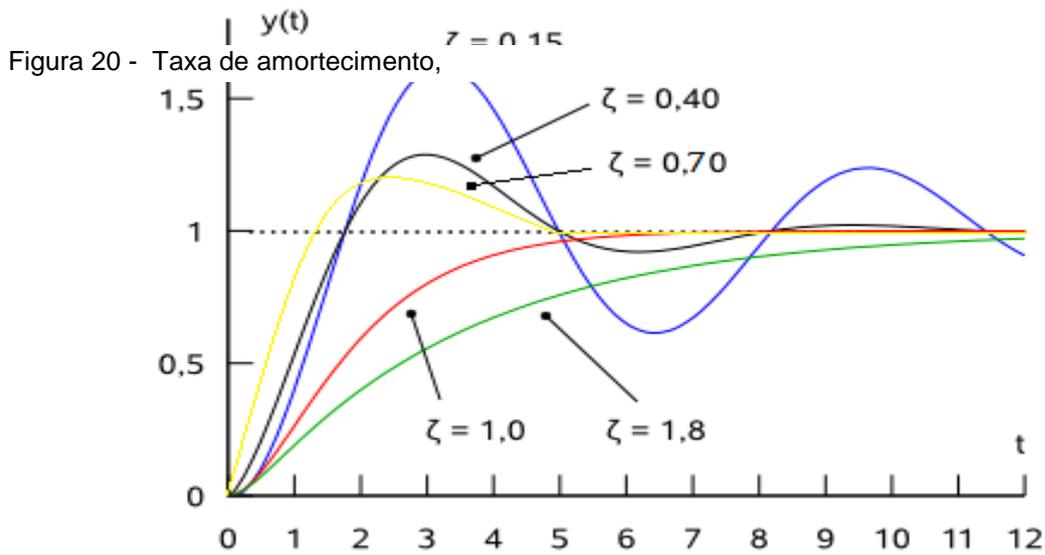
m – é a massa correspondente a metade da massa suspensa do veículo em um dos eixos. Unidade de medida no SI [Kg].

$\xi$  – é taxa de amortecimento, que deve ter uma proporção de aproximadamente 0,7. Adimensional.

$\omega_a$  – Frequência amortecida. Unidade de medida no SI [Hz].

### 7.1.2 MOVIMENTO SUB-AMORTECIDO

Esta é a parte mais relevante sobre movimento amortecido para este estudo. O movimento sub-amortecido é normalmente o utilizado para se fazer o dimensionamento dos amortecedores. Ele está correlacionado com a taxa de amortecimento sendo definido sub-amortecido se  $0 < \xi < 1$  ( $\xi$ =taxa de amortecimento). Já que a taxa de amortecimento vale aproximadamente 0,7 porque com tal taxa o movimento sofre apenas uma oscilação, como é possível ver na Figura 20, este valor é importante, pois diversas fontes afirmam que essa taxa é ideal para o deslocamento vertical do veículo, pelo fato de proporcionarem melhor tempo de



resposta evitando oscilações excessivas durante o tempo de estabilização e também propicia uma suspensão rígida suficiente para melhor desempenho em curvas.

Fonte: Adaptado de <[http://www.mspc.eng.br/contr/ctrl\\_0220.shtml](http://www.mspc.eng.br/contr/ctrl_0220.shtml)>. Acesso em ago; 2017

Matematicamente o movimento sub-amortecido pode ser definido pela equação (7), onde a parcela adicional  $e^{-\xi\omega_n t}$ , depende da taxa de amortecimento e da frequência natural não amortecida, sendo esta parcela responsável pelo decaimento das oscilações conforme equação 22.

$$X = X_0 e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta) \quad (2)$$

2)



## 8 TEORIA BÁSICA PARA TESTE SENOIDAL

Considerando que todos testes têm como constante a força produzida pelo amortecedor vamos defini-la, a coeficiente de amortecimento é dado pela equação 23:

$$c = \frac{F_c}{V} \quad (23)$$

Portanto a força é dada pela equação 24:

$$F_c = cV \quad (24)$$

Sendo  $F_c$  – Força de amortecimento

Considerando que para uma excitação senoidal a velocidade obedece a seguinte equação 25:

$$V = -\omega X_0 \cos(\omega t) \quad (25)$$

Isolando as equações 24 E 25 colocando-se em função da força de amortecimento obtemos a equação 26:

$$F_a = -c\omega X_0 \cos(\omega t) \quad (26)$$

A partir disso obtemos a força de amortecimento em função do seu coeficiente, sua velocidade angular, e sua posição. Como obedece a uma função senoidal a amplitude ( $X_0$ ) é máxima quando a extensão total do amortecedor é dividida por dois, ou seja, a diferença entre a máxima compressão do amortecedor e a máxima tração do amortecedor, dividida por dois é a  $X_0$  considerada para esse estudo. A força obtida é negativa pois é uma força que sempre será oposta ao vetor de movimento, ou seja, é uma força dissipava.

A energia dissipada por ciclo é obtida através da integração da equação 26, chegando a equação 27:

$$E_c = \pi C_d X_0^2 \omega \quad (27)$$

Sendo  $E_c$  - Energia dissipada em um ciclo.

E a potência é dada pela equação 28:

$$P_m = \frac{1}{2} C_d V_0^2 \quad (28)$$

$P_m$  - Potencia dissipada pelo amortecedor.

Tendo essa função consegue-se obter a interações entre os três gráficos, considerando que o amortecedor apresente comportamento linear. Bem como a energia e potência dissipada que são necessárias para realizar o controle do teste, pois como o amortecedor dissipa boa parte dessa energia em calor é possível calcular quanto será o aquecimento do amortecedor durante o processo, e tendo-se o comportamento do fluido utilizado saber o quanto o aquecimento afeta o coeficiente de amortecimento.

Através do estudo do movimento harmônico não amortecido, obtemos as equações 29 e 30:

$$x = X_0 \cos \omega t \quad (29)$$

$$a = -\omega^2 X_0 \cos \omega t \quad (30)$$

Através dessas equações temporais pode-se calcular a aceleração em determinado ponto, bem como a posição. Em testes de bancada é comum a utilização de sensores para obtenção de todos esses dados.

Através desses cálculos Dixon obteve que

*“Um amortecedor automóvel de passageiros típico pode ter um coeficiente de amortecimento efetiva média de cerca de 2 kN s/m, e seria testada até uma velocidade máxima absoluta de 2 m/s; por exemplo, 64 mm de curso (32 milímetros amplitude) a 10 Hz. Este caso extremo dá uma força máxima de 4 kN uma dissipação de energia de 404 J/ciclo, e uma dissipação de potência média de 4 kW” (Automotive shock absorber handbook, DIXON, p.349).*

## 9 TESTE HIDRAULICO

Esse teste consiste em utilizar um circuito hidráulico de atuação dupla para gerar o movimento recíproco que o amortecedor sofre. É utilizado um pistão de dupla ação e uma bomba hidráulica bem como respectivos circuitos de atuação dupla e multiplicação de forças.

Todo o circuito é controlado eletronicamente, utilizando servos hidráulicos e válvulas de alta precisão, todo esse aparato se faz necessário para um controle preciso de teste. Em relação a obtenção de dados normalmente são utilizados sensores de posição, velocidade, aceleração, força, pressão, temperatura, o que é relativamente padronizado em qualquer tipo de teste de amortecedores.

O interessante nesse tipo de máquina é que ela pode exercer forças de até 10 kN, podendo testar os limites estruturais de um amortecedor, e também testar mais de um amortecedor por vez. Por sua grande capacidade de força muitas vezes essa máquina também é utilizada para testar o conjunto mola amortecedor e o conjunto MacPherson, pois se corretamente instrumentada a máquina pode medir cargas laterais que o amortecedor sofre, algo de grande importância na suspensão do tipo MacPherson. Também podem ser realizados testes de fadiga e perda de capacidade de amortecimento devido ao aquecimento da peça.

No dinamômetro hidráulico, de acordo com Dixon:

*“A posição do pistão é controlada pelo sinal dado pela tensão esse sinal variável (tensão) pode tomar qualquer forma necessária ... Um sistema de controle prático consegue prever algumas ou todas (formas de sinais) a seguir (Automotive shock absorber handbook, DIXON, p.344):*

a) Onda senoidal

- b) Onda triangular
- c) Onda quadrada
- d) Excitação randômica

Isso demonstra a grande variabilidade de testes capazes com o dinamômetro hidráulico, e sua grande capacidade de simulação de diversas situações. Nos sinais cíclicos é possível selecionar frequência e amplitude, e na excitação randômica é possível selecionar sua frequência máxima e frequência mínima. Essa variabilidade faz com que o dinamômetro possa testar desde veículos leves *on-road*, até veículos pesados *off-road* podendo simular corretamente o uso em ambos os casos. Normalmente são testes bastante automatizados.

Já as desvantagens são que devido a todos os aparatos eletrônicos, nível de automatização, equipamento robusto mecânico, sensores mais robustos, como é perceptível na figura 21, a construção da máquina apresenta um custo muito alto, e conseqüentemente seu preço de venda também é alto. Isso limita o uso de



Figura 21 - Exemplo de dinamômetro hidráulico.

dinamômetros hidráulicos basicamente em indústrias especializadas em teste de amortecedores. O controle de movimento também não é perfeito, ou seja, há uma pequena diferença entre o sinal de tensão dado e o real movimento que o amortecedor está executando, por mais que as válvulas sejam de alta precisão. Outro fato que pode ser citado em detrimento aos dinamômetros hidráulicos é que em velocidades de testes muito altas é necessário um acumulador, pois

normalmente a vazão da bomba não é suficiente, o que limita o tempo no qual o teste pode ser feito em altas frequências e encarece mais ainda o equipamento que necessita realizar esse tipo de teste.

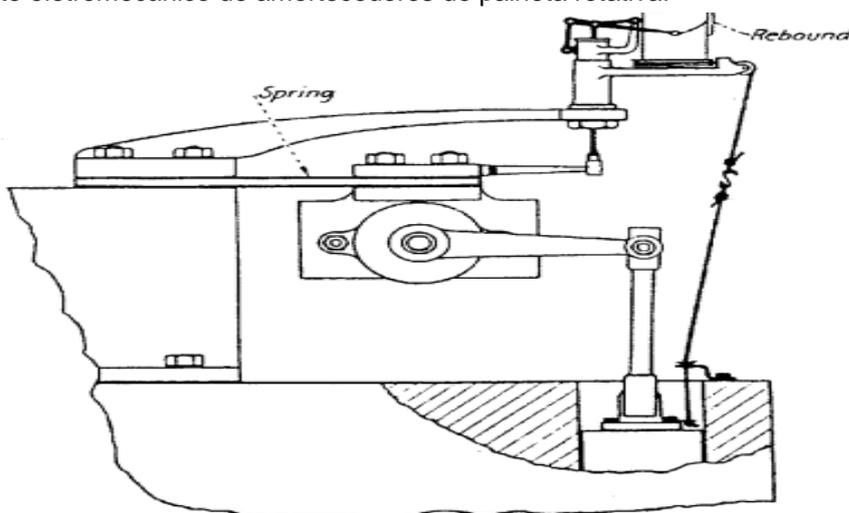
Fonte: Adaptado de catálogo de produtos INSTRON, 2005 (p. 02)

## 10 TESTE ELETROMECAÑICOS

São testes que normalmente submetem o amortecedor a um ciclo recíprocativo que obedece uma função senoidal. Basicamente são formados por uma fonte de potência (motor elétrico), passam por um mecanismo para terem uma função mais controlada, como exemplo um mecanismo de biela manivela para que se controle a amplitude, ou uma redução para se aumentar o torque da fonte de movimentação.

Por serem mais simples do que os testes hidráulicos já eram utilizados em 1932 para testar os amortecedores de palheta rotativa, como se mostra na figura abaixo, claro que não tinham toda a instrumentação e eletrônica possível hoje, porém, se prestavam muito bem ao teste de fadiga. Fica de exemplo a figura 22.

Figura 22 - Teste eletromecânico de amortecedores de palheta rotativa.



Fonte: DIXON, Jonh. 2007. The shock absorber handbook. (p.342). John Wiley & Sons Ltd

Os dinamômetros de amortecedores eletromecânicos são mais simples e apresentam menores custos se comparados aos hidráulicos, são mais precisos, considerando a instrumentação, em teste senoidal. Não apresentam a vasta gama de testes como os dinamômetros hidráulicos, conseguem gerar somente um tipo de excitação pré-determinada, mas tem construção e controle muito mais simples, o que diminui a probabilidade de erros e falhas, facilitam sua manutenção e procedimentos de testes.

Em suas formas mais complexas apresentam medições de força por velocidade, força por posição, e força por velocidade absoluta. Podem ser

instrumentados para medir, posição, velocidade, aceleração, força e temperatura, mas essa instrumentação pode ser reduzida dependendo do tipo de estudo a ser realizado. Pode-se, por exemplo, utilizar um inversor de frequência para modular a potência fornecida ao motor, que será diretamente proporcional a sua rotação e que através das equações do capítulo 8 dará uma velocidade de atuação do amortecedor conhecida, o que pode dispensar o uso do instrumento de medição de velocidade.

Um dos componentes mais importantes para o equipamento é a célula de carga, pois é o instrumento de medição de força. A célula mais comum se baseia no princípio de medição de deformação através de *strain gage*, no qual a tração ou compressão do material utilizado gera uma maior ou menor resistência elétrica acarretando em uma maior ou menor queda de tensão. Já as células mais complexas utilização de materiais piezoelétricos, no qual a própria composição molecular do material gera tensão quando comprimido ou tracionado, são vantajosos no sentido de maior precisão é alta frequência de trabalho.

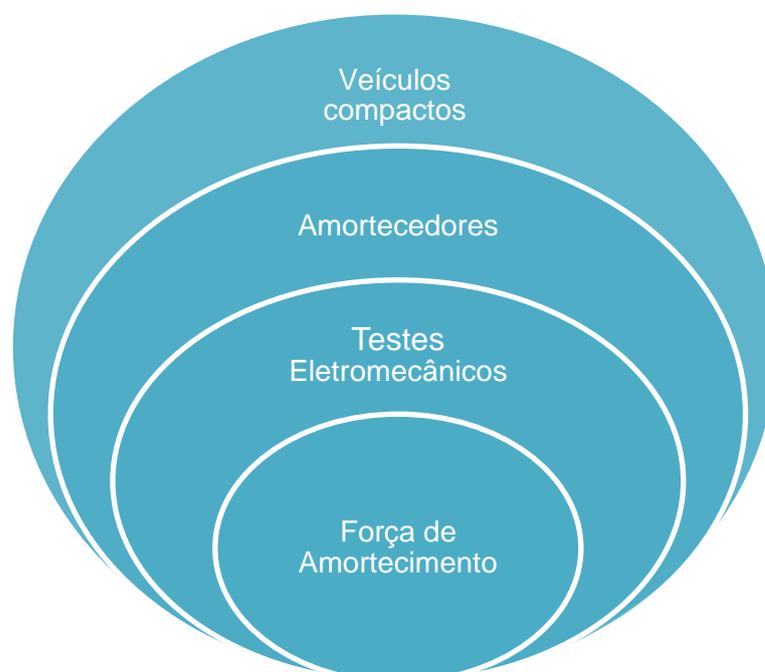
São os testes mais comuns em meios de competições, para se obter um comportamento de um amortecedor, pois apresentam boa confiabilidade e repetitividade com um baixo custo, como exemplo algumas instituições que participam do BAJA SAE® utilização esse tipo de equipamento. Os testes eletromecânicos não são comumente utilizados para testar o conjunto mola-amortecedor, pois isso exigiria uma fonte de potência maior e uma estrutura mais robusta, o que se consegue mais facilmente em testes hidráulicos.

Basicamente os mecanismos que convertem a potência do motor elétrico em movimento recíprocativo são de dois tipos: Biela manivela e *shot yoke* (garfo escocês). A potência do motor elétrico é obtida de acordo com os amortecedores que se deseja testar, quanto maior a potência dissipada do amortecedor por ciclo maior deve ser a potência do motor. Em termos práticos depende do tipo de veículos ao qual o amortecedor se presta, se é utilizado em veículos de passeio tende a dissipar menos potência se comparado com veículos comerciais.

## 11 ESCOPO DO PROTÓTIPO

O mecanismo terá capacidade para realizar teste em amortecedores de veículos compactos. É escolhido esse tipo de construção, abaixo fica demonstrado na figura 23, pois a massa e o comportamento dinâmico para veículos compactos são parecidas, portanto as forças e o comportamento dos amortecedores devem ser próximos, além disso assim é possível uma maior abrangência do mercado nacional. Caso a escolha fosse por motorização, ou por peso as vantagens acima apresentadas não iriam se fazer valer.

Figura 23 - Escopo visual do projeto.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O protótipo é um teste eletromecânico, no qual será utilizado um motor de 2 cv (1471W), esse valor foi considerado aceitável, pois os valores de amplitude e de velocidade de atuação do amortecer, que serão apresentados futuramente, não dissiparam uma potência maior que essa.

Considerando uma amplitude 0,040 m e uma velocidade máxima de testes de 1m/s, a potência máxima dissipada para um amortecedor que apresente um coeficiente de 2000 Ns/m, de acordo com a equação 28 a dissipação máxima de potência seria de 1000W.

De acordo com o artigo da *Kaz Technologies®* Um teste em velocidade de maior que 8 polegadas, cerca de 203,2 mm/s já demonstra um comportamento

interessante do amortecedor, no qual as válvulas já atuam de maneira severa (KAZ KASPRZAK, Jim. Understanding your Dampers. Kaz Technologies, 2014 p.8).

A transmissão será por correia, com uma redução de 3,57:1 entre o motor e eixo piloto do mecanismo garfo escocês, o motor utilizado é um motor de 4 polos com rotação máxima de 1500 rpm.

Essa rotação será controlada por um inversor de frequência que permite selecionar uma determinada velocidade de atuação do motor de 0 a 1500 rpm, sem contar a redução. O inversor também permitirá entrada monofásica facilitando a utilização, pois a rede monofásica é bastante comum.

A célula de carga será uma célula do tipo S que suporta uma tensão ou compressão de até 500 Kgf, um valor que acreditasse ser muito superior aos encontrados em cálculos e em outros trabalhos de referência. A célula do tipo S foi escolhida, pois apresenta capacidade de medir tração e compressão, o que nos permitirá obter resultados das forças de extensão e de compressão do amortecedor, pois a grande maioria dos amortecedores apresenta funções diferentes para cada uma das forças em determinadas situações.

A estrutura utilizada foi uma prensa manual/hidráulica de 15 toneladas, visando baratear o custo e atender aos esforços que estrutura ira sofrer.

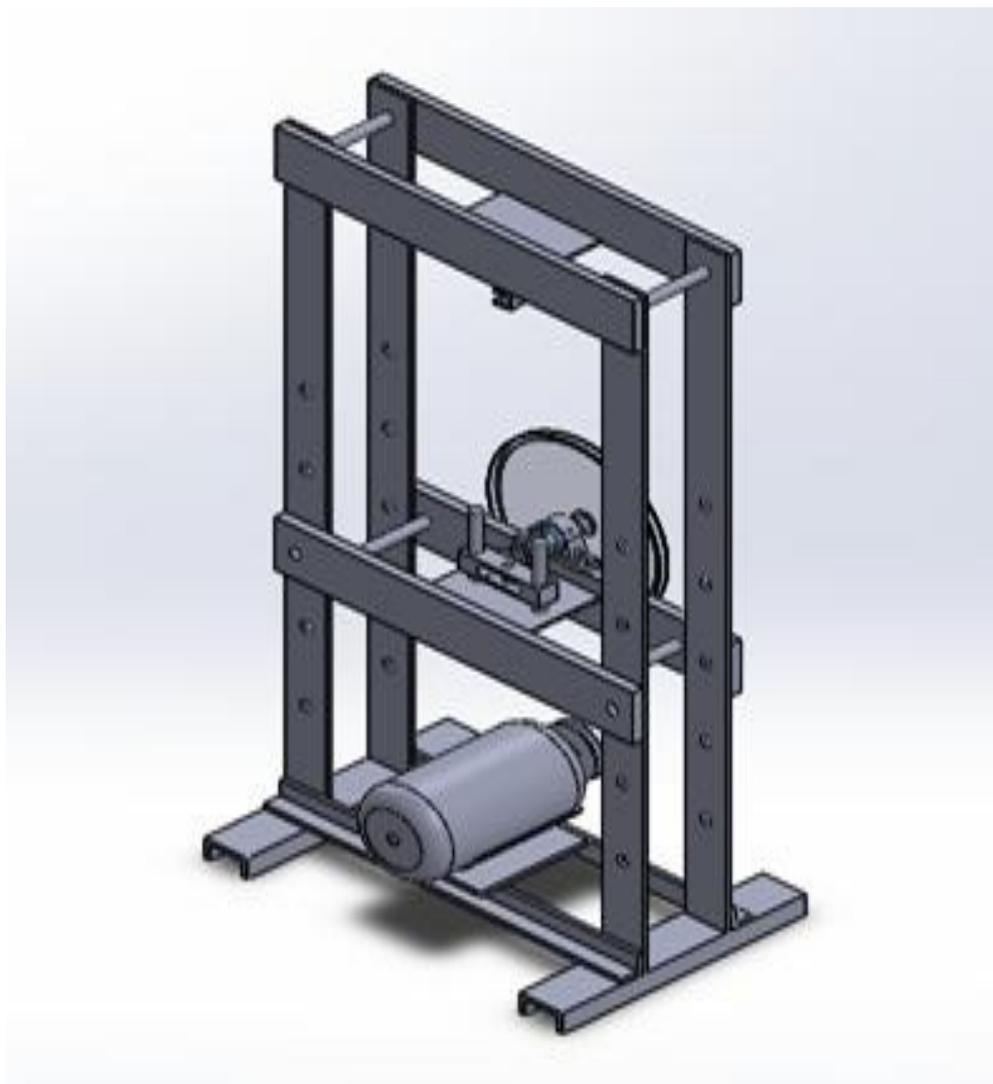
Em suma o projeto pretende:

- a) Analisar amortecedores de veículos compactos;
- b) Suportar esforços de até 500 KgF;
- c) Suportar vibrações de até 10 Hz;
- d) Traçar um gráfico de Força máxima por velocidade absoluta;
- e) Armazenar dados do teste para futuras análises;

## 11.1 DIMENSIONAMENTO MECÂNICO

Primeiramente antes de desenvolver a estrutura real, desenhamos um protótipo no CAD, representado pela figura 24, o qual, analisamos e criamos algumas suposições.

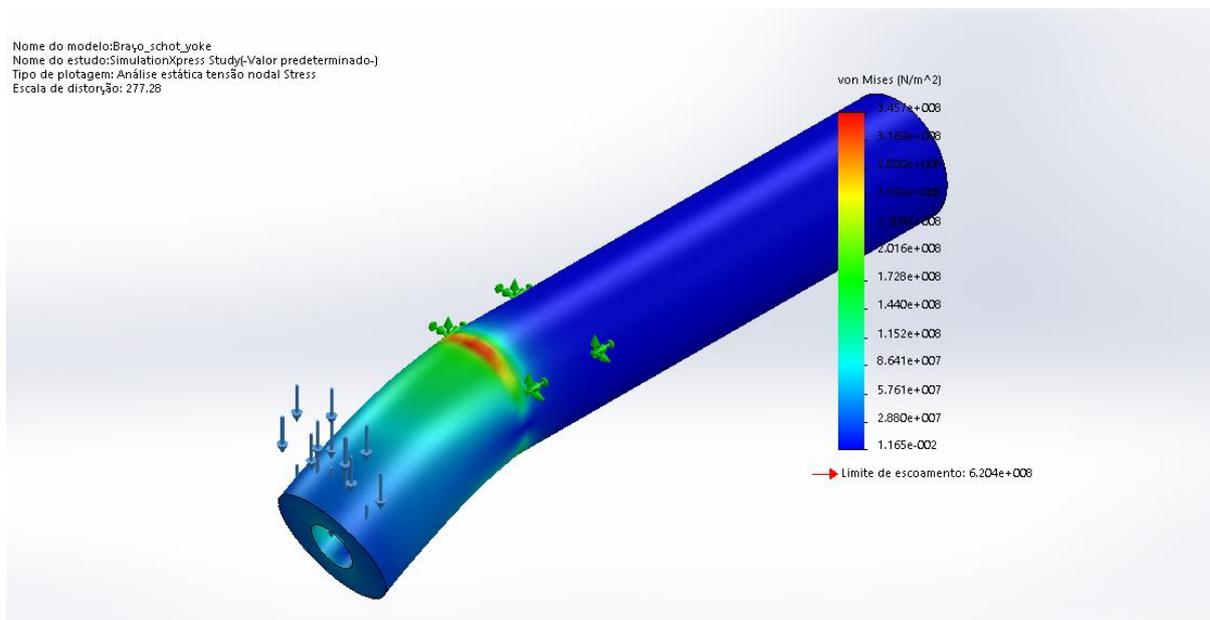
Figura 24 - Protótipo em CAD.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Então, para certificarmos que não haveriam falhas mecânicas fizemos análises nas estruturas físicas, as quais, supõe-se que sofreriam mais esforços mecânicos. Inicia-se o teste com o eixo principal do mecanismo garfo escocês, o resultado pode ser visto na figura 25 abaixo:

Figura 25 - Análise de tensão do Braço do Schot Yoke no simulation express®.

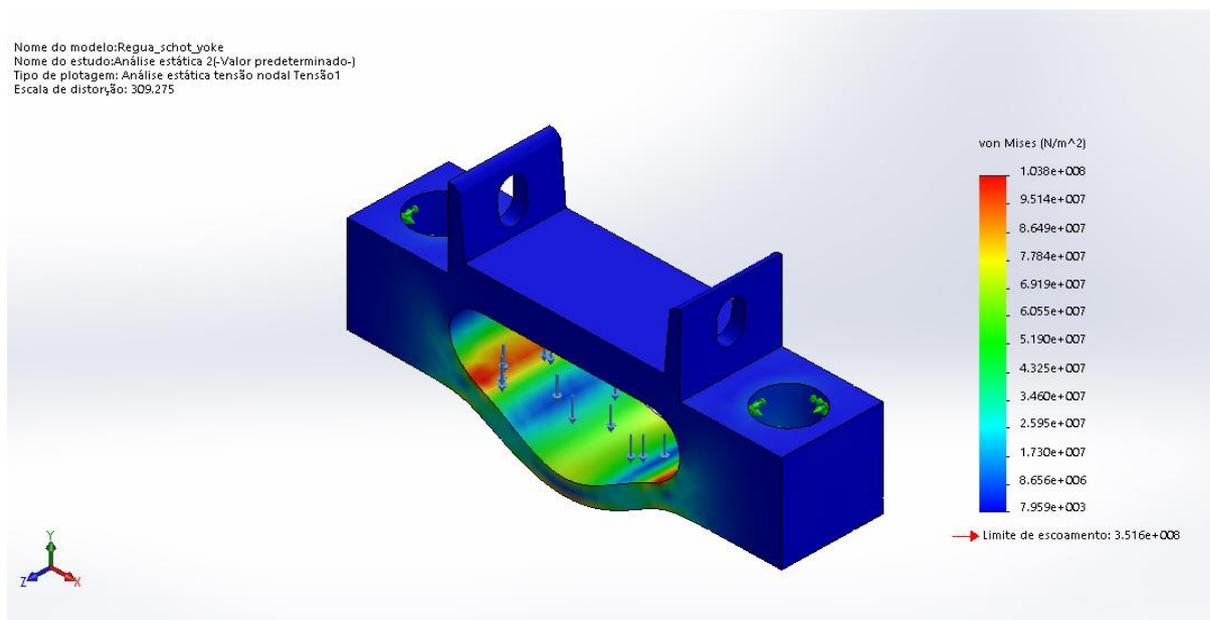


Fonte: Elaborado pelo autor.

Como é possível ver, apesar de exercer cargas no limite de 5000N, o eixo foi capaz de suportar tranquilamente, já que a tensão resultante máxima foi  $3,457 \times 10^8$  Pa e limite de escoamento da peça é de  $6,204 \times 10^8$  Pa.

Na sequência faz-se outro teste na própria régua do garfo escocês, na figura

Figura 26 - Análise de tensão na Régua do Schot Yoke no simulation express®.



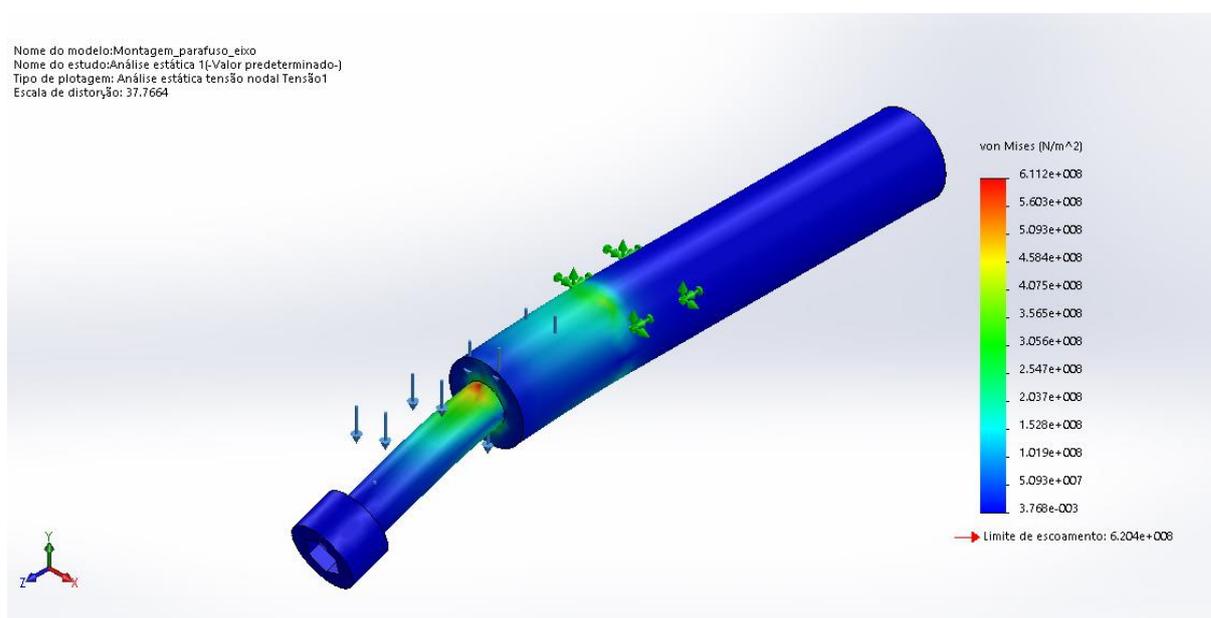
26.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como é possível ver novamente, apesar de exercer cargas no limite de 5000N, a régua foi capaz de suportar tranquilamente, já que a tensão resultante máxima foi  $1,038 \times 10^8$  Pa e limite de escoamento da peça é de  $3,516 \times 10^8$  Pa.

Os parafusos inicialmente projetados eram M8, entretanto e ao realizar-se os testes em CAD eles não suportaram a tensão exercida, então, opta-se por redimensioná-los para M10 e dessa maneira os mesmos, passaram a resistir a carga máxima de 5000N sem cisalhar, como podemos ver na figura 27.

Figura 27 - Análise de tensão no parafuso manivela do Schot Yoke no simulation express®.

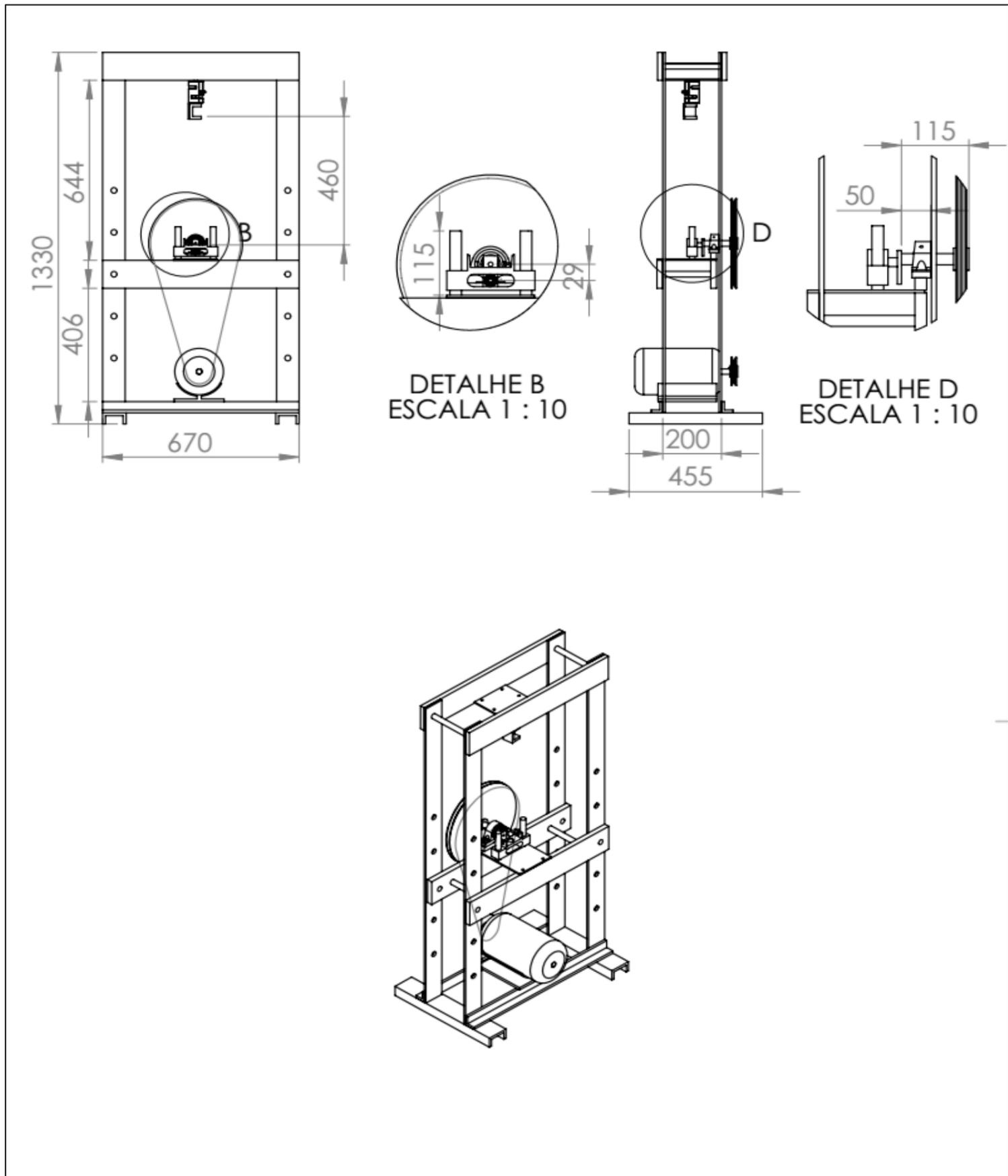


Fonte: Elaborado pelo autor.

## 11.2 MONTAGEM MECÂNICA

O mecanismo de garfo escocês foi escolhido pelo fato de que o mesmo apresenta uma função senoidal mais perfeita, se comparado com outros mecanismos recíprocos como biela manivela, que se traduz uma fidelidade maior ao uso real do amortecedor. Abaixo o desenho da montagem completa, figura 28. Apesar de ter um processo produtivo mais complicado é o mecanismo mais utilizado em testes eletromecânicos, devido aos fatores acima citados, foi decidido-se a utilização do mecanismo garfo escocês

Figura 28 – Desenho da montagem completa



Fonte: elaborado pelo autor

Na figura 29 abaixo apresenta-se:

1. Régua do garfo escocês, elemento que serve como guia para o came vindo da polia movida.
2. Eixos do garfo escocês, evitam qualquer movimento lateral o que comparado com o mecanismo de biela- manivela, torna a função senoidal do movimento mais perfeita.
3. Fixação inferior, elemento que fixa o olhal do amortecedor.

Figura 29 - Foto mecanismo garfo escocês.



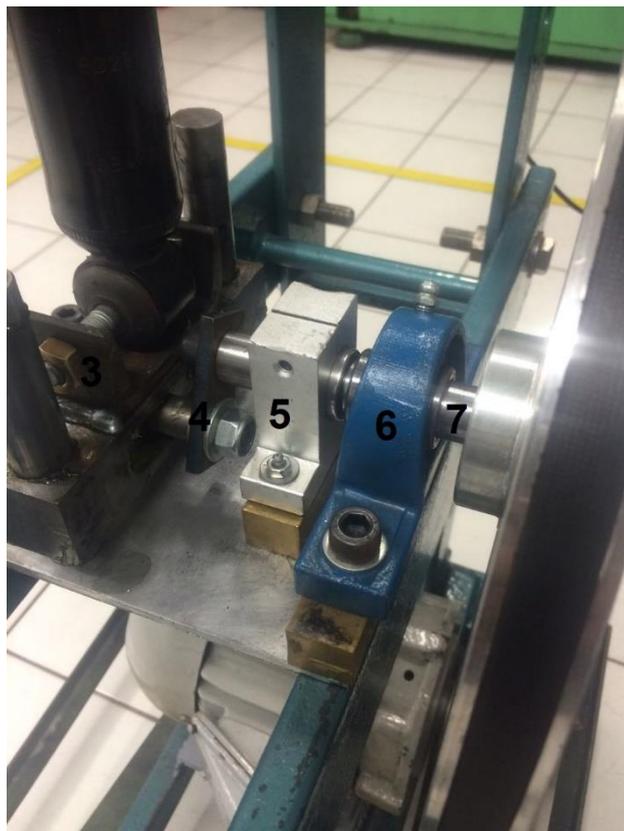
Fonte: Elaborado pelo autor.

Utilizou-se um mancal fixado na estrutura da prensa para travar o movimento axial do eixo motor, e também uma guia linear juntamente com um rolamento para evitar movimento radiais.

Utilizou-se um eixo de 20 mm que transmite o movimento da polia movida para o mecanismo garfo escocês, o eixo passa por ambos os conjuntos de mancais e rolamento.

O diâmetro do eixo escolhido suporta facilmente os esforços no qual é solicitado, o eixo foi usinado em suas extremidades para um encaixe mecânico que possibilita o travamento da polia movida por meio de anéis elásticos, e também foi feito um furo com rosca M10, para a montagem da manivela do mecanismo garfo escocês.

Figura 30 - Foto Powertrain.



Na foto abaixo, figura 30:

Fonte: Elaborado pelo autor.

4. Manivela do garfo escocês, peça de aço usinada para obter uma distância de 29 mm entre furos;
5. Conjunto de mancal rolamento e calço, esse mancal é responsável pelo travamento dos movimentos radiais;
6. Conjunto mancal rolamento e calço, responsável por travar o movimento no sentido axial.
7. Braço do *shot yoke* (eixo principal), transmite o movimento rotativo da polia para a manivela.

Utilizou-se dois calços de cobre com 22,2 mm para que o mecanismo garfo escocês não colidisse com a placa de alumínio.

A placa de alumínio é a base para a guia linear do eixo e para as barras transversais que suportam o mecanismo garfo escocês. Ambas as barras do mecanismo apresentam diâmetro de 20 mm, e foram usinadas com furos e rosca M10, os parafusos são colocados na parte inferior do eixo e ficam por baixo da placa de alumínio.

Poderia ser utilizado um mancal que suporta juntamente esforços axial e radial, porém, não é abrangente esse tipo de mancal para o diâmetro de 20 mm do nosso eixo motor, o que acarreta num alto custo por ser uma peça de pouca demanda.

Na parte superior da prensa foi feito um furo para que pudesse ser fixada a célula de carga através de parafusos M12, conforme figura 31. O suporte superior foi usinado a partir de uma peça maciça de alumínio, ele fica responsável pela haste do amortecedor, enquanto a parte inferior foi utilizado um perfil em U (item 3) na qual passa um parafuso com o diâmetro do olhal do amortecedor.

Figura 31 - Conjunto suporte superior e célula de carga.



Fonte: Elaborado pelo autor.

8. Célula de carga, tipo S 500 Kgf
9. Suporte superior de alumínio, usinado a partir de uma peça maciça.

Também nessa área foi colocada uma placa microcontroladora (Arduino) em conjunto com o amplificador de sinal HX 711.

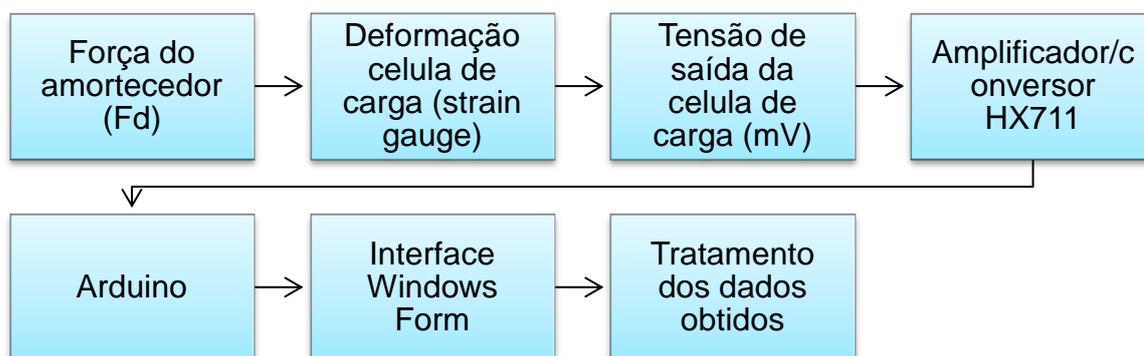
Ambos suportes, inferior e superior, foram pensados para utilizar o material que já vem normalmente com o amortecedor, como porcas, parafusos e pinos.

### 11.3 LÓGICA PARA TESTES

Na figura 32 abaixo fica demonstrada a lógica que o teste seguirá. Primeiramente temos a força que o amortecedor exerce quando é acionado, essa força irá gerar uma deformação na célula de carga. Pelo princípio de *straining gauge*, proporcionalmente à força executada pelo amortecedor que deforma a célula de carga gera uma tensão de saída, esse sinal analógico em milivolts correlaciona diretamente a carga exercida em Kgf enviada pela célula de carga, depois esse sinal será convertido em digital pelo amplificador HX711, que mandará um sinal digital para o microcontrolador Arduino que converterá de volta esse sinal digital em Kgf.

O Arduino irá se comunicar através da interface Windows Form. que irá gerar os gráficos de força em função do tempo, após o tratamento e coleta dos dados na interface, estes serão mais facilmente analisados.

Figura 32 - Diagrama de blocos lógica de teste.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A principal ideia é obter um gráfico de força máxima por determinada velocidade. A velocidade será conhecida pelo inversor de frequência, e as forças

colhidas pela célula de carga, a ideia da programação do Arduino é transformar os dados analógicos provenientes da célula em valores digitais e que tenham uma representatividade numérica para estudo além de permitir que esses dados sejam tratados possibilitando a análise do valor máximo, além do arquivamento desses dados para futuras comparações.

A velocidade linear de atuação será calculada pela seguinte fórmula:

$$V_{Linear} = A_{max} \frac{n}{30} 2\pi \quad (31)$$

A Rotação de um motor trifásico de quatro polos segue a seguinte função em relação a frequência de entrada.

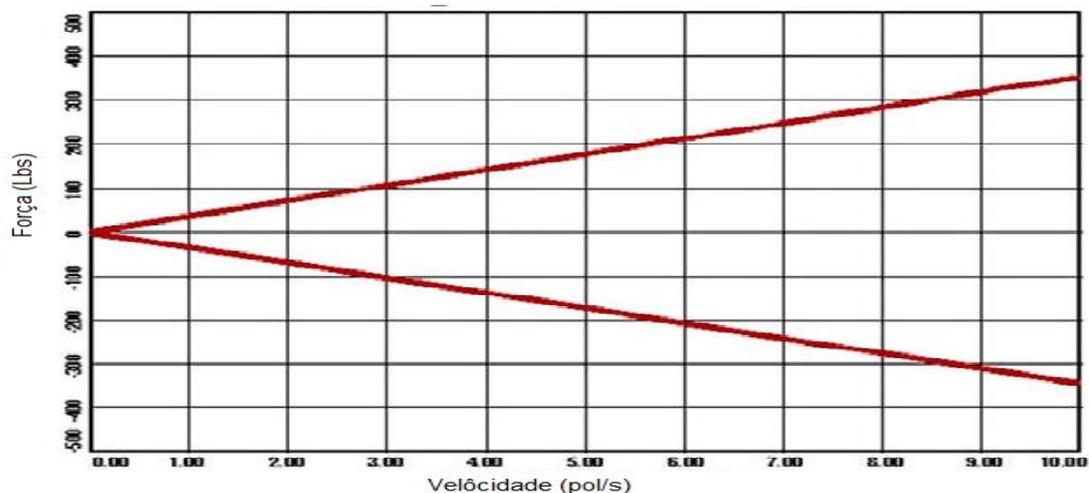
$$n = \frac{120 * f}{4} \quad (32)$$

Vistos ambas equações, a frequência de entrada será dada pelo display do inversor. Utilizando ambas equações saberemos a velocidade linear pela qual o amortecedor é acionado, pelo processo citado no Diagrama de blocos, figura 32, conseguimos as forças de reação do amortecedor, porém, para o gráfico pretendido será utilizado somente a força máxima em determinada velocidade de atuação, o que é facilmente visualizado pela interface no Windows Form., visto na figura 33.

Esses dados serão guardados e cruzados utilizando Excel e assim será obtida a função de força máxima por velocidade de atuação.

O objetivo após os dados serem tratados é obtenção de um gráfico próximo ao a figura 33 abaixo.

Figura 33 - Gráfico de força absoluta linear.

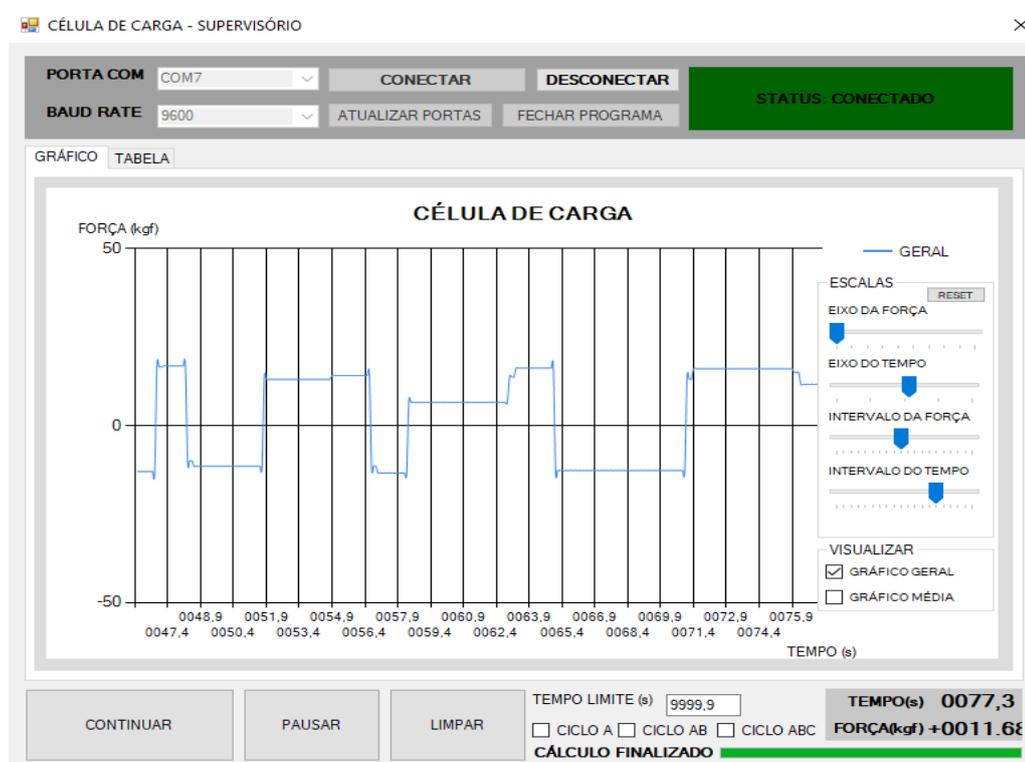


Fonte: Adaptado de <<http://www.hotrod.com/contributors/jeffhuneycutt/>>. Acesso em jun. 2017

Para a calibração da célula foi usado o próprio data sheet do componente que já relacionava a tensão de saída com a força medida, além disso foram utilizados pesos conhecidos para realizar um ajuste final.

O Arduino foi programado para coletar dados a 100 milissegundos através do monitor serial, pelo Windows Form. Esses dados são dispostos em um gráfico em função do tempo, para que seja verificado se o teste está correndo de maneira segura e correta, conforme figura 34. Os dados ficam gravados em baterias de testes de 30 segundos, e através dessas baterias verifica-se o maior valor

Figura 34 - Interface em Windows Form plotando em real time gráfico de Força x Tempo.



encontrado.

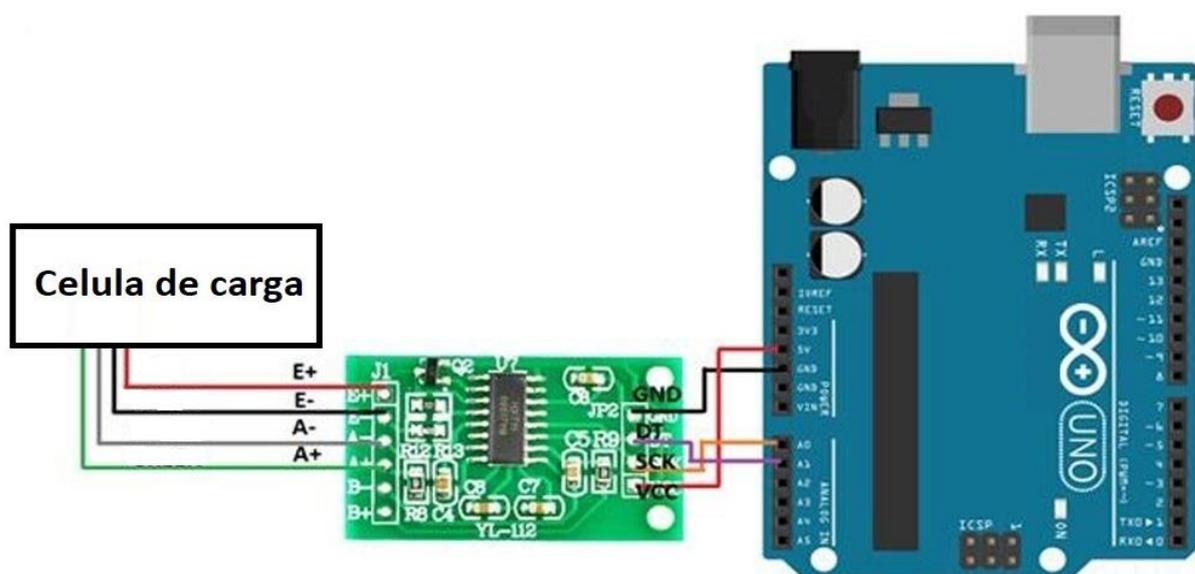
Fonte: Print screen do funcionamento do programa, elaborado pelo autor.

Será utilizado um conversor de sinal analógico (célula) em digital (Arduino), e também amplifica o sinal pois a zona de trabalho da célula de carga será em mV enquanto o comum na eletrônica computacional é de 5 ou 3,3V.

O componente utilizado para essas funções será o HX711 onde fica demonstrado sua montagem abaixo, na figura 35, pois apresenta todas as funções

necessárias para tal escopo e é comumente utilizado em projetos com células de carga.

Figura 35 - Esquema de montagem Célula de carga, HX711 e Arduino.



Fonte: Adaptado de <[http://www.cinestec.com.br/product\\_info.php?products\\_id=22217](http://www.cinestec.com.br/product_info.php?products_id=22217)>. Acesso em jan. 2018

Sendo:

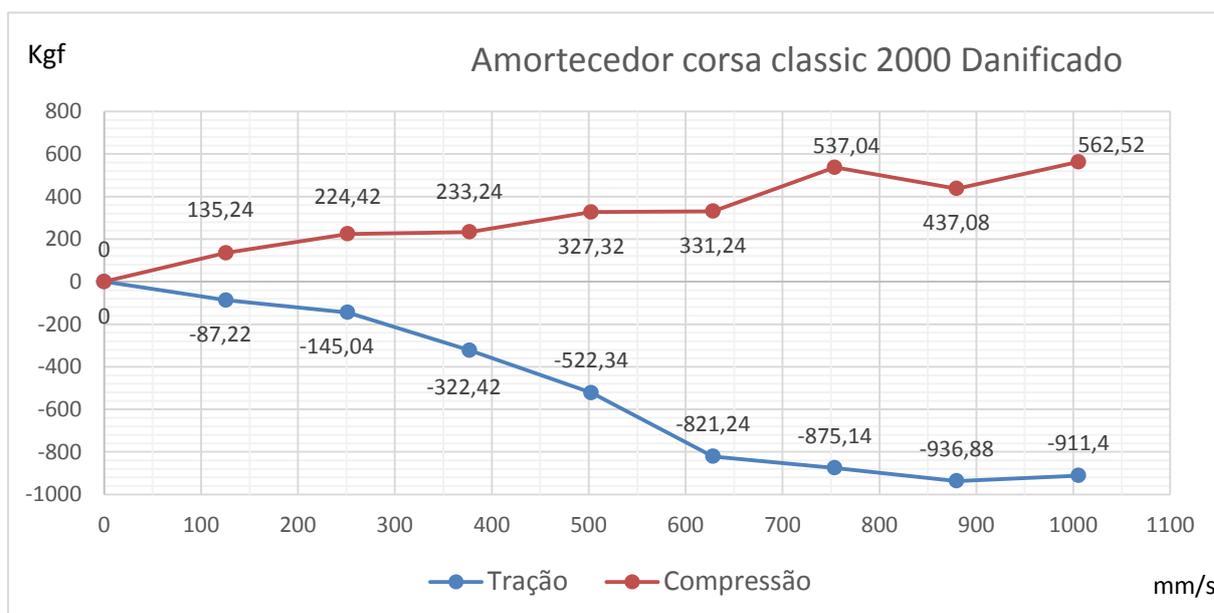
- a) E+, alimentação positiva;
- b) E-, alimentação negativa;
- c) A-, sinal positivo;
- d) A+, sinal negativo
- e) GND, terra;
- f) DT e SCK, portas de comunicação digital;
- g) VCC, saída digital.

## 12 TESTES

O primeiro teste realizado foi em um amortecedor traseiro de uma Corsa ano 2000. O amortecedor apresenta diversos sinais de estar danificado, além de ter um longo período de uso. O amortecedor é um monotubo com fixação haste-olhal.

O intuito do teste foi para calibração do mecanismo e da programação, pois o amortecedor sabidamente danificado irá expor os componentes a menores esforços, prevenindo assim possíveis danos nos primeiros momentos de uso do dinamômetro, e poderia demonstrar alguma falha ainda não prevista sem causar danos irreparáveis.

No Gráfico abaixo, figura 36, ficam demonstrados os valores obtidos. Os



dados foram organizados em função da velocidade linear de atuação do amortecedor, o eixo Y define as forças máximas geradas pelo amortecedor em uma determinada velocidade de teste.

Figura 36 - Gráfico Amortecedor Corsa 2000 Danificado.

Fonte: Elaborado pelo autor.

O amortecedor apresenta um comportamento digressivo, característico de monotubos, porém, em altas velocidades demonstra uma oscilação, o que pode

indicar flutuação das molas pratos das válvulas, no entanto, são necessários um maior número de testes e uma possível desmontagem analítica do componente, para confirmação desse possível defeito.

Comparado com o Gráfico citado no capítulo anterior, figura 35, percebe-se que existe uma tendência muito próxima ao esperado.

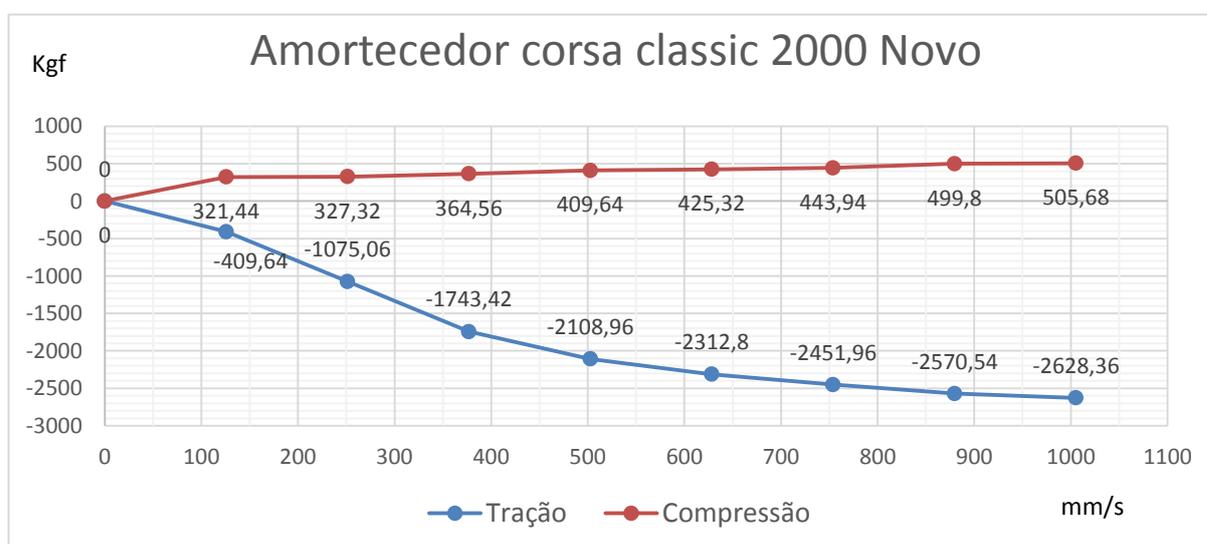
Após as baterias de testes terminadas os dados obtidos foram organizados da seguinte maneira, tabela 4:

Tabela 4 - Dados obtidos do Amortecedor Corsa 2000 Danificado.

Velocidade linear (mm/s)	Tração (N)	Compressão (N)	Coef de amortecimento Compressão (N s/m)	Coef de amortecimento Tração N s/m)
125,7	-87,2	135,2	-694,1	1076,2
251,3	-145,0	224,4	-577,1	892,9
377,0	-322,4	233,2	-855,2	618,7
502,7	-522,3	327,3	-1039,2	651,2
628,3	-821,2	331,2	-1307,0	527,2
754,0	-875,1	537,0	-1160,7	712,3
879,6	-936,9	437,1	-1065,1	496,9
1005,3	-911,4	562,5	-906,6	559,5

Fonte Elaborado pelo autor.

Além dos gráficos, os valores gerados têm grande importância, pois demonstram que o coeficiente de amortecimento cresce exponencialmente até aproximadamente 565 mm/s e após isso apresenta uma instabilidade próxima ao



valor de 1127 N s/m, diferenciando um pouco em relação ao comportamento

digressivo esperado. Foi realizado um teste com o mesmo modelo, porém, novo e foi obtida a seguinte curva, figura 37:

Fonte: Elaborado pelo autor.

No caso do amortecedor em bom estado o comportamento digressivo fica claramente caracterizado. Dentro das 4 primeiras medições o mesmo apresenta um aumento exponencial dos valores de força e após isso tende a uma estabilização em torno de 2450 N.

Abaixo na tabela 5 com valores:

Tabela 5 - Dados obtidos do Amortecedor Corsa 2000 Novo

Velocidade linear (mm/s)	Tração (N)	Compressão (N)	Coef de amortecimento Compressão (N s/m)	Coef de amortecimento Tração (N s/m)
125,7	-409,6	321,4	-3259,8	2557,9
251,3	-1075,1	327,3	-4277,5	1302,4
377,0	-1743,4	364,6	-4624,6	967,0
502,7	-2109,0	409,6	-4195,6	815,0
628,3	-2312,8	425,3	-3680,9	676,9
754,0	-2452,0	443,9	-3252,0	588,8
879,6	-2570,5	499,8	-2922,2	568,2
1005,3	-2628,4	505,7	-2614,5	503,0

Fonte: Elaborado pelo autor.

Foi possível perceber que a tração permaneceu semelhante, exceto em baixas velocidades, porém, na compressão foram verificados valores muito mais altos. Claramente esses valores menores indicam o mal funcionamento do amortecedor danificado.

Também não houve oscilações por volta de 700 mm/s a 900 mm/s o que reforça a ideia de danos no amortecedor testado primeiramente, além disso o amortecedor danificado apresenta um comportamento aleatório em alguns momentos.

Considerando a medição final a 1000 mm/s, o coeficiente de amortecimento seria de 266,78 Kgf s/m (2617,11 N s/m) para a compressão, e -51,32 Kgf s/m (503,45 N m/s) para tração, o que demonstra que a base teórica retirada do Dixon "DIXON J. *The shock absorber handbook*. Society of automotive engineers,

*Warrendle, Pa. USA. 2007*” se aproxima bastante da realidade, pois considera um valor médio de 2000 N s/m para amortecedores de veículo de passeio.

## 12.1 ROTINA DE TESTE

Antes de se iniciar os testes o amortecedor é aquecido em uma frequência alta de 8 HZ, corresponde há 1005,31 mm/s, por cerca de 4 minutos.

Em seguida é selecionado a frequência de testes no inversor, o amortecedor é mantido nessa atuação por cerca de 1 minuto, na qual a programação do Arduino irá coletar as baterias de teste, e dispor na tela os valores adquiridos.

Após esse tempo o inversor é desligado, e o programa zera os valores para o próximo teste.

É verificado dentro das três baterias de testes qual o maior valor e é inserido na tabela (número da tabela) conforme acima.

Então é feito um gráfico de dispersão e ligado por linhas.

## 13 PROPOSTAS DE CONTINUIDADE DO PROJETO

O projeto apresenta algumas oportunidades de melhorias, como a colocação de um sensor de rotação no eixo motor ou na fixação inferior, pois, foram utilizados alguns cálculos para se chegar na velocidade linear de atuação o que não leva em conta possíveis perdas no sistema mecânico. Tendo um sensor para verificar essa variável diretamente a tendência é que o teste se torne mais fiel ao valor real.

Foram utilizados dois mancais para que o eixo fosse ancorado de forma radial e axial, seria interessante pensar em um design que utilizasse somente um mancal, pois, isso diminuirá a possibilidade de falha, e facilitaria possíveis manutenções.

A placa de alumínio em altas frequências, aproximadamente a 13 Hz de trabalho no inversor, apresenta uma alta vibração, também seria um projeto de melhoria verificar um novo material, ou redimensionar esse componente, mesmo que a frequência de testes não chegue a esse limiar.

Outro projeto de melhoria que pode ser executado é a alteração das fixações de modo a fazer fixações variáveis para uma maior gama de amortecedores com diferentes tipos de encaixe, não somente haste-olhal como é o caso. Como por exemplo, as do tipo MacPherson, pois, esse tipo de amortecedor é bastante comum em suspensões dianteiras e não apresenta olhal, mas sim um suporte que é conectado direto na manga de eixo.

Também seria interessante a automatização do processo de testes, na qual fosse criado uma rotina de testes que se inicia somente com o apertado de um botão, ou poucas ações do usuário.

A programação de um software integrado a vários sensores que plote diferentes tipos de gráficos automaticamente e sem falhas aparentes seria outro ponto interessante a se ajustar.

## 14 CONCLUSÃO

Concluiu-se resultado positivo nesse estudo, consegue-se alcançar os principais objetivos, que eram construir um dinamômetro que fosse capaz de analisar o comportamento de amortecedores de veículos populares; produzir gráficos de força por velocidade; analisar a diferença entre amortecedores com bom e mau funcionamento; e obter os coeficientes de amortecimento. Portanto houve uma ótima comparação de amortecedores e além disso existe a possibilidade de a instituição acadêmica fazer testes em amortecedores para dimensionar veículos de competições baseado nos resultados obtidos nos gráficos para futuras competições que almejem participar.

Foi um projeto que demonstrou um custo-benefício favorável, se comparado aos de outras universidades e aos do mercado. Apesar de seus limites, conseguiu-se bons resultados a um valor aproximado de R\$ 2000,00 enquanto em outras universidades, como o Instituto Federal de Santa Catarina houve um gasto de U\$ 5000,00 e no mercado essas máquinas são vendidas em torno de U\$ 9000,00 como por exemplo no eBay da Maxwell Industries®.

Foi um projeto de sucesso e que atende o que a proposta de concepção e desenvolvimento , além de permitir seu aperfeiçoamento com melhorias futuras como a inserção de um sensor de rotação e um de calor, uma maior disponibilidade de fixações e um processo mais automatizado e mais eficiente podendo se tornar um excelente recurso para faculdade, tanto para utilização acadêmica, com a demonstração de forma prática o comportamento dos amortecedores, tanto para competições, quanto no auxílio para o dimensionamento de suspensões e análises de vida útil do amortecedor.

## REFERÊNCIAS

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos fluidos / Franco Brunetti**. 2ª Edição; São Paulo. Pearson Prentice Hall, 2008.

DIXON J. **The shock absorber handbook**. Society of automotive engineers, Warrendle, Pa. USA. 2007.

FREITAS, Luís Mauro Pereira. Estudo da Dinâmica Vertical de uma Suspensão Veicular do Tipo Macpherson. São Paulo. EESC USP, 2006.

HALLIDAY, David. RESNICK, Robert. WALKER, James. **Fundamentos da física**. Volume 2: gravitação, ondas e Termodinâmica. 9ª Edição; Tradução Ronaldo Sergio de Biasi; Rio de Janeiro. LTC, 2013.

HARRIS, William. **Amortecedores**. Disponível em: <<http://carros.hsw.uol.com.br/suspensoes-dos-carros1.htm>> Acesso em: 12 de Maio de 2016.

HARRIS, William. **Como funcionam as suspensões dos carros**. Disponível em: <<http://carros.hsw.uol.com.br/suspensoes-dos-carros.htm>> Acesso em: 05 de Maio de 2016.

HUNEYCUTT, Jeff. **Shock Absorber – Shock Dyno – Reading Between The Lines**. Disponível em: <<http://www.hotrod.com/articles/shock-absorber-shock-dyno/>> Acesso em: 16 de Maio de 2017.

ISO Grade Oils - Viscosities and Densities. Disponível em: <[http://www.engineeringtoolbox.com/iso-grade-oil-d\\_1207.html](http://www.engineeringtoolbox.com/iso-grade-oil-d_1207.html)> Acesso em: 23 de abril de 2016.

LU, Yongjie. **Research on Damping Characteristics of Shock Absorber for Heavy Vehicle**. Institute of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University.

Shijiazhuang, China. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 21 de Janeiro de 2013.

KASPRZAK, Jim. **Understanding your Dampers**. Mooresville, North Carolina. Kaz Technologies, 2014.

MOURA, Exdras Deivys Alves. **Estudo de Suspensão Passiva, Semi-Ativa e Ativa**. Minas Gerais. UNIFEI, 2003.

**MSPC**, Sistemas De Segunda Ordem. Disponível em: <[http://www.mspc.eng.br/contr/ctrl\\_0220.shtml](http://www.mspc.eng.br/contr/ctrl_0220.shtml)> Acesso em: 13 de Maio de 2016.

OLIVEIRA, Felipe Sarabando. Projeto de um amortecedor para protótipo de veículo fora-de-estrada. Rio de Janeiro. UFRJ, 2014.

OLIVEIRA, J.V. M. S. CUNHA, L. J. S. VALENTE, R. D. S. ABREU, Y. F. M. Sistema de Suspensão Veicular Otimizado por Meio de um Controle Eletromecânico do Conjunto Mola e Amortecedor. Rio de Janeiro. AEDB, 2014.

PORTO, Rodrigo de Melo. **Hidráulica Básica**. 4ª Edição. EESC USP. Shock Absorbers And Its Types. Disponível em: <<http://hubpages.com/autos/Shock-Absorbers-And-Its-Types>> Acesso em: 10 de Março de 2016.

STANIFORFH, Allan. **Competition car suspension design, construction, tuning**. 3ª Edição; Newbury Park, California, USA. Haynes, 1999.

STIELER, M. Cargin. Compreensão de conceitos de matemática e estatística na perspectiva da modelagem matemática: caminhos para uma aprendizagem significativa e contextualizada no ensino superior. Santa Maria, RS. UNIFRA, 2007.

ZUBEN, Fernando. J. VON. Modelagem de Sistemas Dinâmicos Contínuos no Tempo. São Paulo. DCA/FEEC/Unicamp.