



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE
TESTE PARA SISTEMAS DE SUSPENSÃO**

Por,
Gustavo Oliveira Cavalcanti

Brasília, 29 de Junho de 2011

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO
**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE
TESTES PARA SISTEMA DE SUSPENSÃO**

Por,
Gustavo Oliveira Cavalcanti

*Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.*

Banca Examinadora

*Prof. Alessandro Borges de Sousa Oliveira,
UnB/ENM (Orientador)* _____

Prof.^a Rita de Cássia Silva, UnB/FGA (Co-orientador) _____

Prof. Fernando Neves, UnB/ ENM _____

Brasília, 26 de Setembro de 2012

Agradecimentos

Agradeço a Deus por me agraciar com uma família que sempre me deu todo o suporte necessário para chegar a este ponto de minha vida e a virgem Maria por interceder por nós. Agradeço a São Jorge, o santo guerreiro, que sempre atendeu minhas orações em intenção das lutas diárias. Agradeço aos Professores Alessandro Borges e Rita Silva por todo o tempo e a paciência dispensados na orientação deste trabalho e agradeço a Fabrícia Dias por ter me incentivado a entrar neste projeto.

RESUMO

O desenvolvimento de um veículo passa por várias etapas, desde análise de viabilidade, concepção, projeto e testes entre outros. Este trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de uma bancada de testes para sistemas de suspensão, uma das etapas essenciais para o estudo e validação de um projeto de suspensão automotiva. Através do uso da bancada será possível complementar o estudo da área de vibrações e contribuir para o aprimoramento dos veículos SAE Baja e Fórmula SAE desenvolvidos pelos alunos da universidade.

ABSTRACT

The development of a vehicle passes through several stages, from feasibility analysis, conception, design and testing among others. This work aims at the development of a test bench for suspension systems, one of the steps essential to the study and validation of an automotive suspension design. Through the use of bench you can complement the study of vibration area and contribute to the improvement of vehicles SAE Baja Formula SAE developed by the students of the University.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Sistema de suspensão automotiva de um veículo de competição	03
Figura 1.2 – Dispositiva de teste de suspensão montada separadamente.....	04
Figura 1.3 – Dispositivo de teste de suspensão para um eixo.....	05
Figura 1.4 – Bancada de ensaio de um modelo de suspensão em escala reduzida.....	06
Figura 3.1 – Vista isométrica do atuador pneumático.....	13
Figura 3.2 – Vista em corte do atuador pneumático.....	14
Figura 3.3 – Características técnicas do atuador selecionado.....	14
Figura 3.4 – Controlador do atuador pneumático.....	15
Figura 3.5 – Transdutor linear do atuador pneumático.....	15
Figura 3.6 – Atuador da ponte treliçada.	16
Figura 3.7 – Características técnicas do atuador da ponte.....	17
Figura 3.8 – Válvula solenoide 5/2.....	17
Figura 3.9 – Condições de contorno usadas para simulação usando pressão de 3 bar...18	
Figura 3.10 – Resultados calculados para simulação de 3 bar.....	18
Figura 3.11 – Comportamento dinâmico do atuador pelo tempo.....	19
Figura 3.12 – Condições de contorno para uma simulação usando pressão de 6 bar....19	
Figura 3.13 – Resultados calculados para a simulação de 6 bar.....	20
Figura 3.14 – Comportamento dinâmico do atuador pelo tempo.....	20
Figura 3.15 – Dados de entrada para o atuador da ponte.....	21
Figura 3.16 – Dados de saída para o atuador da ponte.....	21
Figura 3.17 – Gráfico da posição e velocidade do embolo pelo tempo.....	21
Figura 3.18 – Comportamento da válvula para a condição de 8bar.....	22
Figura 4.1 – Vista frontal da bancada de ensaio de suspensão.....	23
Figura 4.2 – Pórtico de sustentação.....	24
Figura 4.3 – Enrijecedor de fixação das vigas.....	25
Figura 4.4 – Guia de fixação inferior das vigas.....	25
Figura 4.5 – Placa universal de fixação da bandeja.....	26
Figura 4.6 – Vista explodida da placa de fixação universal.....	27
Figura 4.7 – Ponte treliçada de fixação do amortecedor.....	28
Figura 4.8 – Pinhão dentado.....	28
Figura 4.9 – Fixação do amortecedor.....	29
Figura 4.10 – Atuador pneumático fixado a ponte treliçada.....	29
Figura 4.11 – Conjunto moto-reductor.....	30
Figura 4.12 – Dados técnicos do motor elétrico.....	31
Figura 4.13 – Curvas características do motor elétrico.....	32
Figura 4.14 – Base de apoio da roda e fixação do atuador.....	33
Figura 4.15 – Base de apoio de referência.....	34
Figura 4.16 – Primeira versão da base de apoio da roda.....	34
Figura 4.17 – Força lateral suportada pela haste do cilindro.....	35
Figura 4.18 – Bases de fixação do atuador sobre suas guias lineares.....	36
Figura 4.19 – Base de concreto e armadura de aço.....	37
Figura 5.1 – Viga para comparação de modos de vibração.....	39
Figura 5.2 – Comparação dos dados das simulações com os dados de controle.....	41
Figura 5.3 – Condições de contorno para a simulação da viga.....	42
Figura 5.4 – Deformação ampliada 320 vezes.....	42
Figura 5.5 – Tensão ampliada 320 vezes.....	42
Figura 5.6 – Coeficiente de segurança para fadiga ampliado 320 vezes	43
Figura 5.7 – Frequência natural de 75, 8 Hz para configuração com três vigas "I".....	43
Figura 5.8 – Frequência natural de 128,8 Hz para configuração com viga superior perfil "caixa".....	43
Figura 5.9 – Condições de contorno para a simulação da ponte treliçada.....	44
Figura 5.10 – Deformação associada ampliada 280 vezes.....	45

Figura 5.11 – Tensão associada ampliada 280 vezes.....	45
Figura 5.12 – Coeficiente de segurança ampliado 280 vezes.....	45
Figura 5.13 – Frequência natural de 83,1 Hz da ponte treliçada.....	46
Figura 5.14 – Deformação associada aos esforços ampliada 390 vezes.....	47
Figura 5.15 – Tensão associada aos esforços ampliada 390 vezes.....	47
Figura 5.16 – Coeficiente de segurança a fadiga ampliado 435 vezes.....	47
Figura 5.17 – Detalhe da deformação associada aos esforços no carrinho da guia linear.....	48
Figura 5.18 – Tensão associada aos esforços no carrinho da guia linear.....	48
Figura 5.19 – primeiro modo de vibração e convergência dos resultados para a base de apoio da roda e fixação do atuador.....	49
Figura 5.20 – Deformação do primeiro modo de vibração ampliada 510 vezes.....	50
Figura 5.21 – Convergência dos resultados para o primeiro modo de vibração da base de concreto.....	50
Figura 5.22 – Mensagem de erro ocorrido na simulação.....	51
Figura 5.23 – Suspensão McPherson do FIAT Fiorino.....	52
Figura 5.24 – Mensagem de erro ocorrido durante a simulação da suspensão.....	53
Figura 5.25 – Posição inicial do ensaio.....	54
Figura 5.26 – Posição dos componentes após variação de 50mm da haste.....	55
Figura 5.27 – Posição final dos componentes após variação de 100mm da haste.....	56
Figura 5.28 – Resultados obtidos após variações da posição da haste do atuador da roda.....	57
Figura 6.1 – Curva de vibração de alta frequência.....	58
Figura 6.2 – Curva de vibração senoidal.....	59
Figura 6.3 – Resultados da resposta da suspensão ao transpor um quebra-molas.....	60
Figura 6.4 – Esquema pneumático de acionamento dos atuadores.....	61
Figura 6.5 – Esquema pneumático e elétrico detalhado de acionamento do atuador da roda.....	62
Figura 6.6 – Esquema pneumático e elétrico de acionamento dos atuadores da ponte e da bandeja.....	63
Figura 6.7 – Cilindro pneumático montado para ensaio.....	64
Figura 6.8 – Válvula de acionamento do cilindro.....	65
Figura 6.9 – Fonte de acionamento e controle da válvula.....	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Principais modelos fabricados no Brasil e suas suspensões.....	07
Tabela 3.1 - Variação da amplitude, velocidade angular, período e frequência.....	12
Tabela 4.1 – Principais componentes da bancada de ensaio de suspensão.....	24
Tabela 4.2 – Características técnicas do redutor de engrenagens helicoidais.....	32
Tabela 5.1 – Características físicas da viga.....	39
Tabela 5.2 – condições de contorno usadas na simulação.....	40
Tabela 5.3 – dados das simulações e dados de comparação.....	40
Tabela 5.4 – Erros da simulação.....	41
Tabela 5.5 – 10 primeiros modos de vibração do pórtico.....	44
Tabela 5.6 – 10 primeiros modos de vibração para a ponte treliçada.....	46
Tabela 5.7 – 10 primeiros modos de vibração para a base de apoio da roda e fixação do atuador.....	49
Tabela 5.8 – 10 primeiros modos de vibração para a base de concreto.....	51

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

Kg	Quilograma	[Kg]
mm	Milímetros	[mm]
mm/s	Milímetros por segundo	[mm/s]
A	Amplitude	[m]
T	Período	[s]
V	Velocidade	[m/s]
V	Velocidade	[Km/h]
F	Frequência	[Hz]
bar	Pressão	[10 ⁵ N/m]
N	Newton	[N]
N.m	Torque	[N.m]
m/s	Velocidade	[m/s]
HP	Horse Power	[Hp]
rpm	Rotações por minuto	[rpm]

Símbolos Gregos

ψ	Deslocamento de onda	[mm]
ψ'	Velocidade de onda	[mm/s]
ω	Velocidade angular	[rad/s]

Siglas

SAE	Society of Automotive Engineering
CAD	Computer Aided Design
MEF	Método de Elementos Finitos
Detran	Departamento de Trânsito

Sumário

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	Suspensão automotiva	3
1.2	Testes de suspensão	4
2	ANTEPROJETO	7
2.1	Descrições dos aspectos gerais de projeto do dispositivo	7
2.2	Aspectos específicos de projeto do dispositivo	8
3	SELEÇÃO DO SISTEMA PNEUMÁTICO	11
3.1	Especificações dos atuadores	11
3.1.1	Amplitudes e frequências para os atuadores das rodas	11
3.1.2	Forças dos atuadores das rodas, da ponte treliçada e da bandeja	12
3.1.3	Atuadores para ponte treliçada e bandeja	12
3.2	Seleção dos Atuadores	13
3.2.1	Atuador da roda	13
3.2.2	Atuador da ponte treliçada e bandeja	16
3.3	Análise do comportamento do atuador	18
3.3.1	Atuador da roda	18
3.3.2	Atuador da ponte treliçada e bandeja	20
4	GEOMETRIA DOS COMPONENTES	23
4.1	Geometria da bancada	23
4.2	pórtico	24
4.3	Ponte treliçada	28
4.4	conjunto moto-redutor	30
4.5	Base de apoio da roda e fixação do atuador	33
4.6	Base de concreto armado	36
5	VALIDAÇÃO DA GEOMETRIA DOS COMPONENTES	38
5.1	Métodos utilizados	38
5.2	pórtico	41
5.3	Ponte treliçada	44
5.5	Base de concreto	50
5.6	Análises do comportamento dinâmico do mecanismo	51
6	CONTROLE E AUTOMAÇÃO PNEUMÁTICA	58
6.1	Condições para controle	58
6.2	Configurações básicas dos dispositivos pneumáticos	60
7	CONCLUSÕES	67
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
	ANEXOS	69

<i>Anexo 1 – Características principais de uma suspensão McPherson</i>	<i>69</i>
<i>Anexo 2 – Características técnica de um dispositivos de ensaio de suspensão.....</i>	<i>71</i>
<i><u>Anexo 3 – Rotinas em MatLab usadas para o cálculos de componentes específicos da bancada.</u></i>	<i>72</i>

1 INTRODUÇÃO

1.1 SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

Heisler (2002) relata que os automóveis têm origem nas carroças puxadas por animais. Durante o Império romano, as rodas das carroças eram rígidas e sem movimento de translação em relação à carroceria, assim todas as cargas eram transmitidas diretamente da estrada aos tripulantes.

Mais tarde, propôs-se um sistema com rodas rígidas acopladas ao veículo utilizando um conjunto equivalente a um feixe de molas. Neste caso, com o veículo em movimento, os tripulantes podiam ainda sentir grande parte da excitação de base causada pela topografia do terreno sendo, entretanto, de menor amplitude comparada à inexistência de qualquer sistema.

Gillespie (1992) mostra que com os avanços tecnológicos surge o primeiro sistema de suspensão capaz de diminuir as acelerações verticais impostas pelas irregularidades do solo dissipando a energia gerada pelas excitações do perfil do terreno. Gillespie (1992) diz ainda, que movimentos de alta frequência e baixa amplitude podiam ser dissipados, em parte, pelos pneus, enquanto movimentos de baixa frequência e alta amplitude podiam ser dissipados pelo conjunto mola/amortecedor. Abaixo a Fig. 1.1 mostra um sistema de suspensão veicular e seus principais componentes como, braços de suspensão, amortecedores e molas.

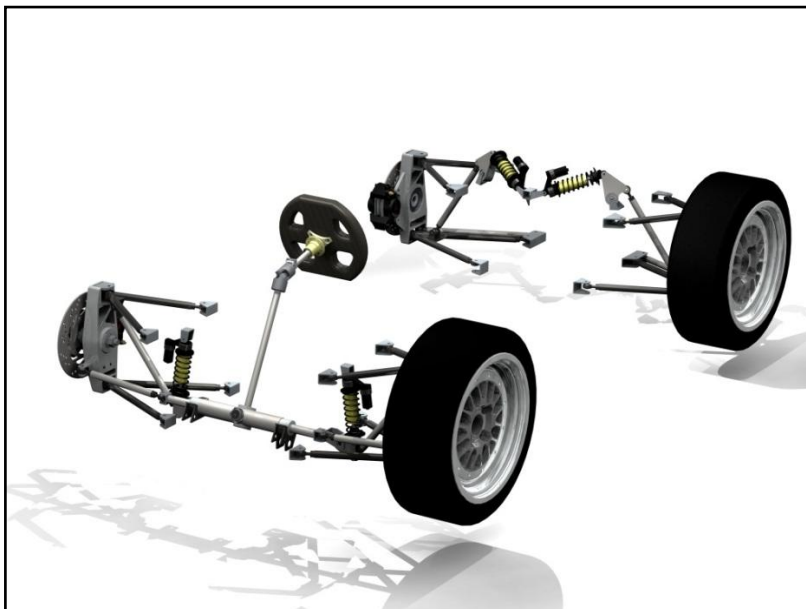


Figura 1.1 – Sistema de suspensão automotiva de um veículo de competição

Assim, hoje, pode-se definir o sistema de suspensão de um veículo como sendo um sistema que tem como função unir o habitáculo e as rodas do automóvel e suprimir parte da energia gerada pelas

variações de topografia do terreno no habitáculo veicular. Acrescenta-se a isso a garantia de boa dirigibilidade ao usuário e a estabilidade ao veículo. Quanto a esta última, ressalta-se que os ângulos de cáster e câmber, assim como a inclinação do pino mestre tem grande influência na sua qualidade. No anexo 1 esta apresentado as características principais de uma suspensão McPherson.

1.2 TESTES DE SUSPENSÃO

Uma das etapas do desenvolvimento de um sistema de suspensão consiste em testar um protótipo sob todas as condições para o qual este foi dimensionado. Cabe salientar que estes testes devem abranger os espectros de amplitudes e frequências que excitarão a suspensão, conforme o uso do veículo. Uma das principais dificuldades encontrada na execução destes testes, em pista própria para este fim, é a repetitividade das condições.

Estas condições podem ser influenciadas por diferenças de topografia do perfil de terreno; variações das condições climáticas; dificuldade de manter-se a velocidade constante durante a trajetória do veículo; e a incapacidade do piloto de executar o plano de teste várias vezes exatamente da mesma forma durante muitas horas.

Sabendo destas dificuldades, uma alternativa é desenvolver um programa experimental utilizando dispositivos capazes de provocar oscilações ou variações de amplitude e frequência de um dado perfil de terreno à suspensão, a partir da leitura de dados topográficos durante um longo período de tempo.

O teste de uma suspensão pode ser feito do sistema isolado, onde a suspensão ou partes dela é montada na bancada e as oscilações são impostas. A Fig. 1.2 mostra uma bancada onde este tipo de teste é feito.



Figura 1.2 – Dispositiva de teste de suspensão montada separadamente. Fonte: www.forfiestaclub.com

Outra forma de se testar uma suspensão é ensaiando o veículo montado, onde as rodas são apoiadas diretamente na bancada e esta induz as oscilações e todo o veículo interage no teste. A Fig. 1.3 mostra um deste modelo de bancada.

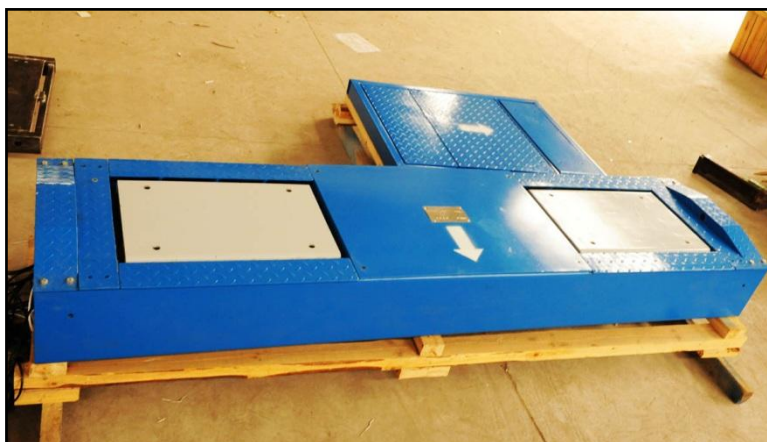


Figura 1.3 – Dispositivo de teste de suspensão para um eixo. Fonte: www.shwallong.com.pt

Um dispositivo que permite o teste do veículo completo possibilita a obtenção de dados de elementos específicos da suspensão, inclusive daqueles de fixação ao chassi além de informações referentes ao comportamento macro do automóvel.

Baspow (1987) mostra que algumas destas informações referem-se à inclinação da carroceria em relação aos eixos longitudinal e transversal (*roll* e *pitch*, respectivamente); deslocamento e deformações de pontos específicos, dados relativos à dinâmica vertical do veículo que afeta diretamente o condutor (podendo causar desconforto) o que consiste na avaliação da transmissibilidade das vibrações ocasionadas pela topografia do terreno para o interior do veículo, entre outros. Cabe salientar que o *roll* consiste na rolagem lateral do chassi, enquanto o *pitch* refere-se à geometria anti (anti-dive/anti-squat) conhecidas popularmente como “mergulho da frente” no caso da frenagem e “mergulho da traseira” no caso de um arrancada.

Por outro lado um dispositivo onde a suspensão é analisada isoladamente permite a avaliação mais detalhada de variações de câmbor e cáster (maior visibilidade da suspensão), constante de rigidez da mola e coeficiente de amortecimento sob variações de peso e vida sob fadiga de componentes sem que outras partes do veículo sejam submetidas ao desgaste sem necessidade.

Em geral, todas as grandes montadoras de automóveis possuem seus próprios dispositivos de testes de suspensão que são equipados para poder avaliar todos os tipos de suspensão desenvolvidos com um grande número de parâmetros controlados. Entretanto, equipamentos deste porte têm um alto custo de aquisição e manutenção.

Um dispositivo de teste semelhante ao desenvolvido pelas fabricantes de automóveis pode ser adquirido no mercado, mas estes são mais simples que os das montadoras e dispõe de menos recursos de ensaio e obtenção de dados. No Anexo 2 foi inseridas algumas das características técnicas de um dispositivo deste encontrado no mercado.

No âmbito acadêmico Rezende e Borges (2003), fizeram um destes equipamentos já foram ou estão sendo desenvolvidos. Um sistema de ensaio para um modelo de $\frac{1}{4}$ que utiliza um tipo de suspensão duplo “A” em escala reduzida para análise cinemática e dinâmica foi desenvolvido na Universidade Federal de Uberlândia.

O foco dado ao desenvolvimento do dispositivo era para o auxílio no estabelecimento de testes de dispositivos de controle ativos ou semiativos. Modelos da suspensão seriam criados no software ADAMS® e simulados e estas simulações seriam repetidas em um modelo real para validação dos resultados. A Fig. 1.4 mostra o protótipo e ao lado o mesmo montado na bancada de testes proposta pelos autores.

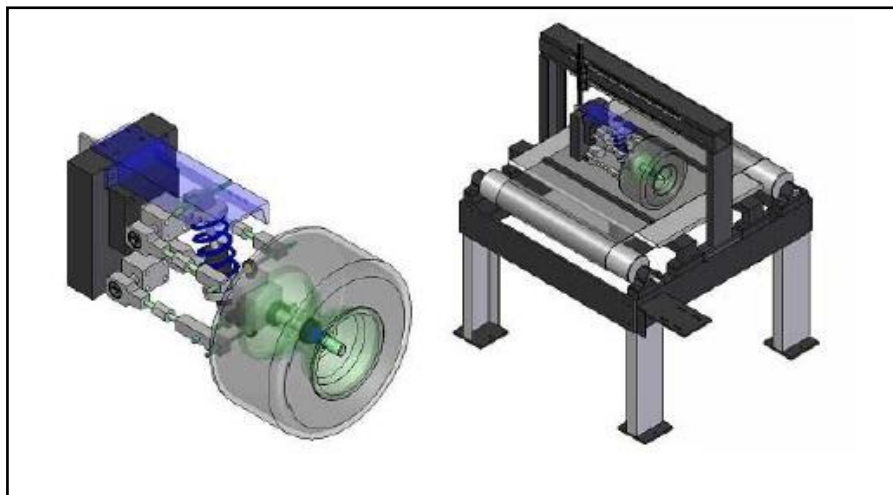


Figura 1.4 – Bancada de ensaio de um modelo de suspensão em escala reduzida. Fonte: Eduardo Paiva Okabe

Na própria Universidade de Brasília uma bancada foi tema de outro projeto de graduação. Resende (2003) fez um dispositivo que seria para ensaio de um eixo, onde o veículo completo embarcaria na bancada. A proposta era um motor elétrico que acionaria um came excêntrico enclausurado em um seguidor, isto é, um came de retorno comandado. Este acionamento seria intermediado por uma redução feita por polias e correias acopladas. O seguidor comportaria os cilindros pneumáticos, tornando o conjunto mais compacto. Uma plataforma de apoio para a roda do veículo ficaria montada nas hastes dos cilindros, que teriam guias acopladas para evitar instabilidades nos movimentos de ascensão e descida. Este projeto previa que a variação de amplitude poderia ser realizada trocando o came de acionamento. Infelizmente não há informações sobre o funcionamento da banca ou se houve um teste prático que comprovasse a eficiência do dispositivo.

2 ANTEPROJETO

2.1 DESCRIÇÕES DOS ASPECTOS GERAIS DE PROJETO DO DISPOSITIVO

A escolha do tipo de suspensão que o dispositivo seria capaz de ensaiar configurou uma das primeiras ações para construção do mesmo, assim optou-se pelo modelo de suspensão McPherson. A principal razão é o fato de esta suspensão ser o modelo mais comum da na frota de veículos do país. Para se ter uma melhor dimensão do uso da suspensão McPherson a Tab. 2.1 mostra os principais carros vendidos no Brasil divididos pelos fabricantes, modelos e seu tipo de suspensão.

Tabela 2.1 – Principais modelos fabricados no Brasil e suas suspensões

Fabricante	Modelo	Suspensão dianteira	Suspensão traseira
Chevrolet	Celta	McPherson	Eixo de torção
	Corsa	McPherson	Molas progressivas e amortecedores telescópicos
	Astra	McPherson	Eixo de torção
	Vectra	McPherson	Vigas de torção com braços de controle
Fiat	Palio	McPherson	Eixo de torção
	Siena	McPherson	Eixo de torção
	Punto	McPherson	Travessa de torção de seção aberta
	Linea	McPherson	Braços oscilantes tipo "borboleta"
	Idea	McPherson	Eixo de torção
Ford	Ka	McPherson	Twist Beam
	Fiesta	McPherson	Twist Beam
	Focus	McPherson	Multi Link
	Fusion	SLA - Short Long Arm	Multi Link
Volkswagen	Gol	McPherson	Eixo de torção
	Fox	McPherson	Eixo de torção
	Polo	McPherson	Braços longitudinais
	Golf	McPherson	Braços longitudinais

Como visto praticamente todos os principais modelos vendidos no Brasil usam a suspensão do tipo McPherson o que mostrou que um dos requisitos básicos para a bancada é que está pudesse testar este tipo de suspensão.

Desta forma foi definido que a bancada testaria este tipo de suspensão separadamente, onde cada componente, como molas, amortecedores, braços, buchas e outros poderiam ser analisados quanto a sua integridade depois de submetidos a esforços repetitivos e seriam analisadas também as características da geometria como o comportamento do cáster e câmber. No anexo 1 se encontram detalhadas as características da suspensão do tipo McPherson.

No entanto, mesmo sendo uma suspensão largamente usada, limitar a possibilidade de teste a este tipo reduziria a possibilidade de estudo e aplicação dentro da universidade. Assim a segunda decisão importante sobre a bancada é que esta deveria possibilitar a análise de um eixo completo, constituído pelos amortecedores, molas, braços de suspensão e barra anti-torção (quando houver) de um dos eixos do veículo. Analisando um eixo completo, além de abrir o leque dos tipos de suspensão ensaiados mesmo que sem algumas das possibilidades que se tem ao ensaiar esta separada do veículo, possibilita obter outros dados.

Ao se testar um eixo completo outros dados importantes podem ser observados como a inclinação da carroceria em torno dos eixos coordenados e o nível de vibração que chega ao condutor são algumas das possibilidades.

Após a definição de quais tipos de testes seriam feitos, foram definidos para o ensaio de eixo o intervalo que poderia ser testado. Como tanto os veículos desenvolvidos nos programas estudantis da universidade, quanto veículos comerciais poderiam ser testados, a bancada deveria se adaptar as diversas bitolas diferentes. Então se definiu que a bancada deveria testar eixos com bitola mínima de 1000 mm e máxima de 2000 mm e uma massa máxima de 1600 Kg. Estes parâmetros abrangem desde os veículos SAE Baja e Fórmula SAE até um sedã médio como Ford Fusion que pesa em ordem de marcha 1523 Kg.

2.2 ASPECTOS ESPECÍFICOS DE PROJETO DO DISPOSITIVO

A partir das características principais da bancada, o foco mudou para outras definições. Dentre essas temos:

- Espectro de oscilações que seriam impostas, suas amplitudes e frequências;
- Tipo de atuador que iria induzir as oscilações;
- Como seriam fixas as suspensões e eixos ensaiados;
- Base de fixação dos componentes da bancada.

Os espectros de oscilações que seriam impostas deveriam simular o trajeto do veículo por uma pista de testes. A ideia é que se pudessem simular as condições normalmente encontradas pelos condutores nas estradas e avenidas brasileiras. Ao trafegar nas estradas e avenidas brasileiras o condutor encontra muitas vezes asfalto de baixa qualidade (ou mesmo ausência deste), lombadas e buracos de diversas dimensões. O atuador usado deveria ser capaz de simular estes perfis de solo, induzindo oscilações de baixa frequência e alta amplitude para simular buracos e lombadas e oscilações de alta frequência e baixa amplitude simulando trechos de asfalto com diversas rugosidades.

A partir desta demanda, entrou-se em contato com um fabricante de atuadores pneumáticos e hidráulicos, que prestaram assessoria técnica no auxílio a escolha do sistema mais adequado. Foi então definido que o tipo de atuador que seria usado é do tipo pneumático com haste, pois este tipo possui capacidade de exercer as forças necessárias dentro do espectro de amplitude e frequência que demanda os ensaios. Os atuadores pneumáticos também possuem controle preciso do movimento da haste tanto em respostas rápidas quanto em lentas, além de uma grande gama de sensores que podem ser usados para extrair dados dos ensaios.

A forma como seriam fixas as partes da suspensão McPherson e o eixo foram definidas a seguir. Uma suspensão McPherson é constituída por um braço inferior ou bandeja e um conjunto amortecedor/mola agindo como braço de controle. Este modelo possui três fixações, sendo uma pelo fuso do amortecedor, a segunda é a fixação da bandeja no chassi e o último é a fixação no cubo de roda do automóvel, sendo assim a fixação do amortecedor seria feita em pórtico, que deveria se adaptar aos diferentes tamanhos de amortecedores. A bandeja seria fixada em uma, respeitando as características de fixação desta no chassi do carro. Por último o terceiro ponto, o cubo, seria fixado em uma roda com pneu e estes seriam apoiados em uma plataforma. Esta plataforma seria usada também para apoiar a roda quando um eixo fosse testado, simplificando assim a bancada e reduzindo os custos de fabricação desta.

A base da bancada, onde os componentes desta seriam presos e suportaria o peso do veículo deveria ser resistente e rígida o suficiente. Assim uma base de concreto armado, fixada ao solo por meio de parabolts foi a solução adotada, por atender os requisitos, como será mostrado adiante no capítulo 5.

A modelagem do dispositivo foi desenvolvida em um software CAD (*Computer Aided Design*) SolidWorks 2010™ produzido pela Dassault Systèmes. Em linhas gerais, o desenvolvimento do dispositivo se deu considerando três partes principais. Sistema de apoios com o meio externo; as bases de apoio das rodas do veículo a ser ensaiado e o pórtico de ensaio e dispositivos de fixação. Interferências, como contatos indesejados entre componentes, foram sanadas e ajustes entre partes foram realizados a partir do modelo desenvolvido no software.

Simulações estáticas e dinâmicas mais simples foram feitas no dispositivo utilizando o SolidWorks 2010™, tanto na estrutura principal, no caso, o pórtico como para partes específicas do equipamento. Estas simulações possibilitaram a verificação preliminar da distribuição de tensões nos elementos. Após esta etapa os componentes isolados e, posteriormente, os conjuntos tiveram suas geometrias, dimensões e materiais validados através de simulações de tensão, deformação, fadiga e análise modal usando o software ANSYS 13™.

O anexo 3 contém as rotinas em MatLab 2008R™ usadas para o cálculo dos parafusos de potência e parafusos de fixação.

3 SELEÇÃO DO SISTEMA PNEUMÁTICO

3.1 ESPECIFICAÇÕES DOS ATUADORES

3.1.1 Amplitudes e frequências para os atuadores das rodas

Foi definido que a amplitude máxima que os atuadores deveriam imprimir é de 200 mm tanto de avanço quanto de recuo, possibilitando assim a simulação de lombadas e buracos. Este seria o valor máximo, mas o comportamento do atuador durante amplitudes menores que esta, deveria ser observada. Este valor foi definido por ser o dobro do valor de altura de um quebra-molas dentro dos padrões definidos pelo Detran, este valor foi escolhido por haver um grande número de quebra-molas fora do padrão. E por questão de simetria para os ensaios, o valor de recuo deveria ser o mesmo.

Com o auxílio de um engenheiro do fabricante de atuadores da marca FESTO™, estabeleceu-se que a velocidade máxima do atuador é de 1000 mm/s (segundo fabricante – modelo pré-selecionado), tem-se que os valores de amplitude podem ser determinados a partir da Eq. 3.1 e Eq. 3.2 abaixo mostradas.

$$A = T \times \frac{V}{8} \quad \text{Eq. 3.1}$$

$$A = 125 \times T \quad \text{Eq. 3.2}$$

Onde A é a amplitude do movimento que será adotada variando entre 0 e 200mm e T o período do movimento da haste do atuador em segundos. Fazendo com que a amplitude do movimento varie em passos de 5 mm é possível determinar o período T referente a cada valor como mostra a Tab.3.1.

Supondo que a topografia do terreno segue uma função senoidal, tem-se que o deslocamento da haste do atuador é dado pela Eq. 3.3 abaixo:

$$\psi(t) = A \times \sin(-\omega \times t + \varphi) \quad \text{Eq. 3.3}$$

Onde φ representa o ângulo de fase inicial; ω a frequência e t o tempo.

Da derivada da Eq. 3 encontra-se a velocidade pela Eq. 4:

$$\psi'(t) = -A \times \omega \times \cos(-\omega \times t + \varphi) \quad \text{Eq.3.4}$$

Aplicando-se os valores das amplitudes, velocidade da haste e período na Eq. 3.4 obtêm os resultados mostrados na Tab.3.1.

Tabela 3.1 - Variação da amplitude, velocidade angular, período e frequência.

Amplitude (mm)	ω (rad/s)	T (s)	F (Hz)
5	157,08	0,04	25,0
10	78,54	0,08	12,5
20	39,27	0,16	6,2
30	26,18	0,24	4,1
40	19,63	0,32	3,1
50	15,71	0,4	2,5
60	13,09	0,48	2,0
70	11,22	0,56	1,7
80	9,82	0,64	1,5
90	8,73	0,72	1,3
100	7,85	0,8	1,25
110	7,14	0,88	1,1
120	6,54	0,96	1,0
130	6,04	1,04	0,9
140	5,61	1,12	0,8
150	5,24	1,2	0,8
160	4,91	1,28	0,7
170	4,62	1,36	0,7
180	4,36	1,44	0,6
190	4,13	1,52	0,6
200	3,93	1,6	0,6

3.1.2 Forças dos atuadores das rodas, da ponte treliçada e da bandeja

A partir de um veículo de 1600kg, onde a distribuição de peso seja 60%/40% em relação aos eixos dianteiros e traseiros, que é a proporção média encontrada nos veículos apresentados na Tab. 1 chegamos a um valor de 960kg sobre o eixo dianteiro e 480kg por cada roda. Este seria o valor do peso suportado em cada plataforma e que o atuador deveria mover.

3.1.3 Atuadores para ponte treliçada e bandeja

A função dos atuadores que ficarão fixados na ponte e bandeja é simular a massa sustentada pela suspensão, pois a inércia dessa massa é de grande influência no comportamento do sistema. Como essa massa causa um “*delay*” na resposta da suspensão, a forma como o atuador simula este comportamento é mantendo uma pressão constante. Como o fluido de trabalho dos atuadores será o ar, quando as forças aplicadas nos atuadores da ponte forem maiores que a massa correspondente que eles

simulam, a haste irá recuar devido ao comportamento compressível do ar. Este recuo será até o ponto mínimo da haste e a partir daí os amortecedores e molas da suspensão fixada no pórtico irão trabalhar normalmente.

3.2 SELEÇÃO DOS ATUADORES

3.2.1 Atuador da roda

O modelo selecionado foi o Cilindro Normalizado DNC 125-400-PPV, um atuador pneumático normalizado de dupla ação com 400 mm de curso e diâmetro de êmbolo de 125 mm. O atuador possui amortecimento regulável nas posições finais de curso e capacidade de imprimir 7.363 N no avanço e 6.881 N no retorno, com uma pressão que varia de 0,6 até 10 bar.

As razões que levaram à escolha de um atuador pneumático são: alta velocidade de avanço e recuo da haste; capacidade de exercer as altas cargas demandadas; controle preciso da posição e velocidade de acionamento da haste; manutenção simples e barata; pouco sensível a vibrações e golpes; baixo impacto ambiental, uma vez que não utiliza óleos descartáveis e baixo ruído em operação. A Fig. 3.1 mostra a vista isométrica do atuador e a Fig. 3.2 mostra a vista em corte deste, onde podem ser vistos alguns dos componentes internos do atuador.



Figura 3.1 – Vista isométrica do atuador pneumático

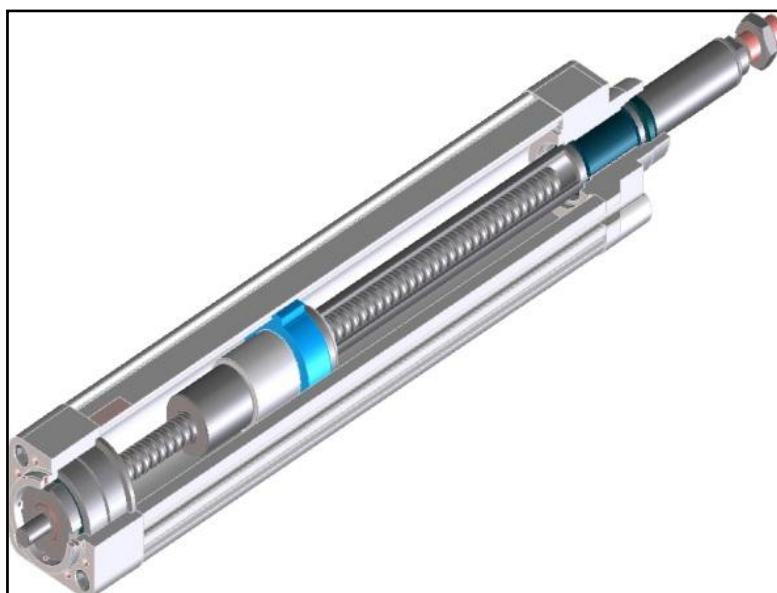


Figura 3.2 – Vista em corte do atuador pneumático

A Fig. 3.3 a seguir foi tirada do catálogo da fabricante do cilindro selecionado e contém todas as características técnicas deste.

Característica	Valores
Curso	400 mm
Diâmetro do êmbolo	125 mm
Rosca da haste	M27x2
Amortecimento	PPV: Amortecimento pneumático regulável nas posições finais de curso
Posição de instalação	Nos dois lados
Conforme norma	ISO 15552 (antes também VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Extremidade da haste	Rosca externa
Princípio construtivo	Êmbolo Haste Tubo perfilado
Deteção de posição	Sem
Variantes	Haste do êmbolo unilateral
Pressão de trabalho	0,6 - 10 bar
Modo de operação	de dupla ação
Meio operacional	Ar comprimido seco, lubrificado e não lubrificado
Classe de resistência à corrosão KBK	2
Temperatura ambiente	-20 - 80 °C
Autorização	Germanischer Lloyd
Energia de impacto nas posições finais	5 J
Curso de amortecimento	42 mm
Força teórica a 6 bar, retorno	6.881 N
Força teórica a 6 bar, avanço	7.363 N
Massa móvel com curso de 0 mm	2.809 g
Peso adicional por 10 mm de curso	168 g
Peso básico para curso de 0 mm	6.771 g
Fator de massa adicional por 10 mm de curso	63 g
Tipo de fixação	com acessórios

Figura 3.3 – Características técnicas do atuador selecionado.

Além do cilindro foram especificados também os componentes periféricos, são estes:

- CONTROLADOR FEC-FC660-FST (Controlador para a rede, em gabinete de alumínio, técnica de conexão por engate, 2 interfaces seriais, todas as conexões acessíveis pela frente.); mostrado na Fig. 3.4.



Figura 3.4 – Controlador do atuador pneumático

- TRANSDUTOR LINEAR MLO-POT-600-LWG (Sistema transdutor linear Transdutor linear analógico, com medição de deslocamento absoluta, curso elétrico efetivo 600 mm, para controlador de eixo SPC-100); mostrado na Fig. 3.5.



Figura 3.5 – Transdutor linear do atuador pneumático

3.2.2 Atuador da ponte treliçada e bandeja

O modelo selecionado foi o Cilindro Normalizado compacto ADVU-100-80-A-P-A, um atuador normalizado de dupla ação e tamanho compacto com 90mm de curso e 100mm de diâmetro de embolo. De duplo acionamento é capaz de imprimir 4712 N no avanço e 4418 N no recuo com pressão de uso variando de 0,6 bar até 10 bar.

A escolha deste modelo, além das qualidades citadas no modelo que acionará as rodas se deu pelo seu tamanho compacto, mesmo modo de atuação dos cilindros das rodas e baixo peso. Como seu funcionamento será praticamente todo para manter a pressão não há necessidade de se adquirir uma controladora como nos outros cilindros. Abaixo a fig. 3.6 mostra o atuador.



Figura 3.6 - Atuador da ponte treliçada. Fonte: site da Festo

A Fig. 3.7 mostrada abaixo é tirada do catálogo do fabricante e contém todas as informações técnicas do cilindro apresentado.

Característica	Valores
Curso	80 mm
Diâmetro do êmbolo	100 mm
Amortecimento	P: Anéis/placas de amortecimento elástico nas posições finais de curso
Posição de instalação	Nos dois lados
Modo de operação	de dupla ação
Extremidade da haste	Rosca externa
Princípio construtivo	Êmbolo Haste
Detecção de posição	Para sensor de proximidade
Variantes	Haste do êmbolo unilateral
Pressão de trabalho	0,6 ... 10 bar
Meio operacional	Ar comprimido conforme ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Observação sobre meio operacional e do piloto	Permite operação com lubrificação (necessária para operações subsequentes)
Classe de resistência à corrosão KBK	2
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Energia de impacto nas posições finais	1 J
Força teórica a 6 bar, retorno	4.418 N
Força teórica a 6 bar, avanço	4.712 N
Massa móvel com curso de 0 mm	614 g
Peso adicional por 10 mm de curso	177 g
Peso básico para curso de 0 mm	2.797 g
Fator de massa adicional por 10 mm de curso	38 g
Tipo de fixação	Opcional: com furo passante com acessórios
Conexão pneumática	G1/4
Informação sobre material, parafuso de colar	Aço, galvanizado
Informação sobre material, tampão	Liga de alumínio
Informação sobre material, vedações dinâmicas	TPE-U(PU) NBR
Informação sobre material, haste	Aço alta liga
Informação sobre material, camisa do cilindro	Liga de alumínio

Figura 3.7 – Características técnicas do atuador da ponte. Fonte: Catálogo da Festo.

Além do cilindro foi especificada uma válvula solenoide 5/2 para controle da pressão, esta válvula esta apresentada abaixo na Fig. 3.8.



Figura 3.8 – Válvula solenoide 5/2. Fonte: site da Festo

3.3 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DO ATUADOR

3.3.1 Atuador da roda

Usando o software FESTO ProPneu© (simula o comportamento de funcionamento dos atuadores da marca) fornecido pelo fabricante, o comportamento dos atuadores a serem usados na bancada puderam ser simulados. Adicionando os dados de entrada como esforços, velocidades e acelerações o software simula o comportamento do cilindro. Com os dados obtidos nesta simulação, podem-se obter as entradas de esforços estáticos e dinâmicos que seriam suportados pelos elementos sujeitos as forças impostas pelo atuador.

Como entrada no programa, seleciona-se o atuador citado anteriormente e colocam-se as condições de contorno, como posição de fixação, amplitudes e cargas, para várias pressões, a fim de se obter o comportamento sob várias condições. Para todas as simulações foram colocadas as condições mais severas, que seria oscilar uma carga de 480kg a amplitude máxima de 200mm.

A menor pressão necessária para atender esta condição foi de 3bar, as Fig. 3.9 e Fig. 3.10 mostram as condições de contorno e os valores obtidos como resposta do cilindro respectivamente obtidos do relatório de resultados do software.

Input values - system parameters			
Required stroke	200 mm	Direction of movement	Extend
Alignment angle	0 deg	Air supply pressure	3 bar
Number of cylinders in parallel	1	Moving mass	480 kg
Additional thrust	0 N		

Figura 3.9 - Condições de contorno usadas para simulação usando pressão de 3 bar

Calculated results			
Total positioning time	1.22 s	Impact speed	0.2 m/s
Kinetic impact energy	9.27 J	Minimum air consumption	9.9203 l
Average speed	0.16 m/s	Max. speed	0.23 m/s
Mean flow speed	44.27 m/s	PPV settings	20 % ..

Figura 3.10 – Resultados calculados para simulação de 3 bar

Para esta condição obteve-se um ciclo durando menos de 1 segundo e uma velocidade média de 0,2m/s e uma velocidade máxima de 0,29m/s que é um valor razoável para a simulação de uma passagem por um buraco de 40cm de diâmetro por 15cm de profundidade.

Os gráficos a seguir mostrados na Fig. 3.11 mostram o comportamento dinâmico do atuador ao longo do tempo de um ciclo. A partir do primeiro gráfico, nota-se que a velocidade cresce quase linearmente até seu pico, após este pico temos um comportamento característico da parada controlado pela válvula de acionamento para minimizar ao máximo os efeitos causados pela característica de compressibilidade do ar usado para mover a haste. Este controle é feito pelo ajuste fino da variação da pressão de entrada e saída do cilindro, mostrado no segundo gráfico da Fig. 3.11.

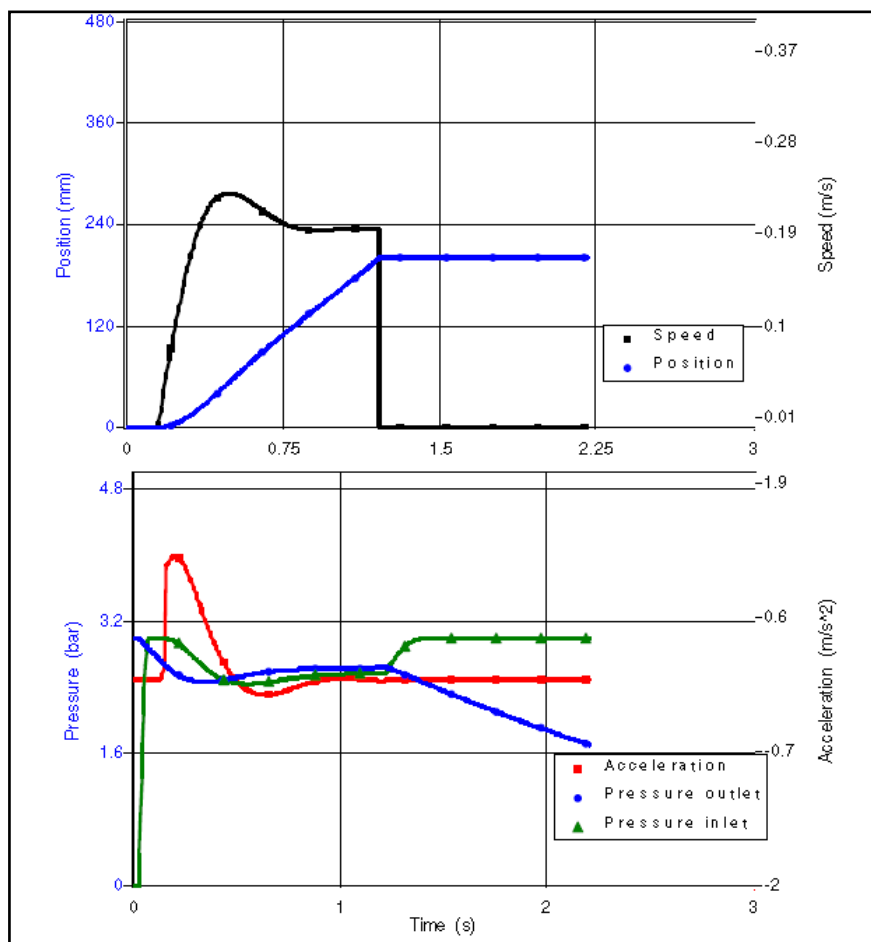


Figura 3.11 – Comportamento dinâmico do atuador pelo tempo

Para uma pressão de 6bar, onde o ciclo de 200mm erguendo uma massa de 480kg é o mais rápido, obtêm-se os resultados mostrados a seguir, onde a Fig. 3.12 mostra as condições de contorno.

Input values - system parameters			
Required stroke	200 mm	Direction of movement	Extend
Alignment angle	0 deg	Air supply pressure	6 bar
Number of cylinders in parallel	1	Moving mass	480 kg

Figura 3.12 – Condições de contorno para uma simulação usando pressão de 6 bar

A Fig. 3.13 mostra os resultados obtidos.

Calculated results			
Total positioning time	0.98 s	Impact speed	0.24 m/s
Kinetic impact energy	14.01 J	Minimum air consumption	17.9747 l
Average speed	0.2 m/s	Max. speed	0.29 m/s
Mean flow speed	28.91 m/s	PPV settings	20 % ..

Figura 3.13 – Resultados calculados para a simulação de 6 bar.

A Fig. 3.14 mostra os gráficos de comportamento dinâmico do cilindro para a pressão de 6 bar.

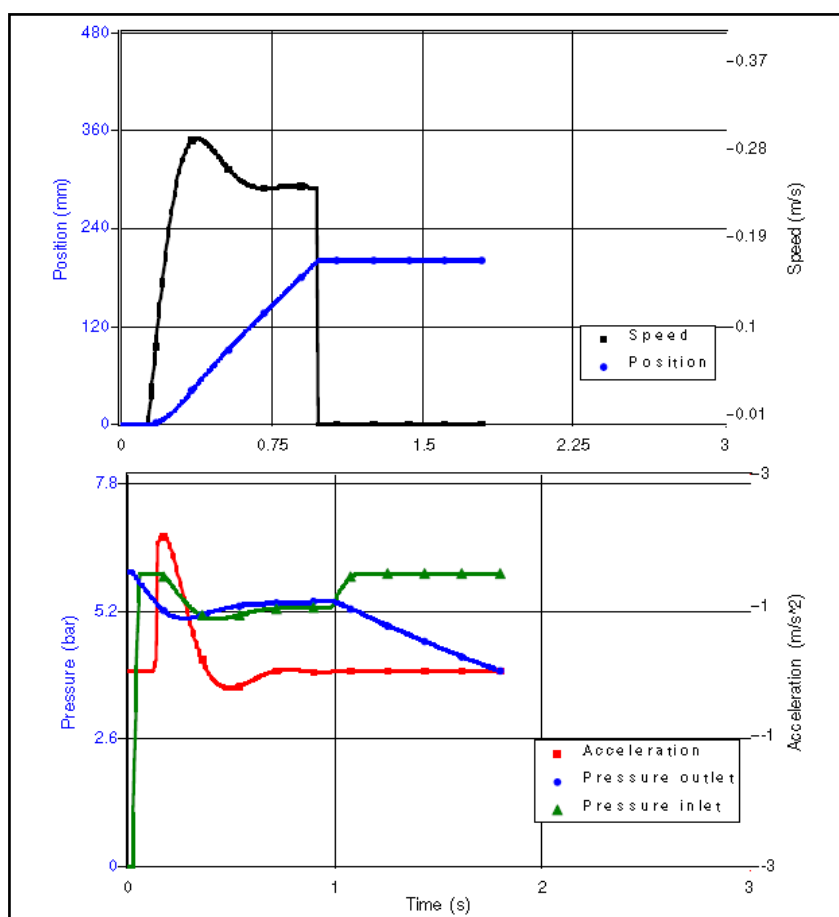


Figura 3.14 – Comportamento dinâmico do atuador pelo tempo

Os dados obtidos do comportamento do cilindro foram usados para o dimensionamento dos componentes da bancada sujeitos a esforços solicitantes vistos, sendo usados como valores de entrada de esforços em outros componentes.

3.3.2 Atuador da ponte treliçada e bandeja

A partir das condições do contorno de uma carga máxima com 480kg e usando o curso de 80mm, pois este valor é o máximo que será utilizado nos ensaios, entrou-se com os dados no software FESTO ProPneu© e obtivemos as respostas de funcionamento do atuador. As figuras 3.15 e 3.16 mostram respectivamente os dados de entrada e de saída.

Input values - system parameters

Required stroke	80 mm	Direction of movement	Extend
Alignment angle	-90 deg	Air supply pressure	8 bar
Number of cylinders in parallel 1		Moving mass	480 kg

Figura 3.15 – Dados de entrada para o atuador da ponte

Calculated results

Total positioning time	1.39 s	Impact speed	0.04 m/s
Kinetic impact energy	0.32 J	Minimum air consumption	5.9296 l
Average speed	0.06 m/s	Max. speed	0.37 m/s
Mean flow speed	11.42 m/s		

Figura 3.16 – Dados de saída para o atuador da ponte

Abaixo a Fig. 3,17 apresenta o gráfico de comportamento da posição e velocidade do embolo pelo tempo para a condição de 8bar.

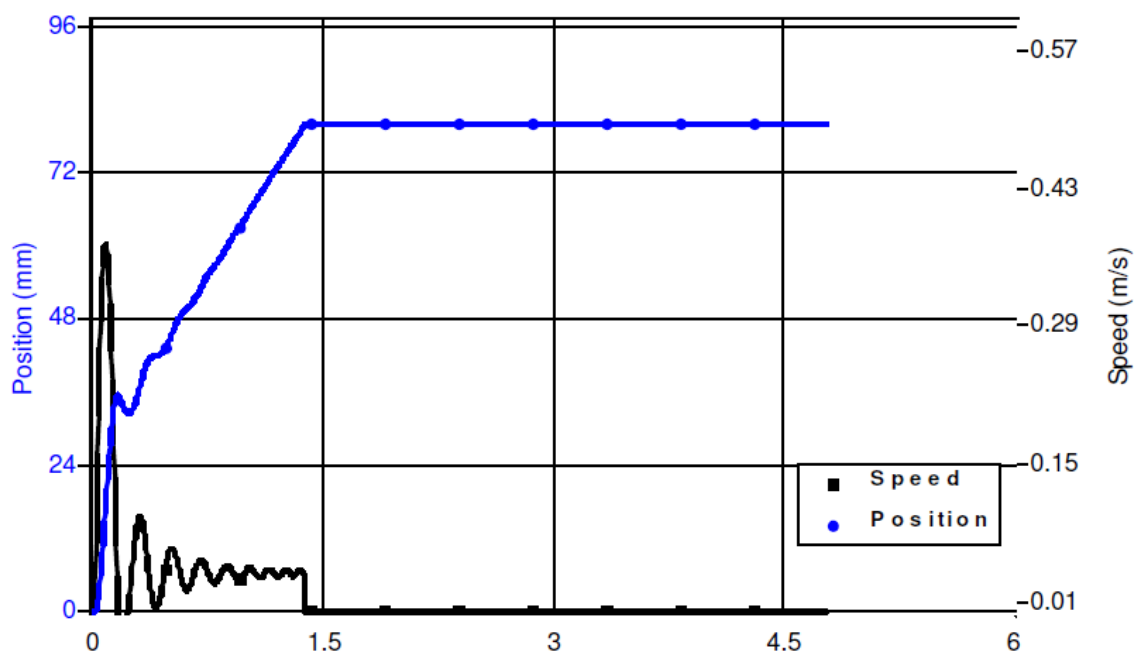


Figura 3.17 – Gráfico da posição e velocidade do embolo pelo tempo

A Fig. 3.18 mostra o comportamento da válvula durante o acionamento do embolo para a condição de 8bar.

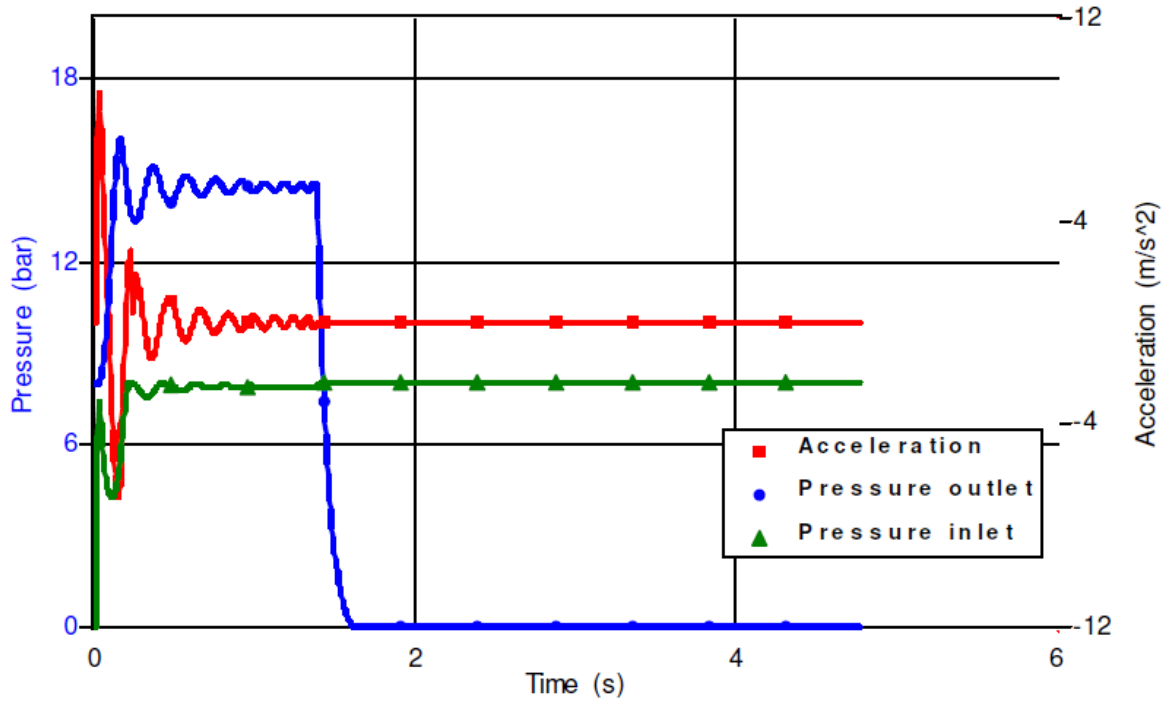


Figura 3.18 – Comportamento da válvula para a condição de 8bar.

4 Geometria dos componentes

4.1 GEOMETRIA DA BANCADA

A modelagem do dispositivo foi desenvolvida em um software CAD (*Computer Aided Design*) SolidWorks 2010™ produzido pela Dassault Systèmes. Em linhas gerais, o desenvolvimento do dispositivo se deu considerando três partes principais. Sistema de apoios com o meio externo; as bases de apoio das rodas do veículo a ser ensaiado e o pórtico de ensaio e dispositivos de fixação. Interferências foram sanadas e ajustes entre partes foram realizados a partir do modelo desenvolvido no software.

Simulações estáticas foram feitas no dispositivo utilizando o SolidWorks 2010™, tanto na estrutura principal, no caso, o pórtico como para partes específicas do equipamento. Estas simulações possibilitaram a verificação preliminar da distribuição de tensões nos elementos. Após esta etapa os componentes isolados e, posteriormente, os conjuntos tiveram suas geometrias, dimensões e materiais validados através de simulações de tensão, deformação, fadiga e análise modal usando o software ANSYS 13™. A Fig. 4.1 mostra a vista frontal da bancada e a Tab. 4.1 mostra a relação dos principais componentes.

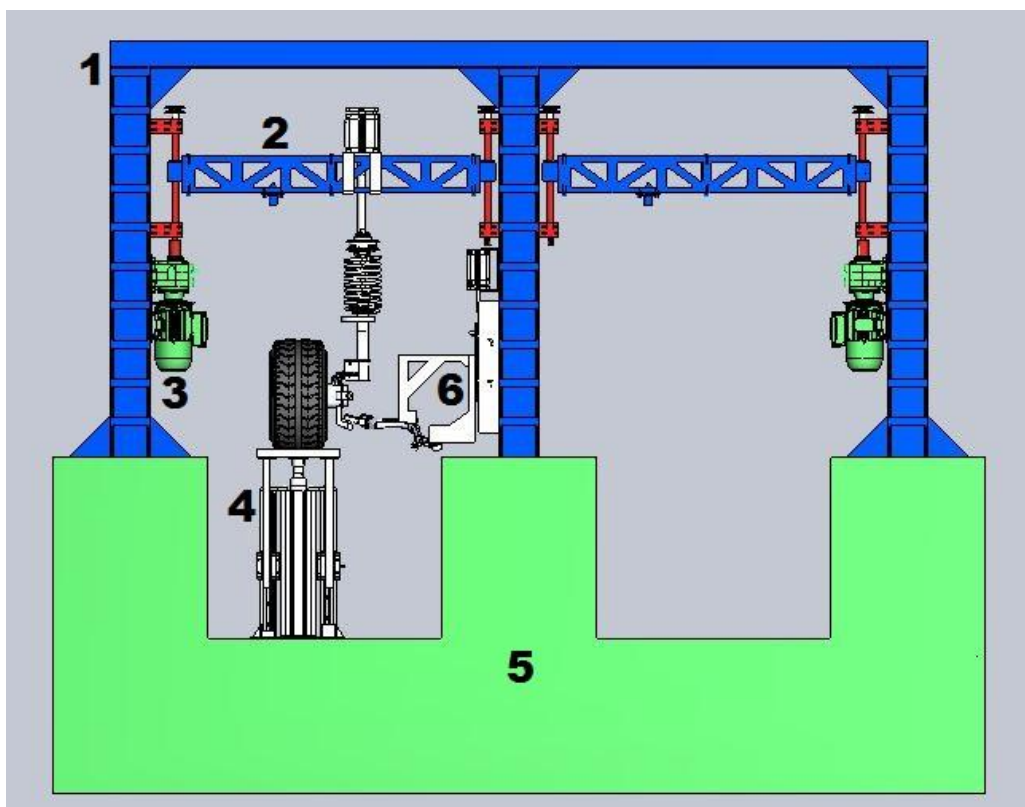


Figura 4.1 – Vista frontal da bancada de ensaio de suspensão

Tabela 4.1 – Principais componentes da bancada de ensaio de suspensão

<i>Número</i>	<i>Componente</i>
<i>1</i>	<i>Pórtico</i>
<i>2</i>	<i>Ponte treliçada de fixação</i>
<i>3</i>	<i>Conjunto moto-redutor</i>
<i>4</i>	<i>Base de apoio da roda e fixação do atuador</i>
<i>5</i>	<i>Base de concreto armado</i>
<i>6</i>	<i>Suporte da bandeja da suspensão</i>

4.2 PÓRTICO

O pórtico é formado por três pilares de perfil I, com mesa de 150mm e espessura de alma de 6,6mm. Estes perfis são reforçados com enrijecedores de chapa de aço AISI 1020 com espessura de 6,35mm e 30mm de largura soldados a cada 120mm. Uma viga de perfil quadrado com de lado e espessura de alma de 6mm faz o fechamento do pórtico. A Fig. 4.2 mostra o pórtico completo.

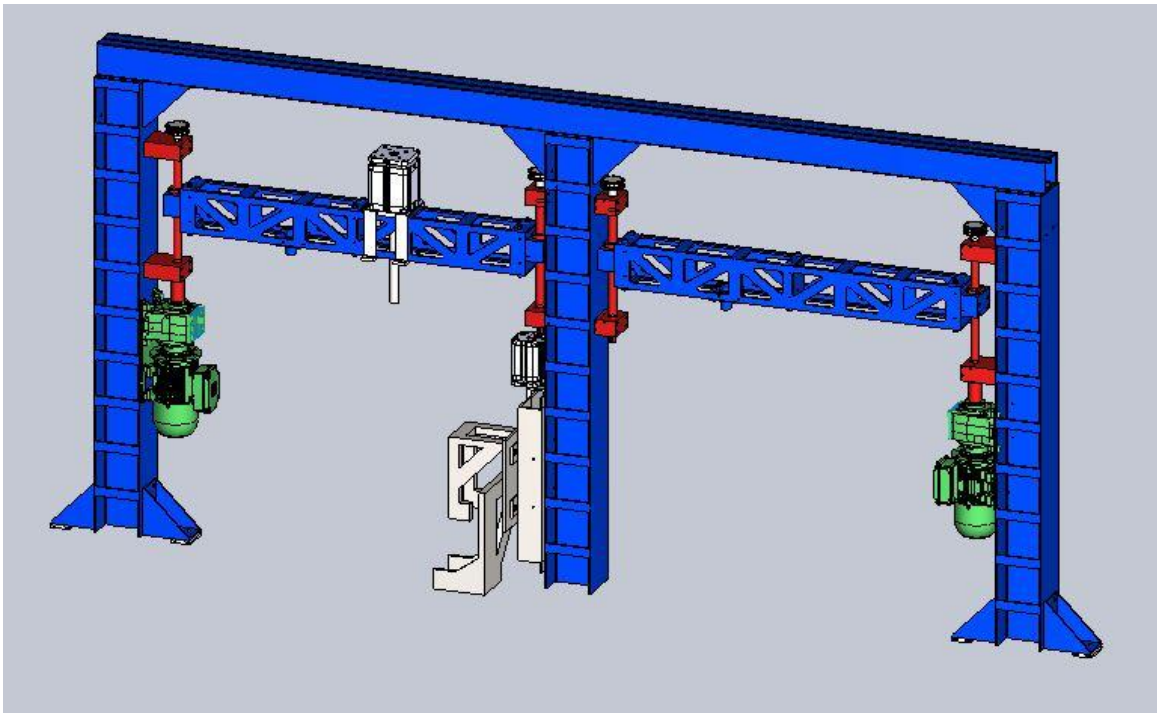


Figura 4.2 – Pórtico de sustentação

A função do pórtico é servir de fixação para a ponte treliçada onde será fixado o amortecedor da suspensão McPherson, do conjunto motor-redutor que aciona o parafuso de potência que controla a altura da ponte.

As vigas do pórtico são unidas através de enrijecedores aparafusados nestas que tem formato de “mão francesa”, estes enrijecedores fazem que a montagem e desmontagem do pórtico sejam simples e rápida. A montagem e desmontagem das vigas são necessárias, pois a base de apoio da roda (número 4 da Fig. 4.1) é usada tanto no ensaio da suspensão McPherson quanto no eixo, onde um carro acessa a bancada, assim a viga central tem que ser retirada com facilidade para tornar o dispositivo o mais ergonômico possível. A Fig. 4.3 mostra em destaque um destes enrijecedores.

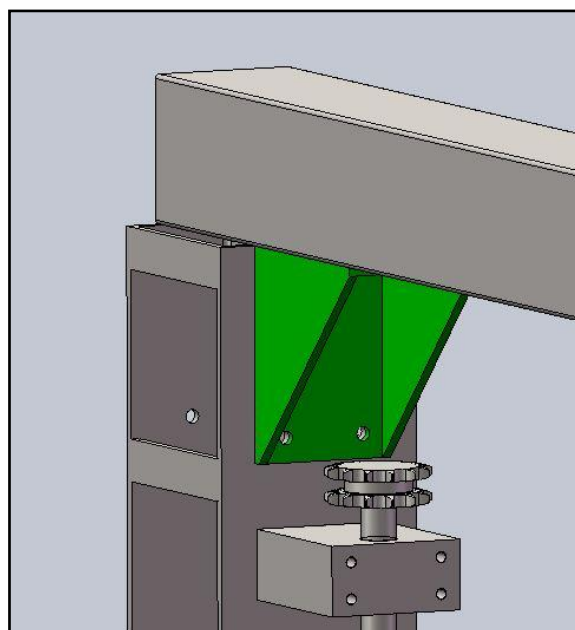


Figura 4.3 – Enrijecedor de fixação das vigas

Os pilares do pórtico não são diretamente ligadas à base de concreto e sim em guias, onde um ajuste pode ser feito para se adequar as medidas e ângulos que a suspensão que está sendo testada exige. Estas guias são presas à base de concreto através de parabolts e sua superfície é coplanar com o concreto, evitando sobressaltos, com isso grande parte dos esforços exercidos pela viga são transferidos para a base de concreto. Estas guias foram feitas pela união soldada de um perfil “U” com duas cantoneiras e as vigas são presas nelas por meio de parafusos. A Fig. 4.4 a seguir mostra as guias.

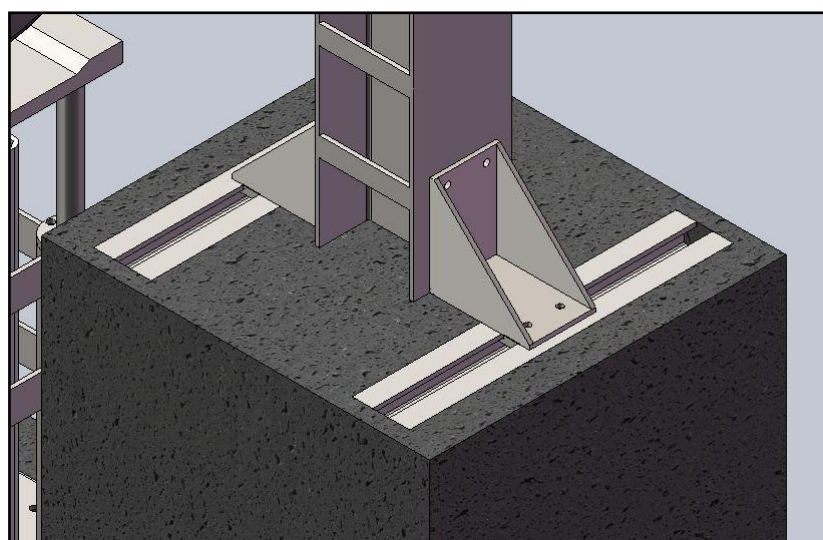


Figura 4.4 – Guia de fixação inferior das vigas.

O pórtico serve ainda para fixação da bandeja da suspensão McPherson, esta fixação é feita através de uma placa universal. A placa universal possui uma furação específica, onde será fixada através de parafusos outra placa contendo as medidas e furações específicas de cada bandeja, fazendo assim que

a suspensão testada tenha exatamente as mesmas condições geométricas de quando esta presa ao automóvel. A Fig. 4.5 a seguir mostra a placa universal em destaque.

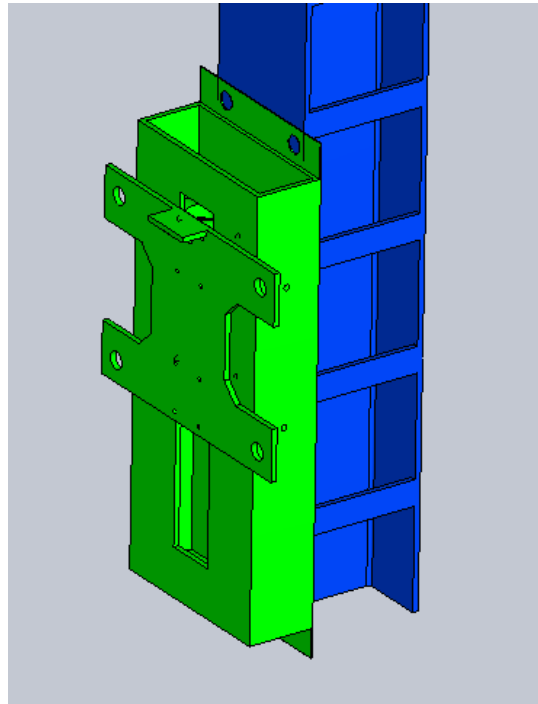


Figura 4.5 – Placa universal de fixação da bandeja.

A placa universal é composta por duas partes montadas, uma das partes é uma caixa que serve de trilho para as rodas que são fixadas na placa, que constituem a segunda parte. A Fig. 4.6 abaixo mostra a vista explodida da placa onde se pode ver todos os elementos.

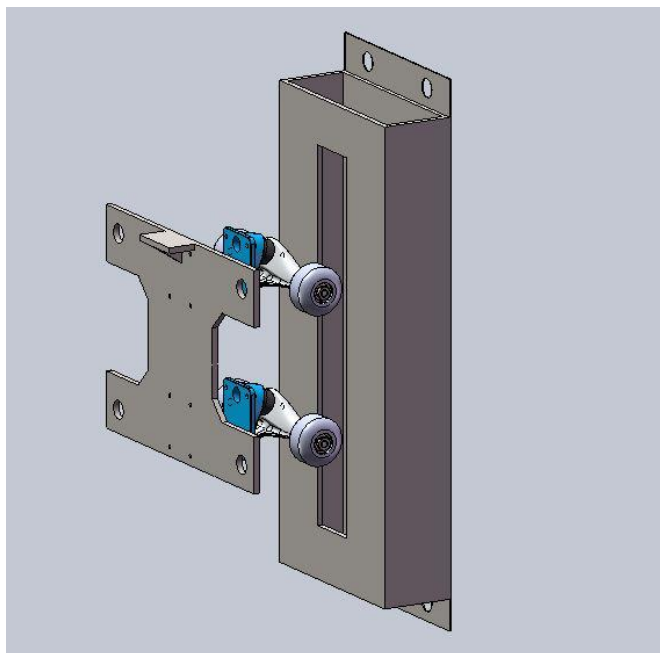


Figura 4.6 – Vista explodida da placa de fixação universal

4.3 PONTE TRELIÇADA

A ponte treliçada é usada para fixar o conjunto assimétrico mola/amortecedor da suspensão McPherson. Ela será utilizada no caso em que se quer ensaiar apenas a suspensão destacada do veículo. A ponte treliçada é móvel na vertical utilizando-se um parafuso de potência acionado por um conjunto motoredutor preso aos pilares do pórtico.

O parafuso de potência, além de ser usado para regular a altura da ponte, ajustando-se assim ao tamanho da suspensão ensaiada, pode exercer uma pré-carga no conjunto amortecedor-mola. A pré-carga abre um leque maior de possibilidades para o ensaio, uma vez que permite simular a suspensão sob várias condições de carga do veículo, como por exemplo, o veículo estando com a lotação máxima de passageiros e/ou carga transportável. Assim pode-se observar a mudança de comportamento dos amortecedores e molas devido à carga extra. A Fig. 4.7 mostra a ponte treliçada, o parafuso de potência e a fixação do amortecedor.

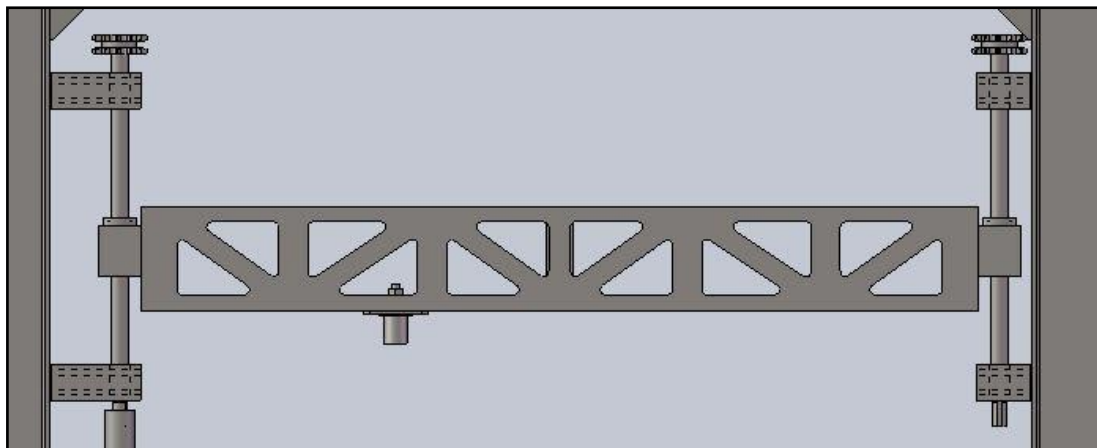


Figura 4.7 – Ponte treliçada de fixação do amortecedor

Como visto na figura anterior, cada ponte possui dois parafusos de potência conectados a ela. Um dos parafusos é acionado diretamente pelo conjunto motoredutor, por meio de um acoplamento. A sincronia dos parafusos é feita por meio de corrente, esta corrente fica na parte superior do parafuso. A sincronia por corrente foi escolhida ao invés de uma sincronia por correias e polias por ser de vital importância que não haja diferença de altura entre as extremidades da ponte. Uma sincronia feita por polias e correias poderia causar um desnível da altura por meio de escorregamento da correia durante a partida do motor. A Fig. 4.8 mostra em detalhe o pinhão dentado logo acima do parafuso de potência.

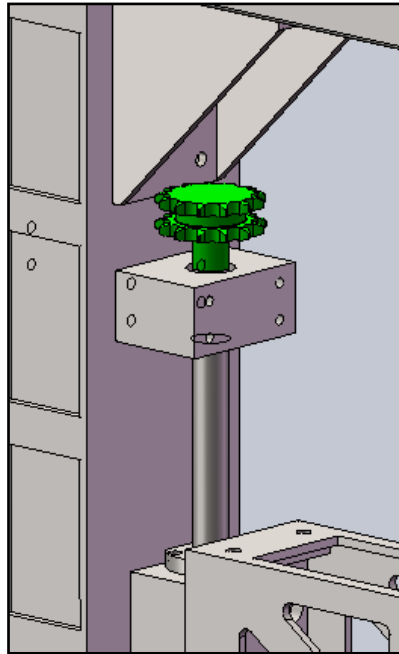


Figura 4.8 – Pinhão dentado

Além do ajuste vertical feito pelos parafusos a fixação do amortecedor possui um ajuste ao longo do comprimento da ponte. Esta fixação é feita por meio de um terminal esférico, preso em uma bucha roscada. A Fig. 4.9 mostra a fixação do amortecedor preso em sua guia de ajuste em destaque.

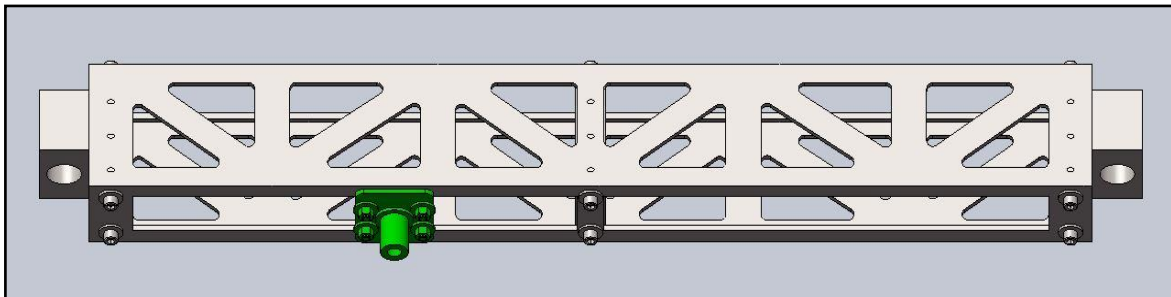


Figura 4.9 – Fixação do amortecedor

Como pode ser observado, juntando-se a possibilidade de ajuste vertical e lateral da fixação do amortecedor, mais o ajuste longitudinal que pode ser feito das vigas, o ajuste de posição da suspensão pode ser feito nos três eixos de referência espacial (x, y e z).

Sobre a ponte, é fixado o suporte do atuador através de um suporte de aço que garante a posição adequada através de fixação por compressão de parafusos. A Fig. 4.10 mostra o cilindro montado sobre a ponte.

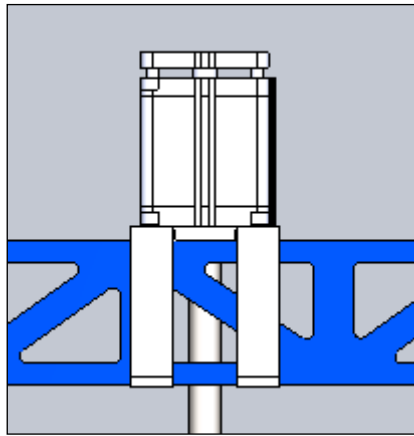


Figura 4.10 – Atuador pneumático fixado a ponte treliçada

4.4 CONJUNTO MOTO-REDUTOR

O acionamento do parafuso de potência é feito por meio de um conjunto motoredutor. Esta configuração foi escolhida por questão de montagem e espaço, pois o parafuso demanda um torque de acionamento de 25N.m (os cálculos feitos para chegar a este valor serão apresentados mais a frente). Com um torque de acionamento neste patamar um motor elétrico que acionasse diretamente o parafuso teria que ser um modelo de grandes medida e peso, o que iria dificultar muito sua montagem no pórtico. Para efeito de comparação um motor elétrico que fizesse o acionamento direto do parafuso foi pesquisado e chegou-se em um modelo de 3HP com 75kg e 557mm de comprimento, além de ter um consumo de energia maior. O modelo selecionado é um modelo de 0,5HP ligado em um redutor de engrenagens helicoidais e juntos pesam 24kg com comprimento total de 437mm.. A Fig. 4.11 mostra o conjunto montado no pilar do pórtico.

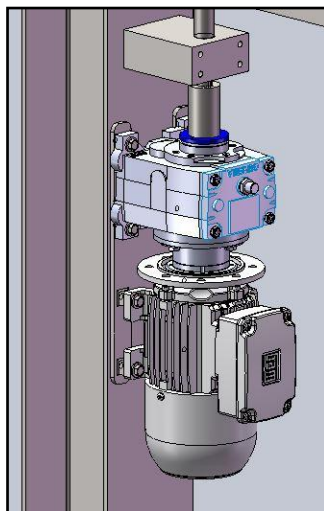


Figura 4.11 – Conjunto motoredutor montado no pilar do pórtico

Uma das razões principais para o uso dos reforços no pilar é justamente a fixação do motor elétrico e redutor acoplado a eles, já que além de ser uma massa concentrada ainda induzem vibrações e torque no pilar. A escolha de se reforçar uma peça de perfil “I” com chapas ao invés de se adotar uma peça do tipo “caixa” foi justamente para possibilitar usar fixações parafusadas e poder instalar componentes do pórtico nos pilares.

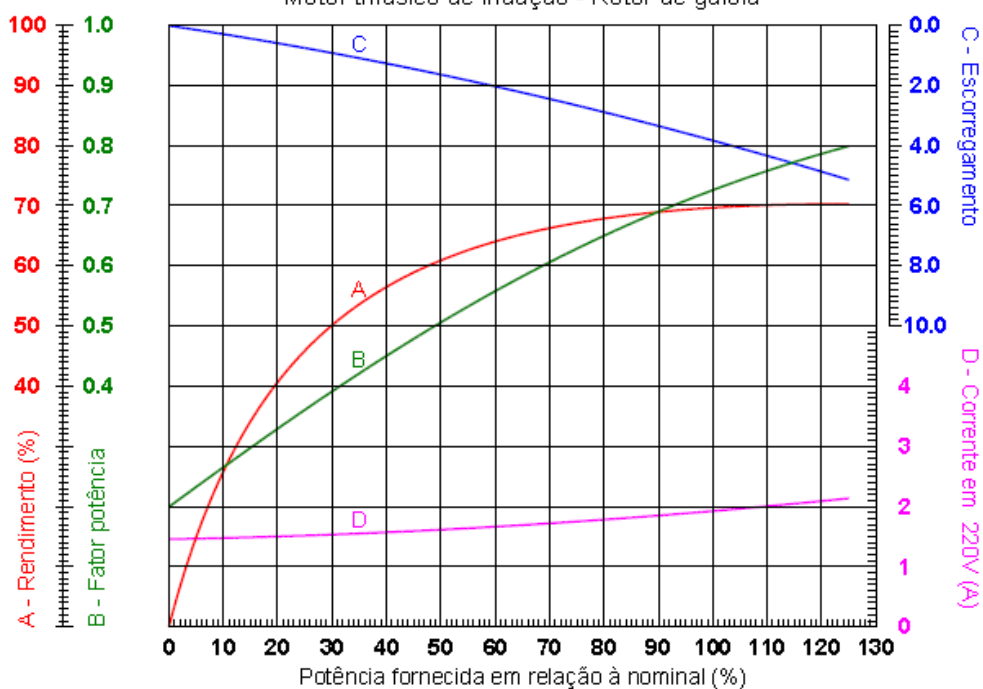
As características técnicas do motor serão apresentadas nas Fig. 4.12 e Fig. 4.13 a seguir.

	Universidade de Brasília		No.: 1		
			Data: 3/31/2011 8:39:25 AM		
FOLHA DE DADOS Motor trifásico de indução - Rotor de gaiola					
Cliente		: Gustavo Cavalcanti			
Linha do produto		: Steel Motor - Trifásico			
Carcaça	: A56				
Potência	: 0,5 HP				
Frequência	: 60 Hz				
Polos	: 4				
Rotação nominal	: 1730				
Esco regamento	: 3,89 %				
Tensão nominal	: 220/380 V				
Corrente nominal	: 1,92/1,11 A				
Corrente de partida	: 9,62/5,57 A				
Ip/In	: 5,0				
Corrente a vazio	: 1,46/0,847 A				
Conjugado nominal	: 2,04 Nm				
Conjugado de partida	: 220 %				
Conjugado máximo	: 280 %				
Categoria	: A				
Classe de isolamento	: B				
Elevação de temperatura	: 80 K				
Tempo de rotor bloqueado	: 15 s (quente)				
Fator de serviço	: 1,25				
Regime de serviço	: S1				
Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C				
Altitude	: 1000 m				
Proteção	: IP21				
Massa aproximada	: 11 kg				
Momento de inércia	: 0,00214 kgm ²				
Nível de ruído	: ---				
	Dianteiro	Traseiro	Carga	Fator potência	Rendimento (%)
Rolamento	6204 ZZ	6203 ZZ	100%	0,73	70,0
Intervalo de lubrificação---	---	---	75%	0,62	66,0
Quantidade de graxa ---	---	---	50%	0,51	62,0

Figura 4.12 – Dados técnicos do motor elétrico

CURVAS CARACTERÍSTICAS EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA

Motor trifásico de indução - Rotor de gaiola



Cliente : Gustavo Cavalcanti
 Linha do produto : Steel Motor - Trifásico

Potência	: 0,5 HP	Ip/In	: 5,0
Carcaça	: A56	Regime de serviço	: S1
Rotação nominal	: 1730	Fator de serviço	: 1,25
Frequência	: 60 Hz	Categoria	: A
Tensão nominal	: 220/380 V	Conjugado de partida	: 220 %
Classe de isolamento	: B	Conjugado máximo	: 280 %
Corrente nominal	: 1,92/1,11 A		

Figura 4.13 – Curvas características do motor elétrico

O redutor usado tem suas características técnicas apresentadas na Tab. 4.2 abaixo:

Tabela 4.2 – Características técnicas do redutor de engrenagens helicoidais

Redutor de Engrenagens Helicoidais	
Tipo	Redutor paralelo com engrenagens helicoidais
Rotação de Saída	120,72 rpm
Fixação	Base aparafusada
Fator de segurança	3,6
Rendimento	96%

4.5 BASE DE APOIO DA RODA E FIXAÇÃO DO ATUADOR

O dispositivo em sua totalidade tem função de apoiar o pneu e conectar o atuador à esta. Para o apoio da roda buscou-se evitar efeitos localizados como deformação excessiva e flambagem local e ainda, que a mesma fosse leve. Para tanto, é confeccionada em aço AISI 1045.

Para evitar instabilidade do elemento durante o movimento do atuador, ou que se transfira uma força transversal maior que a suportada pela haste do atuador; a plataforma teria guias lineares laterais conectadas à plataforma, conforme Fig. 4.14. Estas guias direcionariam o movimento de translação vertical.

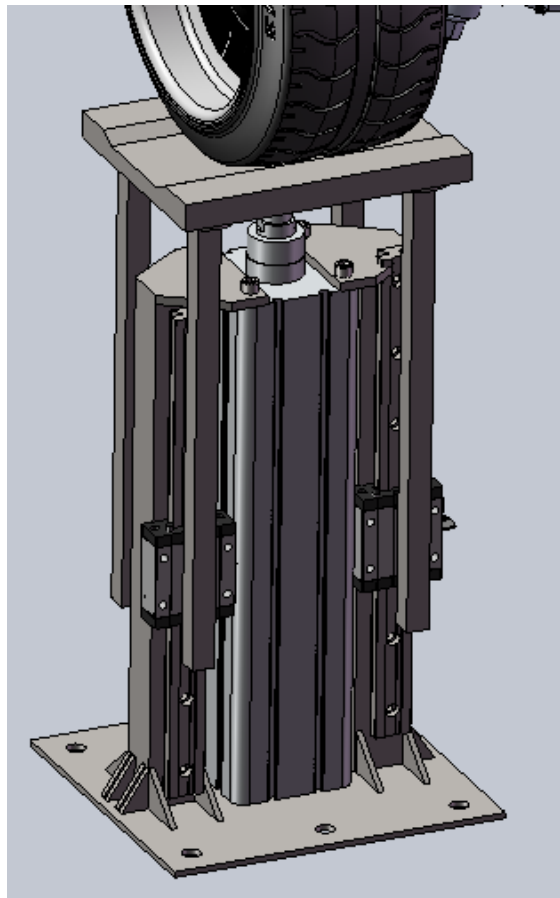


Figura 4.14 – Base de apoio da roda e fixação do atuador

A base de apoio da roda devia servir para os dois tipos de simulação, ou seja, carro completo ou apenas sistema de suspensão. A necessidade de se ter uma pequena massa se deve ao fato de que o apoio das rodas consiste em uma massa não suspensa para o atuador.

Durante a concepção deste componente foi feita uma pesquisa em equipamento que se aproximasse desta função, para se buscar uma referência. A Fig. 4.15 a seguir é de uma plataforma de apoio de roda de um equipamento de diagnóstico automotivo, que entre outras atribuições mede a massa do automóvel induzindo vibrações de várias amplitudes e frequências e, a partir da equação da segunda Lei de Newton aplicada para as várias oscilações, tira-se a média para se obter a massa.



Figura 4.15 – Base de apoio de referência

A primeira versão da base de apoio da roda previa que esta fosse confeccionada em chapa de aço, para que se mantivesse a massa a mais baixa possível. Esta versão possuía uma massa de 18,07kg frente a 27,53kg da versão definitiva, no entanto, a dificuldade técnica para fabricá-la em função das inúmeras soldas manuais que teriam que ser feitas, fez com que esta solução fosse abandonada. A Fig. 4.16 mostra a vista explodida da primeira versão que seria feita em chapa de aço.

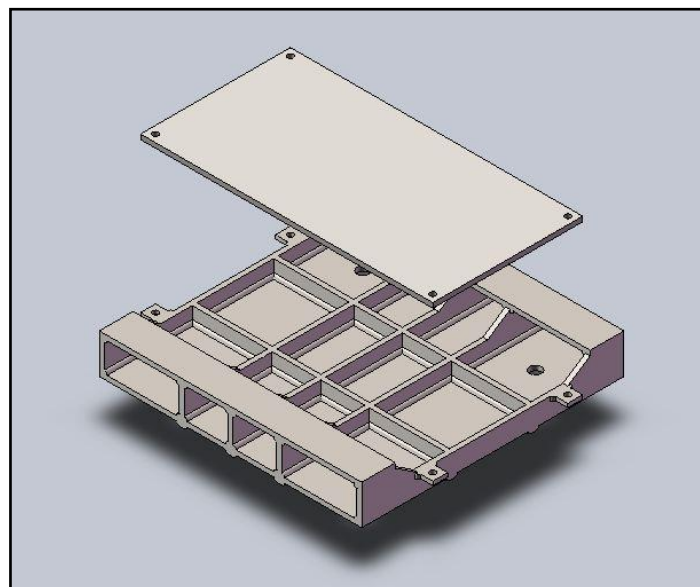


Figura 4.16 – Primeira versão da base de apoio da roda

A base onde o atuador é fixado possui as guias lineares para evitar instabilidades, como o descolamento lateral da base de apoio da roda, giro da haste e principalmente evitar que no caso da

roda não estar centralizada na base uma força lateral possa causar deformação ou falha da haste. A Fig. 4.17 fornecida pelo fabricante mostra a força lateral suportada de acordo com o curso e o diâmetro do atuador.

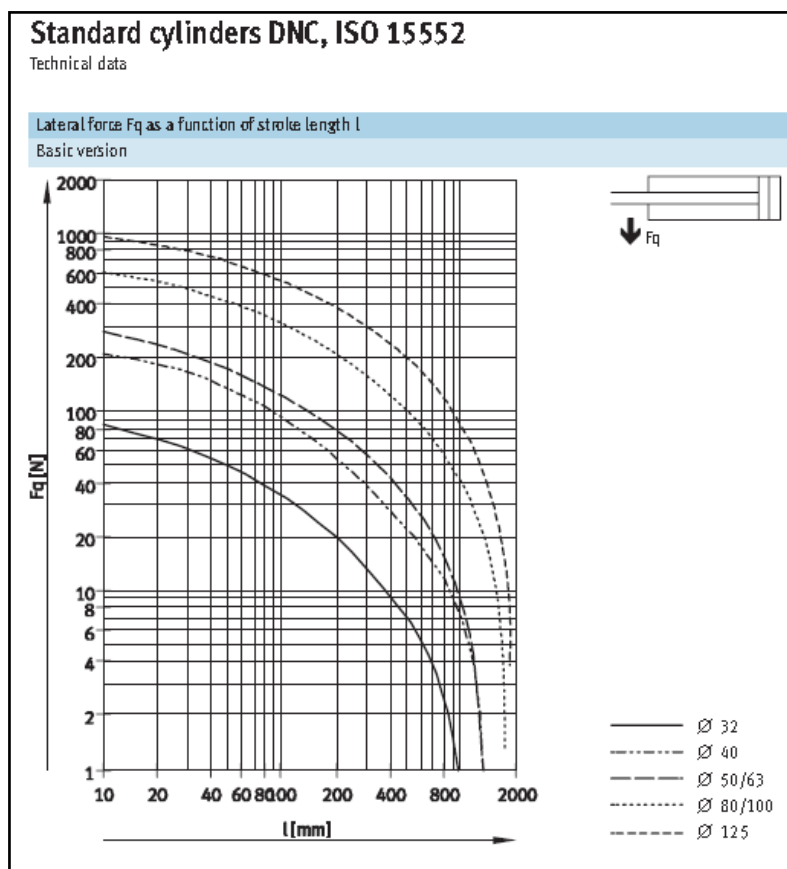


Figura 4.17 – Força lateral suportada pela haste do cilindro.

Como pode ser observado acima, chegou-se a uma força lateral máxima de 250N para o cilindro selecionado com diâmetro de 125mm e o curso máximo de 400mm.

Assim como o pórtico a base de fixação do atuador permite um ajuste lateral, para que se possa adequar aos diferentes tamanhos de bitola possíveis. O intervalo onde pode ser simulada uma suspensão McPherson usando a sua barra anti torção é de 1056mm até 1778mm e para simulações de eixos completos o intervalo é de 994mm até 2006mm. A Fig. 4.18 mostra as bases de fixação do atuador montado sobre suas guias de ajuste.

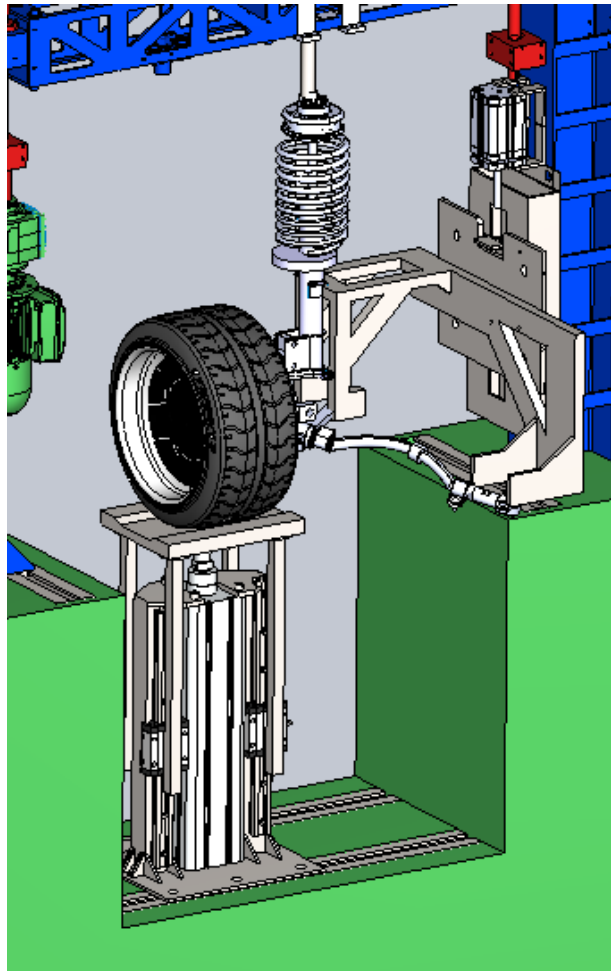


Figura 4.18 – Bases de fixação do atuador sobre suas guias lineares.

4.6 BASE DE CONCRETO ARMADO

O dispositivo de ensaio de suspensão será construído sobre uma base de concreto armado como apresentado na Fig. 4.19.

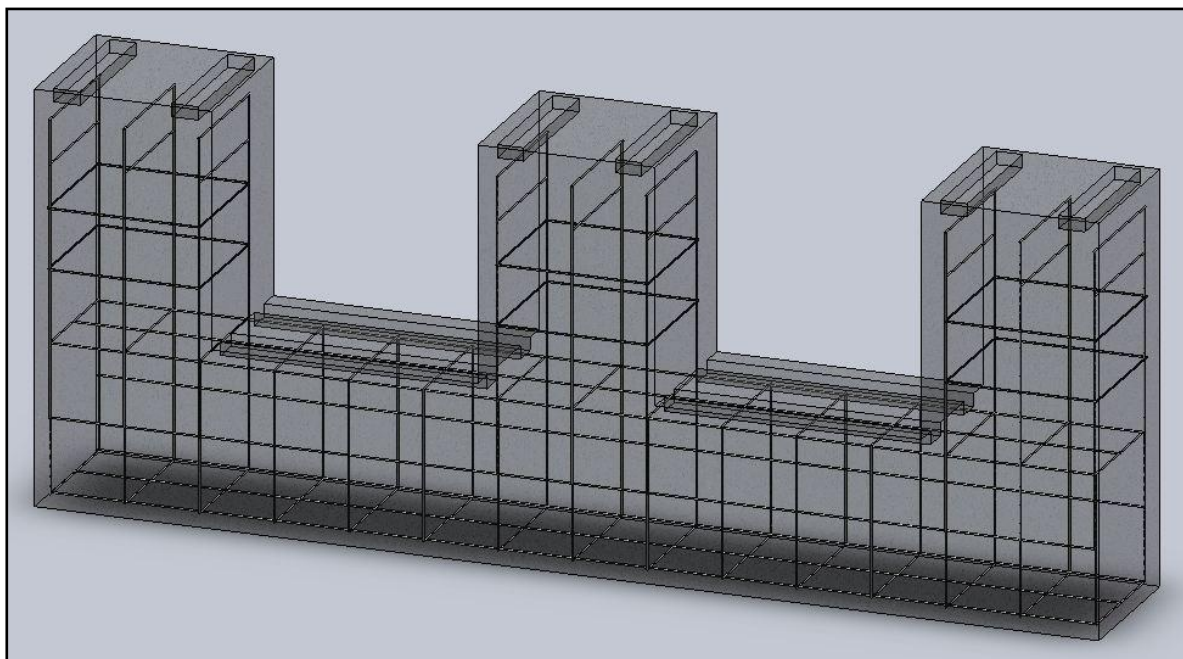


Figura 4.19 – Base de concreto e armadura de aço

A base possui perfis metálicos fixados no concreto em 5 áreas distintas. A estrutura em pórtico se fixará nos três pontos mais altos da base de concreto Fig.4.19, enquanto a base de suporte de atuadores e roda nos dois mais baixos, Fig.4.19.

A armadura de aço é feita de vergalhões de 5 mm de diâmetro, formando vários quadrados de 515 mm de lado que são unidos por vergalhões também de 5 mm de diâmetro. A fixação da base ao solo é feita por meio de parabolts colocados a cada 600 mm totalizando 12 parabolts (6 de cada lado).

Como a base de concreto é onde o automóvel iria embarcar, os componentes seriam fixados e receberia todos os esforços, esta deveria atender a todos os requisitos necessários para o bom funcionamento do teste sem que houvesse qualquer tipo de interferência neste.

A base de concreto armado possui a rigidez necessária para não interferir nos resultados dos testes e para resistir aos esforços solicitantes. A sua massa total, contando concreto e armadura de aço é de 4507 Kg o que corresponde a 86% do peso de toda bancada que é de 5122 Kg. O fato de ser fixada ao solo com parabolts contribui ainda mais para conferir rigidez ao dispositivo ao torná-lo hiperestático.

5 Validação da geometria dos componentes

5.1 MÉTODOS UTILIZADOS

Para a validação das geometrias, uma análise usando o método dos elementos finitos (MEF) que se trata de um método de discretização de meios contínuos. Essa modelagem é normalmente feita através de equações diferenciais ou equações integrais com suas respectivas condições de contorno. Assim, o MEF consiste na divisão do domínio de integração em um número finito de pequenas regiões denominadas “elementos finitos”, transformando o contínuo em discreto.

Assim, as geometrias geradas no software CAD SolidWorks™ eram importadas para o software ANSYS 13™, as condições de contorno (esforços e restrições) eram inseridas, respeitando todas as características originais. Uma vez que os esforços e restrições foram adicionados com sua magnitude, direção e sentido, as informações do material foram carregadas do banco de dados do software e aplicadas nas geometrias.

Quando se faz uma simulação por usando MEF é muito importante que se tome cuidado com a proporção do elemento de malha em relação ao volume da geometria analisada. Um elemento de malha muito grande poderia mascarar o valor das tensões e deformações em regiões pequenas, como uma quina, o que é muito grande, pois pode-se validar uma geometria com concentrações de tensões não avaliadas adequadamente. Por outro lado, um elemento de malha muito pequeno pode da mesma forma, causar erros, já que o número de linhas e colunas das matrizes a serem resolvidas seria enorme e inconsistências iriam surgir (Ribeiro e Silva 2010).

Para se evitar estes dois tipos de erros na análise pelo MEF foram usados um recurso do software que gera um tamanho de elemento de malha padrão, de acordo com as dimensões e volume da geometria a ser analisada. A partir deste elemento base, variou-se seu tamanho em medidas próximas da original e foi repetida a simulação. Os resultados das simulações foram plotados de acordo com o tamanho do elemento de malha e foi analisada a convergência dos resultados e diferenças maiores que 3% seriam descartadas e as simulações refeitas para tamanhos de malha mais adequados.

Para todos os componentes foram analisadas as resistências aos esforços e obtidos as frequências naturais através de análise modal. Para resistência aos esforços, foram obtidos deformações, nível de tensão e coeficiente de segurança estático e de fadiga. Todas as análises de fadiga foram feitas para o critério de Sodeberg considerando vida infinita resistir a mais de um milhão de ciclos.

Com vistas de tornar as simulações mais confiáveis, uma comparação foi feita. A partir da viga analisada na tese de mestrado “Localização e Quantificação de Danos em Estruturas por meio das suas Características Dinâmicas” (Soares, 2000), onde foram obtidos os modos de vibração teóricos e experimentais. Uma viga exatamente igual a analisada na tese foi gerada no software de CAD e posteriormente analisada no ANSYS13™ para efeito de comparação.

A viga é um perfil de 4” com 5 mm de espessura de alma, exatamente como na tese de mestrado do Miguel. A viga usada nos ensaios experimentais pesava 22,5 Kg e a viga gerada no CAD pesava 23,5 Kg, um erro de 4,2% que pode ser creditado ao processo de fabricação e não é muito relevante para a análise.

A Fig. 5.1 mostra a viga gerada no software CAD.

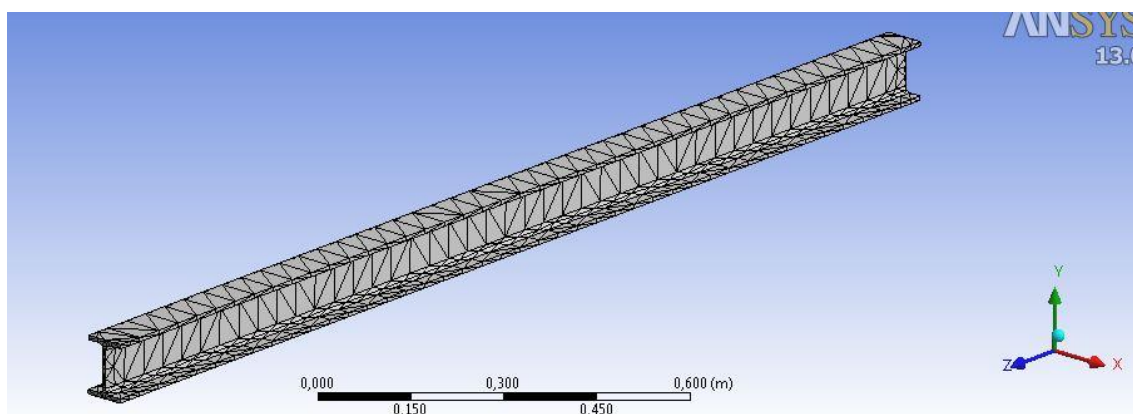


Figura 5.1 – Viga para comparação de modos de vibração.

As características físicas da viga são apresentadas na tabela 5.1 abaixo.

Tabela 5.1 – Características físicas da viga

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	3,0061e-003 m ³
<input type="checkbox"/> Mass	23,598 kg
Centroid X	3,4e-002 m
Centroid Y	5,e-002 m
Centroid Z	1,6688e-016 m
Moment of Inertia Ip1	7,7675 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	7,7337 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	4,5952e-002 kg·m ²

Para se obter essas características foram carregadas na geometria todos os dados referentes ao aço AISI 1018, usado na viga ensaiada por SOARES.

As condições de contorno inseridas no software de elementos finitos foram as mesmas do ensaio, ou seja, uma viga bi apoiada com os apoios nas extremidades desta. A tabela 5.2 mostra os dados de condições de contorno inseridas.

Tabela 5.2 – condições de contorno usadas na simulação

Definition	
Type	Displacement
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
X Component	Free
<input type="checkbox"/> Y Component	0, m
Z Component	Free
Suppressed	No

Foram feitas duas simulações, uma usando as unidades do SI e outra usando as unidades do SI, exceto o comprimento, onde foi usado mm. Esta providencia foi tomada para assegurar que os arquivos CAD, que usam como medida de comprimento padrão o mm não causassem erros ao serem carregados no software de simulação, que utiliza o SI. Abaixo estão apresentados os dados obtidos nas simulações e os dados de controle, retirado da tese de SOARES.

Tabela 5.3 – dados das simulações e dados de comparação

Modal milímetro		Modal metro		Modal experimental	
Mode		Mode		Mode	
1	73,348	1	73,348	1	68,31
2	201,07	2	201,07	2	181,26
3	339,91	3	339,91	3	351,08
4	363,95	4	363,95	4	571,66
5	390,9	5	390,9	5	838,04
6	445,63	6	445,63	6	-
7	587,24	7	587,24	7	-

Os resultados obtidos nas simulações são rigorosamente iguais, o que mostra que a questão do erro causado pela diferença de unidades foi descartada.

Agora quando comparado com os valores do ensaio a questão muda de figura, o erro baixo encontrado nos primeiros modos cresce muito quando são comparados os modos de maiores frequências. A tabela 5.4 abaixo mostra os erros em porcentagem.

Tabela 5.4 – Erros da simulação

Erros		
modo 1	6,87	%
modo 2	9,85	%
modo 3	-3,29	%
modo 4	-57,07	%
modo 5	-114,39	%

Até o terceiro modo o erro não chegou a 10%, no entanto o quarto erro já é maior que 50% do valor da frequência do ensaio. A fig. 5.2 abaixo mostra a compilação dos resultados das tabelas dos modos.

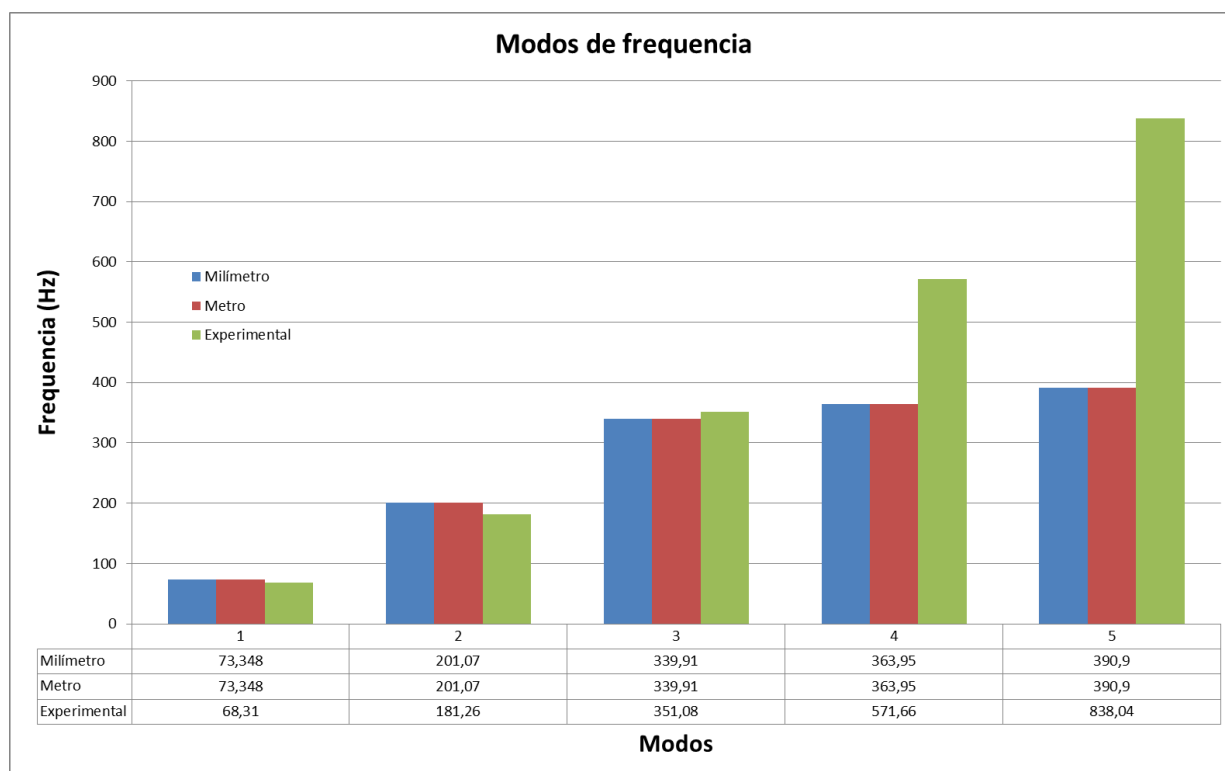


Figura 5.2 – Comparação dos dados das simulações com os dados de controle

Como pode ser visto acima, nos primeiros modos o erro é baixo, não atingindo 10%, no entanto para os modos seguintes o erro cresce bastante, com isso as simulações de análise modal obtidas pelo software ANSYS13™ devem ser analisadas com cuidado para se evitar erros de projeto.

5.2 PÓRTICO

As condições de contorno da simulação de esforços da viga são apresentadas na Fig. 5.3 abaixo.

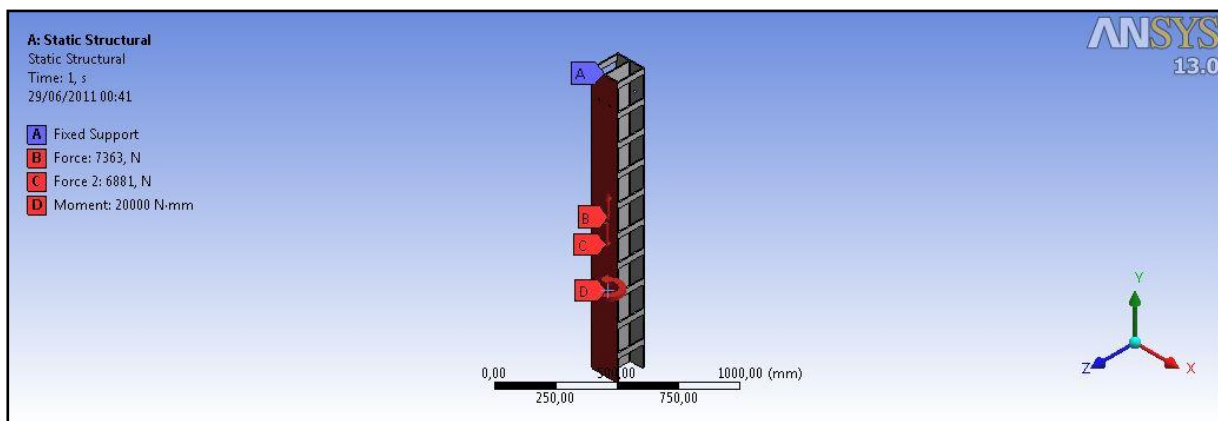


Figura 5.3 – Condições de contorno para a simulação da viga

A Fig. 5.4 mostra a deformação causada pelos esforços ampliada 320 vezes.

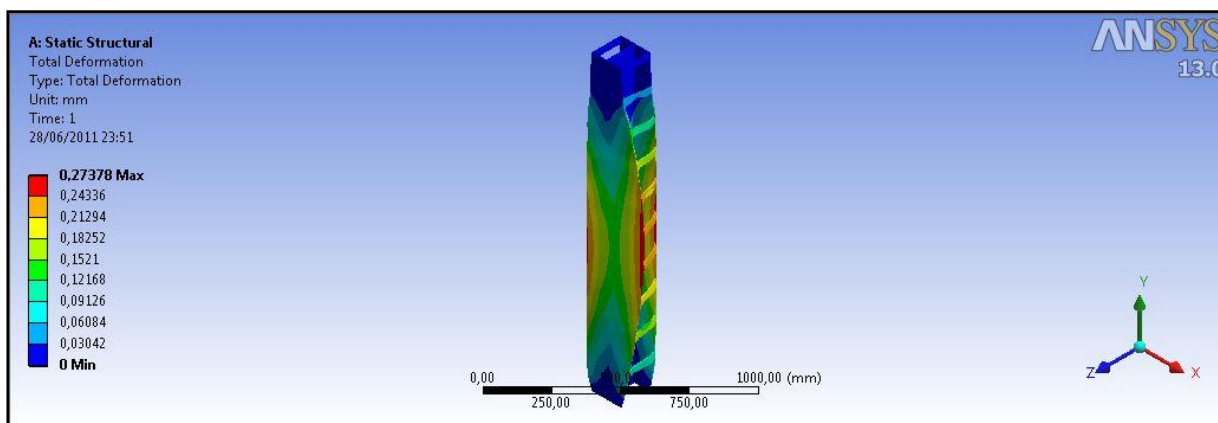


Figura 5.4 – Deformação ampliada 320 vezes.

A Fig. 5.5 mostra a tensão associada ampliada 320 vezes.

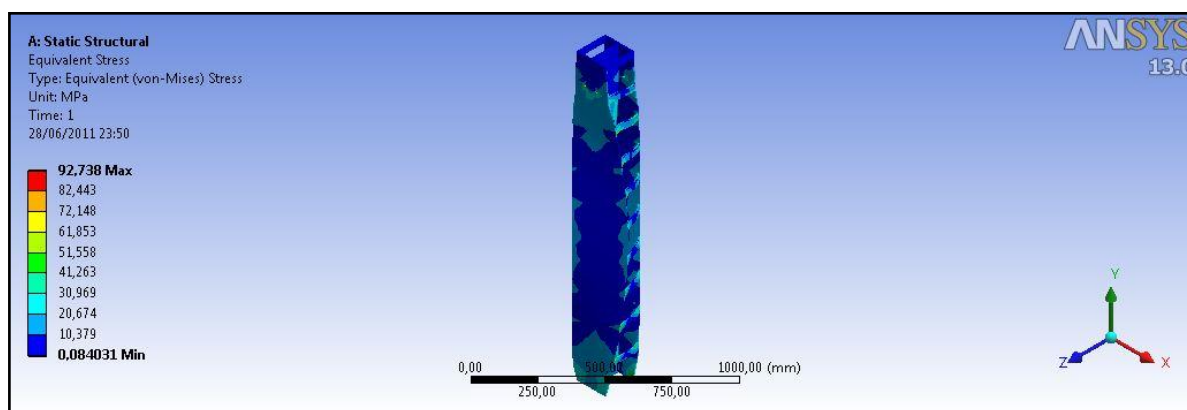


Figura 5.5 – Tensão ampliada 320 vezes.

A Fig. 5.6 mostra o coeficiente de segurança para fadiga ampliado 320 vezes.

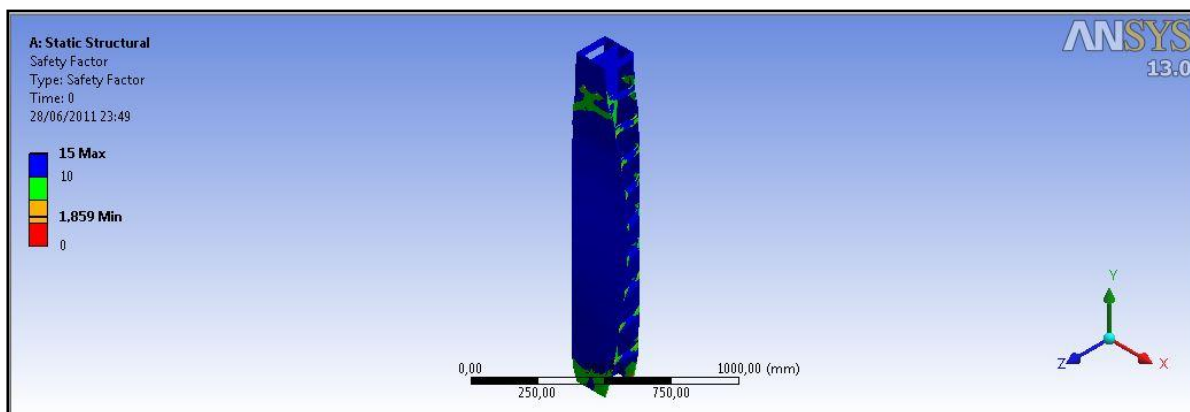


Figura 5.6 – Coeficiente de segurança para fadiga ampliado 320 vezes.

A análise modal foi feita primeiramente considerando a viga superior de perfil “I” mas a partir dos resultados da análise das tensões impostas em conjunto com a análise modal, a montagem com a viga superior de perfil caixa se mostrou mais adequado. As Figs. 5.7 e 5.8 mostram a comparação dos resultados.

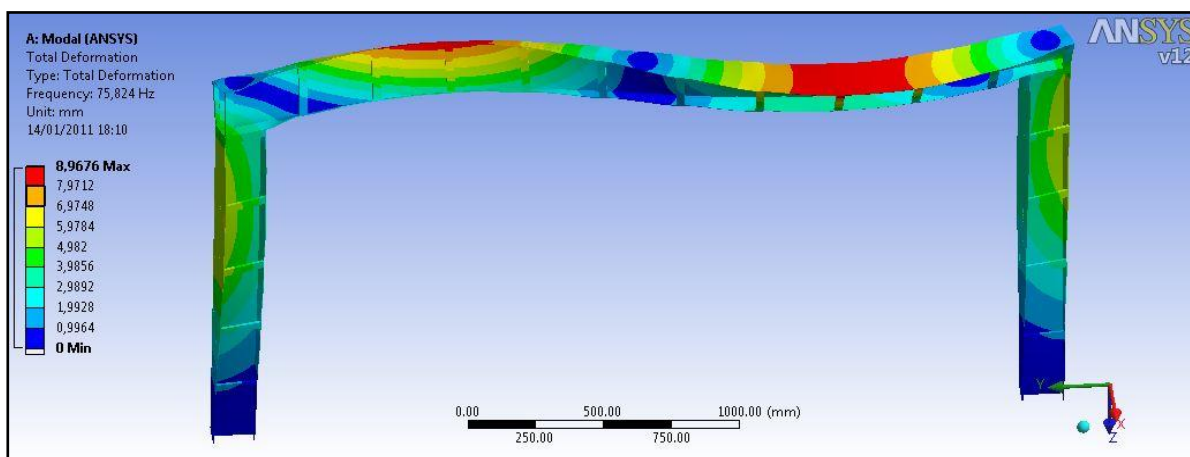


Fig 5.7 – Frequência natural de 75, 8 Hz para configuração com três vigas “I”

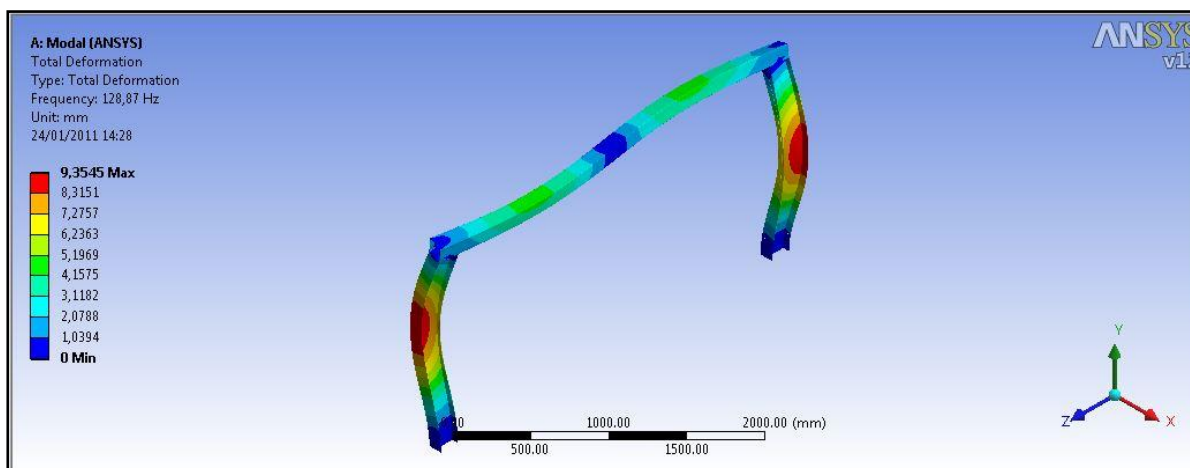


Figura 5.8 – Frequência natural de 128,8 Hz para configuração com viga superior perfil “caixa”

A Tab. 5.5 mostra os primeiros 10 modos de vibração para o pórtico.

Tabela 5.5 – 10 primeiros modos de vibração do pórtico

Mode	Frequency [Hz]
1	128,87
2	169,01
3	174,78
4	178,57
5	189,34
6	201,22
7	291,53
8	328,72
9	345,22
10	347,42

5.3 PONTE TRELIÇADA

A Fig. 5.9 mostra as condições de contorno para as simulações da ponte treliçada.

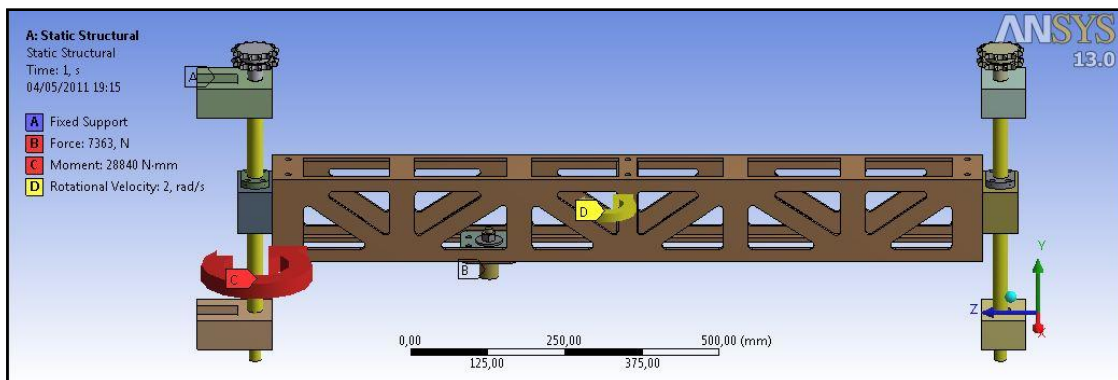


Figura 5.9 – Condições de contorno para a simulação da ponte treliçada

A Fig. 5.10 mostra a deformação associada aos esforços ampliada 280 vezes.

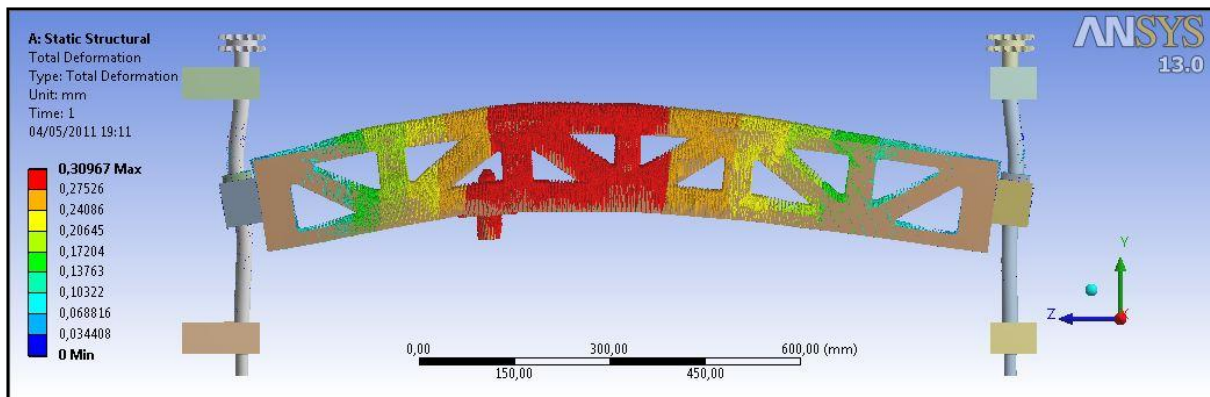


Figura 5.10 – Deformação associada ampliada 280 vezes.

A Fig. 5.11 mostra a tensão associada aos esforços ampliada 280 vezes.

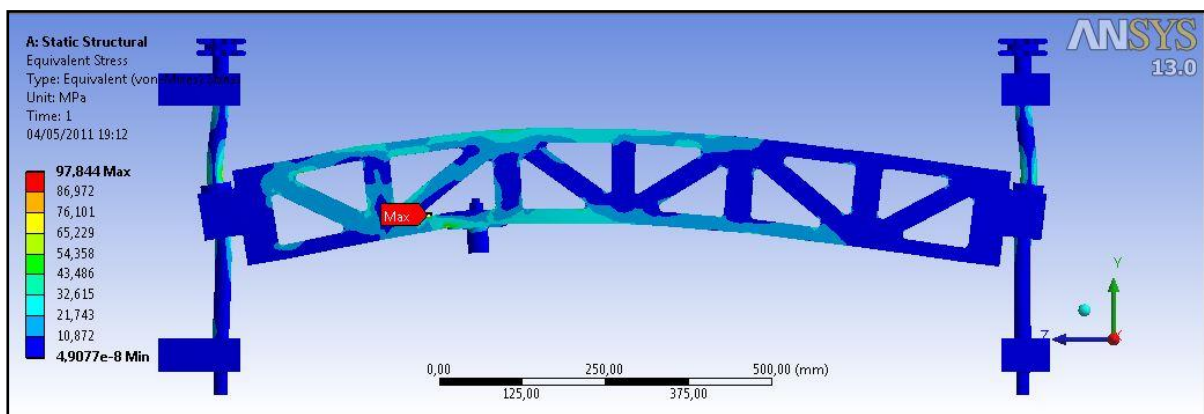


Figura 5.11 - Tensão associada ampliada 280 vezes.

A Fig. 5.12 mostra o coeficiente de segurança para fadiga ampliada 280 vezes.

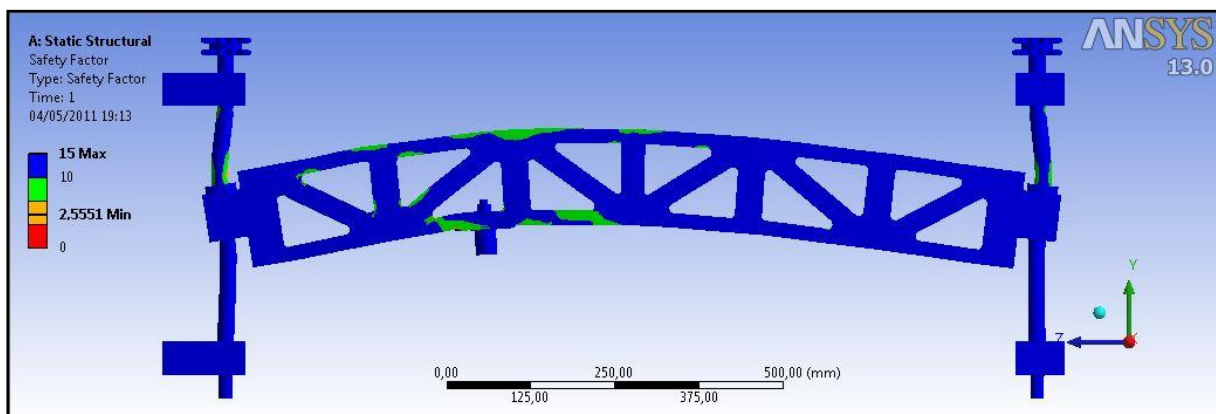


Figura 5.12 – Coeficiente de segurança ampliado 280 vezes.

A Fig. 5.13 mostra a frequência natural do primeiro modo de vibração da ponte.

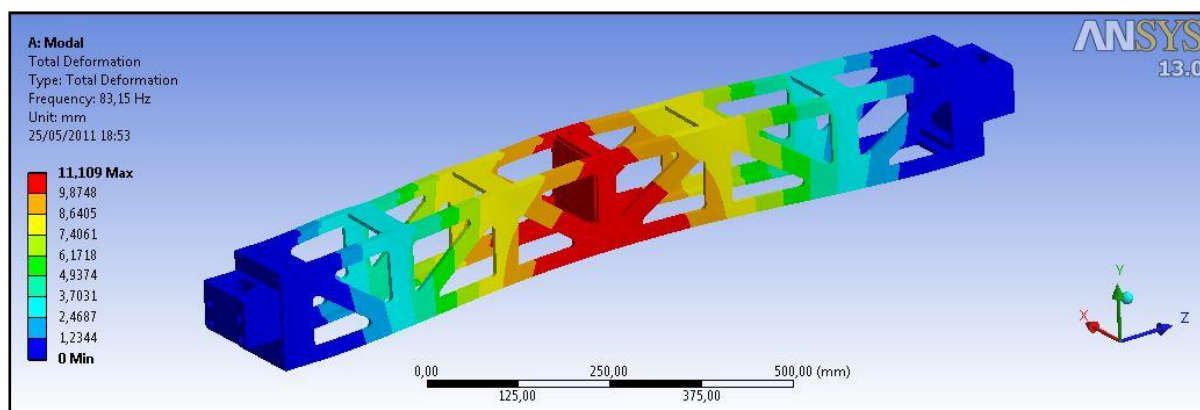


Figura 5.13 – Frequência natural de 83,1 Hz da ponte treliçada.

A Tab. 5.6 mostra os 10 primeiros modos de vibração da ponte treliçada.

Tabela 5.6 – 10 primeiros modos de vibração para a ponte treliçada

Modo de vibração	Frequency [Hz]
1	83,15
2	276,55
3	297,61
4	306,42
5	351,18
6	361,25
7	363,11
8	438,72
9	486,96
10	545,13

5.4 BASE DE APOIO DA RODA E FIXAÇÃO DO ATUADOR

A Fig. 5.14 mostra a deformação associada aos esforços ampliada 390 vezes.

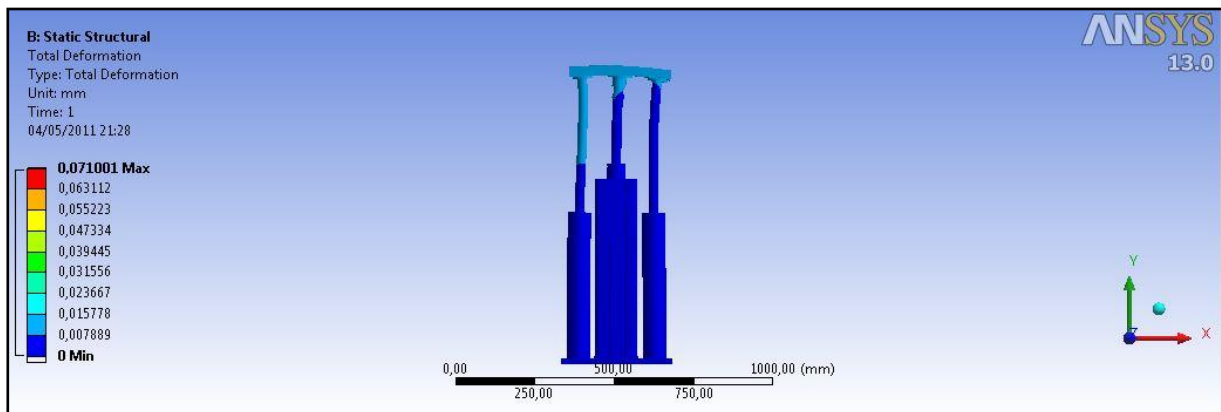


Figura 5.14 – Deformação associada aos esforços ampliada 390 vezes.

A Fig. 5.15 mostra a tensão associada aos esforços ampliada 390 vezes.

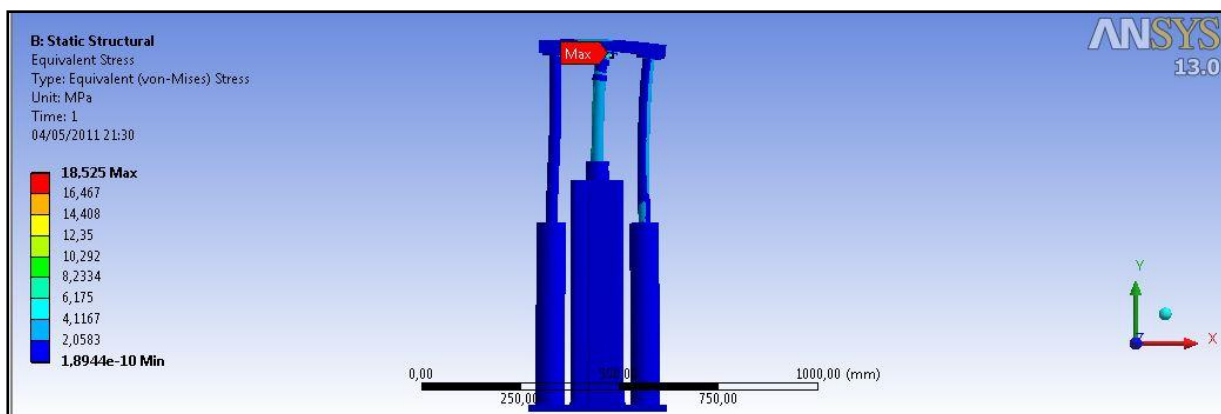


Figura 5.15 – Tensão associada aos esforços ampliada 390 vezes.

A Fig. 5.16 mostra o coeficiente de segurança à fadiga ampliado 435 vezes.

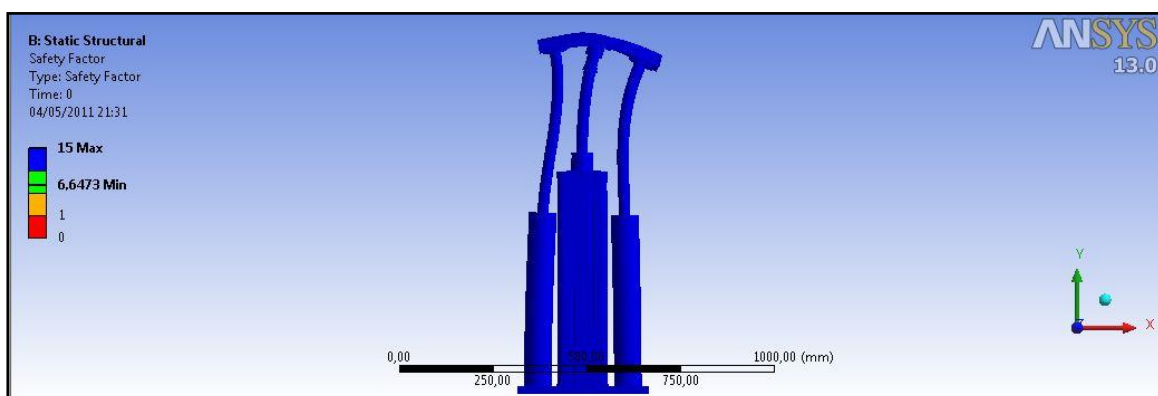


Figura 5.16 – Coeficiente de segurança a fadiga ampliado 435 vezes.

A Fig. 5.17 mostra em detalhe a deformação associada aos esforços no carrinho de fixação da guia linear.

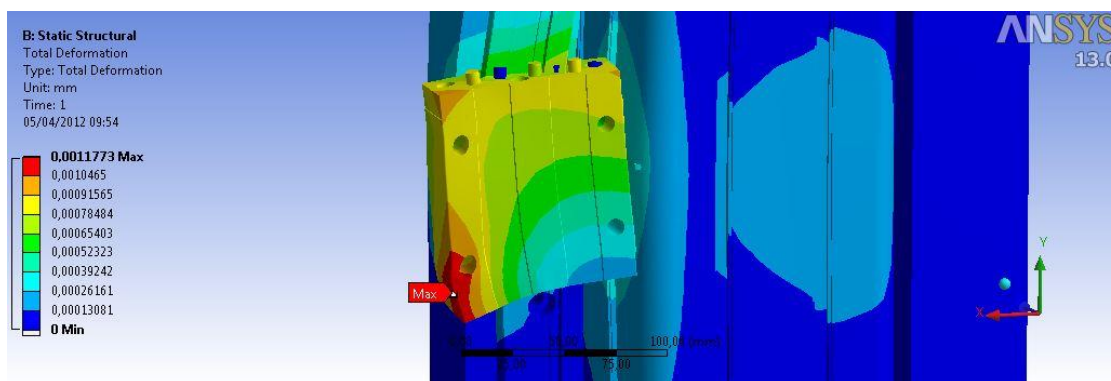


Figura 5.17 – Detalhe da deformação associada aos esforços no carrinho da guia linear

A Fig. 5.18 mostra a tensão associada aos esforços no carrinho da guia linear.

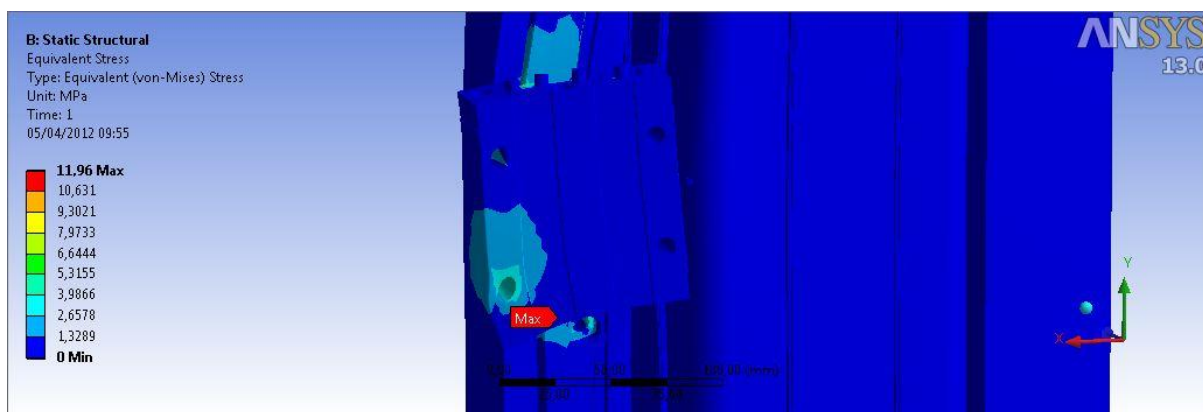


Figura 5.18 – Tensão associada aos esforços no carrinho da guia linear

A Fig. 5.19 mostra o primeiro modo de vibração e a convergência dos resultados para a base de apoio da roda e fixação do atuador.

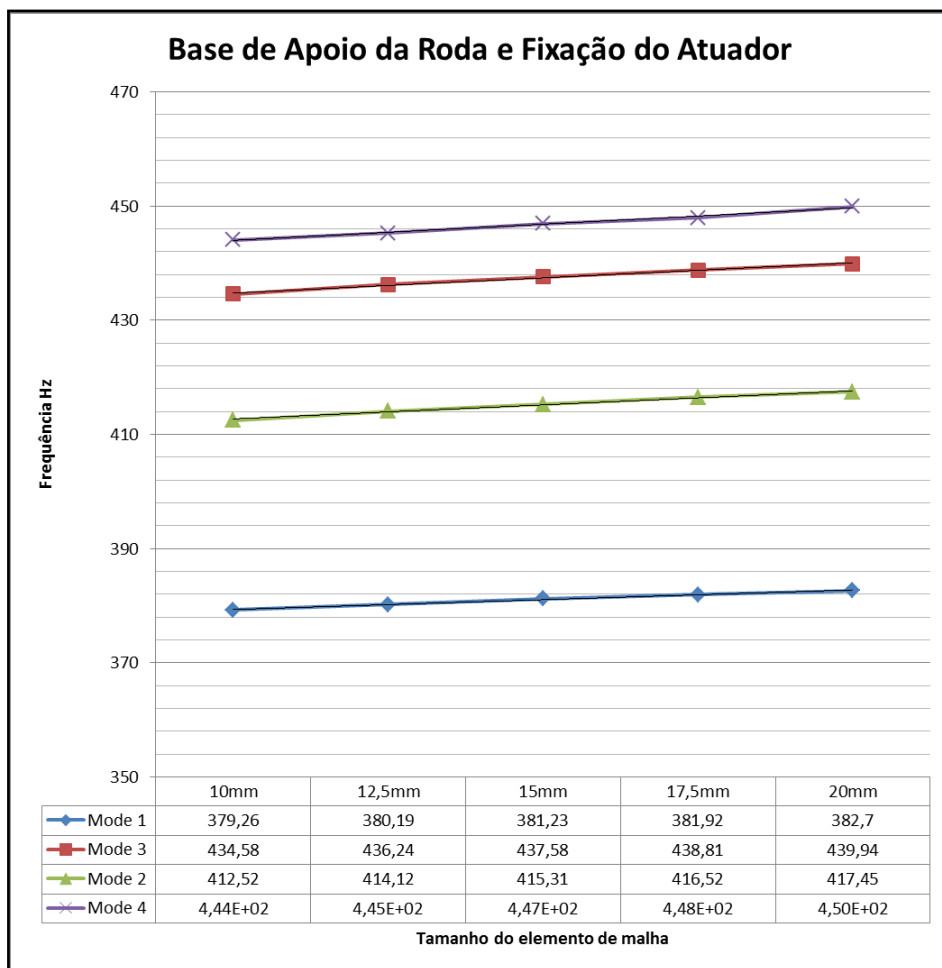


Figura 5.19 – primeiro modo de vibração e convergência dos resultados para a base de apoio da roda e fixação do atuador

A Tab. 5.7 mostra os 10 primeiros modos de vibração da base de apoio da roda e fixação do atuador.

Tabela 5.7 – 10 primeiros modos de vibração para a base de apoio da roda e fixação do atuador.

Modo de vibração	Frequency [Hz]
1	83,15
2	276,55
3	297,61
4	306,42
5	351,18
6	361,25
7	363,11
8	438,72
9	486,96
10	545,13

5.5 BASE DE CONCRETO

A Fig. 5.20 mostra a deformação do primeiro modo de vibração ampliada 510 vezes para a base de concreto.

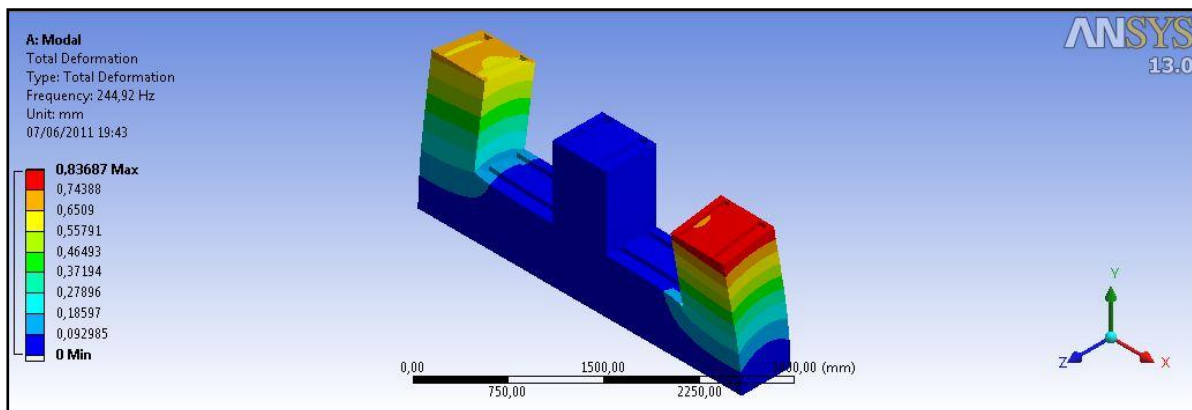


Figura 5.20 – Deformação do primeiro modo de vibração ampliada 510 vezes.

A Fig. 5.21 mostra a convergência dos resultados para o primeiro modo de vibração.

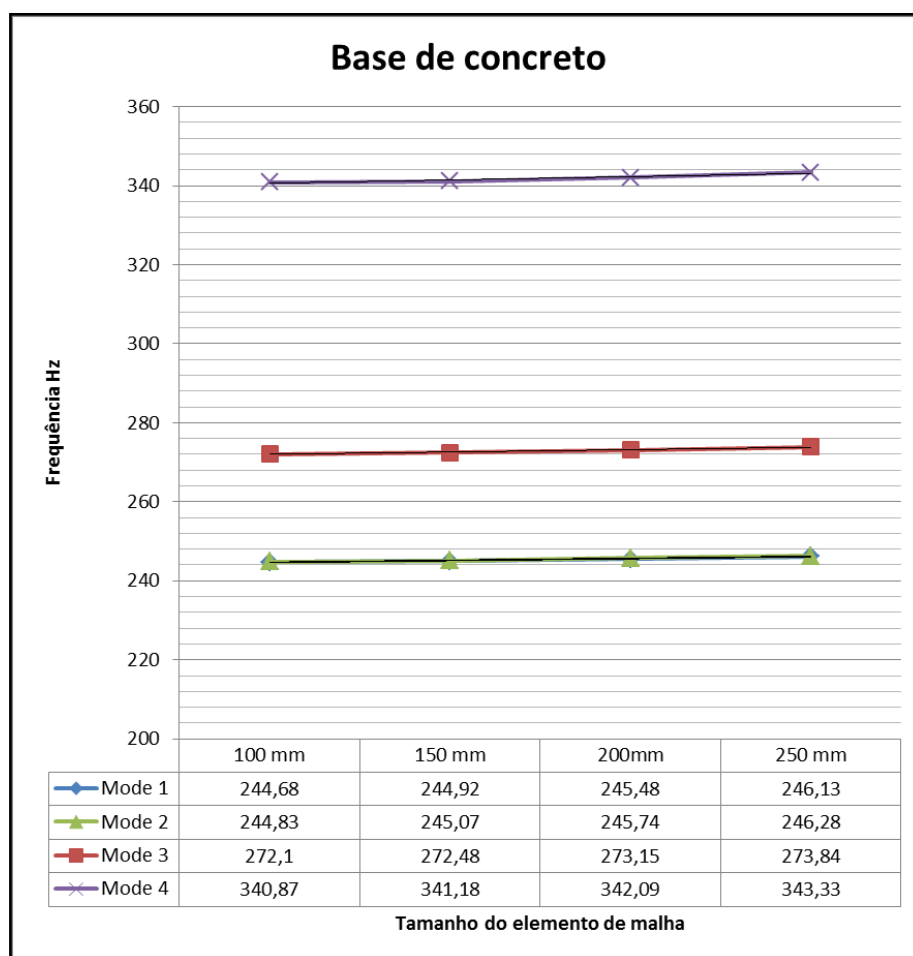


Figura 5.21 – Convergência dos resultados para o primeiro modo de vibração da base de concreto

A Tab. 5.8 mostra os 10 primeiros modos de vibração para a base de concreto.

Tabela 5.8 – 10 primeiros modos de vibração para a base de concreto

Modo de vibração	Frequency [Hz]
1	244,68
2	244,83
3	272,1
4	340,87
5	342,54
6	412,18
7	639,46
8	640,86
9	726,8
10	918,7

5.6 ANÁLISES DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO MECANISMO

Como último passo para a validação da bancada, uma simulação dinâmica é feita. Esta simulação consiste em entrar com os dados de força, velocidade e deslocamento de cada membro móvel da bancada. Após essa entrada o software SolidWorks™ faria a simulação dos movimentos e resultaria em um diagnóstico final contendo um vídeo com o comportamento da bancada e um relatório sobre interferências mecânicas, caso houvessem.

No entanto, o software não realizava a simulação acusando uma mensagem de erro da geometria da suspensão. A Fig. 5.22 mostra a mensagem de erro ocorrida.

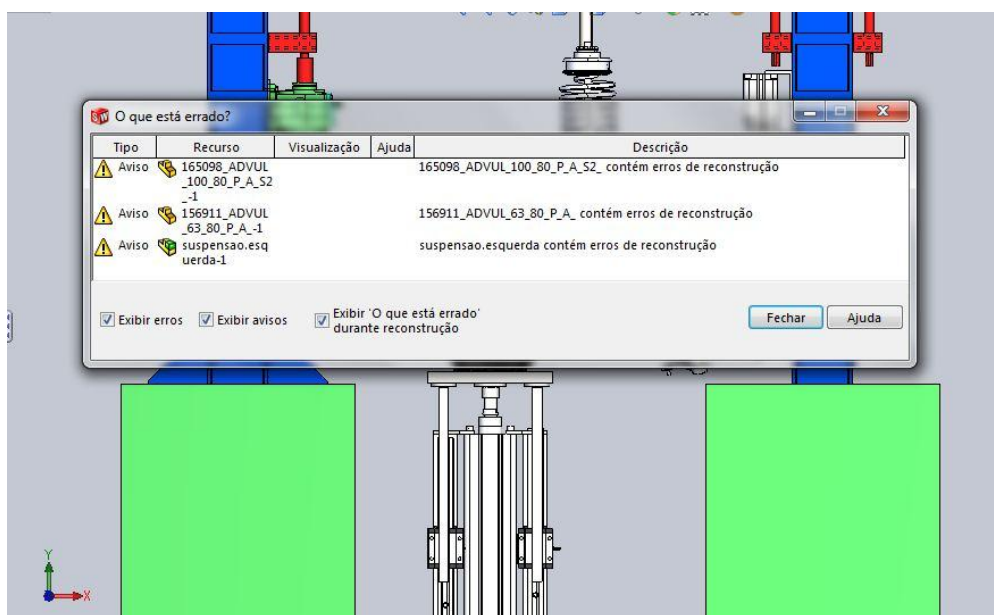


Figura 5.22 – Mensagem de erro ocorrido na simulação

Na mensagem aparecem erros na suspensão e em dois componentes que não se moviam, os componentes imóveis foram suprimidos e foi revista todas as informações de entrada para a simulação, mas outra mensagem de erro acusando problemas com a geometria da suspensão foi emitida.

Como a geometria da suspensão usada era exatamente igual a suspensão McPherson de um veículo FIAT Fiorino, ela era composta por muitas partes e algumas delas de geometria relativamente complexa. A Fig. 5.23 mostra o modelo de suspensão usada na simulação.

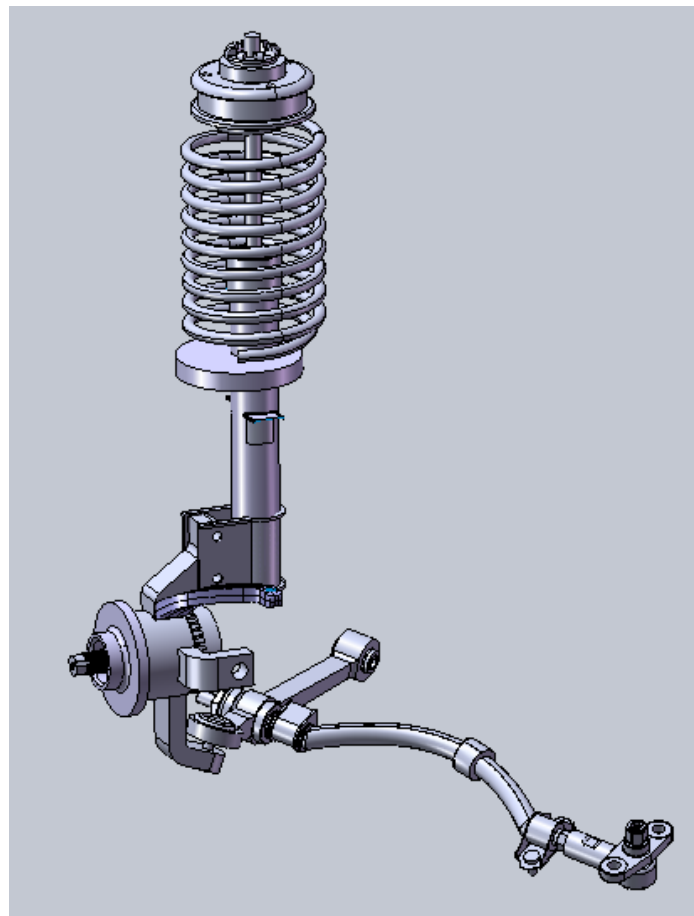


Figura 5.23 – Suspensão McPherson do FIAT Fiorino

Assim foi aberto o arquivo da montagem da suspensão e feita a simulação do comportamento dinâmico, novamente ocorreu um erro de geometria com alguns componentes, como mostra a Fig. 5.24 abaixo.

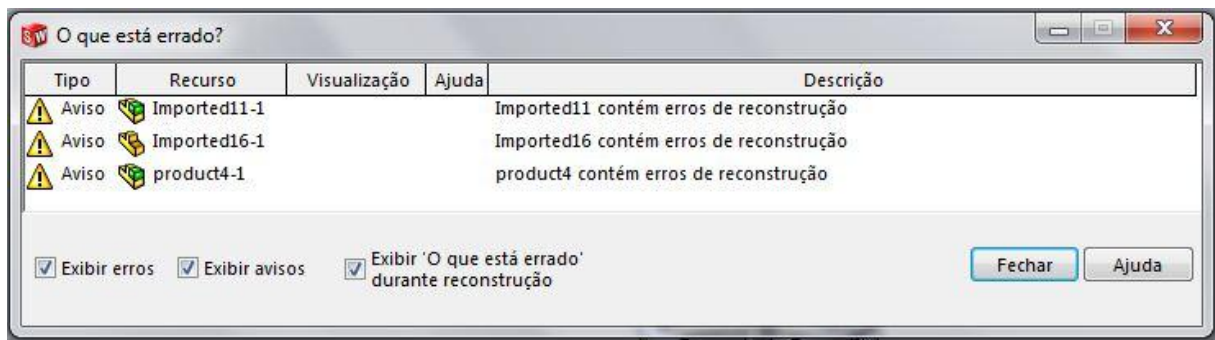


Figura 5.24 – Mensagem de erro ocorrido durante a simulação da suspensão.

Como a mensagem mostra quais componentes apresentavam erro, seus arquivos foram abertos e tiveram pontos críticos como cantos vivos e curvas acentuadas suavizadas. Essa medida afasta um pouco o modelo computacional da suspensão real, mas possibilitaria que a simulação fosse feita.

Novamente a simulação foi preparada, mas novamente ocorreu erro. Desta vez o único componente a apresentar erro foi a mola. Sua geometria foi totalmente refeita, onde se aumentou o raio das espiras e a distância entre elas. Essas medidas, no entanto não surtiram efeito algum e a simulação pretendida não pode ser feita.

Essa nova mensagem de erro não pode ser suprimida, uma vez que todas as possibilidades de pontos que pudessem estar gerando os erros foram analisadas. A alternativa tentada foi fazer a mesma simulação no software ANSYS13™, mas a geometria da suspensão não pode ser carregada por nova mensagem de erro. Assim todas as alternativas possíveis dentro do alcance dos softwares e do conhecimento do criador deste trabalho foram falhas.

Chegado a esse problema, a alternativa foi obter esses resultados de forma “manual”, onde os deslocamentos dos elementos seriam feitos na montagem da bancada e se observaria assim a variação sofrida por outras peças. Feita a montagem, foi obtida a imagem da posição inicial, onde o atuador ainda não estaria em funcionamento, a Fig. 5.25 mostra essa situação.

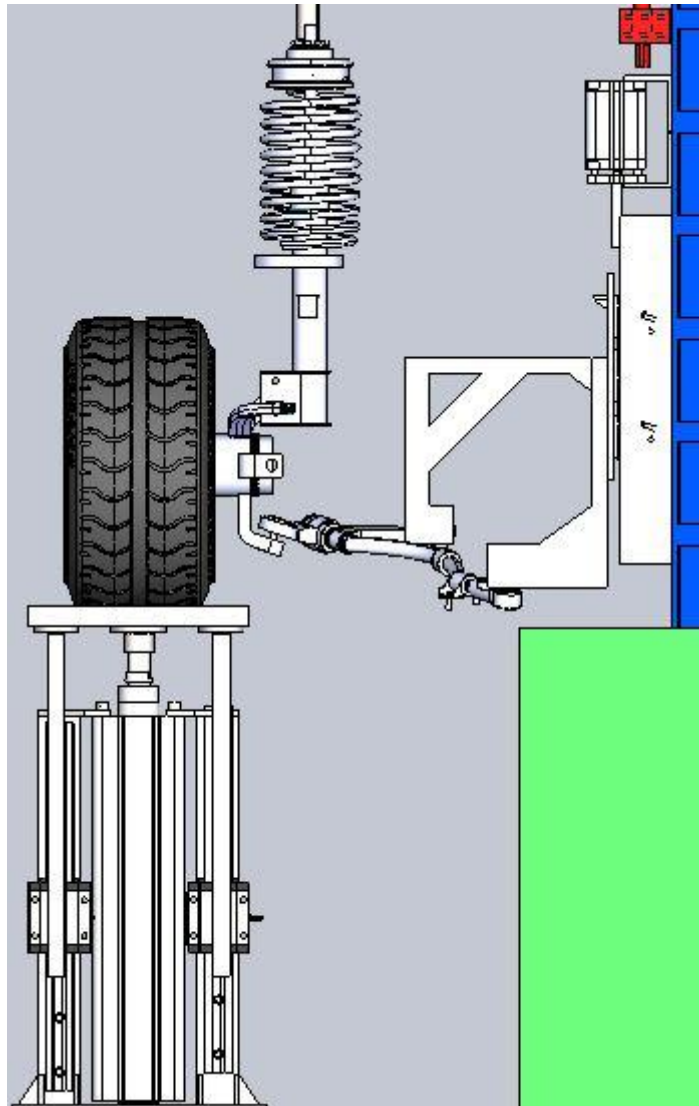


Figura 5.25 – Posição inicial do ensaio

Após essa primeira imagem, a haste foi movida 50mm para cima e observou-se que a mola sofreu compressão e a bandeja da suspensão se inclinou em relação a posição de repouso, mas ainda não houve movimento da fixação dos braços, portanto somente a suspensão respondeu a esta variação. A Fig. 5.26 mostra a situação descrita.

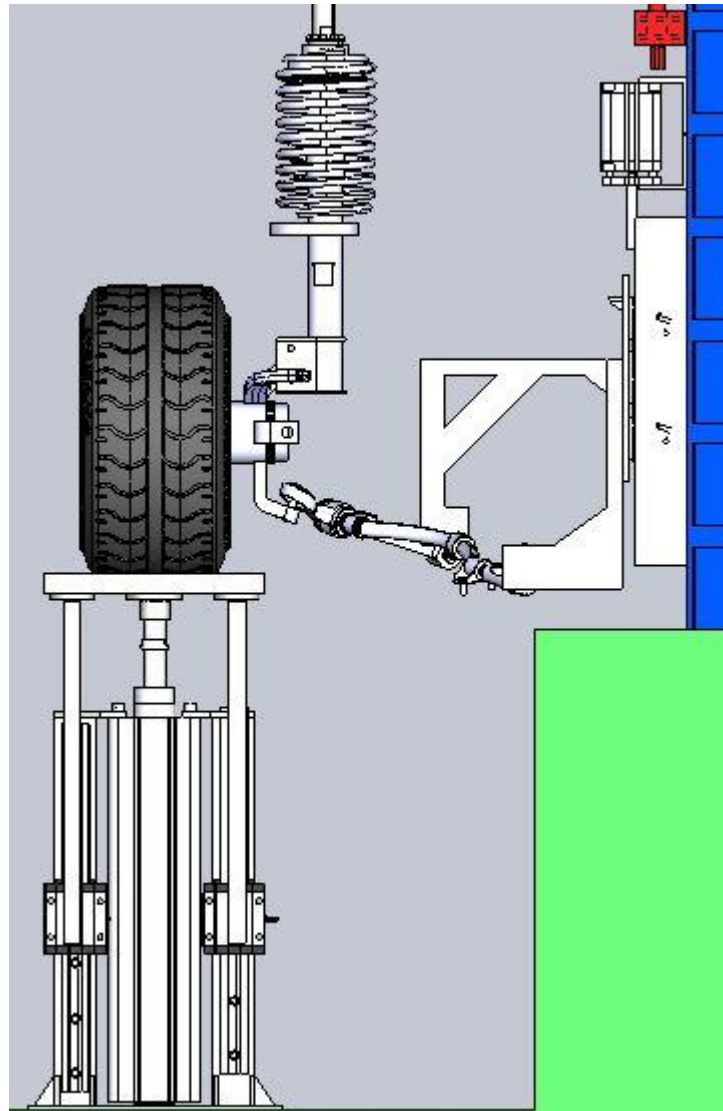


Figura 5.26 – Posição dos componentes após variação de 50mm da haste.

Após essa etapa uma variação de 50mm foi adicionada a variação anterior, totalizando 100mm desde a posição inicial. Nesta situação foi observada que a mola não sofreu nova compressão e nem os braços se inclinaram mais, mostrando que chegaram na sua posição máxima. A mudança observada foi que o ponto de fixação da bandeja transladou, chegando a tocar a haste do atuador fixado no pórtico (direita da Fig. 5.27). A Fig. 5.27 mostra esta situação.

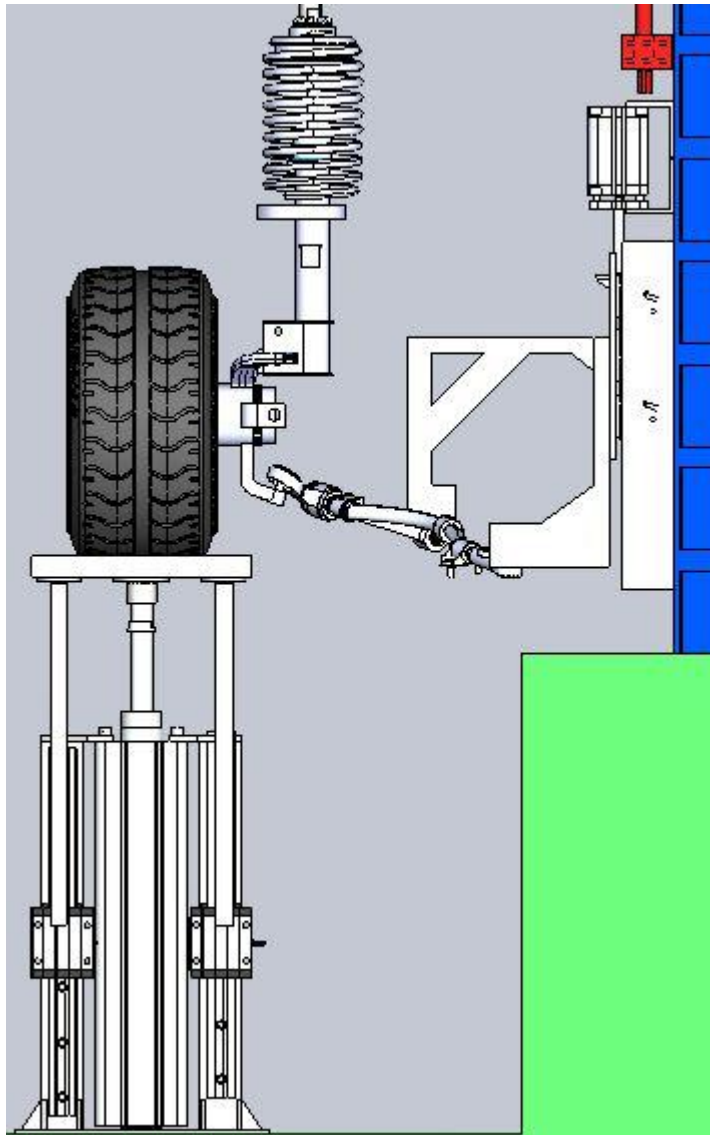


Figura 5.27 – Posição final dos componentes após variação de 100mm da haste.

No entanto estes resultados obtidos não podem ser tomados como resultados equivalentes das simulações que deram erro, pois não considera a velocidade de acionamento da haste, nem a força empregada nos componentes. Assim sendo não se pode afirmar que toda variação de 100mm da haste provocará o fechamento da suspensão. As imagens obtidas servem para se observar o ponto máximo de deslocamento dos braços da bandeja, mas devem ser tratadas como uma tendência, uma vez que novamente não se pode afirmar com certeza sem maiores análises. A Fig. 5.28 mostra as três últimas figuras lado a lado onde se pode observar melhor o comportamento descrito.

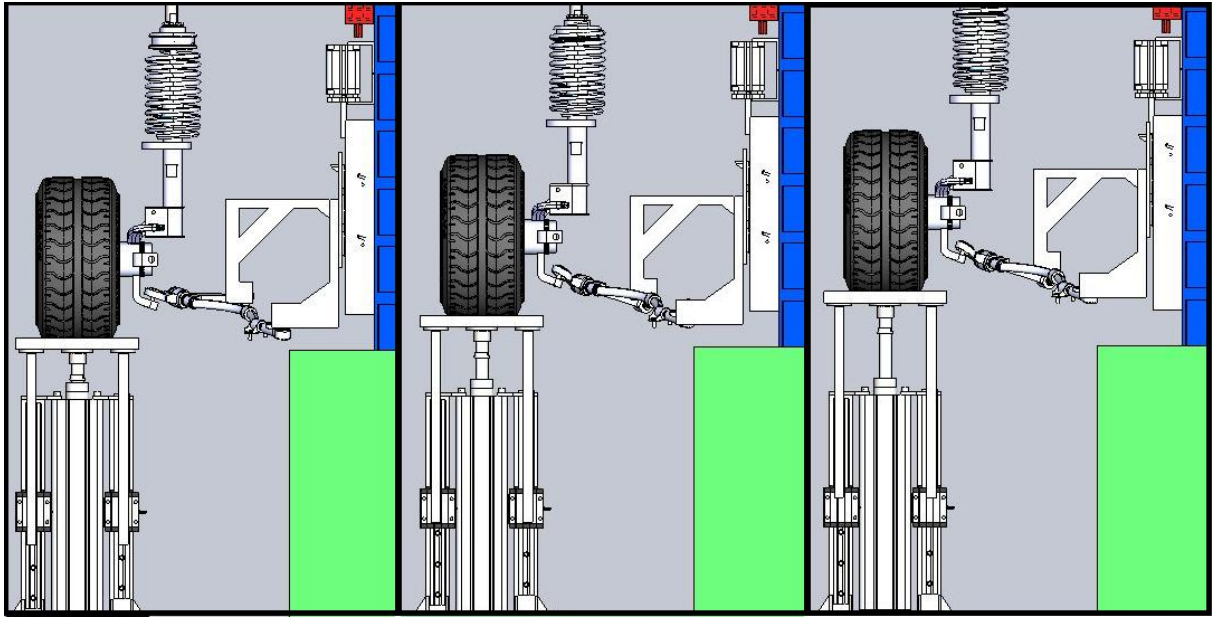


Figura 5.28 – Resultados obtidos após variações da posição da haste do atuador da roda.

6 Controle e automação pneumática

6.1 CONDIÇÕES PARA CONTROLE

A função principal do atuador das rodas é induzir uma vibração nesta que reproduza as condições encontradas pelo automóvel durante a rodagem. Entretanto, um piso de asfalto típico brasileiro possui duas formas básicas de induzir vibrações, uma através de um espectro de alta frequência e baixa amplitude e a outra de alta amplitude e baixa frequência. A primeira curva de vibrações tem a forma apresentada na Fig. 6.1 abaixo e é devida à rugosidade do solo.

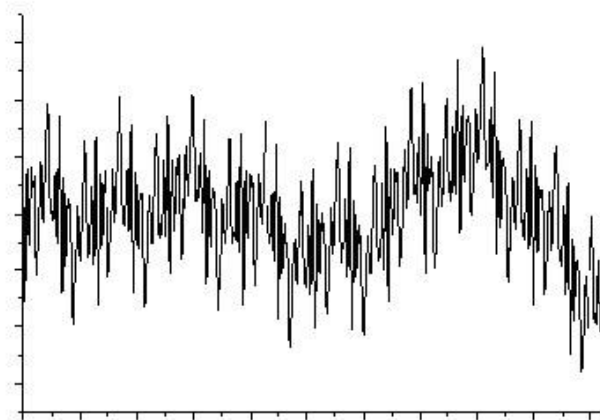


Figura 6.1 – Curva de vibração de alta frequência

Já a curva de alta amplitude e baixa frequência simula obstáculos maiores, como quebra-molas ou buracos, tão comuns nas ruas brasileiras. Este tipo de vibração imposta é a que causa maiores tensões nos componentes do carro e por vezes causam sensação de desconforto para os ocupantes, uma boa aproximação para este modelo é feito por uma curva senoidal. A Fig. 6.2 ilustra este outro tipo de curva.

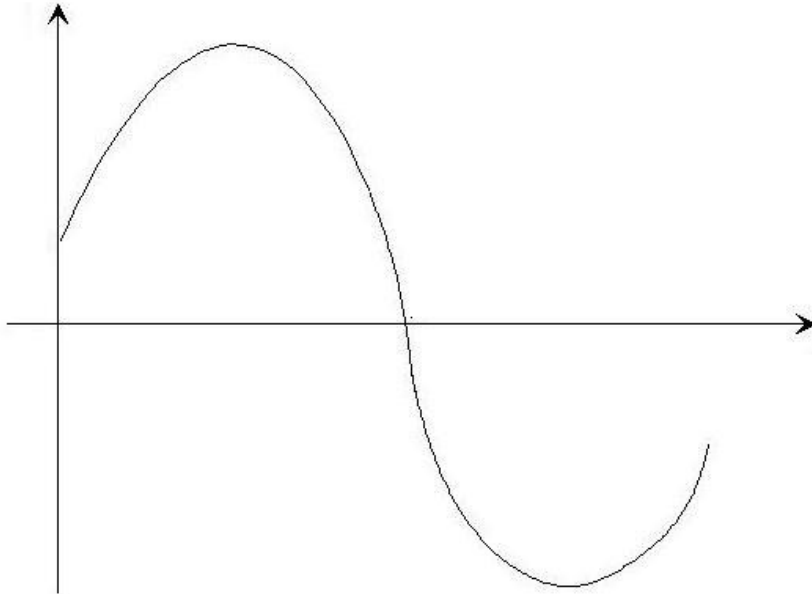


Figura 6.2 - curva de vibração senoidal

Como este tipo de vibração é muito mais importante para o estudo da suspensão, foi baseado primeiramente numa curva senoidal que o programa de controle dos atuadores foi pensado. Mas num futuro, quando a bancada estiver construída e funcionando, um espectro que combine as duas formas principais de excitações impostas pode ser implementadas após um estudo empírico da resposta dos atuadores e controladora.

Outro ponto importante do estudo do comportamento do veículo, usado no controle dos atuadores para simularem o mais fielmente possível a condição pretendida envolve a resposta da suspensão. Usando uma rotina encontrada no Toolbox do software MATLAB R2008a®, que simula exatamente a resposta da suspensão depois de transpor um obstáculo. As condições de contorno foram alteradas para a transposição de um obstáculo de 15x40cm, que simula um quebra-molas. A outra condição de contorno é que o veículo toca o obstáculo a uma velocidade de 15km/h. A Fig. 6.3 mostra os resultados obtidos para estas condições.

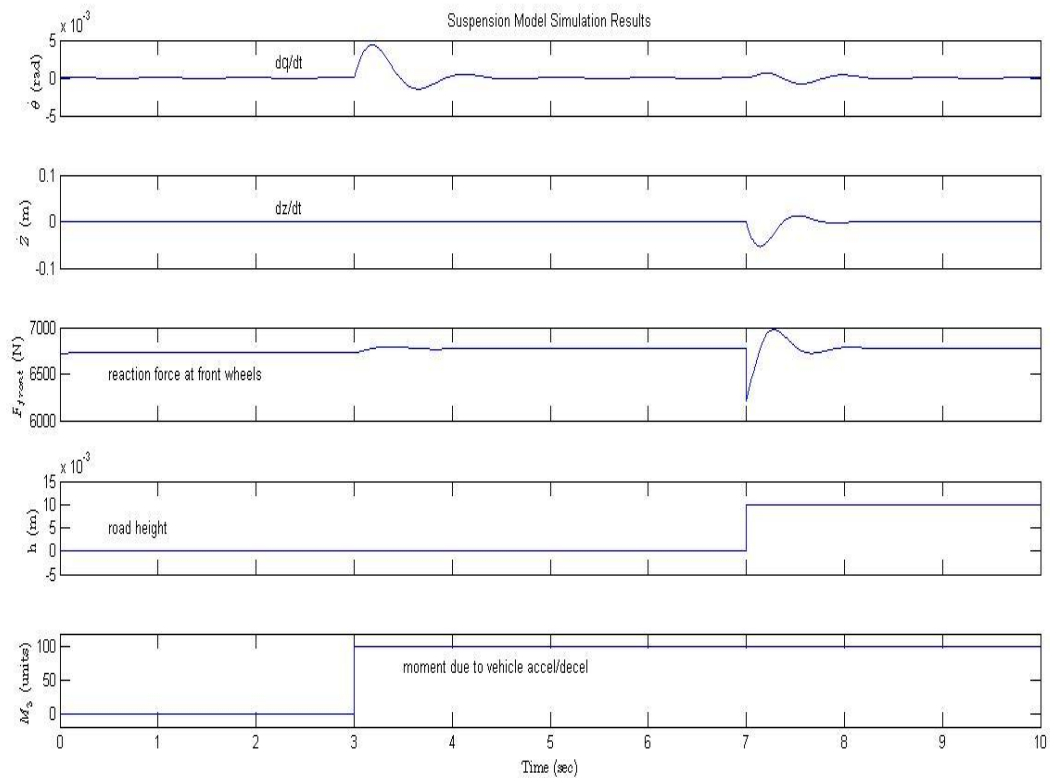


Figura 6.3 – Resultados da resposta da suspensão ao transpor um quebra-molas

A partir do primeiro e segundo gráficos, observa-se que a suspensão sofre um deslocamento e depois ela se move junto com o automóvel, este fato ocorre no momento em que há o fechamento da suspensão, a partir daí todo o veículo se move junto com a suspensão, efeito esse causado pela inércia da massa suportada pela suspensão.

6.2 CONFIGURAÇÕES BÁSICAS DOS DISPOSITIVOS PNEUMÁTICOS

O sistema completo é formado por seis atuadores, sendo dois que induzirão as vibrações nas rodas e quatro que simularão a massa do veículo, três válvulas de acionamento dos atuadores além de um compressor que vai suprir a demanda de ar do sistema.

Na parte de controle, temos a controladora apresentada no capítulo 3. Esta controladora primeiramente irá ser usada somente para obtenção de dados do comportamento do sistema, em um segundo momento ela irá controlar todas as válvulas possibilitando um controle fino do comportamento geral dos atuadores.

Por último teremos os periféricos como, manômetros, temporizadores, contadoras e *switches* de

acionamento. A Fig. 6.4 mostra o esquema pneumático dos atuadores.

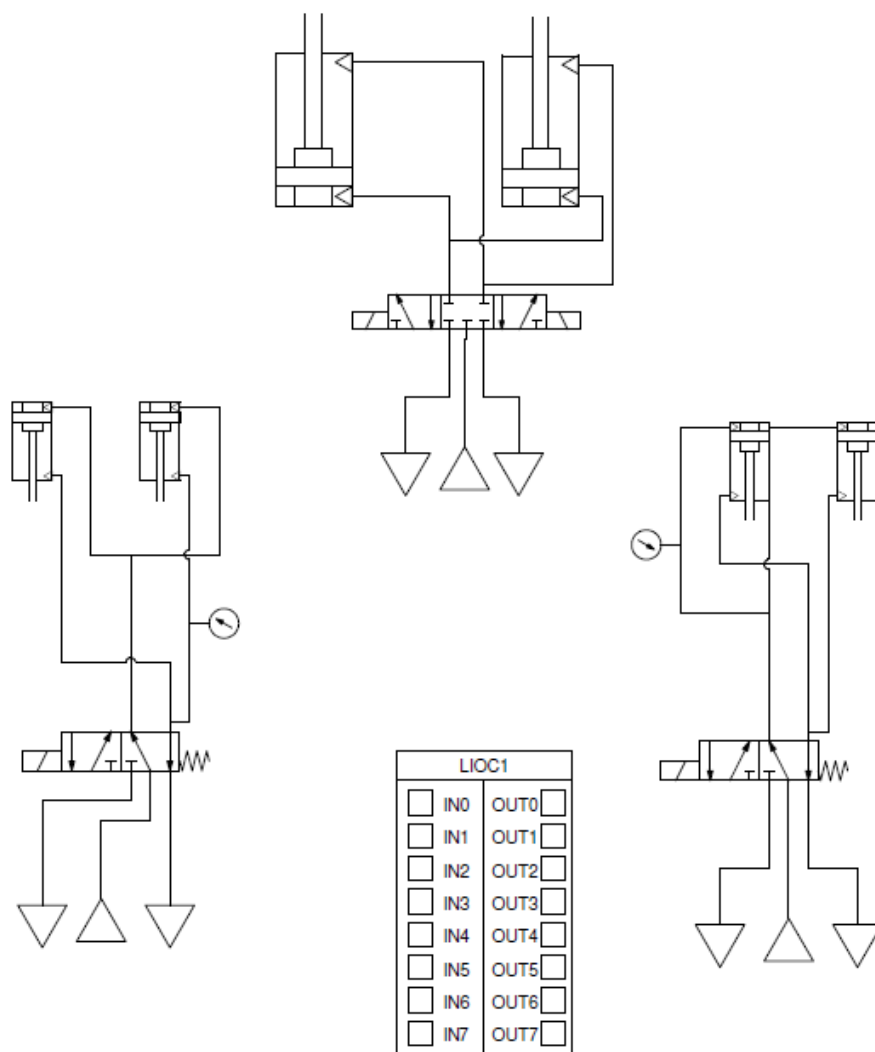


Figura 6.4 – Esquema pneumático de acionamento dos atuadores.

No primeiro momento em que a controladora servirá apenas para a retirada de dados, o perfil senoidal será feita por meio de temporizador e *switch* que acionarão as válvulas e mudarão o sentido, velocidade e posição da haste dos atuadores. Além disso, no primeiro momento as rodas serão excitadas simultaneamente da mesma forma. A Fig. 6.5 mostra o esquema completo de ligação de um atuador da roda.

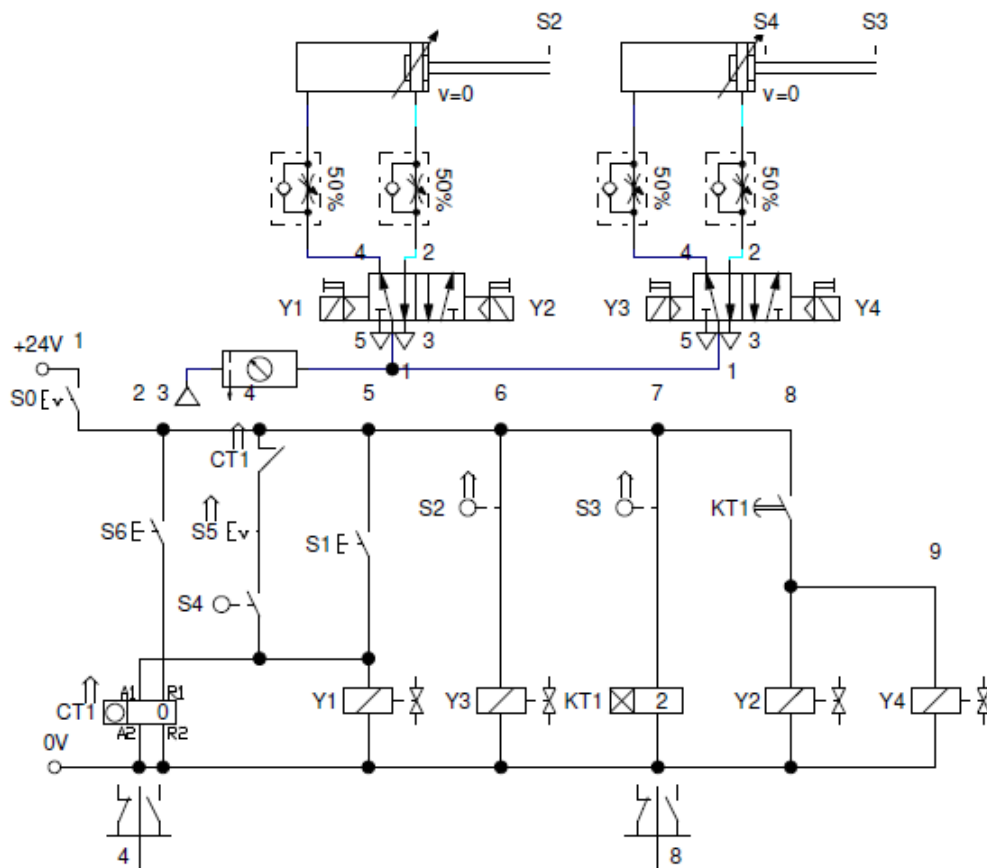


Figura 6.6 – Esquema pneumático e elétrico de acionamento dos atuadores da ponte e da bandeja

Os cilindros que acionarão as rodas já foram adquiridos, juntamente com suas válvulas acionadoras. Tendo em mãos estes equipamentos foram feitos ensaios para análise do comportamento deste, que foi usado para gerar as configurações apresentadas acima. A Fig. 6.7 mostra o cilindro montado em uma base de madeira na posição em que será usado, e com todas suas conexões pneumáticas acopladas.



Figura 6.7 – Cilindro pneumático montado para ensaio

Como o ensaio era puramente para analisar o comportamento dinâmico do cilindro, não foi usada nenhuma carga. A seguir a válvula acionadora do cilindro foi montada e teve suas conexões elétricas feitas através de uma fonte com *displays* para acompanhar os dados de voltagem e corrente durante o ensaio. A Fig. 6.8 mostra a válvula montada na condição de funcionamento.

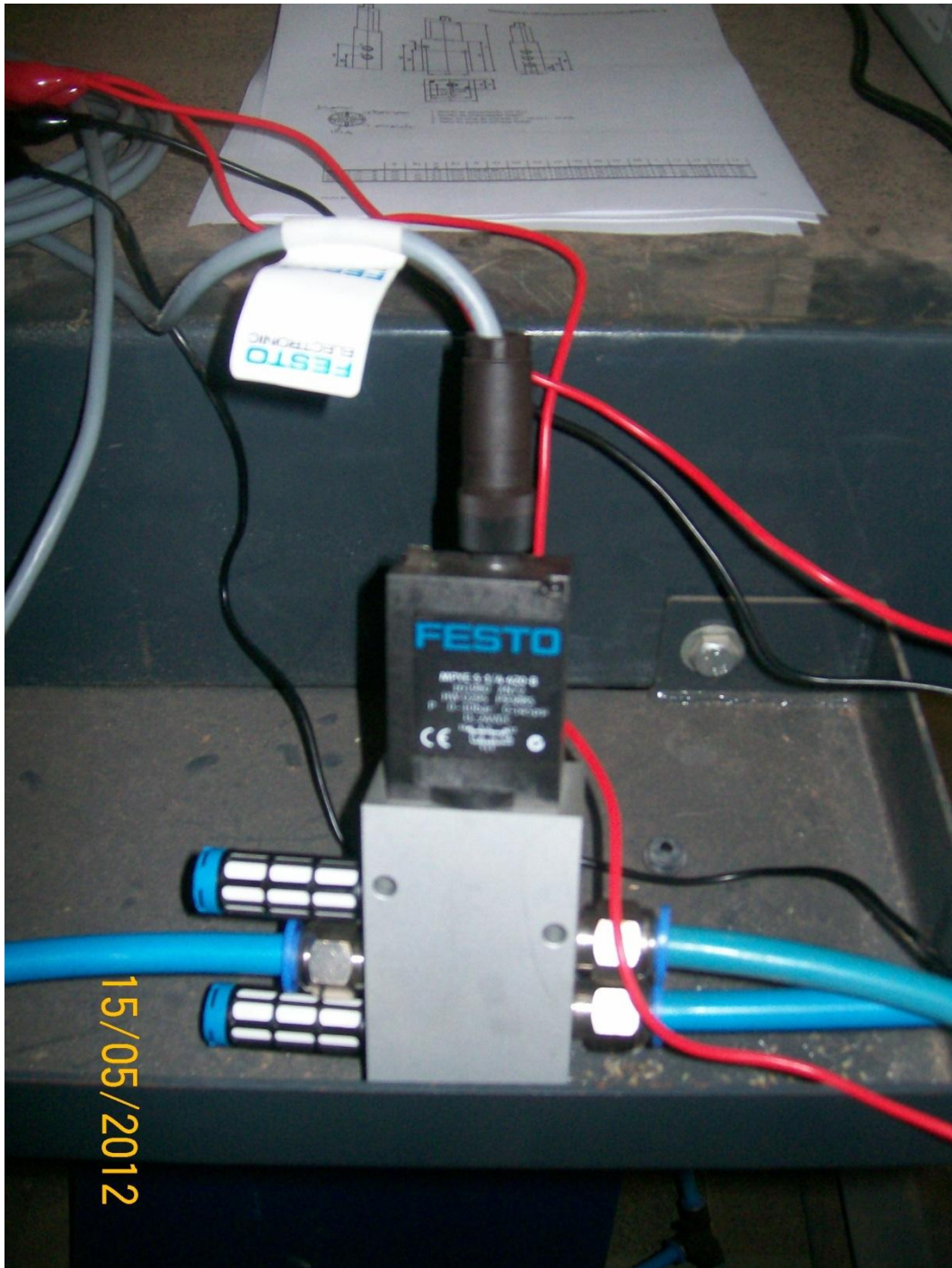


Figura 6.8 – Válvula de acionamento do cilindro

A Fig. 6.9 abaixo mostra as fontes usadas para acionamento e controle da válvula.



Figura 6.9 – Fonte de acionamento e controle da válvula.

Na fonte da esquerda vemos a voltagem de acionamento do sistema que é de 24v, e na fonte da direita vemos a voltagem que chega a solenoide da válvula, este valor varia de 0 até 24v e esta variação controla o avanço, recuo ou parada da haste do cilindro.

Durante o ensaio foram obtidos os dados de funcionamento, onde o recuo do cilindro é dado por voltagens de 3,2v ou menores, a parada da haste é dada na faixa entre 3,9v e 4,1v e acima destes valores a haste tem movimento de avanço. A velocidade da haste tanto no recuo quanto no avanço depende da pressão imposta pelo compressor e da corrente elétrica que aciona a válvula.

7 Conclusões

No desenvolvimento de um dispositivo como o proposto neste trabalho, é de extrema importância que se tome bastante cuidado no dimensionamento dos componentes, bem como na análise de todo o sistema. Na primeira etapa buscou-se cumprir esta parte do projeto, onde foram empregados vários métodos e softwares de auxílio ao dimensionamento da bancada. Esta etapa não pode ser completamente concluída em função dos erros de geometrias descritos no capítulo 5.

A simulação da dinâmica do comportamento da bancada se mostrou um desafio maior do que o esperado, em função dos erros citados. Assim sendo, essa etapa pode ser objeto de estudo para um novo projeto de graduação, onde seria analisada cuidadosamente cada componente da suspensão modelo e da bancada, a fim de sanar os problemas. Novos softwares podem ser empregados nesta etapa, como por exemplo, o ADAMS™ que é especializado neste tipo de simulação. Isso acarretaria um maior nível de detalhamento do estudo que poderia ser usado para refinamento da geometria de alguns componentes da bancada.

Entretanto, mediante as análises realizadas, pode-se inferir que o dispositivo atende ao fim desejado, ou seja, o mesmo será capaz de simular a suspensão de um eixo do veículo e dados como informações como forças, deslocamento e deformações poderão ser registrados impulsionando novas linhas de pesquisa.

8 Referências Bibliográficas

- HEISLER, Heinz. **Advanced Vehicle Technology**. London: Butterworth Heinemann, 2002.
- GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Michigan: SAE International, 1992.
- OKABE, Eduardo Paiva. **Metodologia de Projeto para o Desenvolvimento de Suspensão Veicular**. Dissertação de mestrado. Campinas. 2003.
- BASTOW, Donald. **Car Suspension and Handling**. London: Pentech Pressed, 1987.
- DIXON, John C. **The Shock Absorber Handbook**. USA: Professional Engineering Publishing Ltd and John Wiley and Sons, Ltd. 2007.
- REZENDE, Jean Carlos Campos; BORGES, José Antônio Ferreira. **Desenvolvimento, projeto e construção de um protótipo de suspensão automotiva para bancada de laboratório**. Dissertação de mestrado. FEMEC/UFU 2003.
- SOUZA, Leonardo Neves; **Sistema de Ensaio de Suspensão Automotivas**. ENM/UnB2000.
- RIBEIRO, Tiago Gonçalves; SILVA, Frederico Eugênio Cunha; **Análise Dinâmica de um Veículo Off-Road SAE Baja** ENM/UnB 2010.
- TORRES, Rafael Nunes; **Contribuição para o Desenvolvimento de uma Suspensão Aplicada a um Veículo Fórmula SAE** ENM/UnB 2010.
- SOARES, Miguel Enrique Genovese; **Localização e Quantificação de Danos em Estruturas por meio das suas Características Dinâmicas** ENC/UnB 2000.

Sites:

www.ford.com.br acessado em 19/06/2011.

www.fiat.com.br acessado em 19/06/2011.

www.vw.com.br acessado em 19/06/2011.

www.chevrolet.com.br acessado em 19/06/2011.

www.festo.com.br acessada em 10/05/2011, 12/05/2011 e 03/04/2012.

www.forfiestaclub.com acessada em 19/06/2011.

www.shwallong.com.pt acessada em 15/06/2011.

www.detrandf.gov.br acessada em 08/04/2011.

ANEXOS

ANEXO 1 – CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DE UMA SUSPENSÃO MCPHERSON

Este tipo de suspensão é muito encontrado em eixos dianteiros de veículos de passeio. Trata-se de um braço transversal inferior e o conjunto mola amortecedor agindo como um braço de controle.

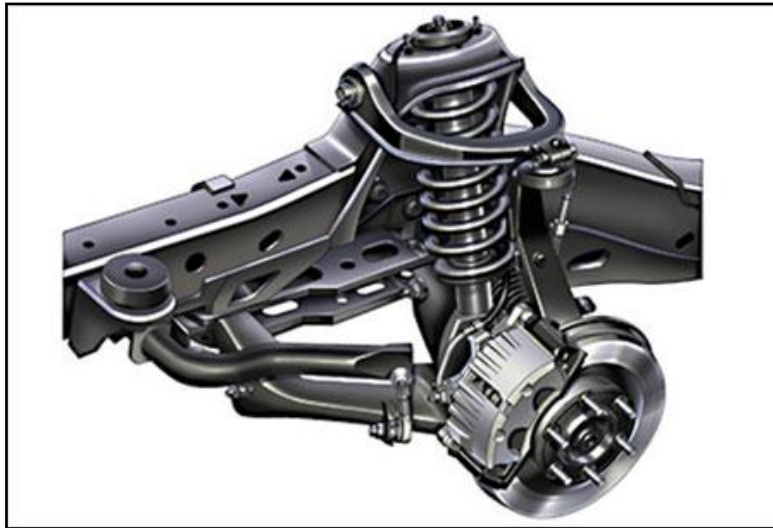
Esta configuração providencia as seguintes vantagens e desvantagens:

Vantagens:

- Simplicidade;
- É um sistema leve, compacto e de baixo custo;
- Baixa transmissibilidade;
- Apenas dois pontos de fixação na estrutura do veículo são necessários.

Desvantagens:

- O fuso do amortecedor pode ser submetido à flexão, tendo que ser reforçado;
- O atrito entre o pistão e o fuso do amortecedor prejudica o desempenho do sistema;
- Alto nível de vibrações transmitidas ao veículo, reduzindo o conforto;
- Possibilidade de definição de centro de rolagem reduzido e dependente da inclinação do kingpin e do kingpin off-set;
- Ângulo de caster dependente do centro de *pitch*;
- Difícil controle da cambagem e variação da bitola de eixo.



Suspensão McPherson

Torres (2010) mostra que as forças absorvidas pelo conjunto mola-amortecedor podem ser reduzidas introduzindo-se um terceiro ponto de fixação para resistir às forças longitudinais e laterais. Assim, o atrito entre o pistão e o fuso do amortecedor é reduzido.

As vibrações transmitidas à estrutura do veículo podem ser solucionadas pelo estudo destas vibrações, com o objetivo de se projetar uma peça de fixação que resolva este problema sem que prejudique no controle da posição da roda.

As alterações de cambagem e bitola de eixo podem ser reduzidas aumentando-se o tamanho dos braços inferiores. Em um caso extremo utilizado em veículos de competição off-road, os braços se cruzam.

ANEXO 2 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICA DE UM DISPOSITIVOS DE ENSAIO DE SUSPENSÃO

A Figura abaixo mostra as características técnicas principais de um dispositivo de ensaio de suspensão.

High-quality precision non-contact sensor awarded with ISO9002 quality system certificate, featuring high precision of testing;
Good repeating performance and low rate of failure;
Conform to JT448-2001T national industrial standard and GB18565-2001 international standard;
Installed with IPC; the control system is based on Windows2000 system, has complete functions and clear interface, featuring automatic testing and easy operations;
Strong networking function; it is easy to retrieve the testing data and color display and print diagrams, curves and testing results automatically;
Able to conduct soft calibration through control software with high accuracy.

Item	Unit	Data
Max. test axle load	kg	2000
Initial shock frequency	hz	24
Test Speed	km/h	2.5 ± 10%
Electric motor power	kw	1.5 × 2
Power Supply	V	AC380 ± 10%

Características técnicas de uma bancada de ensaio de suspensão.

ANEXO 3 – ROTINAS EM MATLAB USADAS PARA O CÁLCULOS DE COMPONENTES ESPECÍFICOS DA BANCADA.

Cálculo do parafuso de potência.

```
clear all;
clc;

%Cálculo do parafuso acionador

%A partir do diâmetro maior
j=0
d=15 %mm
for i=0:1:10
    j=j+1
    d=d+i
    p=2+i
    dm=d-p/2 %diametro medio
    dr=d-p %diamentro menor
    n=2 %rosca simples, dupla etc.
    l=n*p %avanço

    f=0.15
    fc=0.15
    dc=40 %diametro do colar
    F=3792 %N carga por parafuso
    Fk=F/1000

    TR=((Fk*dm)/2)*((1+pi*f*dm)/(pi*dm-f*l))+((Fk*fc*dc)/2)
    %Tr= torque de elevação

    TL=((Fk*dm)/2)*((pi*f*dm-l)/(pi*dm+f*l))+((Fk*fc*dc)/2)
    %Tl= torque de abaixamento

    e=(Fk*l)/(2*pi*TR)
    %e= eficiencia da elevação da carga
```



```

tyz=(16*TR*1000)/(pi*(dr^3)) %MPa no exterior do corpo do parafuso

sigma=- (4*F)/(pi*(dr^3)) %MPa tensao nominal normal no axis

nt=1 %roscas engajadas

sigmaz=(-2*(0.38*F))/(pi*nt*dm*p) %MPa
%tensao de apoio

sigmax=(6*(0.38*F))/(pi*nt*dr*p) %MPa
%tensao tensao de flexao na raiz de rosca

sigma_linha=(1/(2^0.5))*[ ((sigmax^2)-(sigmaz^2)+((sigmaz-
sigmax)^2)+(6*(tyz^2)))]^0.5
%tensao de Von Mises

sigma2_=sigmaz/2+((sigmaz/2)^2+tyz^2)^0.5
sigma2=sigmaz/2-((sigmaz/2)^2+tyz^2)^0.5
%tensoes sigma 2 e sigma 3

tmax1=(sigmax-sigma2_)/2
tmax2=(sigmax-sigma2)/2 %tensao máxima de cisalhamento

a=atan(1/(pi*dm))*180/pi; %angulo de avanço
hel=90-a;

%Fadiga

Sut=210 %Mpa AISI 1020 laminado a quente
Se_=0.504*Sut %Calculo do Se'

%Ka Fator de superficie

Ka=57.7*(Sut)^-0.718 %laminado a quente

%Kb Fator de tamanho

Kb=1 %carregamento axial

%Kc Fator de carregamento

Kc=1 %Recomendacao do Shigley quando ocorre tensoes combinadas de flexao e
torcao

%Kd Fator de temperatura

Kd=1 %baixa temperatura de operacao

%Ke Fator de confiabilidade

Ke=0.814 %para uma confiabilidade de 99%

%Kf Fator para efeitos diversos

Kf=1 %nenhum efeito diverso relevante

Se=Se_*Ka*Kb*Kc*Kd*Ke*Kf

```

```

sig_min=sigmax*0.3
sig_max=(sigmax^2+3*tmax2^2)^0.5

sig_m=(sig_max+sig_min)/2
sig_a=(sig_max-sig_min)/2

n=1/((sig_a/Se)+(sig_m/Sut))

SEGURANCA(j+1,1)=(d);
SEGURANCA(j+1,2)=(n);
TORQUE(j+1,1)=(d);
TORQUE(j+1,2)=(TR);
TORQUE(j+1,3)=(TL);
TMAX(j+1,1)=(d);
TMAX(j+1,2)=(tmax1);
TMAX(j+1,3)=(tmax2);
TMAX(j+1,4)=(tyz);
SIGMA(j+1,1)=(d);
SIGMA(j+1,4)=(sigmax);
SIGMA(j+1,3)=(sigmaz);
SIGMA(j+1,2)=(sigma_linha);
ANGULO(j+1,1)=(a);
HELICE(j+1,1)=(hel);
EFICIENCIA(j+1,1)=(e);
EFICIENCIA(j+1,2)=(d);

figure(1)
plot(d,sigma_linha,'ro');
plot(d,tmax1,'go');
plot(d,tmax2,'bo');
xlabel('diâmetro (mm)');
ylabel('Tensão (MPa)');
title('Tensões x Diâmetro');
grid on
hold on

figure(2)
plot(d,a,'ro');
xlabel('diâmetro (mm)');
ylabel('Ângulo de avanço');
title('Ângulo de avanço x Diâmetro médio');
grid on
hold on

figure(3)
plot(d,hel,'bo');
xlabel('diâmetro (mm)');
ylabel('Ângulo de hélice');
title('Ângulo de hélice x Diâmetro');
grid on
hold on

figure(4)
plot(d,e,'bo');
xlabel('diâmetro (mm)');
ylabel('Eficiência');
title('Eficiência x Diâmetro');
grid on
hold on

```

```

figure(5)
plot(d,TR,'ro');
plot(d,TL,'bo');
xlabel('diâmetro (mm)');
ylabel('Torque N.m');
title('Torque x Diâmetro');
grid on
hold on

figure(6)
plot(d,n,'ro');
xlabel('diâmetro (mm)');
ylabel('Fator de segurança (n)');
title('Fator de segurança x Diâmetro');
grid on
hold on
end

```

```

TMAX
SIGMA
ANGULO
HELICE
EFICIENCIA
TORQUE
SEGURANCA

```

Cálculo dos parafusos de máquina

```

clear all;
clc;

%Cálculo do parafuso de máquina

%Para o cálculo da rigidez dos membros

E=207 %GPa
d=10 %mm diâmetro do parafuso [8, 10, 12...]
t1=5 %mm espessura da fixação da ponte
L=35 %mm comprimento do parafuso
Lt=2*d+6 %mm para L<= 125 e d<= 48mm
Lg=(t1+2.8)+(d/2) %já que o comprimento da fixação é > que o d do parafuso

ld=L-Lt %comprimento da porção nao rosqueada
lt=Lg-ld % comprimento de porção rosqueada

Ad=(pi*d^2)/4 %mm area da porcao nao rosqueada
At=58 %M8=36,6 para M10=58 e M12=84,3

kb=(Ad*At*E)/(Ad*lt+At*ld)%rididez do parafuso Mpa

A=0.78715 %parametro para aço
B=0.62873

km=E*d*A^((B*d)/(2*t1)) %rigidez dos membros MPa

%Cálculo da junção sob tração

```

```

C=kb/(kb+km) %fração da carga externa segura pelo parafuso
P=3682 %N carga externa de tração

Pb=C*P %carga suportada por cada parafuso
Pm=(1-C)*P % carga suportada pelos membros

Sp=380 %parafuso 5.8(380) para 8.8 (600) e 9.8 (650)
Fp=At*Sp %N
Fi=0.75*Fp %para parafuso reutilizaveis caso contrario 0.9

Fb=Pb+Fi %no parafuso
Fm=Pm-Fi %nos membros

%Torque de aperto necessário

T=0.2*Fi*(d/1000) %usa-se 0.2 por ser contato aço-aço (N*m)

%fator de carga para proteção contra tensao do parafuso ser maior que a
%tensao de prova

n1=(Fp-Fi)/(C*P)

%Proteção contra arrancamento

n2=Fi/(P*(1-C))

%Proteção contra fadiga
%segundo com o critério de Gerber como nos demais componentes do projeto

Oi=Fi/At %tensao de pre-carga MPa
Oa=(C*P)/(2*At) %tensao alternada MPa
Om=Oa+Oi %tensao média MPa

Se=110 %MPa para parafuso 5.8(110) para 8.8(129) para 9.8(140)
Sut=520 %MPa para parafuso 5.8(520) para 8.8(830) para 9.8(900)

Sa=(1/Se)*(Sut*((Sut^2)+4*Se*(Se+Oi))^0.5-Sut^2-2*Oi*Se)
Sm=Sa+Oi

n3=Sa/Oa %coeficiente de segurança contra fadiga

n4=Sp/(Om+Oa) %coeficiente de sgurança contra escoamento de primeiro ciclo

```

Cálculo da corrente e pinhão de corrente

```

%Cálculo corrente

%Potencia de entrada
He=0.5 %HP
%Rotação de entrada
n=120.72 %rpm
%Fator de projeto
fp=3
%Número de dentes das rodas dentadas
N=13
%Fator de trabalho

```

```

Ks=1.3
%Correção do Número de dentes
K1=(N/17)^1.50
%Número de fileiras
K2=1.7 %(1 fila [1], 2 filas [1.7], 3 flias [2.5])

%Potência

Htab=(fp*Ks*He)/(K1*K2)

%a partir daí se obtém o passo [p]

p=15.88 %ANSI 60

%Número de passos da corrente

%Ideal usar número par
%Relação de C/p [t]
t=85

W=2*t+((N+N)/2)+(((N-N)^2)/(4*(pi^2)*t)) %[passos]

%Wc=W+1

%Distância de centro a centro

A=((N+N)/2)-t

%Cálculo da distância de centro ideal
C=(p/4)*(-A+((A^2)-8*((N-N)/2*pi)^2))^0.5

%Diametro da roda dentada
X=(pi/N)
D=p/(sin(X))

```