

ANÁLISE ESTRUTURAL NÃO LINEAR ESTÁTICA DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE PELO M.E.F.

João Gonçalves Lima Neto (Siará Baja - UFC) E-mail: joaoglneto@alu.ufc.br

João Paulo Correia Barbosa (Siará Baja - UFC) E-mail: jpaulo.mec@alu.ufc.br

João Victor Castelo Branco Holanda Gomes (Siará Baja - UFC) E-mail: jvcastelo.mec@alu.ufc.br

Roberto de Araújo Bezerra (Laboratório de Vibrações - UFC) E-mail: roberto.bezerra@ufc.com

Rômulo do Nascimento Rodrigues (Laboratório de Vibrações - UFC) E-mail: rrodrigues@ufc.com

Resumo: O programa universitário baja SAE é uma oportunidade de estudantes de diversos cursos de graduação, em uma proposta multidisciplinar, compreenderem os aspectos técnicos e gerenciais do projeto, fabricação e montagem de um protótipo do tipo “mini baja”, um veículo *off-road* monoposto. Dentre os diversos componentes associados ao veículo projetado, o chassi contempla a estrutura base para os demais, desenvolvido a partir de um fluxograma de projeto pautado na análise do conjunto de *cockpit*, no qual o piloto é embarcado, e traseira, em termos de rigidez à modos de interesse, resistência e durabilidade mecânica e resposta à vibração. O presente trabalho apresenta uma metodologia de análise estrutural estática pelo método dos elementos finitos para a estrutura de um protótipo baja SAE, a partir da consideração das não linearidades referentes ao material, decorrente da plastificação do aço, e à geometria, decorrente das grandes deflexões. Tem-se como objetivo principal promover a discussão e o aprendizado em conjunto dentro da área de análise estrutural de sistemas mecânicos, introduzindo aos estudantes fundamentos e problemáticas relevantes da área. Contemplando as diversas etapas da análise estrutural, o trabalho ainda propõe a discussão acerca das condições de contorno à serem utilizadas, pauta relacionada de forma direta à complexidade do modelo analisado, além dos mecanismos de discretização geométrica, tendo em vista as formulações de elementos finitos sólidos e de casca, e discussão acerca das não linearidades gerais inerentes aos diversos modelos estruturais.

Palavras-chave: Método dos Elementos Finitos, Baja SAE, Análise Estrutural

NONLINEAR STATIC STRUCTURAL ANALYSIS OF A BAJA SAE PROTOTYPE BY F.E.M.

Abstract: The baja SAE university program is an opportunity for students from different undergraduate courses, in a multidisciplinary proposal, to understand the technical and managerial aspects of the design, manufacture and assembly of a “mini baja” prototype, a single-seat off-road vehicle. Among the various components associated with the designed vehicle, the roll cage includes the base structure for the others, developed from a project flowchart based on the analysis of the “cockpit” set, in which the pilot is boarded, and the rear, in terms of stiffness to modes of interest, mechanical strength and durability, and vibration response. The present work presents a methodology of static structural analysis by the finite element method for the structure of a baja SAE prototype, from the consideration of the nonlinearities referring to the material, resulting from the hardening of the steel, and to the geometry, resulting from the large deformation. Its main objective is to promote discussion and joint learning within the area of structural analysis of mechanical systems, introducing students to fundamentals and relevant issues in the area. Contemplating the different stages of structural analysis, the work also proposes a discussion about the boundary conditions to be used, an agenda directly related to the complexity of the analyzed model, in addition to the geometric discretization mechanisms, in view of the formulations of solid finite elements and shell, and discussion about the general nonlinearities inherent to the different structural models.

Keywords: Finite Element Method, Baja SAE, Structural Analysis

1. Introdução

Enquanto em operação, um veículo pode ter o seu movimento descrito a partir de um modelo matemático consistido de um sistema tipicamente subamortecido e excitado pela

base. Organizam-se as localizações dos graus de liberdade com base no modelo considerado, de forma a representar o movimento de diversas porções do veículo – massas suspensa e não suspensa, eixos dianteiro e traseiro, dentre outras possíveis divisões – e suas tipologias a partir dos tipos de movimentos considerados – deslocamentos lineares verticais, laterais e longitudinais e angulares de *yaw*, *pitch* e *roll*, conforme a figura 1.

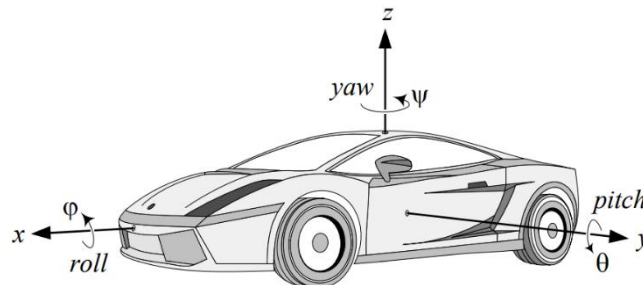


Figura 1 - Graus de liberdade típicos de modelo de veículo completo

A partir dos graus de liberdade considerados, caracterizando o modelo elaborado, o seu movimento é descrito pela equação governante de equilíbrio (equação 1 – modelo mecânico dinâmico) aplicada ao sistema de n graus de liberdade.

$$[M]_{nxn} \cdot \{\ddot{u}\}_{nx1} + [C]_{nxn} \cdot \{\dot{u}\}_{nx1} + [K]_{nxn} \cdot \{u\}_{nx1} = \{F\}_{nx1} \quad (1)$$

Nesta equação, tem-se que:

- M : matriz de massa;
- C : matriz de amortecimento viscoso;
- K : matriz de rigidez;
- u : matriz de deslocamento;
- F : matriz de força externa aplicada.

Em um veículo automotor, as maiores solicitações, resultantes da interação veículo-via, são caracterizadas pelos modos de flexão com momento MY e torção com momento MX do veículo, sendo o de torção, comumente, o de maior criticidade (BROWN; ROBERTSON; SERPENTO, 2002, p. 16). Em uma análise simplificada, é possível realizar a análise estrutural do chassi com base no modo de maior solicitação a partir de uma análise estática, na qual as forças externas são equilibradas apenas pelas forças elásticas, ou seja, se desprezam o efeito das forças de inércia (efeitos inerciais), relativas à massa e ao amortecimento. Além disso, como condição intrínseca à análise estática, a força externa não apresenta variação temporal, de modo que não há interesse na observação de como se dá sua variação histórica, e sim, no estado de tensão, ainda complexo, associado ao seu valor máximo. Deste modo, tem-se, para a equação de equilíbrio governante, a seguinte equação (equação 2 – modelo mecânico estático).

$$[K]_{nxn} \cdot \{u\}_{nx1} = \{F\}_{nx1} \quad (2)$$

O presente trabalho constitui a elaboração de um modelo para análise estrutural não linear estática do chassi de um protótipo baja SAE pelo método dos elementos finitos, a partir dos aspectos supracitados. De forma geral, tem-se a representação simplificada de um

sistema dinâmico a partir de um sistema estático, permitindo a observação da distribuição de tensão no modelo e a aplicação de uma teoria de falha estática compatível com o sistema em análise, de forma a minimizar o custo computacional, ao passo que se evita a necessidade de integrações no domínio do tempo, características da análise estrutural dinâmica.

2. Objetivos

Deste modo, configuram-se como objetivos específicos do presente trabalho:

- Construção de um modelo estrutural para análise não linear estática do chassi de um protótipo baja SAE no pacote comercial ANSYS;
- Análise da resposta estrutural não linear estática em carga-deslocamento e tensão-deformação;
- Análise de falha estática a partir da combinação carregamento-material, conforme as teorias pertinentes.

3. Metodologia

3.1 Preparação de geometria

Para o tratamento de geometria, foi avaliado no *software* SpaceClaim, ferramenta de desenho assistido por computador acoplada ao software de análise, a existência de interferências indevidas, entidades extras ou demais incoformidades. Os perfis foram convertidos em superfícies por meio da ferramenta de superfície média, em virtude da discretização realizada, pautada no tópico posterior.

Além disso, visando garantir a condição de compatibilidade dos deslocamentos, foi utilizado o recurso de compartilhamento de topologia, sendo identificado a coerência do compartilhamento por meio do conjunto de cores nos vértices e arestas. A partir do compartilhamento de topologia, vértices e arestas que seriam discretizados de forma separada, compartilham nós, à medida que se estabelece uma tolerância apropriada para a identificação de entidades geométricas coincidentes.

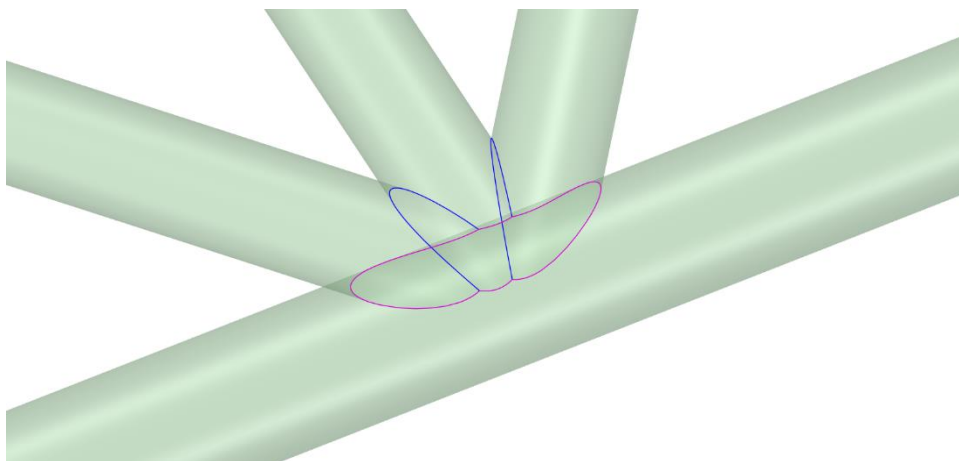


Figura 2 – Detalhe do compartilhamento de topologia em arestas coincidentes

3.2 Discretização geométrica

O método dos elementos finitos engloba a discretização de um sistema contínuo em várias partes, chamadas de elementos, sendo estes conectados uns aos outros por nós. Ao conjunto de todos esses itens – elementos e nós – dá-se o nome de malha.

Essa discretização pode ser feita por três tipos gerais de elementos: unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais. Os elementos unidimensionais, como o elemento de viga, são mais utilizados quando o comprimento do corpo é satisfatoriamente maior que a sua largura e sua espessura, de modo que seu comportamento mecânico pode ser descrito a partir da associação de sua seção transversal (e propriedades associadas) a um elemento em linha, caracterizando seu comprimento. Elementos deste tipo são tipicamente utilizados para representação de rigidez, cálculo de deflexões ou para obtenção de tensões nominais.

Já os elementos bidimensionais (como os elementos triangulares e quadriláteros), são comumente utilizados quando a espessura do corpo é satisfatoriamente inferior à sua largura e comprimento, de modo que pode-se reduzir o esforço computacional e tornar a análise mais viável a partir da utilização de elementos com um menor número de graus de liberdade, podendo o elemento ser formulado a partir do estado plano de tensão. Destaca-se a utilização dos chamados elementos de casca, que se propõem a representar em conjunto o comportamento mecânico de placas e membranas.

Por fim, os elementos sólidos, ou tridimensionais (como os tetraédricos e hexaédricos), são utilizados nos casos mais gerais em que o corpo possui três dimensões de tamanho considerável ou em que o corpo está submetido a um estado de triplo de tensão ou deformação, de modo que o componente está comumente associado a um estado de tensão e deformação complexo.

Além disso, vale ressaltar que os elementos podem ser ainda parabólicos, ou quadráticos, ou de segunda ordem. Nesse caso, mais nós conectam os elementos, ou seja, além dos nós já existentes em cada vértice, são adicionados nós nos pontos médios das arestas/lados de cada elemento, ademais uma curvatura às linhas dos elementos é acrescentada.

Em geral, para a mesma densidade de malha (número de elementos), os elementos parabólicos fornecem melhores resultados do que elementos lineares porque produzem melhores aproximações matemáticas e se adequam melhor às geometrias devido a capacidade de se curvar (em função do maior grau das funções interpoladoras). No entanto, elementos parabólicos necessitam de mais recursos computacionais do que elementos lineares, ao passo que geram um modelo com maior número de graus de liberdade e, conseqüentemente, maior número de equações.

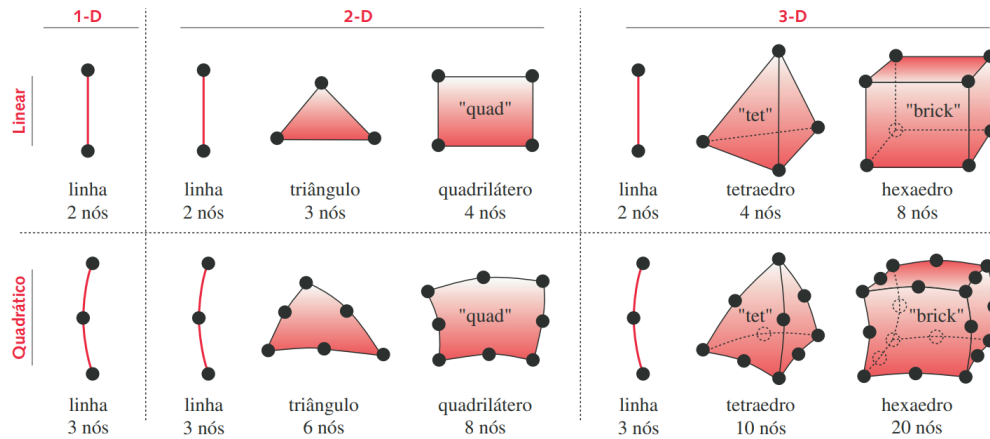


Figura 3 – Tipos comuns de elementos finitos

Em virtude disso, optou-se por elementos de casca triangulares parabólicos, haja vista que a espessura dos tubos do chassi não permite uma variação de tensão significativa passível de análise, além de que os comportamentos mecânicos predominantes são os de placa e membrana. Outrossim, a distribuição de elementos na superfície dos tubos é aprimorada quando se utiliza elementos triangulares, tendo em vista que se “encaixam melhor” em superfícies curvas (menor distorção) e, por fim, a utilização de elementos quadráticos permite a curvatura do elemento, o que proporciona uma disposição ainda melhor dos elementos na geometria analisada.

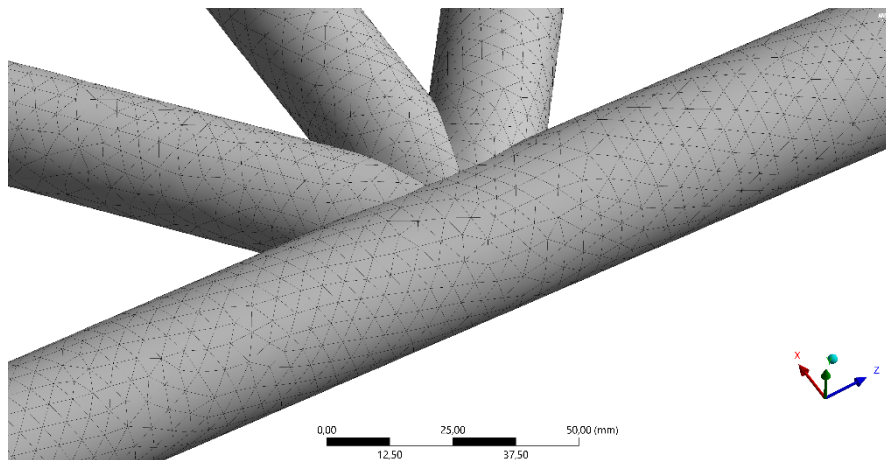


Figura 4 – Visualização local da malha triangular parabólica

Tendo em vista a importância do nível de distorção dos elementos, em função da transformação de coordenadas entre os sistemas natural ($r; s; t$) e cartesiano ($x; y; z$) dada pelo chamado operador Jacobiano J (FILHO, 2000, p. 256), foram utilizadas as métricas *Element Quality*, *Skewness* e *Jacobian Ratio*, de forma que foram obtidos valores compatíveis com os de referência em relação a quantidade média e desvio padrão, garantindo correspondência biunívoca entre os sistemas supracitados. A seguir, tem-se a expressão ilustrativa da transformação de coordenadas (equação 3). Vê-se que o operador Jacobiano não pode ser singular.

$$\left\{ \frac{\partial}{\partial x, y, z} \right\} = [J]^{-1} \cdot \left\{ \frac{\partial}{\partial r, s, t} \right\} \tag{3}$$

3.2 Condições de contorno

As forças externas, provenientes da interação veículo-via, como visto anteriormente, são transmitidas ao veículo por meio do princípio da ação e reação, de forma que, para o sistema considerado, são transmitidas ao chassi, em última instância, a partir dos suportes dos amortecedores.

No modelo computacional, os locais (vértices, arestas, faces) de aplicação das cargas e de aplicação das restrições são os envolvidos na troca de esforços externos no modelo real, de modo que tal princípio se verifica a partir da seleção das arestas em destaque na figura 5, nos suportes mencionados.

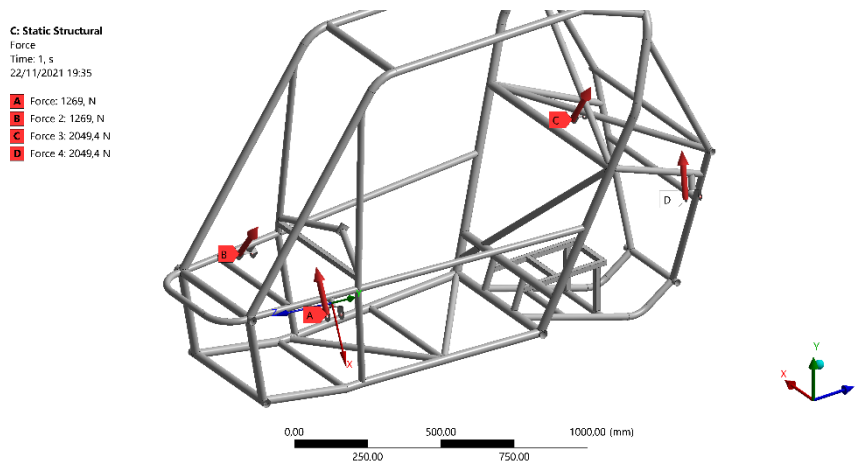


Figura 5 – Forças aplicadas

As magnitudes consideradas para as cargas foram as de fechamento das molas, obtidas a partir do dimensionamento do sistema de suspensão com base nos valores de curso necessários e no vão livre do veículo. Deste modo, considera-se um cenário de sobrecarga, isto é, uma majoração das cargas em relação ao modo padrão de operação do veículo.

As cargas, em relação a orientação, foram consideradas coaxiais com os respectivos eixos longitudinais dos componentes mola-amortecedor, direcionadas para dentro do veículo, de modo que se tem uma transmissão uniaxial de esforços entre as barras de controle inferiores do veículo e o chassi, dada por tal componente.

Para que o modelo computacional representasse os graus de liberdade do modelo real em relação às fixações e os impedimentos em relação aos deslocamentos, teriam de ser considerados, além do chassi, diversos outros componentes, como as barras de controle de suspensão, as molas e amortecedores, os pneus, dentre outros. Além disso, teriam de ser considerados variados contatos no modelo computacional, compreendendo contatos do tipo friccional na interface pneu-solo, responsáveis pela resistência ao deslocamento nas orientações lateral e longitudinal do veículo.

Isto inviabilizaria o modelo em termos de custo computacional e também de objetivo da análise, ao passo que se busca uma simplificação do fenômeno físico. Tendo isto em vista, as condições de contorno relativas ao engastamento da estrutura tiveram de ser, também, representadas de forma simplificada.

Dessa forma, os deslocamentos nodais considerados para o cálculo das tensões, deformações, deflexões e quantidades associadas, foram estabelecidos a partir da condição de deslocamentos nodais nulos no assoalho do chassi do veículo, tendo em vista

a rigidez ao modo de carregamento relativa entre as porções de aplicação das cargas e o assoalho, isto é, considerou-se que a partir dos valores de deslocamento desta região de baixa magnitude, é representativo, para a análise atual, o estado de tensão, deformação e deflexão obtido a partir da fixação do assoalho, conforme a figura 6.

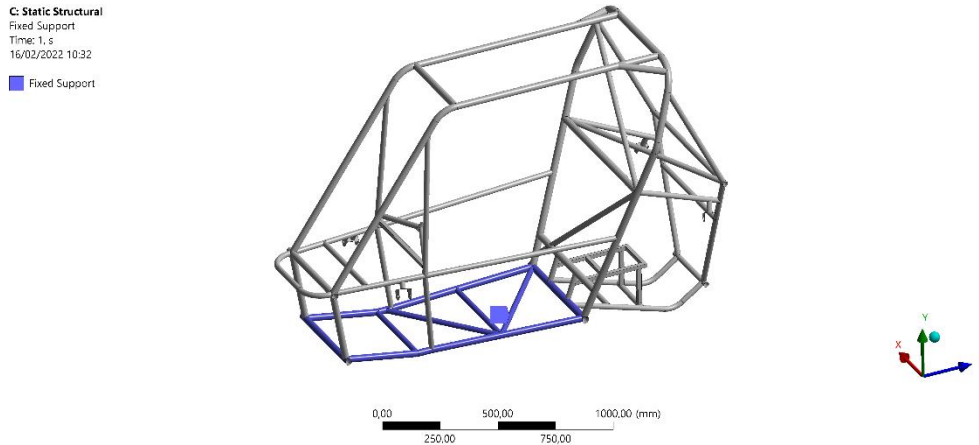


Figura 6 – Fixações aplicadas

Para melhor visualização desta condição, considera-se o sistema a seguir, no qual se tem uma associação de duas molas, de constantes elásticas k e k' . Os graus de liberdade associados aos nós 1, 2 e 3 são os de deslocamento horizontal, na direção da força aplicada F .

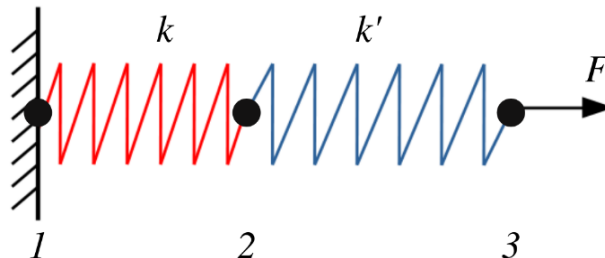


Figura 7 – Sistema auxiliar para discussão acerca das fixações aplicadas

A partir da aplicação da equação de equilíbrio governante a este sistema, tem-se a equação de equilíbrio governante (equação 4) para o sistema estático de três graus de liberdade:

$$[K]_{3 \times 3} \cdot \{u\}_{3 \times 1} = \{F\}_{3 \times 1} \tag{4}$$

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k & 0 \\ -k & k + k' & -k' \\ 0 & -k' & k' \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$$

O sistema é caracterizado ainda pelas seguintes condições de contorno: $u_1 = 0$; $F_2 = 0$; $F_3 = F$. Para estas condições, os deslocamentos nodais desconhecidos são dados por:

$$u_2 = \frac{F}{k} ; u_3 = \frac{F}{k'} + u_2 \tag{5}$$

Se, em tal sistema, pode-se admitir a rigidez k como sendo satisfatoriamente superior à rigidez k' , pode-se realizar a seguinte aproximação para o deslocamento nodal 3, de sorte que se tem mesmo deslocamento que seria obtido fixando o nó 2, com seu deslocamento nodal nulo.

$$k \gg k'; u_2 \cong 0; u_3 \cong F/k' \quad (6)$$

Neste cenário, seria possível analisar o deslocamento do nó 3 e, conseqüentemente, a força interna e demais quantidades associadas a mola “2-3” a partir da consideração do deslocamento 2 como nulo.

3.3 Não linearidades estruturais

Tem-se, de forma geral, uma não linearidade estrutural nas aplicações da mecânica estrutural em que, em um sistema de análise, há uma relação não linear entre carga e deslocamento, de modo que a rigidez varia conforme a carga aplicada, sendo variável. As questões fundamentais que regem as não linearidades estruturais são (FILHO, 2012, p. 25):

- O conhecimento acerca de quais são as justificativas associadas à esta não linearidade, ou seja, à variação da rigidez da estrutura a partir da aplicação das cargas. Esta questão norteia os chamados tipos de não linearidades estruturais;
- A compreensão dos métodos de quantificação da rigidez e sua variação, ou seja, como esta variação será modelada matematicamente. Esta questão norteia a divisão entre os modelos estruturais não lineares contínuos e os discretos.

Pode-se categorizar as não linearidades a partir de efeitos não lineares associados ao material e efeitos não lineares cinemáticos, associados a deslocamentos (BATHE, 2014, p. 486). Com isto, tem-se a não linearidade geométrica, que pode ser do tipo grande deslocamentos ou do tipo grandes deslocamentos e grandes deformações, além da não linearidade do material, em que os deslocamentos e deformações são infinitesimais mas a relação tensão-deformação não é linear.

Tem-se ainda a não linearidade associada ao contato, de modo que o comportamento não linear é pautado na modificação das condições de contorno do sistema (BATHE, 2014, p. 488). A partir do monitoramento do estado de um contato, como do tipo aberto ou fechado, há uma variação na rigidez da estrutura, evidenciando a não linearidade.

4. Resultados

A seguir, evidenciam-se os resultados pertinentes à análise do presente trabalho, a partir da solução do modelo estrutural concebido no pacote comercial ANSYS.

4.1 Resposta estrutural não linear estática

A partir da não linearidade estrutural, a equação governante de equilíbrio foi solucionada a partir do método incremental e iterativo de Newton-Raphson. Foram consideradas as não linearidades relativas a plastificação do material a partir de um modelo isotrópico bilinear, além da não linearidade geométrica associada aos grandes deslocamentos (grandes translações e rotações). Foram utilizadas 4 divisões de carga no processo incremental, em conjunto a 13 iterações para obtenção da convergência em relação aos resíduos. Os diagramas a seguir ilustram a convergência em força, momento e deslocamento. Posteriormente, vê-se os diagramas que caracterizam a resposta estrutural não linear do modelo, de modo que pode ser observada variação da rigidez da estrutura.

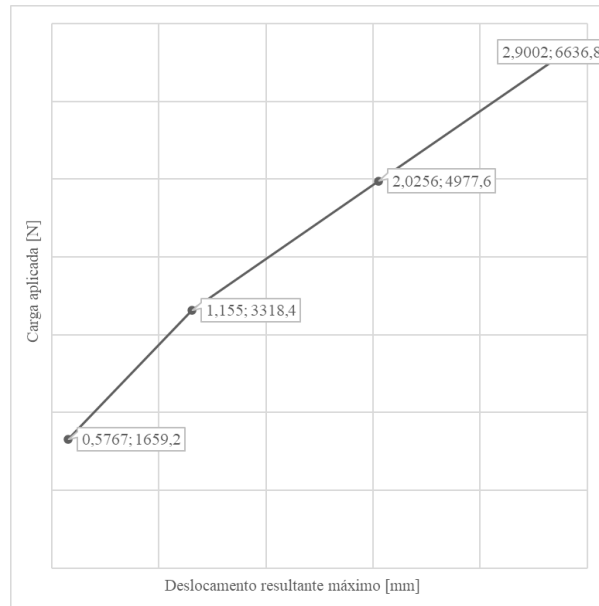


Figura 8 – Diagrama de carga aplicada [N] por deslocamento resultante máximo [mm]

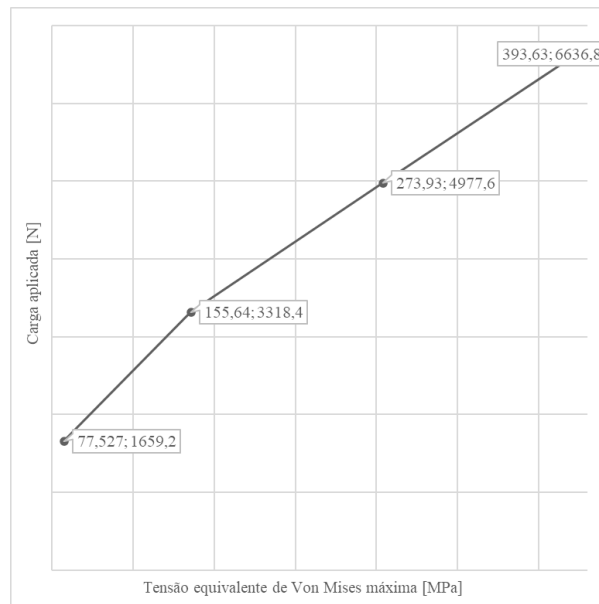


Figura 9 – Diagrama de carga aplicada [N] por tensão equivalente de Von Mises máxima [MPa]

4.2 Análise de falha estática

A partir da distribuição de tensão, foi possível identificar os locais críticos e seus membros característicos, em relação à nomenclatura adotada pela SAE para os tubos do chassi (gaiola de proteção), conforme o regulamento técnico baja SAE (figura 10).

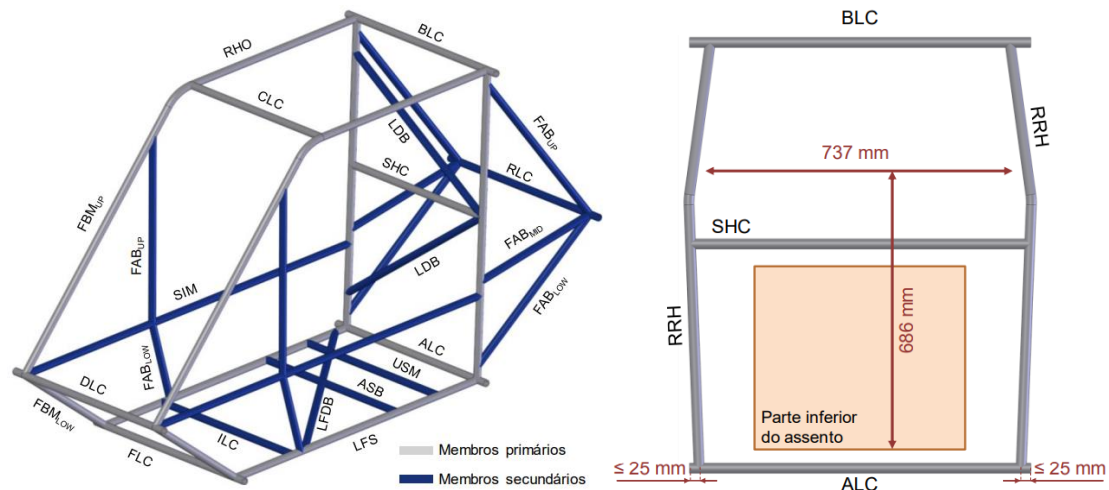


Figura 10 – Membros da gaiola de proteção

A partir disso, foi possível concluir que os membros críticos associados ao chassi do presente trabalho foram os responsáveis pela fixação dos amortecedores, solicitados primariamente em flexão, os quais: SIM (*Side Impact Members*) e FAB_{low} (*Fore-Aft Bracing Members*), associados aos amortecedores dianteiros, FAB_{mid} (*Fore-Aft Bracing Members*) e RRH (*Rear Roll Hoop*), associados aos traseiros.

Tendo em vista a ductilidade do material do chassi, aço SAE 1020, tem-se a possibilidade de escoamento local, de forma que o modo de falha associado ao carregamento estático é de "esgotamento" plástico, pós-escoamento. A partir desta possibilidade, o valor de tensão considerado para a análise de falha foi o valor máximo distribuído que poderia ocasionar escoamento generalizado, valor este associado a flexão do membro FAB_{mid}, referente a tensão equivalente de Von Mises de aproximadamente 184 MPa. Ademais, os demais máximos pontuais foram descartados a partir de dois critérios:

- É uma singularidade, sendo um resultado não representativo. Pode ser identificado a partir do erro dado (em termos de energia) em função do princípio dos trabalhos virtuais;
- É um ponto localizado em uma região de presença de um cordão de solda, sendo um resultado não representativo para a atual análise, em virtude das modificações geométricas (concentrador de tensão geométrico) e em elasticidade (alteração microestrutural) provocadas pelo processo de soldagem e pela presença do corpo "cordão de solda".

A partir do carregamento estático e do material dúctil e uniforme, foram aplicadas as teorias de falha estática da energia de distorção de Von Mises-Hencky e do cisalhamento máximo de Tresca-Guest (NORTON, 2011; BUDYNAS; NISBETT, 2011) a partir de um *script* desenvolvido no *software* de livre acesso GNU Octave, contando ainda com uma interface gráfica (GUI) desenvolvida por meio do utilitário guiEditor, ferramenta criada por Enrique S. Burgos e Eduardo J. Adam. Para esta análise de falha, foram consideradas as propriedades mecânicas do aço AISI 1020 conforme o trabalho de Leite et al., (2017), além das tensões principais associadas ao nó do valor máximo considerado. Os resultados foram dispostos na figura 13.

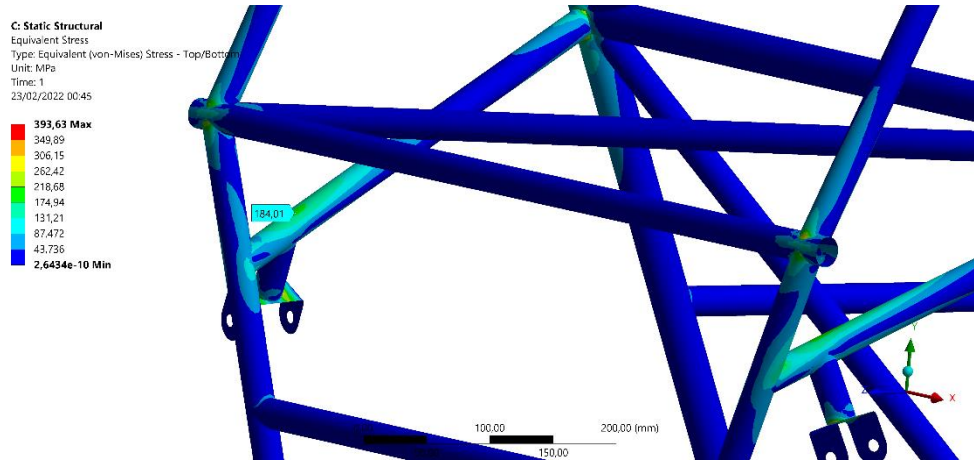


Figura 11 – Valor máximo considerado (em azul – 184,01) - Tensão Equivalente de Von Mises [Mpa]

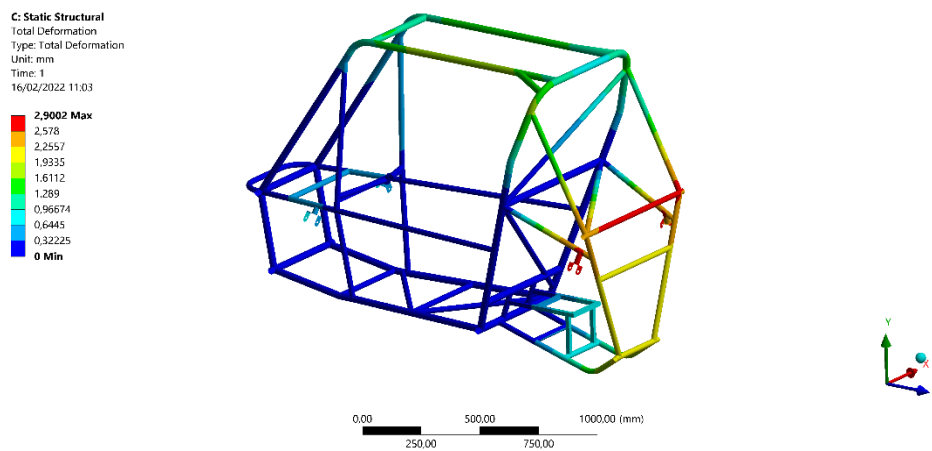


Figura 12 – Plotagem global do deslocamento resultante [mm]

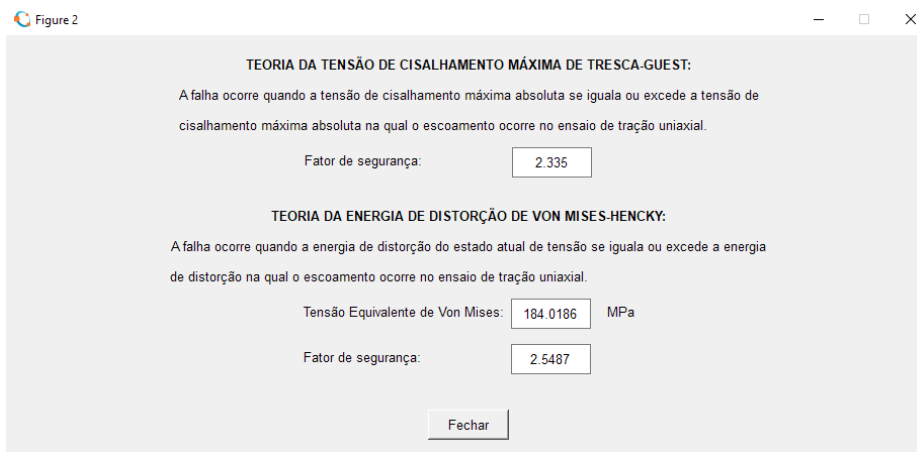


Figura 13 – Resultados obtidos para a análise de falha estática dúctil: teorias aplicadas e quantidades associadas

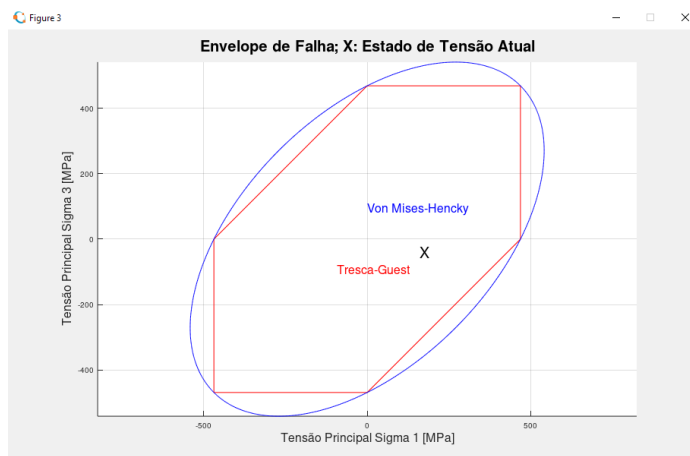


Figura 14 – Resultados obtidos para a análise de falha estática dúctil: envelopes de falha (aproxima-se a tensão principal 2 como nula)

4.3 Discussão dos resultados

Em relação a resposta estrutural não linear estática, foi possível observar que não houve instabilidade estrutural, ao passo que não houve aumento dos deslocamentos com ausência de aumento da carga. Vê-se que houve diminuição da rigidez a partir da não linearidade geométrica, ao passo que toda a estrutura se manteve em regime linear elástico, em relação ao material, não apresentando plasticidade.

O nível de deflexão foi satisfatório, de modo que, a partir do deslocamento resultante máximo de 2,9 mm (figura 12), não há comprometimento estrutural (tendo em vista a permanência da estrutura na zona elástica) e não há interferências significativas em relação a montagem dos demais componentes. A plotagem global do deslocamento resultante permite, ainda, a observação a respeito da diferença de rigidez entre as porções dianteira e traseira do veículo, em relação ao modo em análise.

4.4 Conclusão

A partir do ponto selecionado para obtenção do coeficiente de segurança para falha estática e da aplicação das teorias da energia de distorção de Von Mises-Hencky e do cisalhamento máximo de Tresca-Guest, vê-se que a estrutura está apta a trabalhar em relação ao limite de carga considerado, de modo que o diagrama presente na figura 14 possibilita a visualização geométrica do coeficiente de segurança.

Referências

- ALVES FILHO, A. Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE. São Paulo: Érica, 2000.
- ALVES FILHO, A. Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE/Análise Dinâmica. São Paulo: Érica, 2005.
- ALVES FILHO, A. Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE/Análise Não Linear. São Paulo: Érica, 2012.
- BATHE, K. J. Finite Element Procedures in Engineering Analysis. New Jersey: Prentice-Hall, 1982.
- BROWN, Jason C.; ROBERTSON, A. John & SERPENTO, Stan T. Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals. Woburn: Butterworth Heinemann, 2002.
- BUDYNAS, R. G. & NISBETT, J. K. Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica. 8ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- BURGOS E. S. & ADAM E. J. Graphical user interface editor for Octave applications. Engineering Reports. 2020;2:e12269. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/eng2.12269>>. Acesso em: 20 nov. 2021.

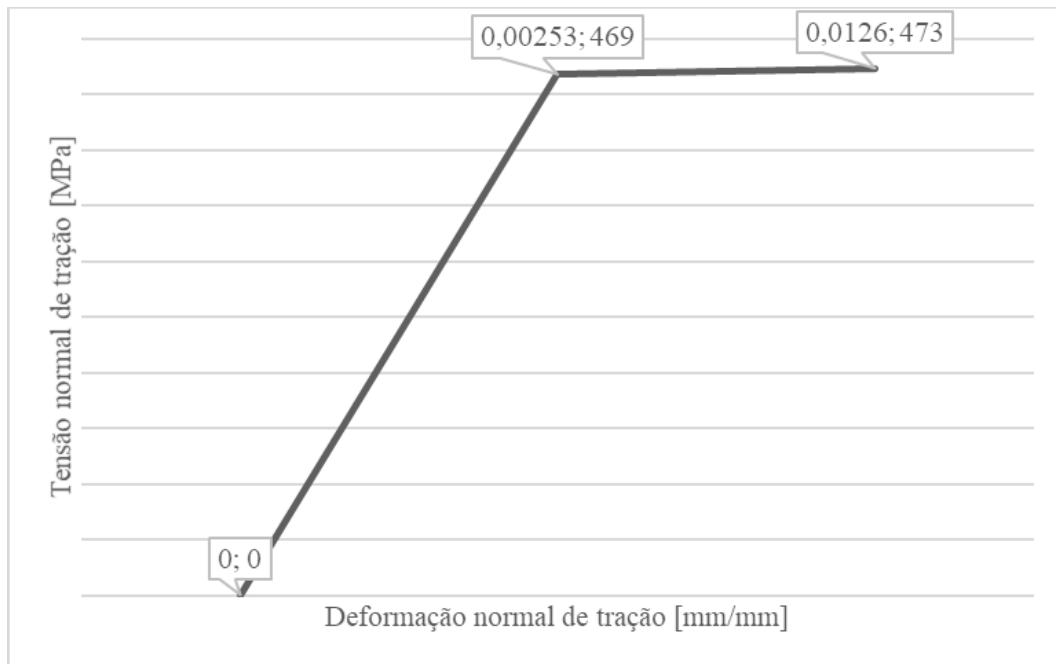
LEITE, Sueli Souza. et al. ENSAIO DE TRAÇÃO E METALOGRAFIA DO AÇO SAE 1020. Revista Engenharia em Ação UniToledo, Araçatuba, SP, v. 02, n. 01, p. 70-82, jan./ago. 2017. Disponível em <<http://www.ojs.toledo.br/index.php/engenharias/article/view/2578>>. Acesso em: 20 nov. 2021.

NORTON, Robert L. Projeto de Máquinas, uma abordagem integrada. 4ª ed. São Paulo: Bookman, 2011.

REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL. SAE Brasil. Disponível em: <http://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2020/03/RATBSB_emenda_03.pdf>. Acesso em: 20 nov. 2021.

ANEXO

Anexo 1: Modelo elasto-plástico isotrópico bilinear utilizado para o material da estrutura em análise, caracterizando sua relação constitutiva tensão-deformação.



Anexo 2: Diagramas de convergência do modelo, obtidos a partir do software de análise.

