



III Semana Acadêmica de Engenharia Mecânica e de Produção

“ENGENHARIA ALÉM DO TRADICIONAL E O IMPACTO DA INDÚSTRIA 4.0”

24 a 26 de setembro de 2018 no campus Viçosa da UFV
Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica – DEP
Universidade Federal de Viçosa – UFV

DIMENSIONAMENTO E OTIMIZAÇÃO DE BALANCIM DE UMA SUSPENSÃO MONOCHOQUE DO PROTÓTIPO FÓRMULA SAE

Mateus Brener Reis de Sá, Naelton Elias de Souza Cabral, Lucas Vinicius de Bem Juliane, Lucas Benini

Universidade Federal de Viçosa (UFV), Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica
Campus UFV – CEP:36570-000 – Viçosa – Minas Gerais
mateus.sa@ufv.br, naelton.cabral@ufv.br, lucas.juliane@ufv.br, lucasbenini@gmail.com

Resumo: O sistema de suspensão de um carro tipo Fórmula SAE está essencialmente ligado a segurança do piloto e ao desempenho do veículo. Logo, o projeto de todos seus componentes deve ser realizado cuidadosamente para que atendam a solicitações em situações normais e de estresse. O presente trabalho visa dimensionar o balancim do protótipo Fórmula SAE GXE01. Trata-se de um dispositivo do sistema de suspensão traseira do veículo da equipe Fórmula UFVolts Majorados que possui duas funções principais, reduzir a força transmitida ao chassi e regularizar o movimento do carro, visto que a interligação entre ambas as rodas possui princípios de funcionamento similar ao de uma barra estabilizadora. A simulação do balancim baseou-se na análise por elementos finitos. As forças impostas pela *push rod* foram reduzidas de 1893 N para 1163 N e suportadas, de modo que o coeficiente de segurança estático alcançado foi de 2,32 para o material de Aço AISI 1020. Além disso, realizou-se a otimização topológica do componente, o que proporcionou uma redução de massa de 27% comparado à massa inicial.

Palavras-chave: Suspensão, balancim, elementos-finitos, otimização.

1. INTRODUÇÃO

Entende-se por suspensão veicular o conjunto de componentes responsável por absorver os choques, vibrações ou irregularidades do solo que seriam transmitidos à estrutura ou ao ocupante. Além de absorver qualquer tipo de irregularidade, sistemas de suspensão também estão diretamente ligados à estabilidade e, por consequência, à segurança dos ocupantes (Araújo, 2012). Hoje em dia existem vários tipos de suspensão aplicados para os mais variados veículos. Os principais tipos de suspensão são *hotchkiss*, *four-link*, *trailing arm*, *multi-link*, *MacPherson* e *double wishbone*.

Para as mais variadas configurações de veículos tem-se um determinado tipo de suspensão adequado, como por exemplo, a suspensão adotada no protótipo GXE01 da Universidade Federal de Viçosa (UFV), consiste no tipo *double wishbone* com acréscimo do sistema de balancim e *pushrods*. Esse tipo de suspensão não preza pelo conforto do usuário, dando prioridade à segurança, adotando ângulos e medidas que tornam o carro bastante estável nas curvas e nas situações de maior solicitação. O resultado dessa configuração é uma suspensão bastante dura, que faz com que o piloto se sinta desconfortável, mas tenha um carro com o máximo de aderência e potência transmitida (Pinto, 2007).

O presente trabalho tem como objetivo de dimensionar e simular o balancim da suspensão monochoque do protótipo GXE01 da Equipe UFVolts Majorados. O dimensionamento e simulação deste componente foi efetuado em sistemas CAD/CAE.

2. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O cálculo estrutural é, indubitavelmente, o aspecto mais visado para garantir a resistência mecânica do componente, sendo a função do engenheiro projetista de analisar os fundamentos da resistência dos materiais e a natureza física do problema proposto. Contudo, geralmente as estruturas almejadas possuem geometrias complexas para serem analisadas pelo método matemático de equilíbrio de estruturas. Por isso, os métodos analíticos com uma forma de resolução numérica de um sistema de equações diferenciais, como o método de elementos finitos, são aplicados para obtenção de cálculos mais precisos. Na análise computacional utilizando métodos dos elementos finitos simulase a estrutura com uma montagem de elementos de modo que a estrutura é modelada por um agregado de estruturas simplificadas (pontos) conectados por nós (Filho, 2000). Cada ponto é analisado de forma que se a estrutura como um todo está em equilíbrio, o ponto também estará.

3. TRANSFERÊNCIA DE CARGA

A resposta do veículo em situações de curvas proporciona uma transferência lateral de carga, causada especialmente pela inércia, de modo que aumenta a carga nas rodas externas e diminui nas internas. A quantidade de massa transportada depende de fatores como altura do centro de gravidade, raio da curva e velocidade. Milliken (1995) propõe que a transferência lateral pode ser calculada pela Eq. (1):

$$\Delta lat = \frac{m_e x a_c x h_{cg}}{b_e} \quad (1)$$

Onde: m_e é a massa do eixo analisado [kg]; a_c é a aceleração centrípeta desenvolvida na curva devido a uma velocidade; h_{cg} é a coordenada do centro de gravidade no eixo vertical [m]; b_e é a largura da bitola do referido eixo em estudo.

4. METODOLOGIA

O desdobramento do estudo dividiu-se em três etapas. Primeiramente, foi feita uma revisão bibliográfica sobre dinâmica veicular, voltada especialmente para projetos de suspensão e para análises por elementos finitos. Posteriormente, desenvolveu-se todos os cálculos e tomadas de decisões visando dimensionar um sistema de suspensão otimizado para atender aos interesses da Equipe UFVolts. Por fim, realizou-se as análises de resistência do componente em sistemas CAD/CAE com os valores das forças aplicadas no balancim para avaliar sua resistência conforme o material de fabricação disponíveis para utilização da equipe.

4.1 Esboço inicial de geometria

Nesta etapa, conforme o espaço disponível na montagem do carro e nas possíveis disposições do amortecedor, elaborou-se uma geometria para o balancim utilizando o *software* SolidWorks®. Além disso, estipulou-se, com base nestas restrições, os tamanhos dos braços $d1 = 110$ mm e $d2 = 57,5$ mm (Fig. 1).

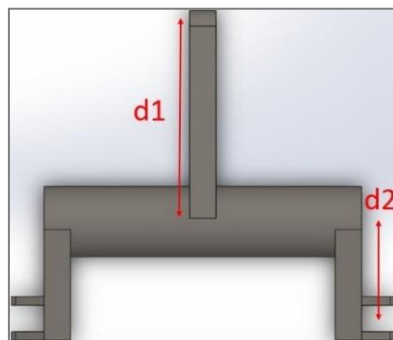


Figura 1 – Balancim com indicação do tamanho dos braços.

4.2 Parâmetros de projeto

Para o desenvolvimento do balancim, parâmetros como as forças atuantes no componente devem ser analisados. Para isso devem-se ser coletados os parâmetros (Tab. 1) para o dimensionamento do balancim. Estes parâmetros serão empregados nos cálculos do projeto apresentados por Miliken (2000) e Norton (2013).

Tabela 1 – Parâmetros necessários para dimensionamento

Dados do carro	
Massa eixo traseiro (m_e)	171,50 [Kg]
Altura do cg (h_{cg})	0,30 [M]
Raio Skidpad (r)	9,13 [M]
Velocidade máxima durante curva (v)	11,11 [m/s]
Aceleração Lateral (a_c)	14,72 [m/s ²]
Bitola traseira (b_t)	1,28 [M]
Distância push rod/Fixação A arm (x1)	0,28 [M]
Distância fixação manga/fixação A Arm (x2)	0,37 [M]
Ângulo formado entre braço e <i>push rod</i>	37,5 [°]

Cabe salientar que as chapas de fixação entre *push rod* e balancim foram projetadas para a mesma angulação da fixação entre *push rod* e braços de suspensão, de modo que não será necessário a análise das forças decompostas (Fig. 2). Acresce que será considerada a hipótese de que a força suportada pelo balancim possui seu valor crítico quando o carro está em movimento realizando uma curva em alta aceleração (1.4 G) e com alta transferência de carga lateral. A transferência de carga longitudinal não foi considerada por possui efeito menor sobre a traseira do carro (considerando arranque, já que o balancim está posicionado no eixo traseiro do veículo).

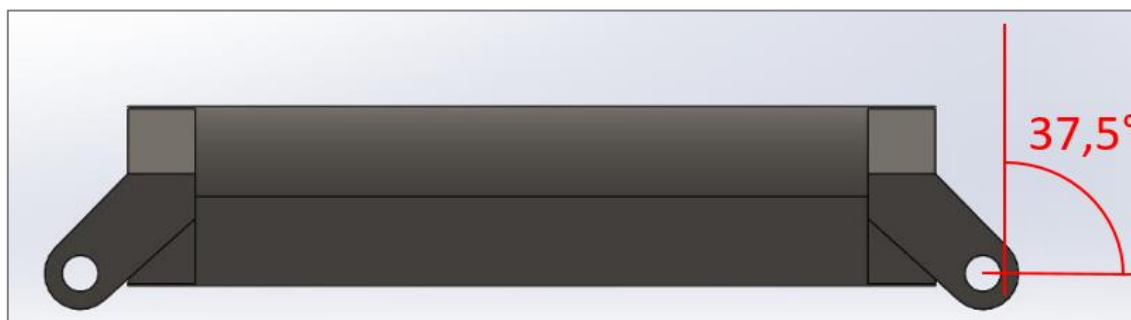


Figura 2 – Vista traseira do balancim com angulação com chapas de fixação da *push rod*.

4.3 Definição de malha e restrições

As análises se baseiam, também, nas hipóteses de que os parafusos fixadores entre a *push rod* e balancim suportarão a carga e a transmitirão na íntegra para o componente em questão e de que o movimento do balancim será apenas radial. Acresce que análise foi feita utilizando o elemento finito na forma triangular, o que resulta em uma malha triangular unida por nós que terão sua quantidade definida a seguir. A forma triangular do elemento finito, para o caso deste trabalho, se torna viável, uma vez que não viola o critério do escoamento do material para a aproximação linear do campo de tensões (Sodré, 2007).

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Forças atuantes no veículo

Após o mapeamento dos parâmetros da Tab. 1, aplicou-se os devidos valores às incógnitas da Eq. (1) e encontrou-se as relações apresentadas pela Tab. 2. Nota-se que os valores obtidos para a roda externa

variam conforme os braços de alavancas formados entre as forças da roda até o *push rod* e que a força no amortecedor corresponde ao deslocamento esperado na mola (0,1 m).

Tabela 2 – Forças atuantes no veículo

Cálculo de forças	
Transferência de cargas lateral	591,675 [N]
Força na roda externa à curva	1432,883 [N]
Força transmitida <i>push rod</i>	1893,452 [N]
Força <i>push rod</i> contrária	329,739 [N]
Força no amortecedor	1563,710 [N]

A força transmitida pela *push rod* tende a mover o balancim em movimento rotacional com relação ao seu eixo. Considerou-se que o deslocamento da mola do amortecedor será igual ao arco do movimento do balancim e, dessa maneira, encontrou-se uma posição de equilíbrio com a variação de 52,08°. Dessa forma, em equilíbrio estático, a força no balancim será de 1.163,53 N, proporcionando uma redução de 19% com relação a força aplicada na roda.

5.2 Análise Estrutural

Para validar a hipótese de que o balancim deve suportar as cargas calculadas no item anterior, foi realizada uma análise estrutural no *software* Ansys®, simulando a aplicação das cargas (Fig. 3). A malha determinada possui 4.651 nós, formando 2.123 elementos, e considerando o balancim como uma estrutura homogênea e com deslocamento linear (a tensão diretamente proporcional ao deslocamento). Através da Fig. 3 é possível identificar vários pontos de baixa tensão, o que permite uma otimização do componente analisando em quais pontos da geometria é possível redução de massa sem comprometer o desempenho.

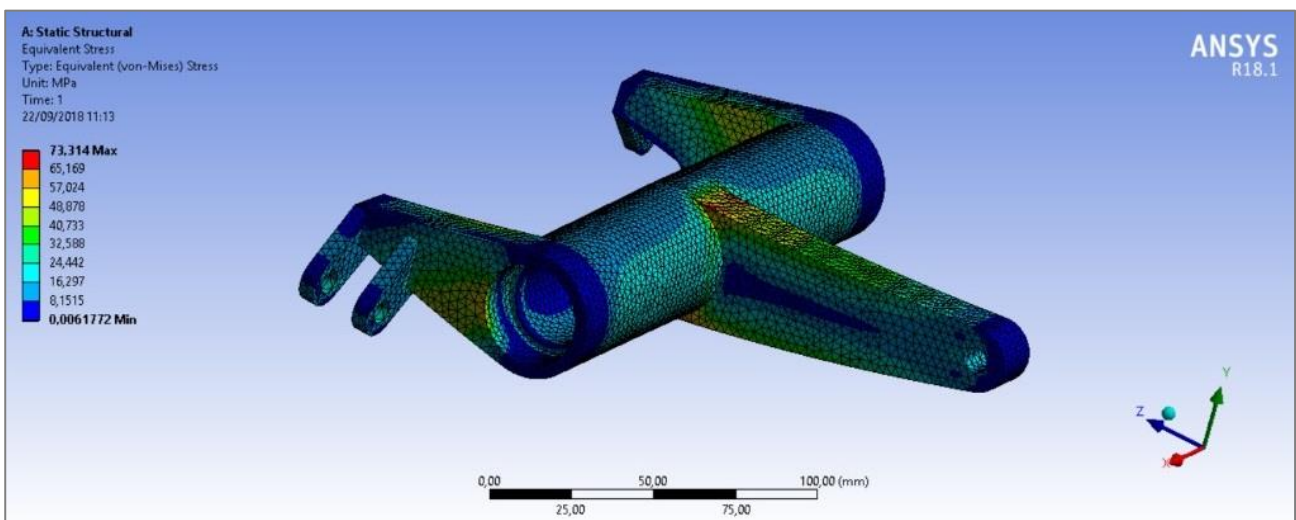


Figura 3 – Simulação estrutural estática do balancim.

5.3 Otimização Topológica

Utilizando o *software* Ansys®, a simulação para otimização topológica foi configurada para que fosse retido 40% da massa inicial (Fig. 4). Contudo, priorizou-se o novo projeto as áreas “mais livres” da peça, como pontos onde não há proximidade com soldas ou encaixe de rolamentos, tornando mais viável a usinagem do componente (Fig. 5).

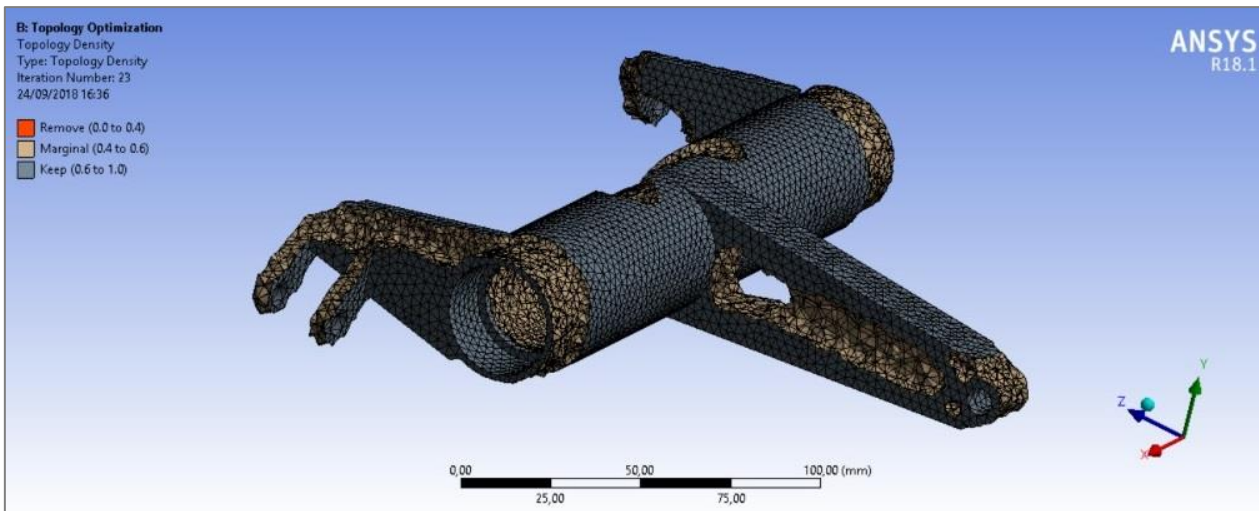


Figura 4 – Redução de massa do balancim indicada pelo *software* Ansys®.

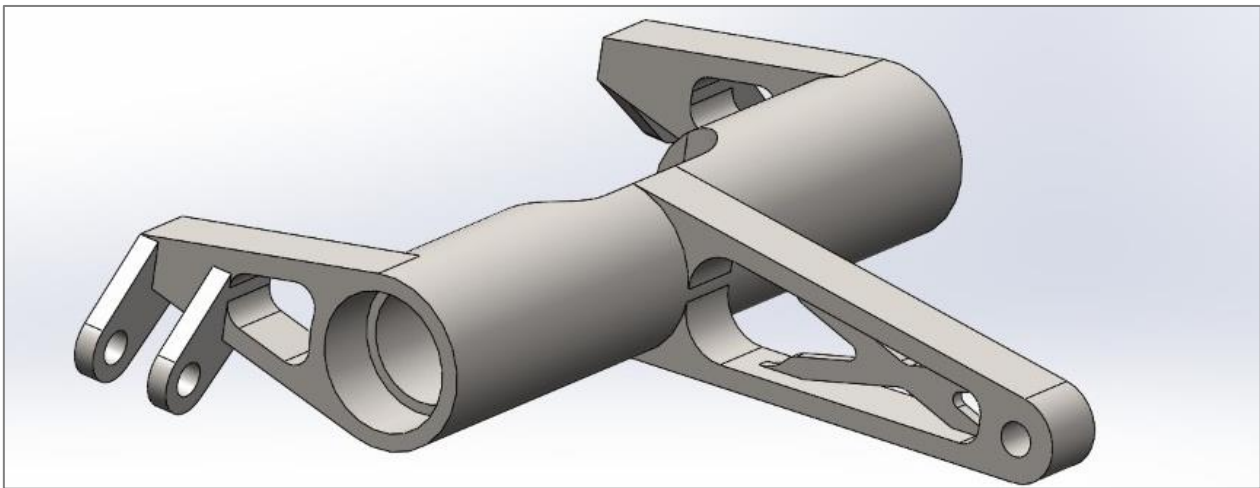


Figura 5 – Nova geometria do balancim proposta.

Após a reformulação da geometria com os alívios de massa, realizou-se uma nova simulação para verificar a máxima tensão sobre o balancim. O *software* Ansys® retornou o valor de tensão máxima igual à 169,97 Mpa (Fig. 6).

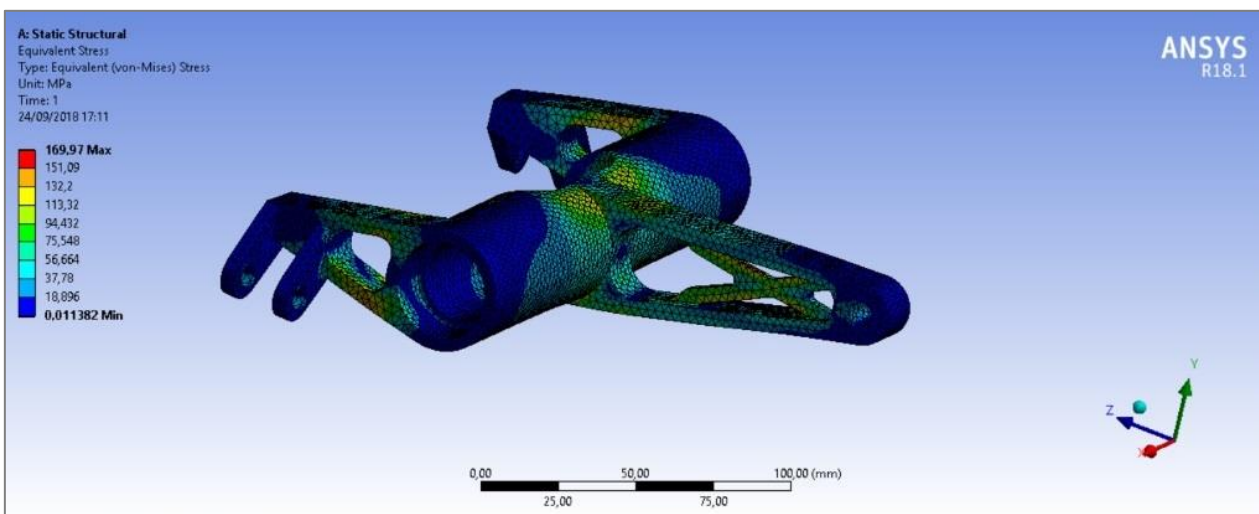


Figura 6 – Simulação de esforços para geometria final do balancim.

5.4 Fator de Segurança

Dado o valor de tensão máxima obtido no item anterior, calculou-se o fator de segurança para o componente em questão pela Eq. (2):

$$FS = \frac{\text{tensão de escoamento do material}}{\text{carga máxima prevista para a peça}} \quad (2)$$

Sendo a tensão máxima prevista para a peça a fornecida pelo *software* Ansys® de 169 MPa e a tensão de escoamento de 393 MPa (Norton, 2013), o coeficiente de segurança calculado é de 2,32.

6. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou o dimensionamento e simulação numérica do balancim do sistema de suspensão para o protótipo GXE01 da Equipe UFVolts Majorados. Visto o exposto, conclui-se que:

- O projeto final do balancim atende as solicitações impostas pelo projeto do protótipo GXE01, apresentando um coeficiente de segurança de 2,32;
- A otimização topológica proporcionou uma redução de 27% com relação ao projeto inicial, mantendo o desempenho e funcionalidade do componente;
- Redução de 19% da força aplicada na roda em relação à força transmitida para o conjunto mola-amortecedor.

Em trabalhos futuros, cabe o estudo da viabilidade de fabricação do componente, visto que apresenta uma complexa geometria.

7. AGRADECIMENTOS

À Equipe Fórmula UFVolts Majorados, por todo apoio, aprendizado e amizade. Ao Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica (DEP) e à UFV pelo suporte no Projeto Fórmula UFVolts Majorados.

8. REFERÊNCIAS

- BARROSO, D.A. “ESTUDO DO BALANCIM DA SUSPENSÃO DO PROTÓTIPO FÓRMULA SAE”. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, CE, 2009. 65f.
- FILHO, A. A. “Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE”. 2.ed. São Paulo: Editora Érica. 2000.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. “*Race Car Vehicle Dynamics*”. SAE Inc Editions. 1995.
- NORTON, R. L. “*Projeto de Máquinas*”. 4.ed. Worcester: Bookman. 2013.
- PINTO, T. H. A. “Projeto e Desenvolvimento do Sistema de Suspensão e Direção de um Veículo Fórmula SAE”. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, CE, 2007. 78f.
- SODRÉ, D. J. R. “Análise Plástica Limite por Elementos Finitos e Programação Matemática”. Tese (Doutorado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2007. 211 f.

9. APÊNDICES

Para análise da força que reagiria ao movimento rotacional do balancim, era necessário analisar a resposta da força do conjunto mola-amortecedor. Para isso, realizou-se o teste de compressão da mola, conforme a Fig. A-1.



Fig. A-1 – Ensaio de compressão da mola.

Os dados coletados da máquina de compressão são plotados na Fig. A-2. Cabe salientar que o coeficiente da reta do respectivo gráfico indica o valor da constante elástica (K) da mola, de 1.4716 N/m (Fig. A-2).

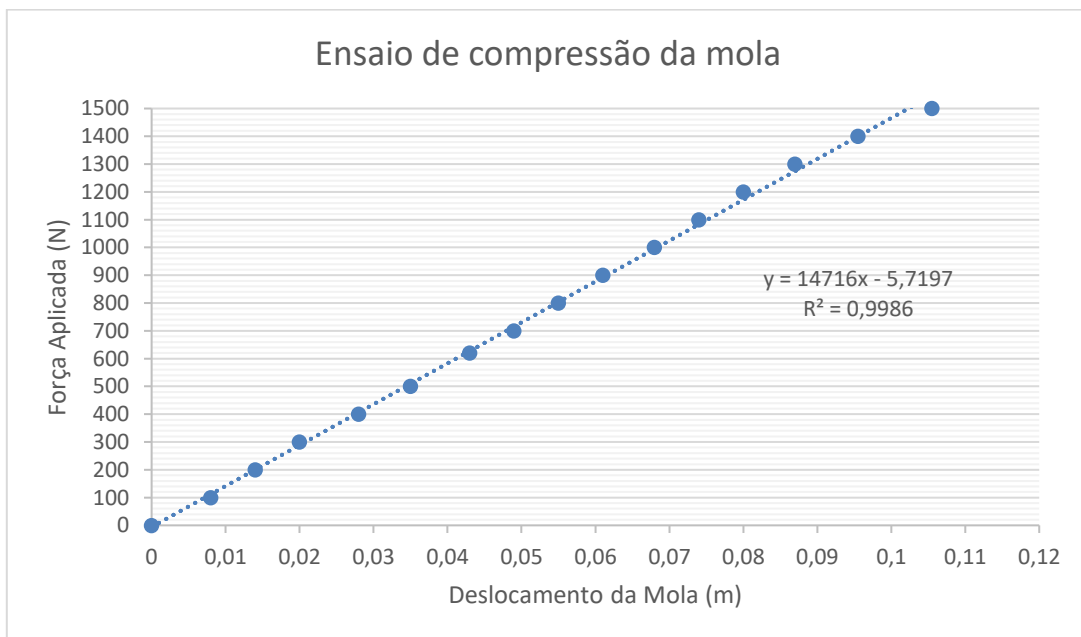


Figura A-2 – Plotagem dos dados de compressão da mola.