



DIMENSIONAMENTO E CÁLCULO ESTRUTURAL DA GAIOLA DE UM VEÍCULO MINI-BAJA

Newton Sure Soeiro nsoeiro@ufpa.br

Fábio Augusto Canté Lopes fabiolop@ufpa.br

Carlos Eduardo de Almeida Cordeiro carlosc@ufpa.br

Universidade Federal do Pará/UFPA – Campus Universitário do Guamá – Centro Tecnológico – Dept^o de Engenharia Mecânica - CEP: 66075-900 – Belém – Pará – Brasil.

***Resumo:** A competição Mini-Baja, promovida pela SAE, reúne equipes de várias escolas de engenharia mecânica do Brasil, objetivando oferecer aos participantes um projeto desafiador, que consiste em se projetar um veículo (“off-road”) com baixo custo e capacidade de produção em larga escala. Este trabalho apresenta o que foi realizado pela equipe ParáBaja, do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará (UFPA), acerca do projeto e construção do veículo que está sendo desenvolvido nesta instituição. Esta estrutura deve atender as rígidas normas de segurança, impostas pela SAE, as quais visam manter não somente a integridade física do piloto, mas também a do veículo. O trabalho envolve o reprojetado da estrutura, partindo-se da antiga estrutura, da qual observou-se estar superdimensionada. Utilizando recursos avançados de CAD/CAM, uma nova estrutura foi obtida. O novo modelo, foi completamente analisada utilizando-se o Método de Elementos Finitos, onde os resultados mostram o desenvolvimento realizado, permitindo-se a conclusão que a nova estrutura possui um custo inferior, maior facilidade de produção e manutenção que a anterior, com maior segurança. Portanto, o desenvolvimento de uma nova estrutura contribuirá fortemente para tornar o projeto Mini-Baja da UFPA, um veículo competitivo, com baixo custo e significativa segurança.*

***Palavras-chave:** Mini-Baja, Dimensionamento, Cálculo Estrutural, CAD/CAM, Elementos Finitos.*

1. INTRODUÇÃO

O projeto Mini-Baja, é um evento realizado pela Society of Automotive Engineers – SAE. O mesmo envolve varias áreas do conhecimento, pertencentes à Engenharia Mecânica, tais como projetos mecânicos, materiais e processos de fabricação, gestão da produção, dentre outras. O objetivo do mesmo, é reunir várias equipes, referentes a diversas escolas de Engenharia Mecânica do país, a fim de fazê-las competir entre si, através do projeto efetivo de um veículo motorizado de quatro rodas tipo “off-road”, com capacidade para uma pessoa e com a viabilidade de produção em massa (cerca de 4000 unidades/ano).

Partindo-se da estrutura anteriormente dimensionada, desenvolveu-se o cálculo estrutural da nova gaiola do veículo, levando-se em consideração critérios e conceitos ergonômicos, bem como as regras de segurança da SAE Internacional, Competição SAE/Petrobrás de Mini-Baja® (2001), as quais visam primordialmente dar total segurança para o seu ocupante, ou seja, o piloto, bem como, no caso de um acidente, impedir que peças do veículo sejam arremessadas nos participantes.

Foram utilizados recursos computacionais (CAD/CAM), a fim de se analisar o comportamento mecânico desta nova estrutura, verificando suas características quando submetida aos esforços referentes aos critérios da competição em questão. É importante salientar, que foi realizada uma análise modal, com a finalidade de se saber os valores das frequências naturais, as quais são parâmetros importantes para o projeto, principalmente, no que diz respeito ao fenômeno de ressonância, o qual pode acarretar rupturas e desconforto ao ocupante. Foi realizado também, um carregamento estático na estrutura analisada, o qual consiste nos esforços máximos requeridos na competição. O estudo realizado, objetiva também, desenvolver uma nova gaiola, otimizada, e que requeira menos material, a fim de se diminuir consideravelmente o custo final do projeto, viabilizar a produção e melhorar o desempenho do veículo em questão.

2. METODOLOGIA

2.1. Análise Qualitativa da Antiga Estrutura

Objetivando detectar quais fatores poderiam estar superdimensionando a estrutura, realizou-se uma análise que utilizou como critérios de estudo as dimensões do veículo, sendo altura, comprimento, largura máxima e largura mínima, iguais a 1,25m; 2,05m; 0,85m e 0,4m respectivamente, e a viabilidade de sua produção em larga escala. A Figura (1) representa a estrutura analisada, de onde foram retiradas as seguintes conclusões:

- Espaço interno superdimensionado;
- Excesso de peso devido a grande quantidade de material utilizado;
- Dificuldade de Produção (excesso de juntas soldadas).

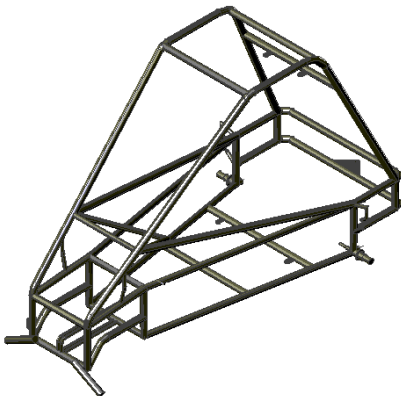


Figura 1 – Antiga estrutura analisada.

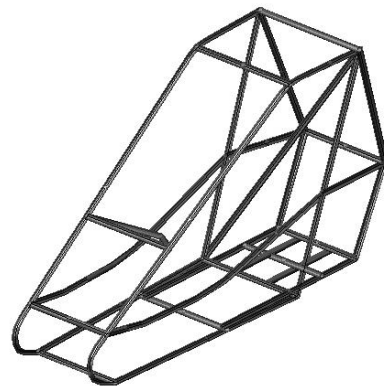


Figura 2 – Nova estrutura desenhada.

2.2. Criação da Nova Estrutura

Após a constatação dos problemas, iniciou-se o desenvolvimento de uma estrutura que apresentasse um espaço interno adequado, maior viabilidade de produção e condições de atender as especificações da competição, segundo as normas de segurança. Utilizou-se o AutoCAD 2000 neste procedimento, chegando-se a uma estrutura, a qual é mostrada na Fig. (2).

2.2.1. Critérios para o Dimensionamento e Material Utilizado

A distância entre a parte mais baixa do teto da estrutura e o capacete do piloto deve ser de no mínimo 76mm (3”) e a mínima distância entre o assoalho do veículo e a parte mais baixa do teto da estrutura deve ser de 1.042mm (41”). No projeto desta estrutura, é sugerida a utilização de tubo de aço SAE 1020, com dimensões mínimas de 25,4mm (1”) de diâmetro e 2,1mm (0,083”) de

espessura de parede. A variação dos materiais bem como de suas dimensões são aceitas desde que os mesmos apresentem um EI equivalente, onde E é o módulo de elasticidade do material e I é o menor valor do momento de inércia em relação a um dos eixos de referência da seção do perfil Beer e Johnston (1996); Garcia et al (2000).

2.2.2. Concepção Ergonômica da Estrutura

Houve a necessidade de se projetar uma estrutura que amenizasse os desgastes físicos do piloto durante a competição. Portanto, o veículo necessita acomodar, confortavelmente, uma pessoa de 1.88 m de altura e 95 Kg, proporcionar ao piloto um bom campo de visão e evitar problemas na coluna vertebral devido à má postura.

Uma das soluções encontradas para amenizar este problema, foi a de se inclinar o assento do piloto, Fig. (3), atendendo recomendações encontradas no estudo realizado por Grandjean (1998). No referido estudo, é demonstrado que a pressão nos discos intervertebrais da terceira e quarta vértebras, pode ser reduzida em até 40%, se a inclinação do encosto do assento estiver na faixa de 110° a 120°, conforme o gráfico apresentado na Fig. (4). Assim, optou-se pela inclinação mínima possível, ou seja, 110° devido ao fato de que em inclinações superiores a esta, o campo de visão do piloto ficaria extremamente prejudicado.

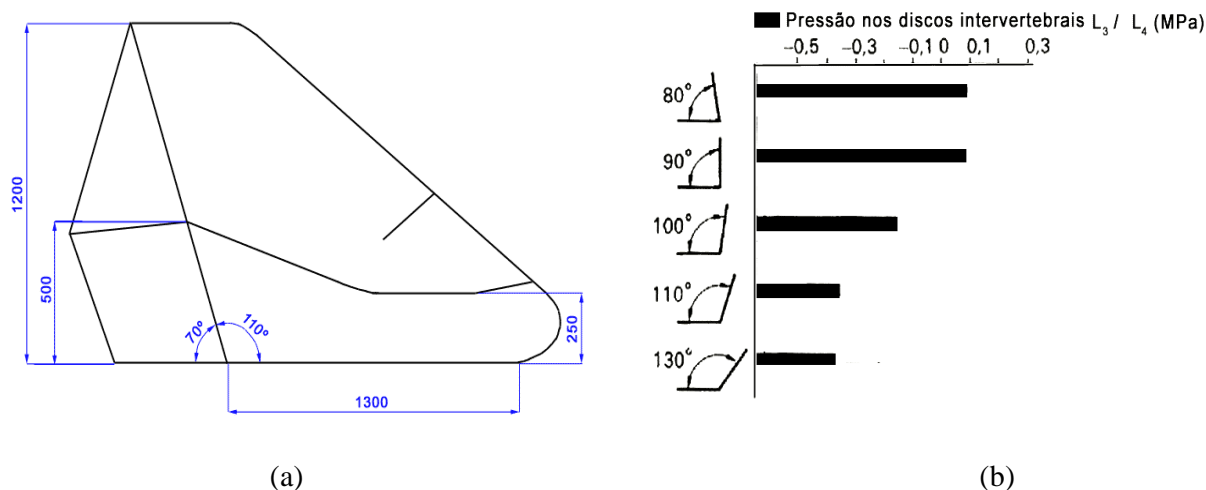


Figura 3 (a) e (b) – Inclinação ergonômica e do assento e relação entre a pressão nos discos intervertebrais da 3ª e 4ª vértebras da coluna.

As demais dimensões do veículo foram baseadas em medidas antropométricas, sendo definidas de modo a proporcionar comodidade tanto para os pilotos altos como baixos. Os resultados foram:

- Comprimento do compartimento do piloto: 1300 mm
- Altura: 1200 mm
- Largura (máxima): 600 mm
- Largura (mínima): 500 mm
- Altura da proteção lateral – parte mais alta: 500 mm
- Altura da proteção lateral – parte mais baixa: 250 mm

2.2.3. Capacidade de Produção do Veículo

A construção da nova estrutura diminuiu consideravelmente o tempo de construção do veículo, uma vez que a mesma possui reduzidos pontos de solda e passa por poucas etapas de corte e dobragem de seus tubos. Como solução para a agilização e simplificação de sua construção, optou-

se por se fazer as laterais do veículo como uma única peça, Fig. (5), sendo que esta possui apenas um único ponto de solda, o que possibilita a construção de vários módulos iguais em um curto espaço de tempo. A montagem da estrutura é realizada ligando-se as partes representadas pela Fig. (6). O tipo de solda escolhido para a confecção do veículo foi o MIG, devido ao seu custo e acabamento final.

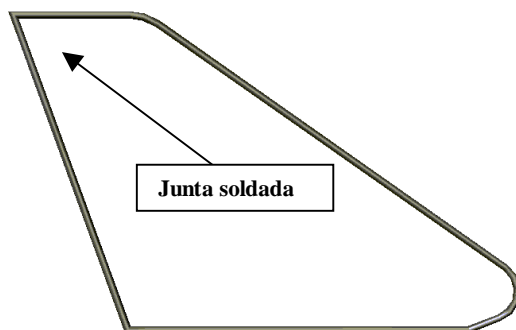


Figura 5 – Peça da lateral do veículo.

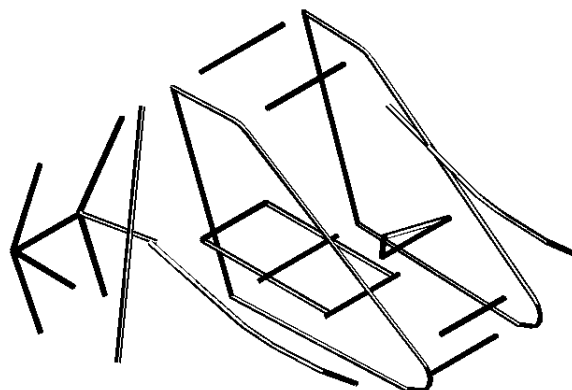


Figura 6 – Partes da nova estrutura.

2.3 Análise computacional

A análise computacional foi realizada através do software ANSYS, o qual trata-se de um programa que utiliza o método de elementos finitos (MEF), sendo este, um dos métodos numéricos mais usados para a discretização de meios contínuos. A sua larga utilização, se deve também ao fato de poder ser aplicado, além dos problemas clássicos da mecânica estrutural elástico-linear, para os quais o método foi inicialmente desenvolvido, como também para problemas de mecânica dos fluidos, eletromagnetismo, transmissão de calor, campo elétrico, acústica, problemas não lineares (estáticos ou dinâmicos), mecânica dos sólidos, filtração de meios porosos, etc. Além disso, pode-se afirmar também que o MEF é muito utilizado face à analogia física direta que se estabelece, com o seu emprego, entre o modelo e o sistema físico real.

2.3.1 Criação do Modelo Físico e Malhagem

O processo de obtenção da malha de elementos finitos da estrutura, seguiu a técnica de modelagem sólida, partindo-se da criação de pontos bases que possibilitaram a criação das linhas sobre as quais foram gerados os elementos finitos. O resultado desta operação pode ser visualizado através da malha de elementos finitos estrutural apresentada na Fig. (7).

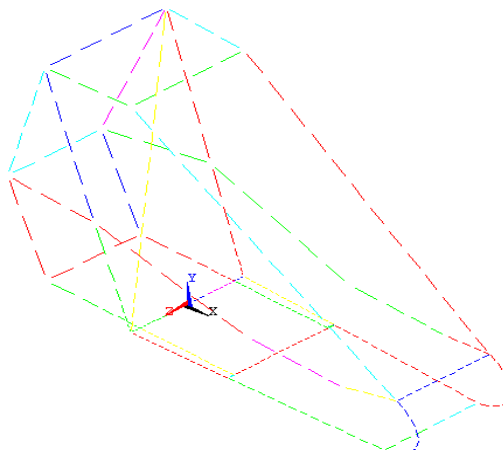


Figura 7 – Estrutura com 349 elementos.

O tipo de elemento selecionado da biblioteca do ANSYS, foi o PIPE 16, que consiste num elemento uniaxial com capacidades de tração, compressão, torção e flexão. Este elemento possui 6 graus de liberdade e 2 nós, sendo que o mesmo é baseado no elemento tridimensional BEAM 4. A principal causa que motivou a escolha deste elemento, foi o fato de que ao se especificar o diâmetro externo e a espessura da parede do tubo, automaticamente, obtemos os momentos de inércia (I e J), essenciais na análise. É importante salientar que todas as suas propriedades mecânicas correspondem ao aço SAE 1020, Vlack (1970), e as dimensões citadas anteriormente estão especificadas através da Fig. (8).

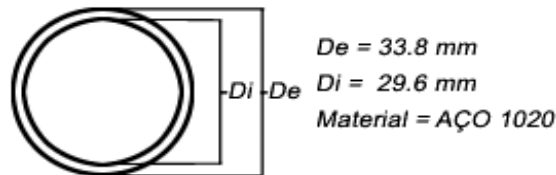


Figura 8 – Dimensões do elemento PIPE 16.

2.3.2 Análise Modal da Estrutura

A análise modal possibilitou a identificação das frequências naturais da estrutura e seus respectivos modos de vibração, servindo de base para os estudos de isolamento e amortecimento de vibrações provenientes do motor, o que contribui, por exemplo, para a concepção de isoladores de vibração, que serão utilizados nos pontos de fixação do motor. É importante salientar, que o conhecimento das frequências naturais torna-se primordial, haja vista que se num dado momento o veículo vibrar (devido o motor ou imperfeições da superfície) com um valor de frequência igual ao de uma de suas frequências naturais, a estrutura entrará em ressonância, fenômeno este que é caracterizado por vibrações com amplitudes muito grandes, as quais podem levar à ruptura da estrutura analisada e a problemas relativos a geração de ruídos e desconforto ao ocupante.

O método utilizado para a extração das frequências naturais foi o *Block Lanczos*, pelo fato de ser um método rápido e eficiente. Foram extraídos 10 modos de vibração, sendo que a partir destes modos, verificou-se através de suas frequências quais poderiam resultar em maiores danos à estrutura.

A representação de uma estrutura contínua por elementos finitos leva a um sistema de n equações diferenciais de segunda ordem, que geralmente apresentam acoplamento dinâmico e estático, através dos termos de massa e rigidez respectivamente, cuja representação é dada pela Eq. (1), Soeiro et al (2000). Na análise modal, tendo por base a determinação dos modos reais, a matriz de amortecimento e o vetor de forças são feitos nulos e a Eq. (1) passa a ser escrita como mostra a Eq. (2):

$$\mathbf{M}\mathbf{q}'' + \mathbf{C}\mathbf{q}' + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (1)$$

$$\mathbf{M}\mathbf{q}'' + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (2)$$

Onde \mathbf{M} , \mathbf{C} e \mathbf{K} são, respectivamente, as matrizes de massa, amortecimento e rigidez do sistema, e \mathbf{q} e \mathbf{F} são definidos, respectivamente, como os vetores generalizados de deslocamento e carga aplicada. As matrizes de rigidez $\mathbf{K}^{(j)}$ e de massa $\mathbf{M}^{(j)}$, para o j -ésimo elemento de viga, são dadas por:

$$\mathbf{K}^{(j)} = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \, dV \quad (3)$$

$$\mathbf{M}^{(j)} = \int_V \mathbf{H}^T \rho \mathbf{H} \, dV \quad (4)$$

Onde ρ é a massa específica do material, \mathbf{H} é a matriz de funções de forma, \mathbf{B} é a matriz de derivadas das funções de forma e \mathbf{D} é a matriz de elasticidade do elemento. Na Equação (2), as matrizes de massa e rigidez são montadas tendo por base as matrizes dos elementos individuais.

Assumindo que a resposta de deslocamento é harmônica, $\mathbf{q}(t) = \mathbf{q}(\omega)e^{i\omega t}$, então o problema de autovalor pode ser escrito na forma:

$$\mathbf{K}\phi_j = \lambda_j \mathbf{M}\phi_j \quad \text{com } j=1, \dots, n \quad (5)$$

Onde $\lambda_j = \omega_j^2$ é o j -ésimo autovalor e ϕ_j é o j -ésimo autovetor, que podem ser, respectivamente, interpretados como o quadrado da frequência natural de vibração e sua forma modal correspondente.

2.3.3 Aplicação de Carregamento Estático na Estrutura do Veículo

Realizou-se um carregamento estático na estrutura, com o intuito de se conhecer o comportamento desta quando submetida a esforços dessa natureza, entretanto, sabe-se que em funcionamento, as solicitações das quais fica submetido o veículo são de caráter dinâmico e não estático, portanto, tornam-se necessárias certas considerações, com o intuito de compensar a ausência de carregamento dinâmico nesta análise computacional. Assim, fez-se uso de um fator de segurança, tendo por base as recomendações de Carvalho e Moraes (1978), para o cálculo de uma tensão admissível a ser confrontada com a tensão equivalente que atua na estrutura, segundo o critério de Von Mises, Shigley (1984), ou seja, um fator de segurança na faixa de 4 a 8, é um fator satisfatório por estar levando em consideração os esforços de caráter dinâmico.

Primeiramente, levou-se em consideração o peso máximo do ocupante, que consiste em 950 N e o peso do motor (o componente mais pesado e preponderante na análise) equivalente a 150 N, bem como o peso próprio da estrutura. Por conseguinte, efetivou-se a distribuição das referidas cargas nos pontos distintos, que correspondem ao suporte do motor (localizado na parte traseira do veículo) e à base do assento do piloto (localizada na parte central da estrutura), conforme ilustra a Fig. (10).

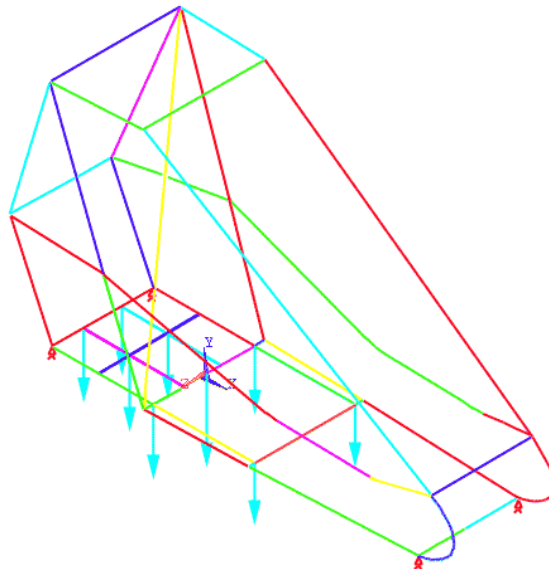


Figura 10 – Carregamento Estático no Modelo de Elementos Finitos.

3. RESULTADOS OBTIDOS

3.1 Análise Modal

Os valores de frequências naturais considerados críticos deverão ser aqueles que correspondam às frequências de rotação do motor e seu segundo harmônico, em virtude dos esforços dinâmicos devido o funcionamento do motor terem sua origem na componente vertical da força de inércia exercida pelo motor, em razão da massa do pistão em deslocamento alternativo e uma parcela da massa da biela concentrada no pino do pistão. Esta excitação, na realidade, consiste em duas partes denominadas de “parte primária” (frequência de rotação do motor) e a “parte secundária” (segundo harmônico da frequência de rotação do motor). Assim, para uma rotação de cruzeiro correspondente a 3.600 rpm estas frequências são de 60 e 120 Hz respectivamente, Hartog (1972). As Figuras 11 (a) e (b), apresentam as configurações deformadas relativas aos valores de frequências naturais da estrutura, que estão próximas dos valores referentes de excitação e, sendo assim, espera-se que o motor excite vibrações forçadas com características bem próximas destas configurações modais.

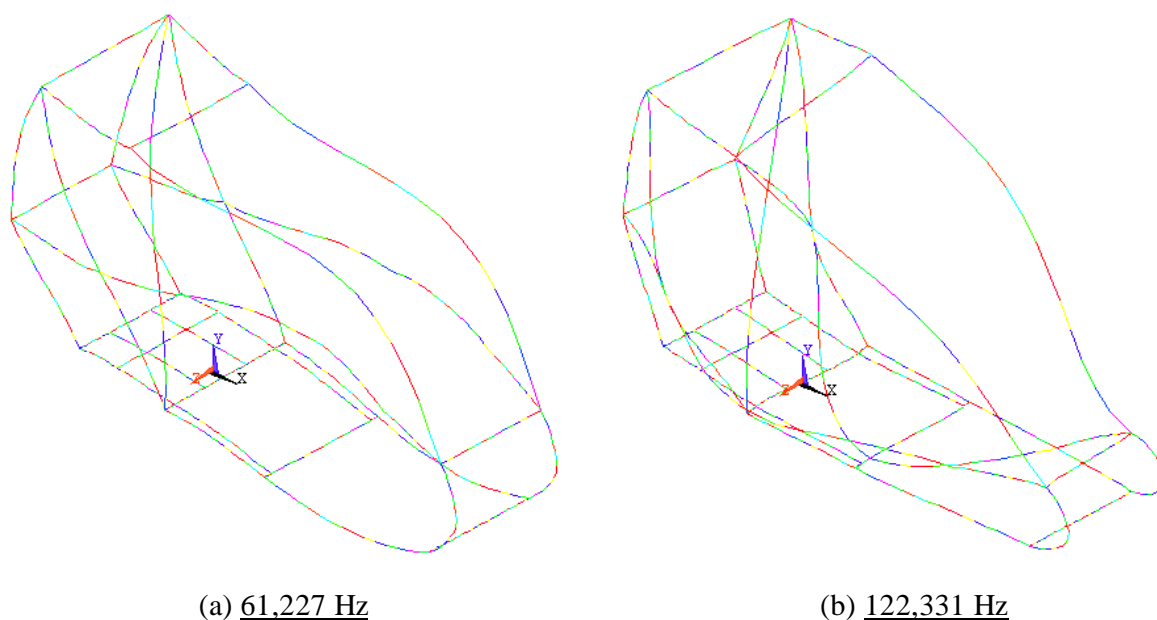


Figura 11 (a) e (b)– Sexto e nono modo de vibração e suas frequências naturais correspondentes.

3.2 Carregamento na Estrutura

A distribuição das tensões resultantes após o carregamento estático na estrutura, mediante o critério de Von Mises, possibilitou a obtenção da tensão máxima da qual a estrutura está solicitada, que foi de 39,5 MPa, sendo que o fator de segurança determinado a partir da relação entre a tensão de escoamento do material (294 MPa) e esta tensão equivalente, foi de 7,44, ou seja, com base neste fator de segurança os esforços de natureza dinâmica da qual o veículo está submetido, estão sendo perfeitamente considerados. A Fig. (12), apresenta a distribuição de tensões na gaiola do veículo de forma clara, sendo que é de considerável relevância ressaltar que a tensão máxima citada anteriormente, é proveniente de um ponto de concentrações de tensões na estrutura.

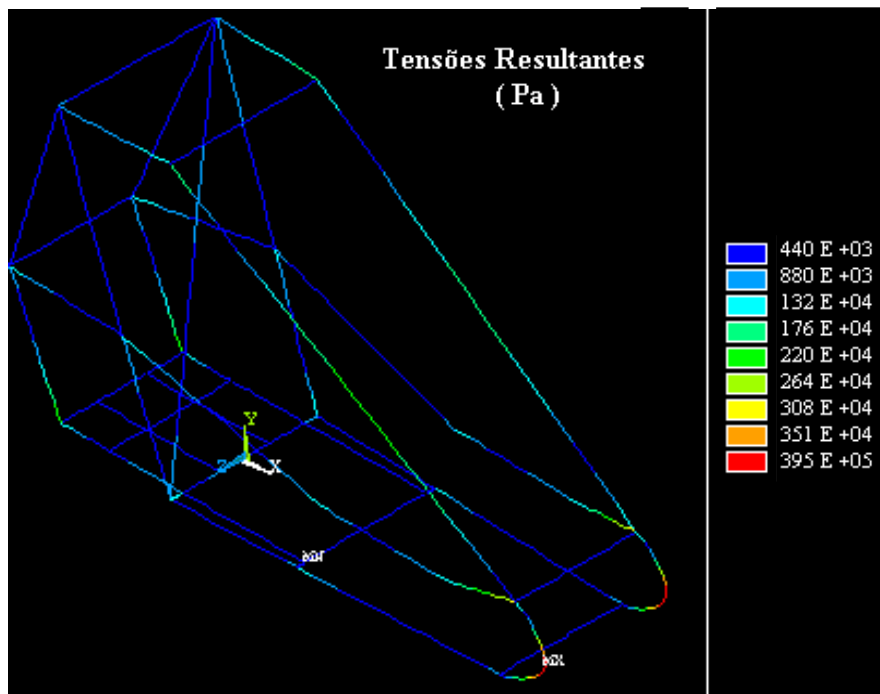


Figura 12 - Tensões Existentes na Estrutura.

4. CONCLUSÃO

A partir dos resultados obtidos na análise numérica da nova estrutura, pode-se concluir que a mesma, quando sujeita ao carregamento máximo permitido no projeto deste veículo, comporta-se de tal forma a proporcionar total segurança ao ocupante, tanto do ponto de vista ergonômico quanto do ponto de vista funcional. A análise qualitativa realizada na estrutura anterior, foi de fundamental importância, tendo em vista que foi a partir deste estudo que houve a motivação de se projetar esta nova estrutura que satisfaz os requisitos do projeto em questão (segurança, dirigibilidade, capacidade de produção e manutenção e custos reduzidos).

A análise modal realizada, foi de grande relevância ao projeto, haja vista que a partir dos resultados das formas deformadas e das frequências naturais de oscilação da estrutura, tornou-se possível o estudo que visa aumentar a rigidez das barras que sofreram maiores deflexões, garantindo dessa forma a integridade do veículo como um todo. A utilização de carenagem feita de fibra de vidro, será importante, pois a mesma absorverá grande parte da energia proveniente da vibração forçada do motor e das irregularidades do terreno.

Finalmente, a análise estática realizada, ratificou a confiabilidade do projeto em questão, haja vista que os resultados adquiridos acerca das tensões resultantes existentes na estrutura, demonstram que a mesma, quando submetida a esforços de natureza dinâmica, comporta-se de maneira segura. Isto torna-se evidente através do fator de segurança determinado, que encontra-se na faixa desejada.

5. REFERÊNCIAS

- Soeiro, N.S. et al, 2000, “Uma Metodologia de Modelagem Vibro-Acústica de Caixa de Engrenagem de Uso Veicular”, Tese de Doutorado, UFSC.
- Vlack, L.H.V., 1970 – “Princípios de Ciências dos Materiais”, Editora Edgard Blücher Ltda.
- Regras 2001 – Competição SAE/Petrobrás de Mini-Baja®
- Carvalho, J.R. de e Moraes, P., 1978 – “Órgãos de Máquinas-Dimensionamento”, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.

- Grandjean, E., 1998 – “Manual de Ergonomia: adaptando o trabalho ao homem”, trad. João Pedro Stein, Editora BookMan.
- Garcia, A., Spim, J.A. e Santos, C.A. dos, 2000, “Ensaio dos Materiais”, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.
- Beer, F.P. e Johnston, E.R.Jr., 1996, “Resistência dos Materiais”McGraw-Hill.
- Shigley, J. E., , 1984 – “Elementos de Máquinas”, LTC AS, Rio de Janeiro – RJ.
- Hartog, J. P. D., 1972, “Vibrações nos Sistemas Mecânicos”, Editora Edgard Blücher Ltda.

STRUCTURAL CALCULATION OF THE CAGE OF A VEHICLE OFF-ROAD

Newton Sure Soeiro nsoeiro@ufpa.br

Fábio Augusto Canté Lopes fabiolop@ufpa.br

Carlos Eduardo de Almeida Cordeiro carlosc@ufpa.br

Universidade Federal do Pará/UFPA – Campus Universitário do Guamá – Centro Tecnológico – Dept^o de Engenharia Mecânica - CEP: 66075-900 – Belém – Pará – Brasil.

Abstract: The Mini-Baja competition, promoted by SAE, gathers groups of several mechanical engineering schools of Brazil, aiming to offer to participants a challenging project, consisting in the development of an off-road vehicle of low cost and with real chance of large scale production. This paper presents the work performed by the ParáBaja group, from the Mechanical Engineering Course of the Federal University of Pará (UFPA), regarding the design of the framework of the vehicle, which is being developed in this institution. Such structure must attend the rigid safety regulations imposed by SAE, seeking to maintain not only the pilot's, but also the vehicle's integrity. The work involved the reconstruction of the vehicle framework, starting from the old structure, which was observed to be over dimensioned. Using advanced CAD/CAM resources, a new structure was obtained. The new model was fully analysed using the Finite Element Method, where the results show the improvements achieved, allowing the conclusion that the new structure is cheaper and easier to construct and maintain than the previous one, with improved safety. It is believed that the newly developed structure will strongly contribute in turning the UFPA Mini-Baja project into a competitive vehicle of low cost and significant safety.

Keywords: Mini-Baja, Structural Calculation, CAD/CAM, Finite Elements.