

ANÁLISE ESTÁTICA E DINÂMICA DE UM BALANCIM PARA UM VEÍCULO DE FORMULA SAE

Henrique Carvalho Figueiredo da Silva, hcarvalho715@gmail.com¹

Deiverson José da Silva, deiversonjds@gmail.com¹

Edson Wesley Souza da Silva, wesleysouzaeng.mec@hotmail.com¹

Dyêgo Henrique Azevedo Amorim, dyego-henrique2010@hotmail.com¹

Itamar Ferreira de Oliveira Filho, itamarferreira.oliveira@hotmail.com¹

Júlio Davir da Silva, juliodavir@gmail.com¹

Philippe Eduardo de Medeiros, philippe.medeiros@ufrpe.br¹

¹ Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho, Campus das Engenharias, Universidade Federal Rural de Pernambuco

Resumo: O desempenho de um carro de competição está intimamente interligado a um bom projeto de dinâmica veicular. Entre os subsistemas compreendidos na dinâmica, está a suspensão, e integrante a mesma tem-se o conjunto mola-amortecedor, que aplica um grande esforço no chassi do veículo. Para transmitir para o chassi de forma mais suavizada as cargas providas dos movimentos de rolagem, bump e rebound do veículo, utiliza-se um componente conhecido como balancim. O presente trabalho tem como objetivo realizar análises das cargas atuantes em um balancim que atenda aos parâmetros dinâmicos de um veículo Fórmula SAE (Sociedade de Engenheiros Automotivos), apresentando uma geometria bem definida de tal forma que proporcione uma melhor viabilidade de fabricação e um apropriado empacotamento do projeto. Para isso, é necessário a utilização de softwares CAD (Desenho Auxiliado por Computador) para construção e validação da peça, um software de análise dinâmica para obtenção dos esforços atuantes no balancim e validação dos parâmetros dinâmicos do projeto e um software CAE (Engenharia Auxiliada por Computador) para determinação dos pontos do dispositivo que estão expostos a mais esforços. Iniciando os estudos sobre a dinâmica veicular, é feito um levantamento dos parâmetros fixos do projeto e são estabelecidas algumas metas. A partir dessas metas são executadas várias atividades de iteração a fim de determinar qual a melhor geometria para atingir as especificações do projeto. Atendendo todos os critérios, a forma escolhida é modelada no SolidWorks e com o modelo CAD os hardpoints dos elementos são obtidos e inseridos no Lotus para simulação dinâmica, validação dos parâmetros e obtenção dos esforços atuantes no balancim. Diante desses dados, as condições de contorno que são utilizadas no Ansys são definidas para a realização de uma análise estática por meio do método dos elementos finitos, no qual é determinada a malha apropriada e as condições de contornos que envolvem o modelo, com o intuito de obter a sua validação. Resultados favoráveis quanto as deformações, as transferências de carga para o chassi e uma boa iteração com a dinâmica do veículo são obtidos.

Palavras-chave: Lotus, Elementos Finitos, Suspensão, Dinâmica Veicular, Balancim.

1. INTRODUÇÃO

O crescimento na indústria automotiva e estudos mais complexos sobre dinâmica veicular traz consigo uma ampla variedade de modelos e clientes cada vez mais exigentes e dominantes da temática. Quando se debate sobre automóveis, um dos principais assuntos é o sistema de suspensão, que é um conjunto de peças que trabalham agrupadas com o propósito de amortecer impactos causados por irregularidades no trecho. A suspensão é responsável pelas características de isolamento de vibrações do chassi causadas pelas irregularidades da via. Com o avanço tecnológico os sistemas de suspensões foram evoluindo e alcançando níveis satisfatórios de proteção, redução de ruídos, vibrações e melhor estabilidade para os veículos.

O sistema de suspensão de um veículo estabelece a conexão entre a carroceria e a roda (Milliken and Milliken, 1995). Com a diversidade de veículos encontrada hoje no mercado, existem diversos tipos de geometrias para suspensão. Modelos de suspensões independentes são mais viáveis para veículos tipo Fórmula oferecendo uma dinâmica melhor em curvas, tendo em vista que não ocorre a existência de um eixo que limita os movimentos.

O dimensionamento do projeto é essencial para alcançar um desempenho desejável do carro, tendo em vista que a suspensão influencia diretamente na segurança e dirigibilidade do carro. Durante o encaminhamento do projeto, adotou-se a suspensão de braços sobrepostos ou duplo “A”, devido a independência do sistema, possibilitando movimentos mais livres e sem impedimento da roda oposta, proporcionando uma melhor dinâmica, para um veículo tipo formula que participará da competição Formula SAE Student Brasil (2022). Duas das características relevantes desse sistema são o

condicionamento do camber angle, definido no plano frontal do sistema, e sua versatilidade para propiciar a geometria de anti-arfagem, definida no plano lateral. (Milliken and Milliken, 1995).

O objetivo deste trabalho consiste na modelagem e construção do sistema de suspensão do veículo tipo Fórmula da equipe Evolt Racing, representante da Universidade Federal Rural de Pernambuco, submetendo-se ao regulamento válido para a competição.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Pneus

O objetivo de todo veículo de performance é completar um circuito com a maior velocidade média entre seus concorrentes e para alcançar essa velocidade, o carro deve explorar o comportamento do pneu, visto que as forças responsáveis pela aceleração, frenagem e manobras das curvas são originadas no contato pneu-pista.

As forças e torques desenvolvidos no pneu determinam como o carro vai se comportar no circuito, as forças aplicadas no pneu derivam da massa suspensa, aceleração e desaceleração em curvas e retas e essas forças atuam em um ponto específico da banda de rodagem, onde esse ponto é determinado no projeto, e dependendo da distância entre esse ponto e o centro da banda de rodagem, é gerado momentos responsáveis pelo controle e estabilidade do veículo (Milliken and Milliken, 1995).

Portanto, o projeto de suspensão deve começar com o entendimento do comportamento dos pneus para definir metas de projeto que atendam aos requisitos do veículo final que se deseja obter. O projeto de suspensão deve se atentar a parâmetros como Slip Angle, relação entre força normal e forças longitudinais e laterais, caster, pegada e vários outros parâmetros. Essas informações não são o objetivo desse trabalho, então, basicamente o projeto de suspensão deve controlar a cinemática do pneu para que este atenda as demandas da dinâmica longitudinal, vertical e lateral.

2.2. Geometria de Suspensão

As relações geométricas de cada ponto da suspensão influenciam no comportamento do pneu, determinando as forças e momentos que atuarão sobre o mesmo (Milliken and Milliken, 1995). A geometria da suspensão é definida a partir dos planos frontal e lateral.

A geometria de uma suspensão é definida pela altura de roll center, e distância do centro instantâneo de rolagem nas vistas frontal e lateral, além dos pontos de alinhamento da roda que são o king pin, caster, camber e convergência da roda.

Em razão a essa alta complexidade, as equipes de competição procuram um tipo de suspensão que facilite o projeto, execução, fabricação e a modificação dessa geometria. Sendo majoritariamente usada em carros de competição, a suspensão duplo A, que é um tipo de suspensão independente formada por duas bandejas em formato de A, posicionada uma sobre a outra e ilustrada na cor laranja na Fig. 1 abaixo:

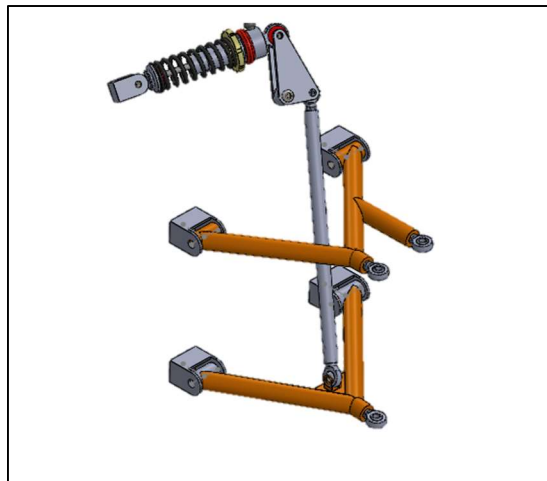


Figura 1: Exemplo de Suspensão Duplo A (Autor)

Os elementos de atuação da suspensão duplo A, molas e amortecedores, podem ser estimulados diretamente ou indiretamente. A suspensão acionada diretamente possui o conjunto de molas e amortecedores montados diretamente sobre o eixo, manga de eixo ou bandeja de suspensão. Enquanto a suspensão acionada indiretamente utiliza um eixo que transmite a força para um balancim que converte o movimento para acionar a mola. Existem dois tipos de acionamento indiretos que são utilizados em várias categorias de esportes a motor que são os sistemas pullrod e pushrod. A Figura 2 abaixo ilustra os dois tipos de atuação.

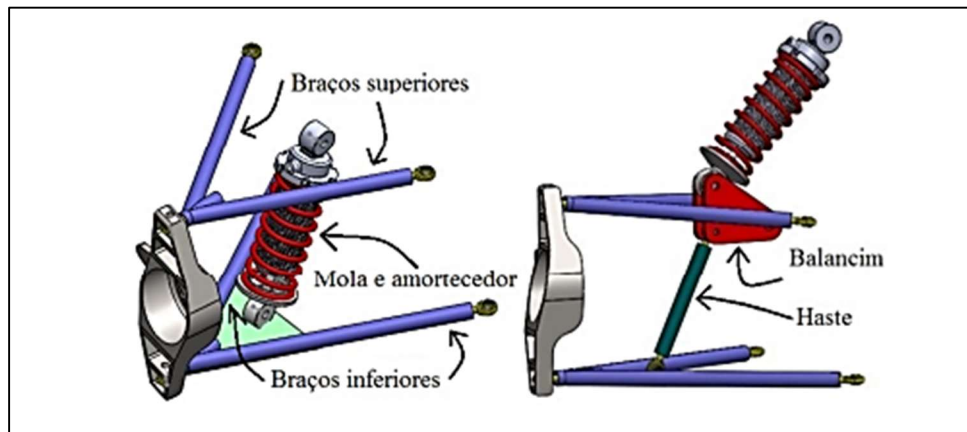


Figura 2: Exemplo de suspensão atuada direta e indiretamente. (Ref.: Adaptado de Menezes & Gevinski, 2016)

A razão de instalação é um conceito que relaciona o deslocamento de um dispositivo que produz força, como molas e amortecedores, com o deslocamento vertical da roda (Milliken and Milliken, 1995). A Equação (1) mostra como obter a razão de instalação. Essa equação também pode ser utilizada para dimensionar o balancim.

$$IR = \frac{\Delta y}{\Delta x} \quad (1)$$

Onde: IR é a razão de instalação, Δy é o deslocamento da mola ou do eixo pull rod ou push rod e Δx é o deslocamento da roda. Na Figura 3 é exemplificado a diferença de deslocamentos entre a roda e a mola.

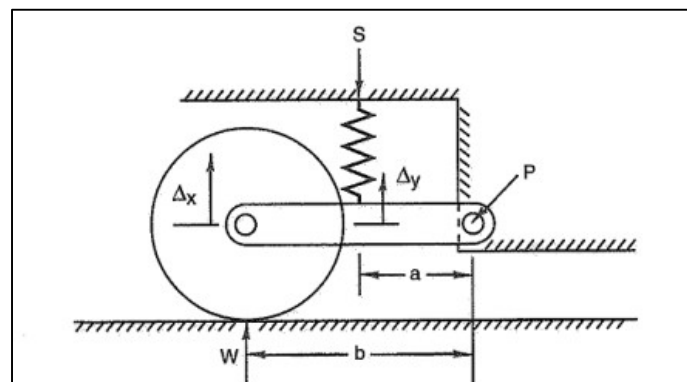


Figura 3: Razão de Instalação. (Ref.: Milliken and Milliken, 1995)

2.3. Lotus

Para dar prosseguimento aos nossos estudos, foi necessário a utilização de um software de análise cinemática, com o intuito de possuir maior precisão dos resultados decorrentes das simulações que o carro irá sofrer nos movimentos de rolagem e bump/rebound. O software que utilizamos foi o Lotus Suspension Analysis (LSA), esse programa nos ofereceu a possibilidade de modificações no dimensionamento de geometria de suspensões já existentes em sua biblioteca (Lotus, 2012). Em resumo, o Lotus é um software de desenho e análise que pode ser utilizado em projetos iniciais até partes mais avançadas como estudo dos esforços em pontos específicos da suspensão.

Em primeiro lugar, é necessário escolher o tipo de geometria da suspensão e inserir alguns parâmetros de entrada como ângulo de rolagem, altura do centro de gravidade, ângulo de camber, ângulo de caster, etc, para que em seguida, o programa possa gerar um relatório para que possamos verificar se o sistema está correspondendo ao esperado. Alguns desses resultados são gerados como um gráfico, o que facilita na aquisição de dados e na acuracidade na hora de tomar algumas decisões (Lotus, 2012).

Um dos pontos positivos para o uso do Lotus Suspension Analysis é a sua fácil interatividade. O software possui uma interface simples, o que torna fácil a sua utilização. Os seus comandos também são intuitivos permitindo rápidas alterações no projeto e com iterações em “tempo real” do programa, permitindo assim uma fluidez no estudo.

O método de elementos finitos (MEF) consiste em uma análise de um modelo matemático na aplicação de uma partição de um meio contínuo em pequenos pedaços, mantendo as mesmas propriedades do objeto a ser estudado para a execução de cálculos matemáticos repetitivos, com objetivo de uma simulação mais próxima da realidade possível.

A origem do MEF se deu no século XVIII, entretanto, sua concretização só foi possível a partir dos avanços tecnológicos que os computadores foram sofrendo, isso porque o modelo numérico exigido pelo MEF requer bastante repetição, o que torna imprescindível a utilização de máquinas para realização de enormes equações algébricas (Gallagher, 1975).

O método de elementos finitos pode ser utilizado em várias áreas devido a sua ampla aplicabilidade e eficiência em seus resultados (Oliveira, 2000). Sua grande vantagem está na maior acuracidade do que os métodos analíticos, permitindo uma resposta do software com uma boa aproximação dos efeitos que ocorrem na realidade. Outra vantagem é um menor custo, ou seja, em uma única máquina é possível aplicar o método diversas vezes e com uma ampla variação de simulações com maior rapidez, diferentemente do método analítico e experimental que é caro e cansativo.

Para obter um modelo experimental primeiramente é necessário definir um objeto de estudo, o que no nosso caso foi analisar os esforços causados pela suspensão do carro no balancim. Seguindo, é fundamental possuir uma modelagem 3D do seu protótipo a ser estudado (balancim), em seguida definir o material do meio, isso porque as propriedades mecânicas dos materiais estão intrinsecamente relacionadas com o quanto de carga o objeto irá suportar, em seguida, é necessário aplicar as cargas e fixações de acordo com o grau de liberdade existente no objeto, o próximo passo é a aplicação de uma partição do objeto em pedaços pequenos finitos mais conhecida como “malha” (por isso o nome desse método), a Fig. 4 mostra um exemplo de uma malha na utilização do MEF, também é importante ressaltar a importância na hora de escolher a densidade da malha a ser utilizada e por último, a execução da simulação e análise do processamento.

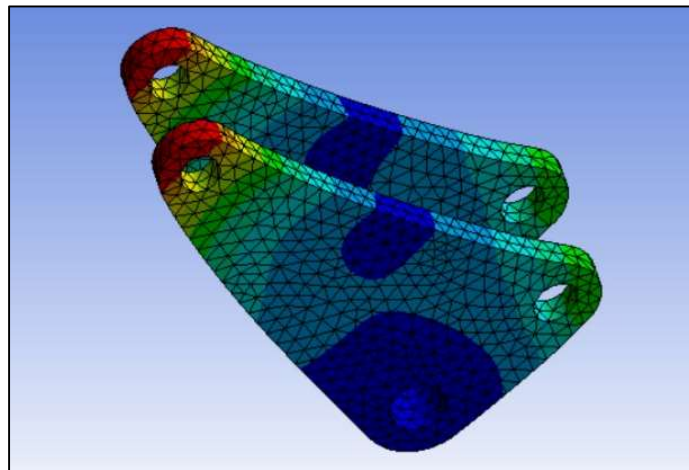


Figura 4: Exemplo de uma malha aplicada no MEF (Autor).

O software que utilizamos neste trabalho para realizar o método de elementos finitos foi o Ansys, o mesmo tem liderado dentre os demais que estão disponíveis na internet que fazem uso da tecnologia MEF (Bilesky, 2010). Esse software nos permitiu ter um maior grau de liberdade com as simulações que foram feitas, isso porque ele nos possibilita uma biblioteca completa de ferramentas com uma ampla variabilidade de opções, dessa forma, com todas essas ferramentas, foi possível aplicar as forças e momentos o mais próximo do que ocorrerá na realidade para que a gente tivesse maior precisão nos resultados. Outro ponto positivo do Ansys é a interatividade entre a pessoa operando no software e o próprio software principalmente no pós-processamento.

3. METODOLOGIA

3.1. Desenvolvimento da geometria de suspensão

Para o desenvolvimento desse projeto é necessário passar por algumas etapas e estimativas, primeiro selecionamos o tipo de suspensão a ser utilizado, concluímos que os sistemas de suspensão independentes são os que mais se adequam para aplicações onde é necessário ter um controle isolado de cada roda de maneira a conseguir uma melhor dinâmica veicular. A suspensão é composta por dois braços triangulares, onde cada braço é fixado em dois pontos do chassi e um na manga de eixo que junto com o cubo de roda é acoplado o conjunto roda-pneu. Há inúmeras combinações e disposições da mola e do amortecedor, na mais simples o conjunto mola-amortecedor é fixado no chassi e na extremidade do braço inferior.

A princípio, os braços dessa suspensão eram projetados com o mesmo tamanho e paralelos ao solo. Já nesta configuração levavam grandes vantagens em relação aos outros modelos de suspensão independente. Entretanto, esse sistema tinha o mesmo problema de ganho de camber positivo quando ocorre rolagem do chassi. Com isso, percebeu-se que os projetos tinham que trabalhar com ganho de camber negativo para poderem ter mais qualidade e melhorar o

desempenho dos carros nas curvas. Por essa razão, esta suspensão hoje é projetada com os braços de suspensão com tamanhos distintos, onde o superior é sempre menor (Torres, 2011).

Segundo, selecionamos as distâncias de entre eixos (o carro deverá ter pelo menos uma distância entre eixos de 1525 mm (60 in). Essa distância é medida a partir do centro da superfície de contato dos pneus dianteiros e traseiros com o pavimento da estrada) e as bitolas dianteira e traseira (a largura do menor eixo do veículo dianteiro ou traseiro não deverá ter menos de 75% da largura do maior eixo) (Caldas, 2013). Para essa estimativa nos baseamos em medidas de várias equipes FSAE e a partir disso fizemos uma média aritmética para o nosso primeiro protótipo veicular.

Terceiro, definimos as rodas que utilizaremos que são de aro 13' com aperto central ou de 4 furos de liga de alumínio. Como também selecionamos o tipo de pneu a ser utilizado que serão os radiais, pois apresentam: maior durabilidade, menor resistência ao rolamento, maior conforto em altas velocidades, melhor absorção de forças laterais, maior estabilidade direcional e menor sensibilidade à aquaplanagem. Outro fato é que num carro de competição o interesse é manter o máximo de área de contato do pneu com a estrada, i.e., manter as rodas exteriores à curva (e que se encontram sujeitas a uma maior carga devido à transferência de peso) na vertical, o maior tempo possível durante essa mesma manobra.

Na quarta etapa, estimamos o peso do veículo. Para isso, fizemos uma pesquisa de mercado de cada componente que irá no veículo junto com o piloto, realizamos uma aritmética e constatou-se um peso de massa do carro mais piloto de 362,68kg, com uma distribuição de peso de 53% na traseira e 47% na dianteira. Segundo Milliken and Milliken (1995), é mais difícil obter um veículo neutro com o sistema de tração dianteira (FWD) do que com um sistema com tração traseira (RWD), ou tração nas 4 rodas (AWD). Isto deve-se a inúmeros fatores, dos quais se destaca a aceleração, em que o peso das rodas dianteiras diminui devido à transferência de peso longitudinal, perdendo-se assim aderência mecânica do pneu com a estrada. Definimos também algumas metas de projeto como: camber, ângulo de rolagem, anti-dive e anti-squad. Foram calculadas as massas suspensas e não suspensas do veículo e também estimamos o centro de gravidade (CG).

Na quinta etapa, foi modelada a geometria da suspensão no solidworks, a fim de estabelecer o comprimento (front view swing arm – FVSA) que esse valor elevado causará um movimento suave da roda, entretanto menos ganho de camber, por outro lado um valor reduzido de fvsa, terá mais ganho de camber, mas movimentos mais instáveis da roda ao longo do seu deslocamento. No caso resultou um FVSA de 2979,38mm.

O Roll Center (RC) é o ponto teórico sobre o qual a massa suspensa roda, daí também poder ser designado de Roll Center da massa suspensa, o centro de rolagem estabelece o ponto de acoplamento das forças entre as massas suspensas e não suspensas. Quando o carro faz uma curva, a força centrífuga aplicada no centro de massa tem reação nos pneus. Essa força lateral pode ser levada ao centro de rolagem, sendo representada pela força e seu momento. Quanto mais alto o centro de rolagem (mais próximo do CG), menor o momento de rolagem transmitido e ocorre a transferência de forças para os pneus, em que parte dessa força é lateral. Isso faz com que haja uma redução na tração e causa o chamado efeito jacking. Se o centro de rolagem estiver mais próximo do solo, ou abaixo, ocorre a transferência de peso da massa suspensa para as molas e barras como força vertical (Alexander, 1991).

Para a definição desse parâmetro, utilizamos o software Matlab para fazer as análises, onde comparamos a influência do roll center com as distribuições de pesos, gradiente de rolagem e força de jacking chegando a um roll center de 0,66 mm, conforme mostra o eixo y dos gráficos da Fig. 5. A partir da geometria da suspensão modelada, também definimos o IC (centro instantâneo) e os comprimentos dos braços da suspensão.

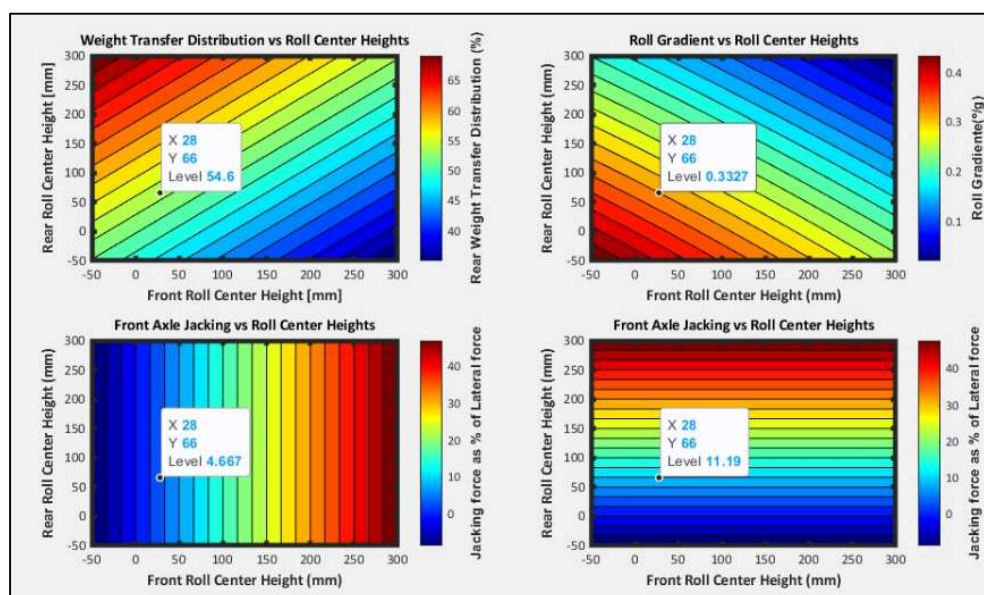


Figura 5: Análise da altura de roll center. A coordenada x representa a altura do roll center dianteiro e a coordenada y representa a altura do roll center traseiro.

Contudo, para uma melhor fixação e empacotamento do nosso subsistema ao carro, utilizamos um sistema push rod, onde pela utilização de balancins é possível configurar o deslocamento do conjunto mola amortecedor em relação a roda. Obtivemos a razão de instalação de 1,4 e a partir desse valor conseguimos calcular o deslocamento do braço push rod na traseira do veículo e modelamos a geometria representa na Fig. 6.

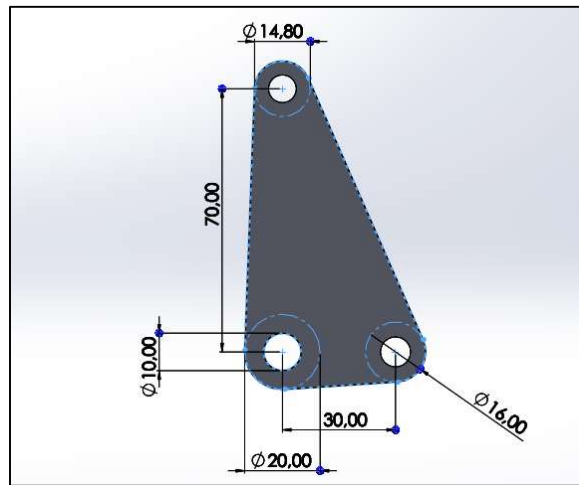


Figura 6: Dimensões do Balancim da Suspensão Traseira. (Autor)

Concluindo a modelagem do balancim, foi feita a montagem de todo o subsistema da suspensão traseira com o propósito de extrair as coordenadas de onde cada ponto de fixação do subsistema e inserir esses pontos no software de análise cinemática para obter a validação da geometria de suspensão, e obter as forças que são calculadas, para usar na análise estática.

3.2. Condição Crítica

O balancim atua transferindo forças de 3 tipos de movimentos, que são o bump, rebound e rolagem para o conjunto mola amortecedor, e cada tipo de movimento exigirá uma reação diferente, prevendo que cada movimento não acontecerá de maneira isolada e sim combinados. Constatamos que se o balancim suportar os esforços na condição crítica de operação, logo, o mesmo dispositivo será valido para qualquer situação. Entendendo isso, foi buscado descobrir o valor dessa máxima tensão para ser inserida na simulação estática.

Essa tensão máxima foi obtida a partir do software de simulação cinemática, que para a suspensão traseira é a combinação da aceleração em uma curva de raio crítico (que representa a máxima transferência de carga lateral) da roda externa a curva. A Figura 7 apresenta a interface do Lotus.

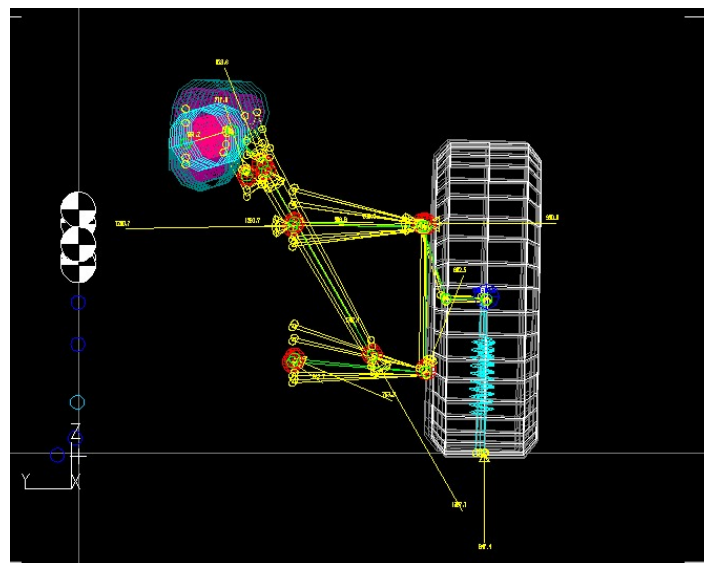


Figura 7: Interface do Lotus. Vetores das forças em amarelo. (Autor)

As forças obtidas foram decompostas em suas componentes e apresentadas na Tab. 1 abaixo:

Tabela 1: Componentes das Forças Atuantes no Balancim

	Força do Push Rod no Balancim (N)	Força da mola-amortecedor no Balancim (N)
Componente X	113,16 N	693,14 N
Componente Y	2109,96 N	259,15 N

3.3. Condições de Contorno

Para iniciar as simulações, o primeiro passo é definir as propriedades do material que será utilizado para fabricar a peça, no caso do balancim foi utilizado aço 1020. Seguindo adiante, é necessário a importação do modelo 3D da geometria para o ambiente de trabalho do Ansys. Finalizado isso, se faz necessário impor condições de contorno, que são restrições de movimentos nos eixos do modelo. A falta de restrições ou a aplicação de condições de contornos que não representem o problema real pode resultar em infinitas soluções, nenhuma solução ou resolução incoerente com o problema físico estudado. Para o balancim da suspensão traseira são necessárias duas condições de contorno que são listadas a seguir:

- I) Carregamentos aplicados: as forças providas do eixo do pushrod e do conjunto mola amortecedor serão transmitidas para o balancim através de parafusos, esses parafusos estarão submetidos a uma dupla tensão de cisalhamento. Considerando que o parafuso suportará todo os esforços e transmitirá totalmente essa força para o balancim, foi aplicado as forças diretamente nos furos da peça para não ser necessário a adição de mais geometrias no modelo em simulação.
- II) Restrições de movimentos: o local de fixação do balancim do chassi no veículo apresenta reações nos três eixos e duas restrições de momento, permitindo que o dispositivo se movimente girando ao redor de um eixo. Para isso foi necessário o uso de uma geometria auxiliar e cilíndrica para representar um apoio fixo do balancim.

Aplicadas as condições de contorno, é preciso gerar uma malha para a simulação que é formada por elementos finitos e a forma desse elemento resulta em uma melhor aproximação da solução. Para esse problema, deve ser escolhido um elemento que não viole o critério de escoamento do material para a aproximação linear do campo de tensões, que é o elemento triangular.

O tipo de discretização foi o triangular com elementos de $3 \cdot 10^{-3}$ metros devido a partes estreitas da peça. Para a criação da malha foi utilizado o Face Sizing, que é uma maneira mais simples de melhorar a malha do sistema. No total foram utilizados 15682 nós e 8091 elementos.

4. RESULTADOS

Definidos os gráficos que serão analisados, é possível avaliar a resistência da peça com relação ao material empregado na fabricação e ao modelo inicial definido para o projeto. Os gráficos são gerados a partir do critério de Von Misses (Da Cruz, 2006), que se baseia na concepção da energia de distorção, ou seja, a energia relacionada à mudança na forma do material. A tensão de Von Misses incorpora todas as componentes de tensão normal e cisalhante. É possível analisar o fator de segurança da peça relacionando o valor máximo da energia de distorção com a tensão de escoamento daquele material em específico e é analisado a deformação da peça quando submetida a esses esforços.

Nas Figuras 8, 9, 10 e 11 se encontra as imagens dos gráficos retiradas da simulação.

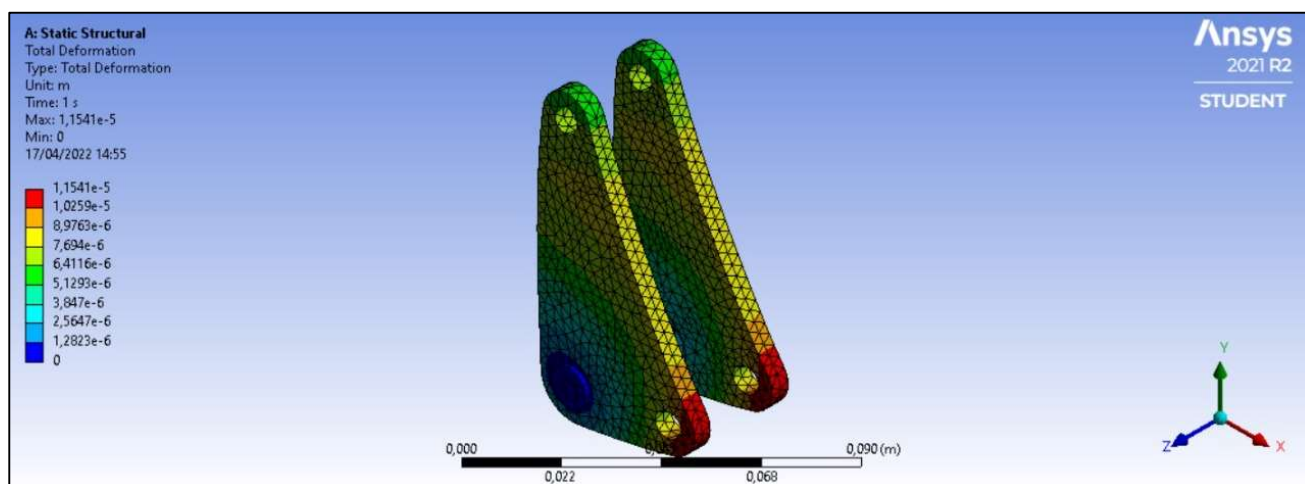


Figura 8: Deformação do Balancim. (Autor)

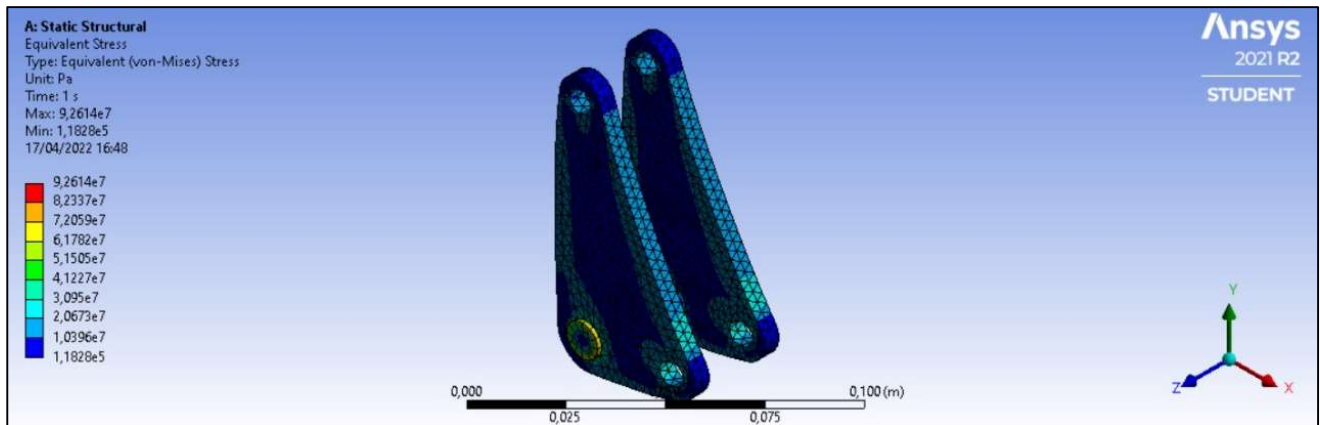


Figura 9: Tensão de Von Misses. (Autor)

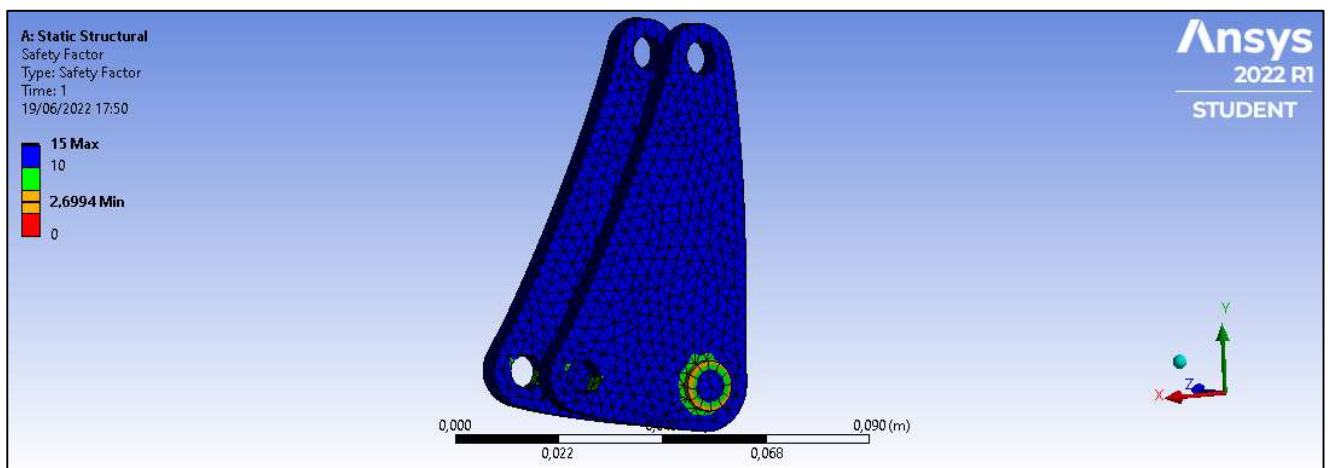


Figura 10: Fator de Segurança. (Autor)

A partir das informações extraídas das figuras acima podemos obter a máxima tensão de Von Misses e calcular o fator de segurança da peça. A peça foi dimensionada e construída com aço estrutural que possui o Módulo de Young de $2 \cdot 10^{11}$ Pa e a máxima tensão de aplicada na peça, obtida pela Figura 9, é de $9,2614 \cdot 10^7$ Pa que resulta em um fator de segurança (FS) de 2,6994.

Para $FS = 2,6994$, pode-se concluir que o balancim irá resistir ao carregamento de forma satisfatória, uma vez que a energia de distorção máxima aplicada não ultrapassou o limite de escoamento do material.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O dispositivo em análise suporta todas as forças aplicadas sobre ele de modo satisfatório uma vez que o material selecionado não ultrapassa a sua zona de deformação elástica, isso pode ser observado nos gráficos da Fig. 9, onde a zona que está aplicada a maior tensão possui um fator de segurança acima de um, e na Fig. 10 demonstra a distribuição dessas tensões sobre toda a peça.

Sendo assim, o dispositivo cumpre com seu papel dinâmico oferecendo uma boa relação entre deslocamento da roda e deslocamento do conjunto mola amortecedor fazendo com que se tenha uma boa manutenção do contato pneu pista e cumpre seu papel estrutural apresentando uma boa segurança para uso no subsistema de suspensão.

Com a análise dos gráficos pode-se concluir que a geometria é possível de ser otimizada através da redução de peso ou até mesmo a fabricação em outro tipo de material, uma vez que a peça apresenta valores de fator de segurança muito alto em várias regiões da peça.

6. REFERÊNCIAS

- Alexander, D.,1991. "Performance Handling/How to make your car handle – Techniques for the 1990s" *Motorbooks International*.
- Bilesky, L. R.; De Conti, C., 2010. "Análise de convergência da malha da simulação numérica do ensaio de tração off-axis em madeira de eucalyptus citriodora no plano" It.
- Caldas, F.J.C.,2013. "Projecto Suspensão Fórmula Student". *Instituto Superior de Engenharia de Lisboa*.

- Da Cruz, M. D., 2016. "Autodesk Inventor 10: Teoria e Prática". Versões Series e Professional. São Paulo: *Editora Érica*.
- Gallagher, R. H., 1975. "Introduction in finite element analysis: fundamentals". 4. ed. *Englewood Cliffs*: Prentice-Hall, cap. 1, p. 1-19.
- Lotus, 2012. "Engineering: Getting Started With Lotus Suspension Analysis". Norwich: Lotus Cars, (*Lesoft*). Disponível em: < <http://www.lotuscars.com/engineering/engineering-software> >.
- Menezes, L. B. e Gevinski, J. R., 2016. "Estudo no Desenvolvimento de Suspensões Duplo A e Aplicação em Veículo de Classe Fórmula SAE". *Universidade Federal de Santa Catarina. Campus Joinville*.
- Milliken, W. F., Milliken, D. L., 1995. "Race Car Vehicle Dynamics". s.l.: *SAE International*.
- Oliveira, E. J., 2010. "Biomecânica básica para ortodontistas". 1. ed. Belo Horizonte: *UFMG*, 196p.
- Torres, R.N., 2011. "Contribuição para o Desenvolvimento de uma Suspensão a um veículo Fórmula SAE". *Universidade de Brasília*.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

STATIC AND DYNAMIC ANALYSIS OF A ROCKER FOR A FORMULA SAE VEHICLE

Henrique Carvalho Figueiredo da Silva, hcarvalho715@gmail.com¹
Deiverson José da Silva, deiversonjds@gmail.com¹
Edson Wesley Souza da Silva, wesleysouzaeng.mec@hotmail.com¹
Dyêgo Henrique Azevedo Amorim, dyego-henrique2010@hotmail.com¹
Itamar Ferreira de Oliveira Filho, itamarferreira.oliveira@hotmail.com¹
Júlio Davir da Silva, juliodavir@gmail.com¹
Phillipe Eduardo de Medeiros, phillipe.medeiros@ufrpe.br¹

¹Universidade Federal Rural de Pernambuco

Abstract: *The performance of a competition car is closely intertwined with a good vehicle dynamics project. Among the subsystems included in the dynamics, there is the suspension, and integral to it is the shock absorber set, which applies a great effort to the vehicle's chassis. To transmit to the chassis in a smoother way the loads coming from the vehicle's rolling, bump and rebound movements, a component known as a rocker is used. The present work aims to carry out analyzes of the loads acting on a rocker arm that meets the dynamic parameters of a Formula SAE (Society of Automotive Engineers) vehicle, presenting a well-defined geometry in such a way that it provides better manufacturing feasibility and appropriate packaging. from the project. For this, it is necessary to use CAD software (Computer Aided Design) for the construction and validation of the part, a dynamic analysis software to obtain the forces acting on the rocker arm and validation of the dynamic parameters of the project and a CAE software (Engineering Assisted by Computer) to determine the points on the device that are exposed to the most stress. Starting the studies on vehicular dynamics, a survey of the fixed parameters of the project and some goals are established. From these goals, several iteration activities are performed in order to determine the best geometry to achieve the design specifications. Meeting all the criteria, the chosen shape is modeled in SolidWorks and with the CAD model the hardpoints of the elements are obtained and inserted in Lotus for dynamic simulation, validation of parameters and obtaining the forces acting on the rocker arm. Given these data, the boundary conditions that are used in Ansys are defined to perform a static analysis using the finite element method, in which the appropriate mesh and boundary conditions involving the model are determined, in order to to get your validation. Favorable results regarding deformations, load transfers to the chassis and a good iteration with the vehicle dynamics are obtained.*

Keywords: Lotus, Elementos Finitos, Suspensão, Dinâmica Veicular, Balancim.