

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

UMA METODOLOGIA NUMÉRICO-EXPERIMENTAL PARA VALIDAÇÃO DE
MODELOS MULTICORPOS DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE

por

Heberton Rodeski

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, setembro de 2022

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

Rodeski, Heberton

Uma Metodologia Numérico-Experimental para
Validação de Modelos Multicorpos de um Protótipo Baja
SAE / Heberton Rodeski. -- 2022.

15 f.

Orientador: Daniel Milbrath De Leon.

Coorientador: Rogério José Marczak.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2022.

1. Suspensão. 2. Multicorpos. 3. Elementos finitos.
4. Instrumentação. I. Milbrath De Leon, Daniel,
orient. II. José Marczak, Rogério, coorient. III.
Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Heberton Rodeski

UMA METODOLOGIA NUMÉRICO-EXPERIMENTAL PARA VALIDAÇÃO DE
MODELOS MULTICORPOS DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Daniel Milbrath De Leon

Coorientador: Prof. Rogério José Marczak

Comissão de Avaliação:

Prof^a. Letícia Fleck Fadel Miguel

Prof. Walter Jesus Paucar Casas

Prof. Daniel Milbrath De Leon

Porto Alegre, setembro de 2022

AGRADECIMENTOS

A realização deste trabalho representa o encerramento de uma das mais importantes e intensas etapas da minha vida, a graduação em Engenharia Mecânica. Assim, é imprescindível prestar meus agradecimentos a quem fez parte.

Inicialmente, agradeço à minha família que sempre me apoiou nas decisões importantes que foram tomadas ao longo deste período. Agradeço, ainda, aos meus amigos de longa data Felipe e Lorenzo pela grande parceria construída durante a faculdade, e aos amigos Diego, Douglas e Vitor pela ajuda importante na realização deste trabalho. Gostaria também de agradecer aos laboratórios GMAP e LAMEF pelo importante apoio técnico fornecido para realização deste estudo. E, por fim, à Equipe Tchê Baja UFRGS, que representou a experiência mais gratificante da graduação.

Rodeski, Heberton. **UMA METODOLOGIA NUMÉRICO-EXPERIMENTAL PARA VALIDAÇÃO DE MODELOS MULTICORPOS DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE**. 2022. 15. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

RESUMO

Devido à constante necessidade de melhoria e aperfeiçoamento da performance dinâmica e estrutural de veículos da modalidade Baja, se faz necessária uma metodologia de análise e validação de modelos multicorpos. Para tanto, neste trabalho se aborda uma metodologia de análise numérico-experimental que valida um modelo multicorpos do protótipo da equipe Tchê Baja SAE do ano de 2022. Por meio de uma modelagem multicorpos realizada em *software* comercial, AdamsCar, são obtidos os esforços nos braços da suspensão dianteira e introduzidos como dados de entrada em uma análise pelo método de elementos finitos para obter-se as tensões nas regiões de análise. Estes resultados numéricos são validados através de ensaios experimentais com utilização de extensômetros e sensores de deslocamento. As comparações entre resultados numéricos e experimentais apresentaram erros médios perto de 10%, o que pode ser considerado um ótimo resultado se considerando a complexidade da análise realizada junto às incertezas referentes à instrumentação e modelagem multicorpos.

PALAVRAS-CHAVE: Baja SAE, suspensão, multicorpos, elementos finitos, instrumentação.

Rodeski, Heberton. **A NUMERICAL-EXPERIMENTAL METHODOLOGY FOR VALIDATION OF MULTIBODY MODELS OF A BAJA SAE PROTOTYPE**. 2022. 15. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

ABSTRACT

Due to the constant need to improve the dynamic and structural performance of Baja vehicles, a methodology for analysis and validation of multibody models is necessary. Therefore, in this work is approached a numerical and experimental analysis methodology that validates a multibody model of the Tchê Baja SAE team 2022 prototype. Through a multibody modeling performed in a commercial software AdamsCar, the efforts in the suspension arms are obtained and introduced as input data in a finite element analysis to obtain the stresses in the analysis regions. These numerical results are validated through experimental tests using strain gauges and displacement transducer. Comparisons between numerical and experimental results showed average errors close to 10%, which can be considered an excellent result considering the complexity of the analysis performed with the uncertainties related to instrumentation and multibody modeling.

KEYWORDS: Baja SAE, suspension, multibody, finite elements, instrumentation.

NOMENCLATURA

Símbolos

Hz Freqüência em Hertz [Hz]

Símbolos gregos

Ω Resistência elétrica [Ω]

Abreviaturas e acrômimos

CAD *Computer Assisted Engineereing* ou
Engenharia assistida por computador

FEA *Finit Element Analysis* ou Análise
de Elementos Finitos

SAE *Society of Automotive Engineers* ou
Sociedade de Engenheiros da
Mobilidade

RATBSB Regulamento Administrativo e
Técnico Baja SAE Brasil

3D Tridimensional

GPa Giga Pascal

MPa Mega Pascal

NBR Norma brasileira

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
2.1. METODOLOGIA.....	2
2.2. MODELO MULTICORPOS	2
2.2.1. Caracterização de juntas	3
2.2.2. Propriedades de massa.....	4
2.2.3. Componentes flexíveis	4
2.2.4. Caso de análise	6
2.2.5. Obtenção de carregamentos.....	6
2.2.6. Análise de estabilidade da aquisição de sinais	6
2.3. MODELO EM ELEMENTOS FINITOS	7
2.3.1. Condições de contorno	7
2.3.2. Malha.....	8
2.3.3. Regiões de análise	8
2.3.4. Análise FEA	9
2.4. INSTRUMENTAÇÃO	9
2.4.1. Caracterização da instrumentação	9
2.4.2. Calibração.....	10
3. RESULTADOS	11
3.1 ANÁLISE ESTÁTICA.....	11
3.2. ANÁLISE DINÂMICA.....	12
3.2.1. Solicitações do modelo multicorpos.....	12
3.2.2. Resultado numérico	13
3.2.3. Resultado experimental	13
4. CONCLUSÃO.....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
ANEXO	17
APÊNDICE	18

1. INTRODUÇÃO

O curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) possui diversos grupos de extensão que envolvem a elaboração e construção de projetos mecânicos, possibilitando ao aluno uma integração entre teoria e prática. Dentre tais grupos, se destaca o projeto da Equipe Tchê Baja SAE - uma das primeiras equipes da região sul do país, criada em 1995 - que projeta e constrói um veículo monoposto fora-de-estrada, de acordo com o Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB).

Figura 1 - Protótipo utilizado no campeonato nacional BAJA SAE 2022



No corrente ano, o protótipo da equipe Tchê, Figura 1, conquistou bons resultados no campeonato nacional e voltou a estar entre as melhores equipes do país. Um dos aspectos do novo projeto que se destacou em relação ao projeto anterior foi o de suspensão e direção, o qual, após análises estruturais com dados de entrada oriundos de cálculos analíticos e simulações estáticas em programas comerciais, obteve uma expressiva redução de massa, o que possibilitou um melhor desempenho, tanto estrutural quanto dinâmico.

Em busca de uma melhor compreensão das solicitações no conjunto de suspensão, surge a necessidade da criação de um modelo computacional que permita a obtenção de esforços dinâmicos para posterior análise estrutural. Mas como saber se o modelo computacional representa razoavelmente o sistema real?

Este trabalho se propõe a validar um modelo computacional multicorpos, que representa o protótipo da equipe Tchê Baja utilizado no campeonato nacional de Baja SAE 2022, submetido a um obstáculo do tipo degrau com 700 mm de altura e uma velocidade de 30 km/h, utilizando uma metodologia de análise numérica/experimental.

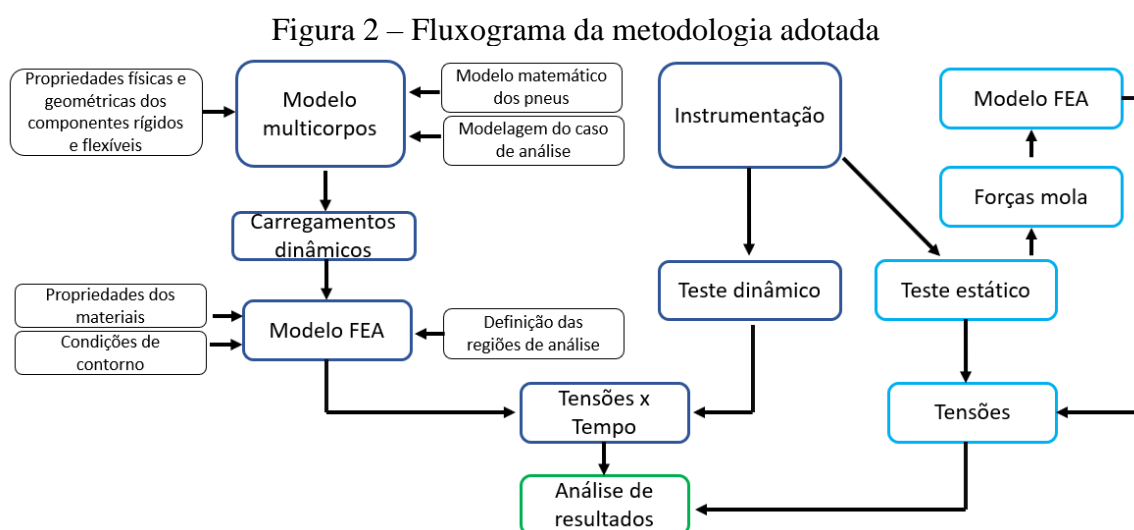
Assim, será abordada uma metodologia de análise para validação numérica/experimental de um modelo computacional multicorpos que representa o protótipo da equipe Tchê Baja utilizado no campeonato nacional de Baja SAE 2022. Por intermédio de um modelo criado no *software* ADAMSCAR (HEXAGON, 2022), serão obtidos esforços em pontos chave da suspensão dianteira direita, que serão utilizados como dados de entrada em um modelo em elementos finitos para obtenção das tensões em regiões de interesse. Após esta análise numérica, serão realizados testes dinâmicos com os componentes da suspensão instrumentados nas mesmas regiões analisadas numericamente, por meio dos quais serão obtidos dados de tensões e deslocamentos para posterior comparação e validação com os resultados numéricos. Além disso, um teste estático irá complementar a análise dos resultados, pois é independente do modelo multicorpos e, dessa forma, permite a verificação do erro associado à interação experimental/FEA (*Finit Element Analysis*).

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. METODOLOGIA

A metodologia de análise para validação numérica-experimental do modelo computacional multicorpos, será realizada através de um modelo criado no *software* ADAMSCAR (HEXAGON, 2022), onde serão obtidos esforços em pontos chave da suspensão dianteira direita. Estes carregamentos serão utilizados como dados de entrada em um modelo em elementos finitos para obtenção das tensões em regiões de interesse. Após esta análise numérica, serão realizados testes dinâmicos com os componentes da suspensão instrumentados nas mesmas regiões analisadas numericamente, por meio dos quais serão obtidos dados de tensões e deslocamentos para posterior comparação e validação com os resultados numéricos. Além disso, um teste estático irá complementar a análise dos resultados, pois é independente do modelo multicorpos e, dessa forma, permite a verificação do erro associado à interação experimental/FEA.

A metodologia proposta é demonstrada pela Figura 2, em forma de fluxograma.



2.2. MODELO MULTICORPOS

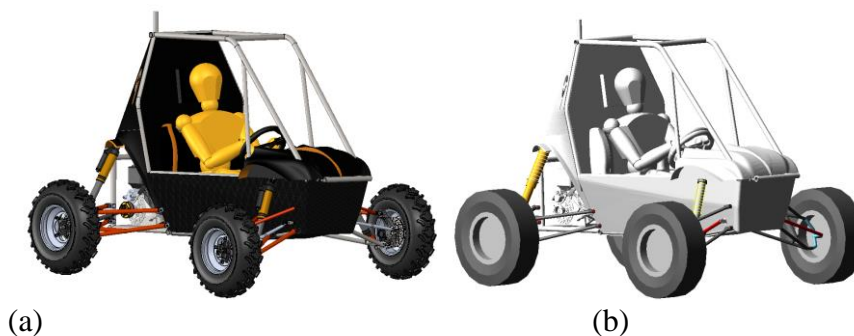
A simulação multicorpos de um veículo começa com a modelagem do sistema, na qual são atribuídos os modelos físicos e matemáticos que melhor caracterizam seu comportamento. Os modelos devem ser significativos, de modo que a coerência das respostas seja analisada criticamente. Logo, é importante conhecer os modelos e elementos que devem ser utilizados em sua descrição (SCHIEHLEN, 1985). Todo sistema multicorpos possui um sistema de referência global e um local, relativo a cada corpo, ao qual são atribuídas propriedades de massa. Há também sistemas de referências responsáveis pela definição da localização e orientação dos componentes de interação, como as articulações, nos quais ocorre a geração de complexas equações de movimento, que torna possível a obtenção de resultados para a análise dinâmica do sistema. O *software* utilizado para análise multicorpos aplica a técnica de matriz esparsa para resolver as equações lineares e o método de Gear para a integração das equações diferenciais. As equações dinâmicas do sistema são descritas como equações de Lagrange e os vínculos descritos pelos multiplicadores de Lagrange, (PRADO, 2003)

Previamente à construção do modelo multicorpos, realizou-se um refinamento do desenho 3D do veículo, oportunidade em que os parâmetros geométricos da suspensão foram atualizados para as configurações utilizadas no campeonato nacional de 2022. Além disso, para uma melhor

representação das propriedades de massa dos componentes, adicionaram-se as massas de componentes secundários como fixadores e rolamentos.

Na Figura 3, têm-se a representação do veículo no *software* SolidWorks (a), e no *software* AdamsCar (b).

Figura 3 – (a) Modelo atualizado do veículo, SolidWorks. (b) Modelo multicorpos, AdamsCar.



2.2.1. Caracterização de juntas

Na construção do modelo multicorpos, a modelagem das conexões entre os corpos do sistema é caracterizada pelas restrições de graus de liberdade dos sistemas de referência locais entre dois corpos e, no caso das juntas cilíndricas, possuem recursos adicionais como rigidez radial e pré-carga rotacional. As localizações das juntas podem ser identificadas na Figura 4.

Figura 4 – Localização das juntas principais da suspensão dianteira direita.

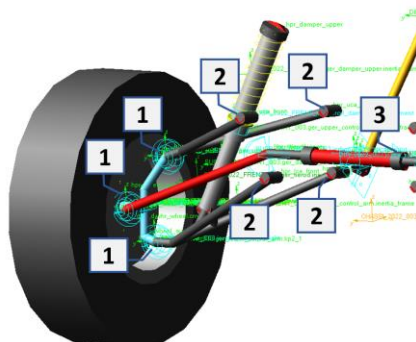


Tabela 1- Identificação das principais juntas consideradas no modelo multicorpos.

Número	Tipo	Conexão
1	Junta esférica	Mangas / Braços de suspensão; Barras esterçoras / Cremalheira
2	Junta cilíndrica	Braços de suspensão / Chassi
3	Junta deslizante	Cremalheira / Chassi

Para a modelagem das juntas cilíndricas, foi adicionada uma curva de força por deslocamento radial, aproximando o comportamento do material polimérico como linear, calculada considerando-se a geometria do componente e o módulo de elasticidade da Poliamida 6 obtido experimentalmente por (KOLANKIEWICZ, 2017). As juntas esféricas não transmitem momentos, são rígidas quanto à translação relativa e não permitem pré-carga.

2.2.2. Propriedades de massa

As propriedades de massa adicionadas ao modelo multicorpos foram obtidas com auxílio do *software* SolidWorks e mensuradas nos casos em que o desenho 3D não representa fielmente o componente, como no caso dos pneus e molas. O conjunto de peças que representa a massa suspensa do veículo, foi representado no modelo por uma esfera com as propriedades do conjunto. Sua massa e a posição do centro de massa foram mensuradas experimentalmente, já o momento de inércia foi adquirido no *software* SolidWorks. Todas as propriedades de massa do sistema estão dispostas na Tabela 3 do apêndice e foram obtidas em relação aos seus respectivos centros de massa com os eixos paralelos ao sistema de referência global.

2.2.3. Componentes flexíveis

Como principais elementos flexíveis se têm as molas, amortecedores e pneus. O conjunto mola/amortecedor utilizado no protótipo é o modelo Fox Float 3 Evol R o qual possui mola do tipo pneumática com ajuste de pré-carga e rigidez, bem como amortecedor hidráulico com ajuste de amortecimento na extensão. Os pneus são radiais do modelo 23X7R10 AT489 da marca Carlisle.

Ainda na fase de projeto, foi necessário obter as propriedades físicas destes componentes para o cálculo de parâmetros dinâmicos do veículo. Assim, foram realizados em laboratório ensaios estáticos para obtenção das curvas de rigidez vertical da mola e do pneu em diversas configurações de pressão, conforme Figura 5.

Figura 5 – Ensaio da mola e pneu para obtenção de parâmetros físicos. Fonte: Autor



Figura 6 - Força vertical na mola [kN] x Deslocamento [mm].

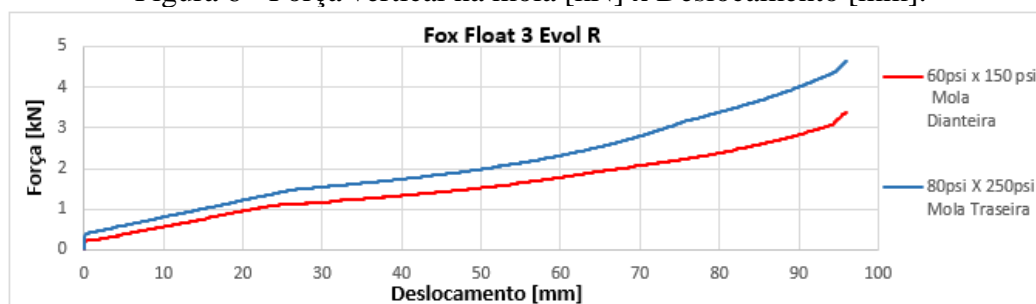
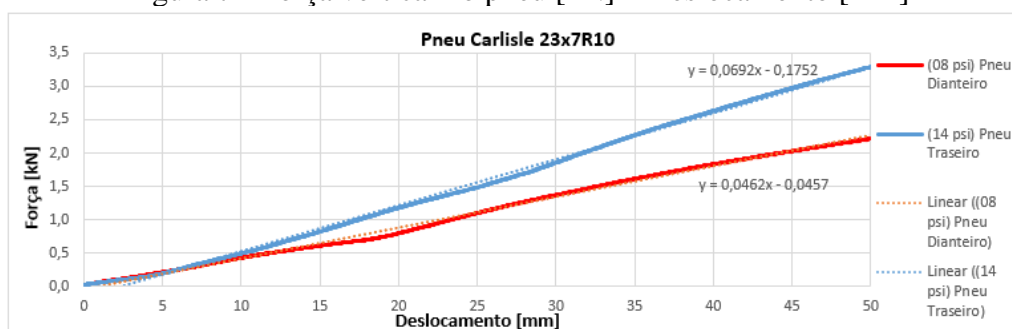


Figura 7 - Força vertical no pneu [kN] x Deslocamento [mm]



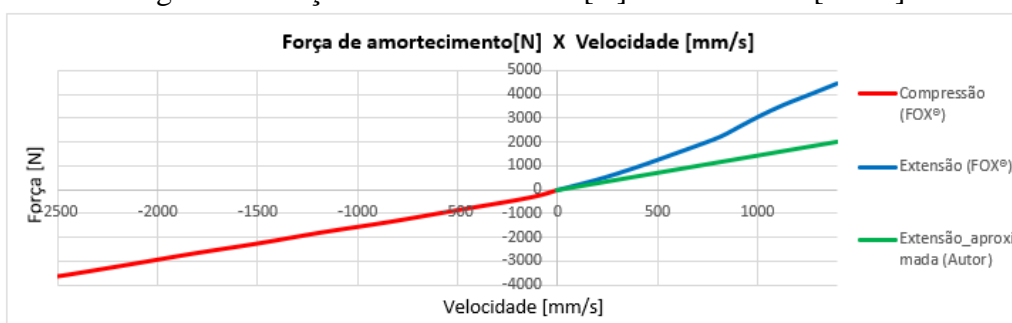
Os dados da mola, ilustrados acima, Figura 6, correspondem aos utilizados no modelo multicorpos. A curva em vermelho (60 psi x 150 psi) corresponde a utilizada nas molas dianteiras, e a curva (80psi x 250psi), às traseiras. O comportamento vertical do pneu, Figura 7, foi linearizado, e considerado como 46,2 N/mm na dianteira e 69,2 N/mm na traseira.

O modelo matemático considerado para o pneu foi o *Pacejka 89* (B PACEJKA, 1989), que se trata de um dos aprimoramentos da “*Magic formula*”, no qual o pneu é caracterizado por um conjunto de coeficientes para cada uma das principais solicitações, que são: força lateral, força longitudinal e torque autoalinhante. Exemplos destas curvas de forças geradas pelo modelo podem ser vistos na Figura 23 do apêndice, obtidas em (Pacejka '89 Handling Force Model, 2022). Grande parte destes coeficientes é fornecida pelo fabricante de pneus, os quais não foram obtidos para este trabalho, assim se utilizando valores pré-determinados pelo *software*, no entanto, foram obtidos outros parâmetros importantes, descritos a seguir.

Para a rigidez lateral do pneu, o valor considerado de 10,45 N/° foi obtido experimentalmente por (RABELO, 2019), ensaiando um pneu característico de veículos tipo Baja. Este valor agregará incertezas ao modelo multicorpos, pois, apesar de ser um pneu muito similar ao utilizado, não se trata do mesmo modelo e marca. A resistência do pneu ao rolamento, de acordo com (GILLESPIE, 1992), pode ser considerada, de forma simplificada, como 0,116 para um pneu com pressão de 10 psi e solo de dureza média.

Os coeficientes de amortecimento foram obtidos em um manual fornecido pelo fabricante, (FOX®). Na Figura 8, seguem as curvas extraídas do manual e inserida no *software* AdamsCar.

Figura 8 - Força de amortecimento [N] x Velocidade [mm/s]



Como o valor deste coeficiente durante a compressão não pode ser alterado, se considerou exatamente esta curva no modelo multicorpos (Curva vermelha); no entanto, para extensão, este coeficiente é alterado para aproximadamente metade da regulação disponibilizada no equipamento, sendo realizada uma aproximação deste valor (Curva verde). Para esta aproximação se considerou que a regulação é linear, variando de zero ao valor máximo representado pela curva azul. Vale ressaltar que o fabricante não fornece os valores intermediários de amortecimento em extensão e a configuração utilizada no protótipo não é o

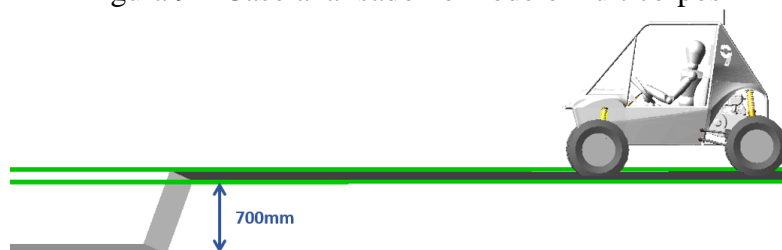
valor máximo que é fornecido pelo fabricante, e sim, um valor que se situa na metade da regulação deste parâmetro.

2.2.4. Caso de análise

As provas pelas quais o carro deve passar durante o campeonato demandam alta resistência do sistema de suspensão, aliado a um desempenho dinâmico que favoreça o veículo e o piloto. Logo, ainda na fase de projeto destes componentes, deve-se considerar baixa massa agregada ao sistema. Para tanto, uma validação estrutural da geometria que considere um esforço típico pode melhorar a avaliação estrutural.

O caso de análise considerado neste trabalho possui características dinâmicas frequentemente suportadas pelo veículo que geram elevadas cargas dinâmicas no conjunto de suspensão. A situação de análise consiste na descida, pelo carro, de um degrau de 700mm de altura entre duas superfícies planas a uma velocidade constante de 30km/h conforme visto na Figura 9.

Figura 9 – Caso analisado no modelo multicorpos



Para caso analisado se considerou o solo rígido e um coeficiente de atrito de 0,55, que se refere a um valor típico para terrenos fora-de-estrada conforme (NICOLAZZI, 2012).

2.2.5. Obtenção de carregamentos

Os carregamentos dinâmicos foram obtidos nas juntas esféricas das balanças superior e inferior da suspensão dianteira direita, pontos P1, Figura 12, e são considerados de acordo com o sistema de referência local da junta, que inicialmente possui seus eixos orientados nos mesmos sentidos que o sistema global. Este sistema de coordenadas local é fixo em relação ao braço de suspensão, assim compensando, em suas componentes tri-dimensionais de força, os deslocamentos durante o período analisado, (BLUNDELL, 2004). Vale ressaltar que os carregamentos obtidos não levam em consideração as deformações dos braços de suspensão pois esses são modelados como corpos rígidos.

2.2.6. Análise de estabilidade da aquisição de sinais

Um dos parâmetros importantes que se deve ter atenção é a frequência de amostragem dos sinais, visto que, podem haver cortes de picos dos sinais caso a frequência seja demasiada baixa. A fim de se obter uma discretização que represente melhor o evento, se realizou uma análise de estabilidade do sinal onde os parâmetros analisados foram os valores máximos encontrados e suavidade das curvas nas transições entre cada ponto de análise. Na Figura 10 se tem as forças obtidas no ponto de obtenção da balança inferior para uma frequência de 50 Hz, onde se percebe transições abruptas em determinados pontos das curvas. Já na Figura 11, têm-

se curvas para uma frequência de 1600 Hz, sendo imperceptíveis as transições nas janelas temporais observadas.

Figura 10 – Análise de estabilidade para carregamentos adquiridos à 50 Hz

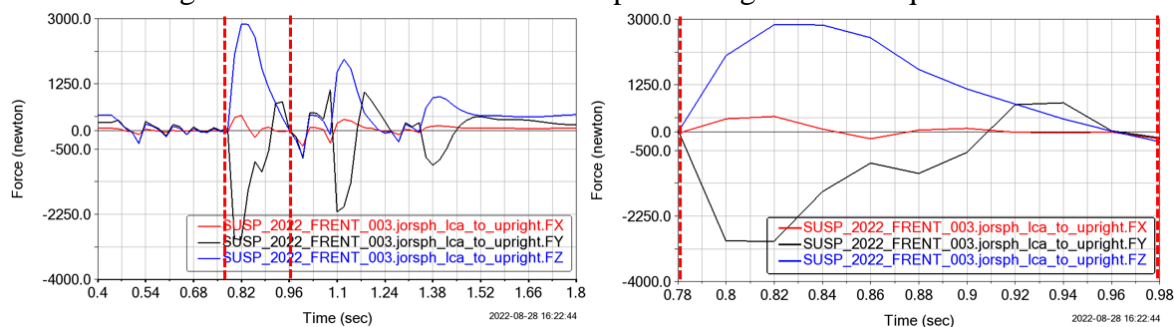
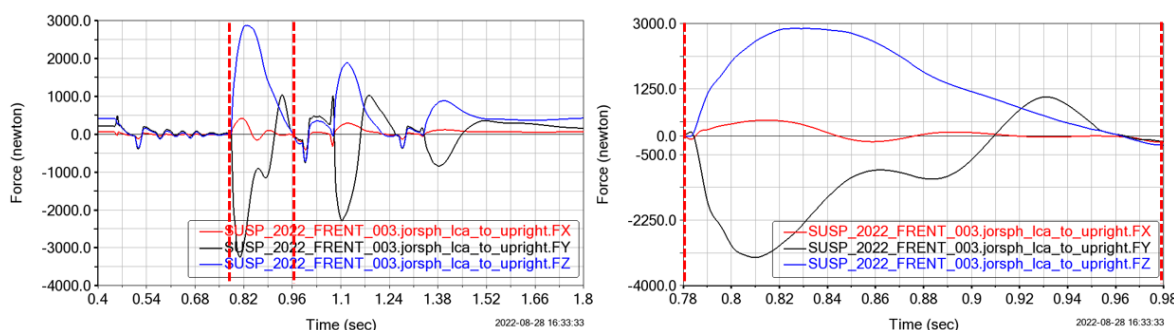


Figura 11 - Análise de estabilidade para carregamentos adquiridos à 1600 Hz



Estas análises foram realizadas considerando as taxas de amostragem disponíveis no sistema de aquisição que será utilizado na análise experimental. Nesta etapa do trabalho, foram apresentadas somente a primeira e a última frequência analisada, que foi a escolhida, pois não houveram diferenças relevantes entre a frequência de 1600 Hz e suas antecessoras analisadas. As frequências analisadas foram: 50, 100, 400, 800, 1600 Hz.

Vale ressaltar que esta análise é válida para o evento em questão, que possui como característica uma duração relativamente grande, se forem considerados tempos típicos de fenômenos de impacto.

2.3. MODELO EM ELEMENTOS FINITOS

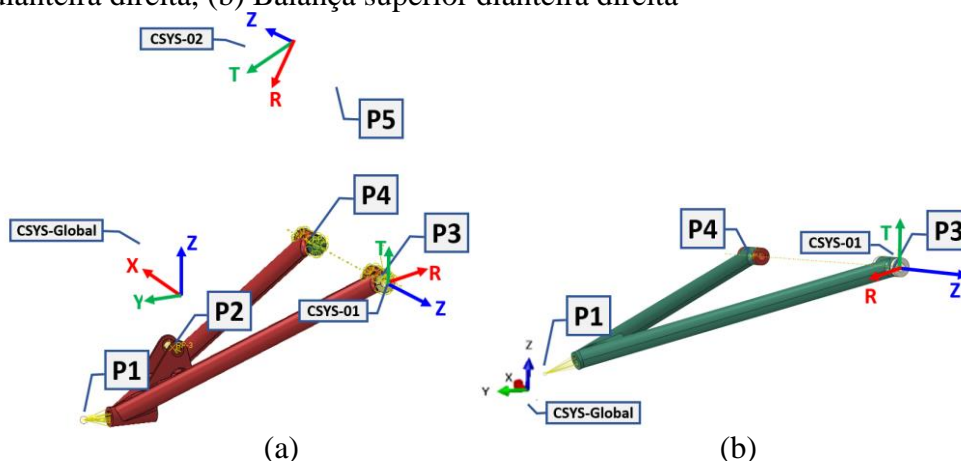
A modelagem em elementos finitos foi realizada no *software* comercial Abaqus (ABAQUS®, 2011) com a finalidade de obtenção das tensões oriundas dos carregamentos dinâmicos verificados através da análise multicorpos. Os componentes da suspensão serão analisados separadamente e as regiões de análise serão as mesmas instrumentadas posteriormente para obtenção de dados experimentais.

2.3.1. Condições de contorno

As restrições ao modelo da balança inferior foram impostas nos pontos indicados na Figura 12 (a). Os pontos P1 e P2 representam os pontos de aplicação dos carregamentos e de reação do conjunto mola/amortecedor, respectivamente. Ligações com elementos rígidos foram criadas entre a posição geométrica de cada ponto e suas regiões de interação com a balança. O ponto P2 possui restrição de deslocamento em relação ao eixo “R” do sistema de referência em coordenadas cilíndricas (CSYS-02), que está orientado em direção ao ponto P2, ou seja, este ponto pode rotacionar em torno do eixo “Z”, mas não pode deslocar ao longo de “R”, assim

representando a ligação do conjunto mola/amortecedor ao chassi sem transmitir momento nos pontos de restrição.

Figura 12 – Indicações das restrições impostas ao modelo em elementos finitos. (a) Balança inferior dianteira direita, (b) Balança superior dianteira direita



Os pontos P3 e P4 dos dois modelos estão posicionados no centro geométrico das buchas dos braços de suspensão. Esses pontos possuem ligação com a região interna das buchas, modelada com elementos rígidos e, para representar a articulação, podem rotacionar em torno do eixo longitudinal, “Z”, do sistema de referência em coordenadas cilíndricas (CSYS-01).

O ponto P1 da balança superior, Figura 12 (b), também possui ligação com a balança modelada em elementos rígidos. Para este ponto, devido às características dos carregamentos e de sua geometria, foi necessário restringir seu deslocamento no eixo “Z” do sistema de coordenadas global, (CSYS-Global), para eliminar a instabilidade, visto que são carregamentos que possuem componentes no sentido de compressão da balança.

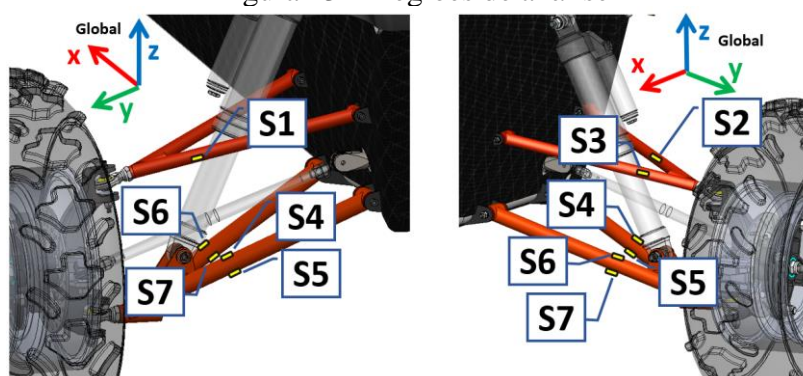
2.3.2. Malha

A malha adotada possui elementos tetraédricos de segunda ordem com tamanho médio de 3 mm, a partir da qual, para a determinação do tamanho de elemento, se realizou uma análise de convergência de malha nas regiões de interesse diminuindo o tamanho de elemento de 8mm até 2mm, como pode ser visto na Figura 24 do apêndice, que correspondem a uma das regiões de interesse de cada balança. A estabilidade das tensões verificada deve-se ao fato de as regiões de interesse estarem localizadas longe de concentradores geométricos de tensão. A Figura 25 e a Figura 26 apresentam as malhas modeladas.

2.3.3. Regiões de análise

Como o intuito deste trabalho não é a validação do componente em regiões onde há concentradores de tensões, mas, sim, a validação de uma metodologia de análise, as regiões escolhidas devem apresentar baixos gradientes de tensão para evitar que os resultados experimentais apresentem grande sensibilidade quanto a pequenas variações de localização entre as regiões de colagem dos extensômetros e a analisada numericamente. Sendo assim, as regiões escolhidas ficaram localizadas ao longo dos dois tubos principais de cada balança de suspensão, conforme apresentado na Figura 13.

Figura 13 – Regiões de análise



Um dos critérios utilizados para a escolha das regiões foi o tipo de solicitação a que a peça está sujeita. Na balança inferior, se tem predominância de esforços fletores devido à influência da mola. Por isso, os pontos S4 e S5, assim como S6 e S7, apresentam defasagem de 180° entre si, permitindo a obtenção de tensões compressivas em S4 e S6, e trativas em S5 e S7, quando houver a compressão da suspensão. Já para a balança superior, como não há esforços fletores, as regiões analisadas estão localizadas no plano médio da peça.

Para validar esta escolha foram realizadas análises das tensões principais em cada tubo através da criação de sistemas de referência locais, em que um de seus eixos está orientado longitudinalmente com cada tubo, verificando-se, assim, a predominância de tensões axiais orientadas longitudinalmente com os tubos.

2.3.4. Análise FEA

A Análise foi realizada em regime elástico linear isotrópico com as propriedades do aço SAE 1020 o qual foi construído os braços de suspensão. O módulo de elasticidade considerado foi de 200GPa, Poisson de 0,3 e tensão de escoamento de 228 MPa de acordo com a Norma NBR 8261 (ABNT, 1983), que especifica as propriedades de tubos estruturais com costura laminados a frio. As análises são estáticas e calculadas em cada uma das amostras de esforços dinâmicos tridimensionais obtidos por meio da análise multicorpos dentro do espaço temporal de maior amplitude de forças. O tempo total de análise é de 0,185 segundos com um total de 296 passos.

2.4. INSTRUMENTAÇÃO

A configuração instrumental foi montada de forma a permitir a obtenção de dados de forma remota, ou seja, sem auxílio de um computador a bordo do veículo e com alimentação por bateria durante os ensaios. Os dados foram gravados em um cartão de memória para posterior análise e tratamento.

2.4.1. Caracterização da instrumentação

O sistema de aquisição é composto por 7 extensômetros elétricos, 1 sensor potenciométrico de deslocamento linear, 1 transdutor de 8 canais analógicos e uma bateria de 12 volts de corrente contínua. Abaixo estão dispostas as principais especificação dos itens utilizados.

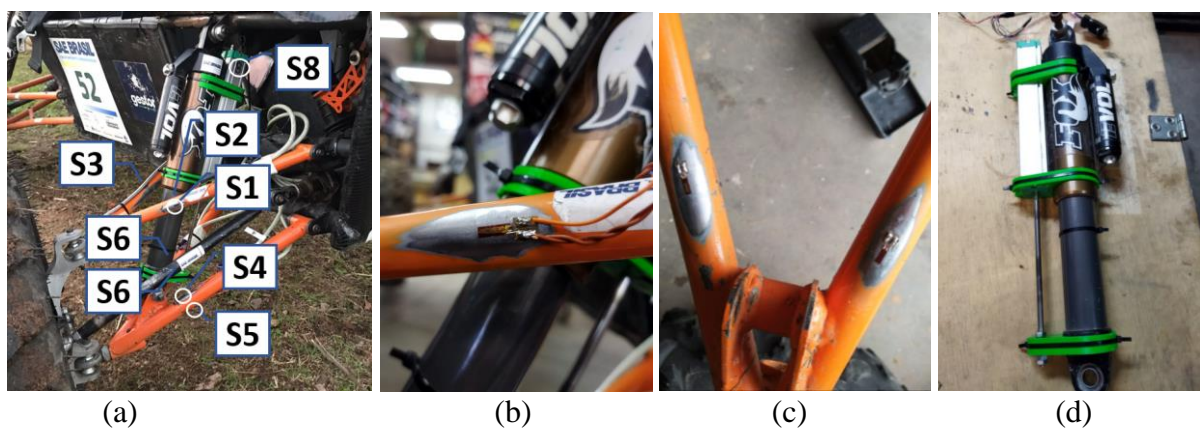
- Extensômetro elétrico uniaxial Kyowa 120 Ω (KYOWA, 2022)
- Sensor potenciométrico de deslocamento linear de 150mm de curso. Gefran modelo LT-M-0150-P. (GEFRAN, 2022)

- Transdutor Lynx DLG4000, 8 entradas analógicas e frequência máxima de aquisição 12,8 kHz (LYNX, 2022)
- Bateria 12 Volts de corrente contínua

A Figura 27 (a), do apêndice, demonstra de forma esquemática a montagem realizada junto ao aparato experimental onde o computador foi utilizado somente na fase de calibração e, a Figura 27 (b), o esquema de ligação de $\frac{1}{4}$ de ponte utilizado para os extensômetros.

Os posicionamentos de montagem dos extensômetros seguiram os critérios citados na seção 2.3.3., e são demonstradas nas Figura 14(a) junto às suas identificações. O procedimento de instalação seguido pode ser encontrado em (HBM, 2022). A velocidade do veículo foi mensurada por meio de um aplicativo de celular com GPS.

Figura 14 – (a) Posições e identificações dos extensômetros e sensor de deslocamento. (b) Detalhe da montagem do extensômetro S1. (c) Detalhe da montagem dos extensômetros S6 e S4. (d) Montagem do sensor de deslocamento com seus suportes.



Para possibilitar a obtenção dos deslocamentos da mola, foram projetados e fabricados suportes para o sensor, Figura 14 (d), que possuíssem uma rigidez mínima necessária para que não houvesse interferência significativa na leitura dos sinais.

A frequência de amostragem de 1600Hz é a mesma utilizada no modelo multicorpos e foi determinada e configurada no transdutor seguindo os critérios mencionados na seção de análise de estabilidade do modelo multicorpos, seção 2.2.6.

2.4.2. Calibração

A configuração de calibração foi realizada através do *software* AqDados do próprio fabricante do Transdutor Lynx, onde foram inseridos os parâmetros dos extensômetros e do sensor de deslocamento. A configuração dos sensores foi realizada com todo equipamento embarcado e com a suspensão livre de carregamentos, onde a ponte foi balanceada e as saídas foram verificadas com resultados nulos. A calibração dos extensômetros, $\frac{1}{4}$ de ponte, foi realizada com a técnica de simples comutação do resistor de *Shunt*. *Shunt* é um resistor preciso interno do transdutor que, associado ao circuito, simula um sinal de saída que equivale a um valor de deformação, (KREUZER). O cabeamento utilizado era blindado e suas resistências não foram consideradas na calibração, pois os cabos apresentaram resistências medidas desprezíveis.

O sensor de deslocamento foi aferido diretamente no *software* onde se utilizou o recurso de aferição por regressão linear. Neste caso foram medidos os deslocamentos com um paquímetro digital e os atribuídos aos seus respectivos valores de tensão elétrica.

3. RESULTADOS

3.1 ANÁLISE ESTÁTICA

Previamente à análise dinâmica, se realizou uma validação estática da instrumentação onde foi feito um teste estático para comparação dos resultados de tensões experimentais com os obtidos por elementos finitos. Este teste consistiu na aplicação de um carregamento estático na suspensão onde se obtiveram os valores de tensões experimentais nas regiões de análise e os deslocamentos na mola. Com os deslocamentos medidos foi possível obter a força na mola, de forma indireta, devido ao ensaio da mola realizado em laboratório, seção 2.2.3. Estas forças foram adicionadas ao modelo em elementos finitos onde foram extraídas as tensões uniaxiais nas regiões de interesse. A Figura 15 mostra os resultados de tensões experimentais e numéricas, nos quais o erro percentual médio da análise FEA relativo à análise experimental ficou em torno de 10%.

Figura 15 - Erro percentual para os resultados de tensões FEA relativos aos obtidos experimentalmente para o braço de suspensão inferior

Deslocamento da mola [mm]	Força da mola [N]	S4			S5			S6			S7		
		Experimental [Mpa]	FEA [MPa] (N5847)	Erro [%]	Experimental [Mpa]	FEA [MPa] (N5198)	Erro [%]	Experimental [Mpa]	FEA [Mpa] (N9093)	Erro [%]	Experimental [Mpa]	FEA [Mpa] (N7645)	Erro [%]
10	560	-18,9	-20,2	7%	21,5	18,7	13%	-15,7	-18,7	19%	13,3	12,6	5%
15	760	-23,6	-27,4	16%	26,6	25,3	5%	-22,8	-25,4	11%	17,5	17,1	2%
20	960	-28,7	-34,6	20%	33,5	32,0	4%	-30,3	-32,1	6%	22,5	21,6	4%
25	1120	-33,2	-40,4	22%	39,3	37,3	5%	-36,6	-37,4	2%	27,2	25,2	7%
30	1180	-37,6	-42,5	13%	44,4	39,3	11%	-44,0	-39,5	10%	31,4	26,5	16%
35	1240	-39,1	-44,7	14%	46,7	41,3	12%	-45,9	-41,5	10%	32,6	27,9	15%
40	1340	-41,7	-48,3	16%	49,4	44,6	10%	-47,5	-44,8	6%	33,6	30,1	11%
				15%			9%			9%			8%

A fim de se obter somente carregamentos de compressão da suspensão durante o ensaio, foram fabricadas bases com rolamentos, Figura 16, e inseridos no contato do pneu com o solo para mitigar a influência do atrito de contato, visto que, devido à variação da distância entre as rodas dianteiras durante a compressão, podem ser gerados carregamentos laterais relevantes em regime estático.

Figura 16 – Ensaio estático, (a) Suspensão sem carga, (b) Suspensão carregada



(a)

(b)

Vale ressaltar que, para este teste, são desconsideradas quaisquer informações obtidas via modelagem multicorpos, assim, avaliando somente a relação experimental/FEA que será utilizada posteriormente com a adição de carregamentos dinâmicos do modelo multicorpos. A Figura 28, do Apêndice, demonstra as curvas plotadas com os resultados experimentais e numéricos. Além disso, na seção de resultados, será dado ênfase para os resultados do braço de

suspensão inferior, visto que se trata de um componente com solicitações mais complexas e sensíveis aos parâmetros adicionados ao *software*, se comparado com o braço superior.

3.2. ANÁLISE DINÂMICA

3.2.1. Solicitações do modelo multicorpos

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos no modelo multicorpos para o caso de análise descrito na seção 2.2.4. O instante temporal, os quais se referem os gráficos a seguir, são os mesmos para os dois braços de suspensão, e correspondem ao instante em que o veículo toca o solo, comprime e expande a suspensão, como pode ser verificado pela curva preta tracejada que se refere aos deslocamentos da mola, Figura 17 e Figura 18.

Figura 17 - Gráfico de força [N] no ponto P1 / Deslocamento da mola [mm] X Tempo [s] na balança inferior para o modelo Multicorpos

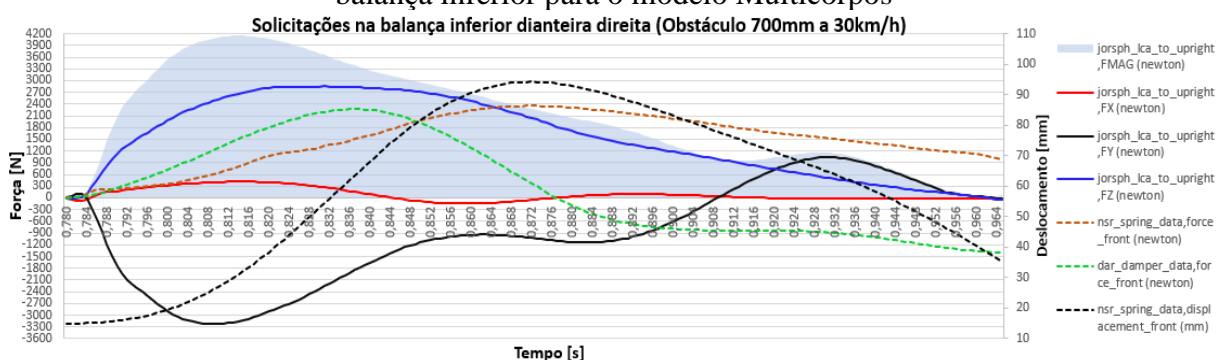
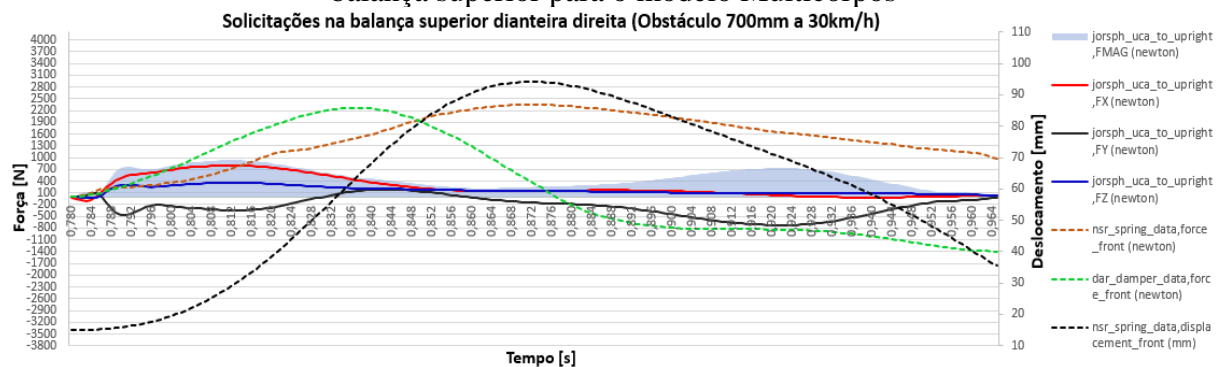


Figura 18 - Gráfico de força [N] no ponto P1 / Deslocamento da mola [mm] X Tempo [s] na balança superior para o modelo Multicorpos



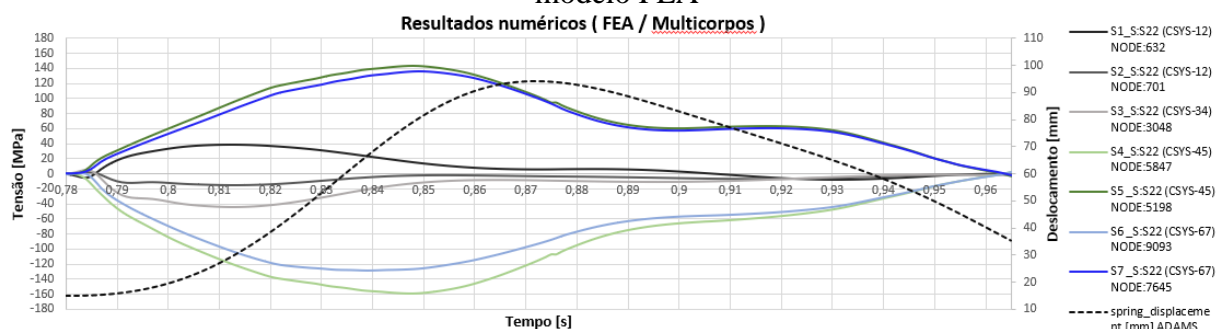
As curvas, em linhas contínuas, vermelha, preta e azul correspondem às componentes de força x , y e z , respectivamente, as quais são obtidas na junta esférica de cada braço, pontos P1. As curvas tracejadas nas cores laranja e verde correspondem às forças da mola e do amortecedor, respectivamente. O tempo de análise mostrado nos gráficos é de 0,185 segundos, tendo sido tomadas um total de 296 amostras.

Um resultado importante, e muito sensível ao modelo matemático do pneu, é a alta força lateral gerada no contato pneu solo durante a compressão da suspensão. A reação desta componente está representada pela curva em linha preta contínua da Figura 17, que possui um valor máximo maior que sua componente vertical. Tal componente deve provocar um diferencial de tensões nas regiões de análise que verificam esforços fletores no braço de suspensão inferior. Os resultados experimentais devem validar a representatividade desta característica.

3.2.2. Resultado numérico

Após a aplicação da metodologia de análise descrita na seção 2.3. foram obtidos os resultados de tensões nas regiões de interesse apresentados na Figura 19. Neste gráfico, além das tensões uniaxiais obtidas por FEA, também estão representados os deslocamentos da mola oriundas do modelo multicorpos, curva tracejada preta, com a finalidade de auxiliar na interpretação dos resultados.

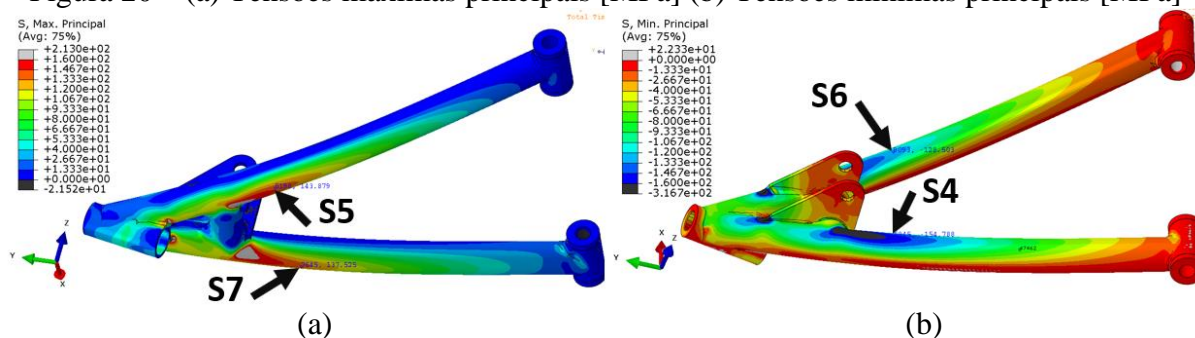
Figura 19 - Gráfico de tensão [MPa] X Tempo [s] nas balanças inferior e superior para o modelo FEA



As curvas S5 e S7 apresentam tensões trativas como se era esperado, visto que estas regiões estão localizadas abaixo do braço inferior de suspensão assim evidenciando os esforços fletores no componente devido à influência do conjunto mola amortecedor. Já as curvas S4 e S6 apresentam tensões compressivas de similar amplitude, pois estão localizadas na mesma distância longitudinal de cada tubo, porem defasadas em 180° como mostrado nas seções 3.2.3 e 3.3.1. As tensões ficaram abaixo da tensão de escoamento do material de 228 MPa.

Na Figura 19, pode-se verificar a influência do esforço lateral mencionado na seção anterior, onde, no tubo do braço inferior o qual se localizam as regiões S4 e S5, as tensões máximas compressivas são maiores em magnitude se comparadas às trativas. Para o tubo das regiões S5 e S6 este fenômeno não foi observado. A Figura 20 demonstra as tensões máximas principais e mínimas principais para o instante de tempo com maiores solicitações no braço de suspensão inferior.

Figura 20 – (a) Tensões máximas principais [MPa] (b) Tensões mínimas principais [MPa]

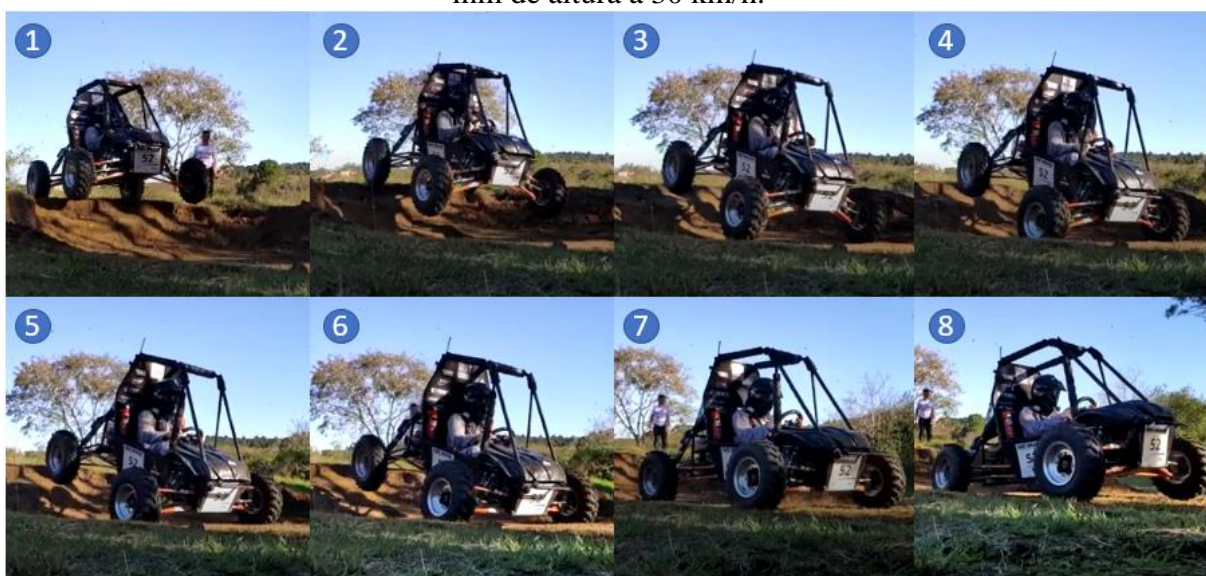


3.2.3. Resultado experimental

Os resultados experimentais da análise dinâmica foram obtidos por meio de uma sequência de 21 repetições do mesmo evento, na qual 12 foram válidos, os testes restantes apresentaram problemas nos terminais dos extensômetros S5 e S7 por entrarem em contato com a vegetação do local. O obstáculo transposto, com 700 mm de altura, foi moldado com a

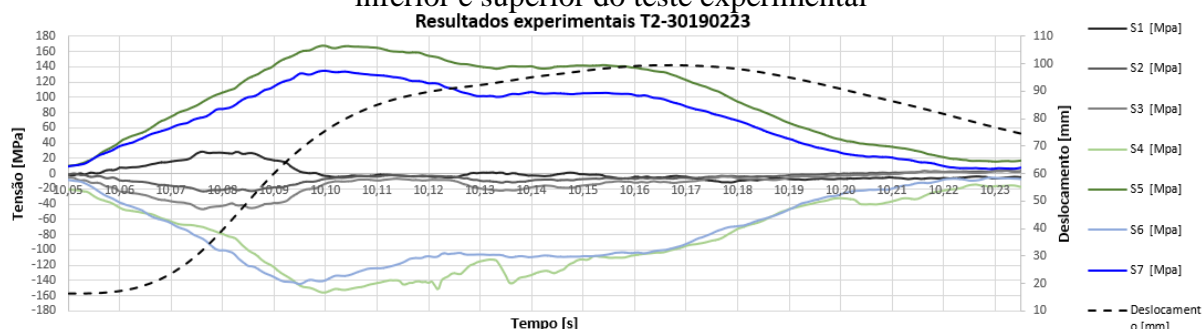
tentativa de representar da melhor forma possível, com os recursos disponíveis, o mesmo obstáculo modelado em multicorpos, e descrito na seção 2.2.4. Na Figura 21 é mostrada uma sequência de imagens no teste de número 2, cujos resultados estão evidenciados na Figura 22, que apresenta o teste que melhor representou os valores médios. Os dados brutos do ensaio analisado podem ser vistos na Figura 29 do Apêndice.

Figura 21 – Sequência de imagens do teste dinâmico 2. Transposição de um degrau de 700 mm de altura a 30 km/h.



Na Figura 21, em 1, está representado o momento em que o veículo perde contato com o solo; Em 3, o instante em que os pneus dianteiros entram em contato com o solo, este é o instante de tempo em que se inicia o gráfico da Figura 22; Em 6 é o instante em que há o máximo deslocamento de compressão da suspensão dianteira e, em 8, o final do evento analisado.

Figura 22 - Gráfico de tensão [MPa] / Deslocamento da mola [mm] X Tempo [s] nas balanças inferior e superior do teste experimental



Os testes apresentaram resultados com boa concordância, visto que os deslocamentos e tensões apresentaram comportamentos similares no intervalo de tempo, como pode ser visto em uma comparação entre a Figura 22 e Figura 19. Ao analisar a Figura 22, pode-se verificar que os valores das tensões trativas e compressivas, para um mesmo tubo do braço inferior, não apresentam diferenças como as apresentadas nos resultados numéricos, assim indicando que os esforços laterais reais possivelmente apresentem valores menores que os obtidos numericamente. Isto pode ter ocorrido devido aos valores de rigidez lateral dos pneus atribuídos

ao modelo numérico ou, ao coeficiente de atrito do solo que pode ser menor que o adotado numericamente.

Todos os valores de tensões máximas obtidos experimentalmente seguem descritos na Tabela 4 do apêndice junto aos seus valores médios e desvios padrão. Na Tabela 2, segue uma comparação entre os valores médios de tensões máximas experimentais e numéricas junto ao erro percentual relativo à média experimental.

Tabela 2 – Erro percentual dos resultados numéricos relativo aos resultados experimentais dinâmicos para balança inferior

	S4 [MPa]	S5 [MPa]	S6 [MPa]	S7 [MPa]	S8 [mm]
Média Experimental	-140,4	165,3	-134,5	131,5	99,6
Numérico	-159,2	144,5	-128,7	136,7	94,2
Erro %	13%	13%	4%	4%	5%

4. CONCLUSÃO

A metodologia apresentada possibilita a validação indireta dos esforços obtidos via modelo multicorpos criado. Isso porque, ao se realizar uma comparação entre a média dos erros do ensaio estático (10%) e dinâmico (7,8%), verifica-se que os valores obtidos pela modelagem multicorpos são válidos para a situação analisada devido à concordância entre os resultados numéricos e experimentais. Além disso, foram evidenciadas as possíveis fontes de erro do modelo multicorpos como, por exemplo, o modelo matemático que caracteriza os pneus e o coeficiente de atrito atribuído à interação do pneu com o solo. Não obstante, deve-se considerar como fonte destes pequenos desvios nos resultados as geometrias dos componentes mecânicos que, devido a distorções oriundas da fabricação, não apresentam exatamente as medidas modeladas no projeto. Também podem haver pequenas diferenças entre as posições de colagem dos extensômetros e as regiões analisadas pelo método de elementos finitos, além das incertezas referentes à instrumentação.

Tais análises podem servir como base para um aprimoramento do modelo multicorpos e para um cálculo mais preciso do coeficiente de segurança necessário ao projeto de suspensão.

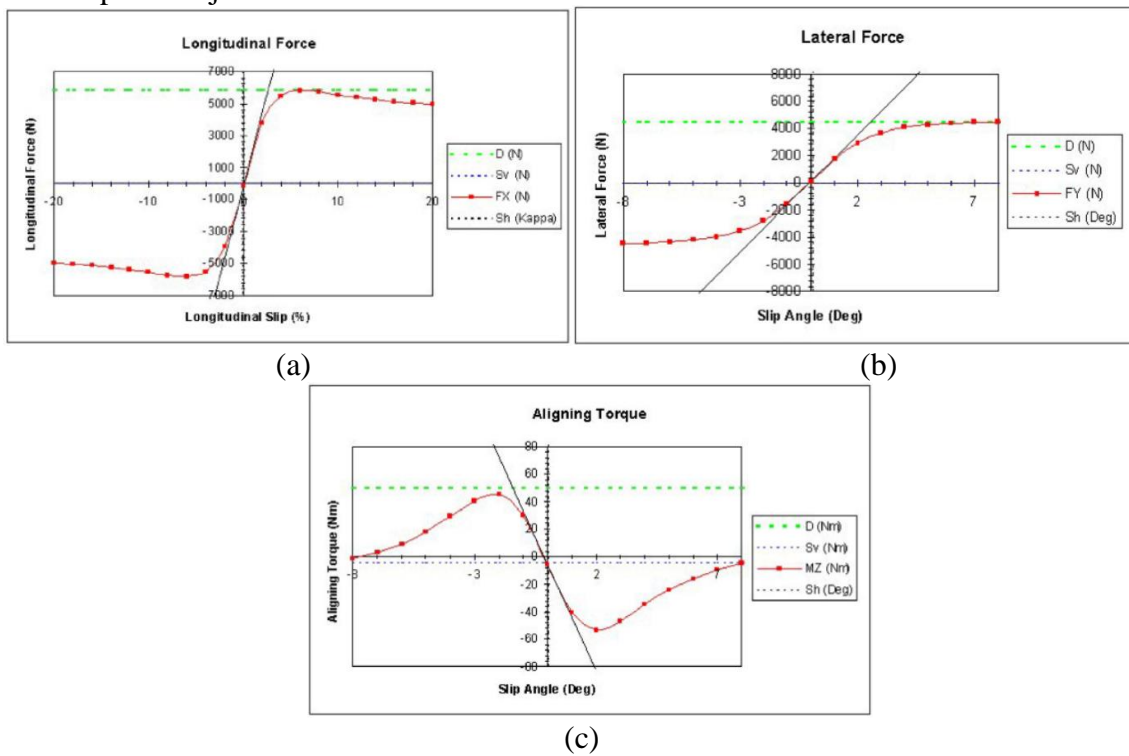
Para trabalhos futuros, sugere-se um estudo aprofundado na modelagem matemática dos pneus que melhor se adeque ao tipo de solicitações a que um protótipo do tipo Baja SAE está sujeito. Além disso, é cabível a validação experimental de outros subsistemas do protótipo, como os sistemas de direção e *powertrain*, e também uma análise no âmbito da dinâmica vertical.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABAQUS®. (2011). Abaqus CAE User's Manual. Dassault Systèmes.
- ABNT. (novembro de 1983). NBR 8261. *Perfil tubular, de aço-carbono, formado à frio, com e sem costura, de seção circular, quadrada ou retangular para usos estruturais.*
- ADAMS®. (2002). Getting Started Using ADAMS/Car. Michigan: Mechanical Dynamics Incorporated.
- B PACEJKA, E. B. (1989). *A new tire model with an application in vehicle dynamics studies.* SAE.
- BLUNDELL, M. H. (2004). *Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics.* Elsevier Butterworth-Heinemann.
- FOX®. (s.d.). FOX Powersport SAE/MINI BAJA FLOAT 3 Manual.
- GEFRAN. (25 de julho de 2022). Fonte: Disponível em: <<https://www.gefran.com/pt/br/products/68-It-com-haste>>
- GILLESPIE, T. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics.* Warrendale: Society of Automotive Engineers.
- HBM. (01 de 08 de 2022). Fonte: Disponível em: <<https://www.hbm.com/en/8132/how-to-install-strain-gauges-video-tutorial/>>
- HEXAGON. (20 de 06 de 2022). Fonte: Disponível em: <https://help.hexagonmi.com/bundle/Adams_2021.4_Adams_Car_Ride_User_Guide/resource/Adams_2021.4_Adams_Car_Ride_User_Guide.pdf>
- KOLANKIEWICZ, V. (2017). *Estudo do comportamento mecânico de materiais termoplásticos utilizando teste Arcan modificado.* Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- KREUZER, M. (s.d.). *Strain Gage 1/4 Bridge Calibration With Shunt Signals.* Darmstadt: HBM.
- KYOWA. (15 de Junho de 2022). Fonte: Disponível em: <https://www.kyowa-ei.com/eng/product/category/strain_gages/kfgs/index.html>
- LYNX. (10 de junho de 2022). Fonte: Disponível em: <https://www lynxtec.com.br/download/brochuras/DLG4000_R3.pdf>
- NICOLAZZI, L. L. (2012). *Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis.* UFSC.
- Pacejka '89 Handling Force Model.* (08 de 2022). Fonte: help.hexagonmi.com: Disponível em: <https://help.hexagonmi.com/bundle/adams_2021.2/page/adams_help/Adams_Car_Package/tire/tire_models_pacgeneric/TOC.Using.Pacejka.89.xhtml>
- PRADO, M. (2003). *Desenvolvimento de um modelo não linear de três graus de liberdade para análise da dinâmica lateral de um ônibus com suspensão a ar.* São Paulo: Universidade de São Paulo.
- RABELO, V. V. (2019). *Caracterização do pneu ITP Holeshot Hd®.*
- SCHIEHLEN, K. &. (1985). *General Purpose Vehicle System Dynamics Software.* Swets & Zeitlinger.

ANEXO

Figura 23 – (a) Exemplo curva de força longitudinal modelada por Pacejka'89. (b) Exemplo curva de força lateral modelado por Pacejka'89. (c) Exemplo curva de torque autoalinhante modelado por Pacejka'89



APÊNDICE

Tabela 3 – Propriedades de massa consideradas no modelo multicorpos

Componentes	Massa [kg]	Centro de massa [mm]			Momentos de inércia [kg.mm ²]					
		x	y	z	Lxx	Lyy	Lzz	Lxy	Lzx	Lyz
Suspensão dianteira Direita										
Conjunto - Cubo, eixo, disco, rolamento	1,368	-1006,8	637,5	341,59	2534,6	3739,5	2534,7	13,4	0,69	36,7
Barra esterçora	0,32	-1059,6	408,6	422,39	5604,9	678,8	4958,8	-225,4	82,2	-1800,0
Parte superior mola/amortecedor	1,11	-956,7	320,9	636,01	4972,3	3848,4	1705,8	-266,0	513,0	-1496,3
Parte inferior mola/amortecedor	0,28	-985,3	393,7	442,75	945,2	812,2	226,5	-50,7	112,8	-329,3
Conjunto - Manga, suporte pinça, pinça.	1,88	-981,1	595,0	341,6	4737,0	7799,8	4824,5	835,1	-304,2	-537,4
Conjunto - Balança Superior	0,65	-975,1	366,7	510,74	9832,5	6744,0	14449,9	-443,5	-721,3	2815,4
Conjunto - Balança inferior	1,55	-992,8	358,1	352,13	29321,2	14145,1	33083,0	-3751,4	438,0	-10741,9
Suspensão traseira Direita										
Conjunto - Cubo, rolamento, homocinética	2,68	513,0	569,0	377,82	4553,6	3355,4	4550,4	3,1	-0,3	-65,6
Barra esterçora	0,31	601,3	370,3	422,01	5576,4	341,7	5308,9	-379,3	89,8	-1245,6
Parte superior mola/amortecedor	1,11	464,4	318,2	803,37	5001,0	3723,6	1802,0	263,4	-335,1	-1597,6
Parte inferior mola/amortecedor	0,28	481,9	399,8	612,32	954,6	781,4	248,0	37,8	-74,7	-356,8
Conjunto - Manga	0,89	523,2	564,7	381,21	1963,0	2648,2	1067,2	25,4	-27,5	61,2
Conjunto - Balança Superior	1,66	409,0	401,2	495,02	15434,8	54979,1	68519,7	3352,8	-2874,5	-3092,5
Conjunto - Balança inferior	1,56	388,3	373,1	378,99	16867,6	60121,5	71567,9	4465,3	-5132,1	-5827,6

Figura 24 - Análise de convergência de malha

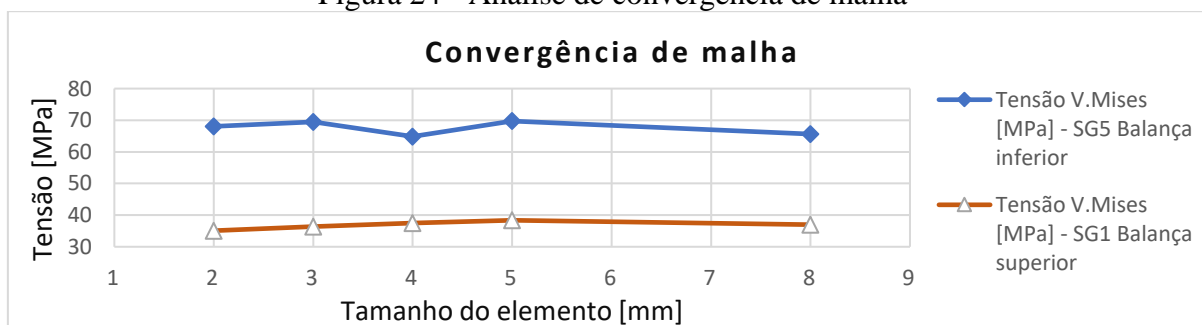


Figura 25 – (a) Malha da balança inferior. (b) Malha da bucha da balança inferior

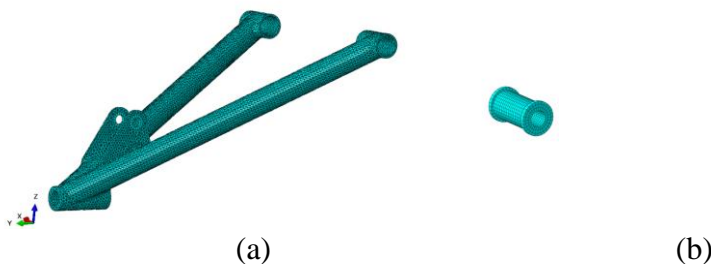


Figura 26 – (a) Malha da balança superior. (b) Malha da bucha da balança superior



Figura 27 – (a) Esquema de montagem do sistema de aquisição. (b) Esquema para conexão de 1/4 de ponte

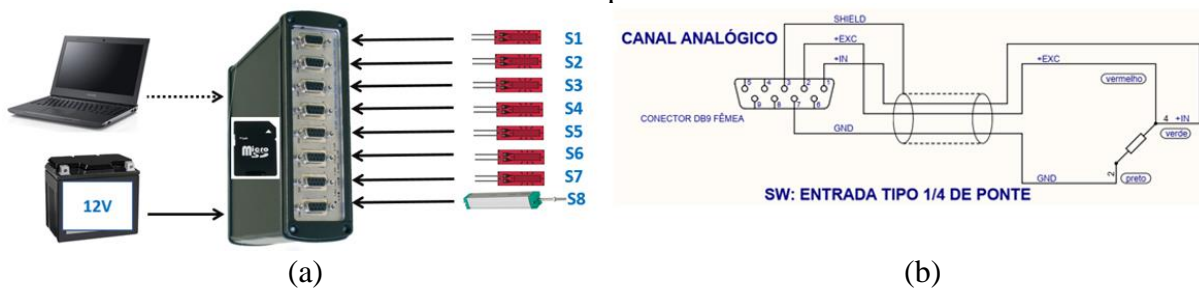


Figura 28 - Curvas de tensão uniaxial [Mpa] X Força estática na mola [N] (Experimental/FEA)

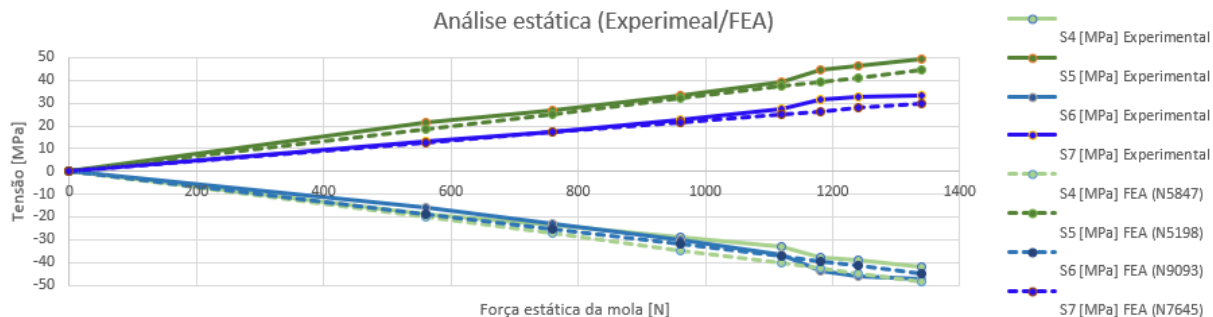


Tabela 4 - Tensões máximas mensuradas nos testes dinâmicos experimentais

Testes	Máx tensão Experimental [MPa]							
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8
T2	27,5	-24,1	-46,8	-156,9	168,6	-145,0	134,8	99,2
T3	27,9	-22,4	-44,8	-146,9	177,0	-156,0	140,5	102,1
T4	24,8	-19,9	-46,1	-153,2	185,8	-143,9	149,2	104,2
T13	23,8	-25,1	-55,0	-150,1	185,0	-141,0	148,9	98,9
T14	31,2	-24,8	-52,1	-154,1	174,2	-145,1	142,5	98,2
T15	14,7	-18,4	-44,1	-132,3	159,8	-123,9	125,4	97,3
T16	16,8	-15,2	-37,3	-142,9	168,1	-135,1	131,4	99,4
T17	10,5	-14,9	-36,4	-142,3	164,8	-130,6	130,4	98,8
T18	17,5	-16,0	-40,0	-122,0	146,2	-126,3	114,9	98,7
T19	14,5	-16,0	-40,0	-130,2	157,5	-125,0	124,6	101,0
T20	14,3	-17,2	-38,5	-126,7	148,1	-120,9	117,4	99,0
T21	12,1	-16,4	-38,6	-127,1	148,7	-120,6	118,4	98,8
Média	19,6	-19,2	-43,3	-140,4	165,3	-134,5	131,5	99,6
Desv.pad.	7,0	3,9	5,9	12,2	13,7	11,6	11,9	1,9

Figura 29 – Dados brutos do ensaio T2 em micro strains no *software* AqDAnalysis