



ANÁLISE ESTÁTICA E DINÂMICA DE UMA SUSPENSÃO DE FÓRMULA SAE VIA ELEMENTOS FINITOS

Vinícius Resende Rocha

Suzana Moreira Avila

viniresenderocha@gmail.com

avilas@unb.br

Universidade de Brasília – Campus Gama

Área Especial de Indústria Projeção A Brasília, 72444-240, Distrito Federal, Gama, Brasil

Resumo. *Este trabalho mostra uma análise de um sistema de suspensão para um veículo elétrico da Fórmula SAE, com base em efeitos respectivos à dinâmica de veículos e uma análise via elementos finitos. São realizados cálculos como a taxa de variação de câmbor, efeitos anti dive, anti squat e transferências de cargas laterais. E, a partir da definição da angulação do sistema push rod, foi possível verificar qual a porcentagem da carga proveniente das transferências de carga que será transmitida ao conjunto rocker arm e amortecedor-mola do veículo. A partir dos valores das transferências de cargas no veículo, foi possível definir condições de contorno para posterior simulação estrutural do conjunto de suspensão via método dos elementos finitos, por meio do software Ansys. Já através do conceito de Pugh se define materiais para o sistema. Parte-se então às simulações estruturais no Ansys iniciando-se pela estática por meio de análises de tensões, deformações e coeficientes de segurança. Nesta etapa verifica-se que os componentes em análise sofrem esforços que geram tensões menores do que as de escoamento dos materiais. Os coeficientes de segurança mostram quais componentes carecem de ajustes e quais estão bem dimensionados. Nas etapas de análises dinâmicas inicia-se com a modal definindo as seis primeiras frequências naturais e seus respectivos modos de vibração. Prosseguindo a análise realiza-se em seguida as análises harmônicas da manga de eixo, push rod e bandeja superior, verificando as frequências encontradas na etapa modal e validando o sistema por frequências de tais magnitudes dificilmente atingidas em condições reais. Na análise transiente utiliza-se uma função harmônica com frequência próxima as de excitação de pistas. Utiliza-se também do ruído branco para conseguir simular condições próximas as reais.*

Palavras Chave: *Suspensão, Análise Estática, Análise Dinâmica, Elementos Finitos, Push Rod, Amortecimento.*

1 INTRODUÇÃO

As competições realizadas pela SAE (*Society of Automotive Engineers*) possuem como objetivo aproximar o estudante de engenharia a projetos na área automobilística. Assim, elas permitem o desenvolvimento novas tecnologias e métodos que aprimoram os sistemas de um veículo.

As áreas relacionadas à dinâmica veicular são fundamentais para o comportamento do veículo. Nesse âmbito, a suspensão automotiva exerce papel fundamental para o desenvolvimento do veículo, existindo assim, boas perspectivas de avanços no projeto e validação de um sistema de suspensão.

O sistema de suspensão em um veículo de competição possui a finalidade de proporcionar melhor desempenho no comportamento dinâmico do mesmo. Este tipo de suspensão difere-se em relação a outros tipos de veículos, pois não busca o conforto, objetivo amplamente presente em, por exemplo, projeto de carros de passeio.

O projeto e a validação de um sistema de suspensão, anteriormente tratado de maneira empírica, evoluíram muito com estudos do comportamento dinâmico e estrutural do veículo, sendo esse tema ainda muito discutido na literatura e com boas perspectivas de melhora na performance.

Trabalhos como os de Milliken (1995), Gillespie (1992) e Soriano (2014) são boas fontes bibliográficas para a elaboração de uma análise abrangente de um sistema de suspensão de competição. Através de temas da dinâmica veicular e dinâmica estrutural é possível analisar e validar o projeto, como abordado pelos autores citados.

As competições realizadas pela SAE já proporcionaram diversos estudos na área de suspensão do tipo duplo A.

Torres (2011), então membro de uma equipe de fórmula SAE combustão da Universidade de Brasília apresentou um projeto de um sistema de suspensão do tipo duplo A levando em consideração fatores da dinâmica veicular como: CI (Centro Instantâneo), CR (Centro de Rolagem), câmber, cáster, convergência, ângulo do pino mestre, efeitos *anti dive*, *anti lift*, *anti squat*, além de definir alguns tipos de suspensão para elucidação do tema ao leitor. Após esta parte da análise da dinâmica veicular, o projeto do então membro da equipe Apuama Racing, avançou numa análise de dinâmica multicorpos através do software MSC Adams/Car. A partir destas simulações, foram concluídos que ajustes de fatores da geometria da suspensão poderiam ser feitos de acordo com cada prova da competição.

Almeida (2012), propôs uma análise de uma suspensão do tipo duplo A levando em consideração oito parâmetros: bitola, CR, câmber, cáster, inclinação do pino mestre, *ride height* e compressão do conjunto amortecedor-mola. Este autor elaborou um programa de código aberto para cálculo de cada um destes parâmetros abordados no trabalho. A partir destas simulações, seus resultados foram comparados com o software comercial MSC Adams/Car, apresentando diferenças entre 7% a 10% na análise dos mesmos fatores.

O presente trabalho procura contribuir neste assunto com uma análise, onde há enfoque no comportamento estrutural dos elementos do sistema de suspensão, com o auxílio do software Ansys, que utiliza o método dos elementos finitos para suas análises.

2 METODOLOGIA

Para iniciar o projeto dinâmico levou-se em conta fatores relacionados à geometria da suspensão, como os pontos de ancoragem dos braços no chassi e a sua angulação. Tão quanto o projeto dos braços de suspensão, e da manga de eixo. Através de dados como o desenho em CAD do chassi foi possível definir o sistema completo de suspensão projetando-o nos espaços disponíveis na estrutura. Logo, o projeto das *push rods* e *rocker arms* foram realizados nesta etapa.

Amortecedores e molas foram elementos escolhidos a partir de modelos disponíveis no mercado e selecionados de acordo com as necessidades do projeto.

A partir de planilhas de cálculos criadas no Excel, tornou-se possível determinar efeitos como: *anti dive*, *anti squat* e taxa de variação de câmbio. Os quais, os seus parâmetros são facilmente alterados para análise do projeto.

Com o auxílio do software Matlab foi possível criar um código, para cálculo de transferência de cargas longitudinais e laterais. Assim, esses resultados permitiram a elaboração de tabelas para a melhor visualização e análise dos dados.

A análise do comportamento estrutural estático e dinâmico foi realizada logo após os resultados obtidos dos parâmetros da dinâmica veicular. Definindo então inicialmente qual a geometria em estudo e suas condições de contorno.

Com as condições de contorno definidas, então pode-se iniciar a etapa de análises estáticas no software Ansys por meio de análises de tensões, deformações e coeficientes de segurança. Nesta etapa determina-se a viabilidade de utilização de cada elemento da suspensão de acordo com seus objetivos estruturais no veículo de competição em estudo.

Finalizadas as análises estáticas partiu-se então para as simulações dinâmicas referentes às frequências modais do sistema, modos de vibração, análises harmônicas e por fim transientes com cargas seguindo resultados anteriores de transferência de carga e frequências naturais do sistema. Nesta etapa do trabalho é então discutida a importância destas análises para o sistema de suspensão e a partir de seus resultados gerando uma fonte de validação a todo o sistema proposto.

3 GEOMETRIA DA SUSPENSÃO

Para iniciar as análises da dinâmica veicular são definidos parâmetros do veículo em que o sistema de suspensão será ligado. Dados como peso total do veículo com piloto, altura do centro de gravidade (CG), altura ao solo, entre eixos e tamanho do pneu são mostrados na tabela 1.

A distância entre eixos do veículo foi definida para ser curta, priorizando a agilidade nas curvas, mas dessa forma incrementando a transferência de carga longitudinal. O valor do entre eixos se encontra na tabela 1.

O centro de gravidade do protótipo foi obtido utilizando o software Catia V5 por informações do projeto da equipe de fórmula SAE elétrico da Universidade de Brasília, onde todos os subsistemas do veículo foram modelados e posteriormente acoplados em seus devidos lugares para que o software obtivesse as coordenadas do centro de massa do produto completo.

Tabela 1. Dados do veículo.

Pneu	175/510-13
Entre eixos	1550 mm
Altura CG	320 mm
Altura ao solo	70 mm
Peso Total	295 kg

O projeto lateral da suspensão influi no projeto de bandejas e é nesta fase onde são definidos parâmetros como o centro de rolagem (CR) lateral, centro instantâneo (CI) e pontos de fixação das bandejas. A definição destes pontos possui influencia direta em efeitos *anti dive* e *anti squat*, relacionados aos controles de arfagem e mergulho do veículo.

O ponto de partida para a definição dos pontos de ancoragem dos braços da suspensão foram os ângulos desejados para que as geometrias *anti dive* e *anti squat* ficassem em níveis aceitáveis para que nem o chassi nem o conjunto de amortecedores e molas sofressem grandes esforços. Após a devida escolha dos ângulos formados entre o solo e as linhas que se iniciam no centro de contato pneu-solo, o centro de rolagem já estava definido como sendo a interseção das duas linhas. Na figura 1 os ângulos são mostrados assim como as linhas que o formam, sendo as iniciadas e terminadas no centro de contato do pneu e centro instantâneo, respectivamente representadas na cor verde.

Com isso era necessário apenas definir os centros instantâneos, e a partir deles, iniciar duas linhas que se estendem do CI até o próximo conjunto pneu-roda e marcar nestas mesmas linhas seus pontos de ancoragem para os braços. Na figura 1 é possível ver que as linhas tracejadas em laranja são as vindas de cada centro instantâneo e os pontos de maior destaque em formato quadrado são os pontos de ancoragem definidos.

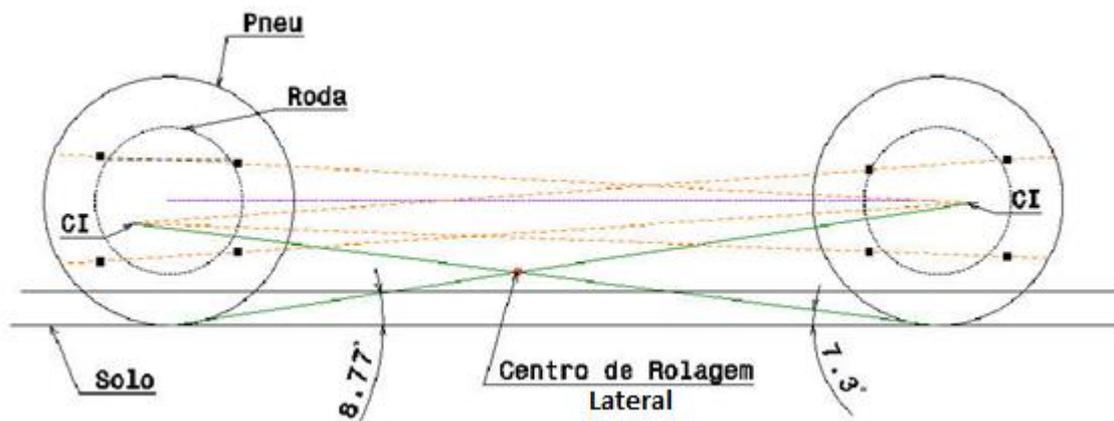


Figura 1. Projeto lateral da suspensão.

Os resultados obtidos pelos efeitos *anti dive* e *anti squat* devem ficar numa faixa onde chassi e conjunto de suspensão não sofram esforços excessivos. Para isso, foi definido como uma faixa de 40 a 60% em cada um. Estes resultados são apresentados na tabela 2.

Tabela 2. Cálculo dos efeitos anti.

θ_F [deg]	8,77	H [mm]	320
θ_R [deg]	7,3	%Ff	60,00%
θ_F [rad]	0,1531	%Ft	40,00%
θ_R [rad]	0,1274	Anti-Dive	44,835
L [mm]	1550	Anti-Squad	62,05

Parte-se então para o projeto frontal da suspensão onde são definidas as angulações das bandejas, CR, CI e tamanho das bandejas. O projeto influi diretamente na taxa de variação de câmbor do veículo, sendo este fator de grande importância para estabilidade e desempenho. O projeto da suspensão frontal que será analisada via elementos finitos é mostrado na figura 2.

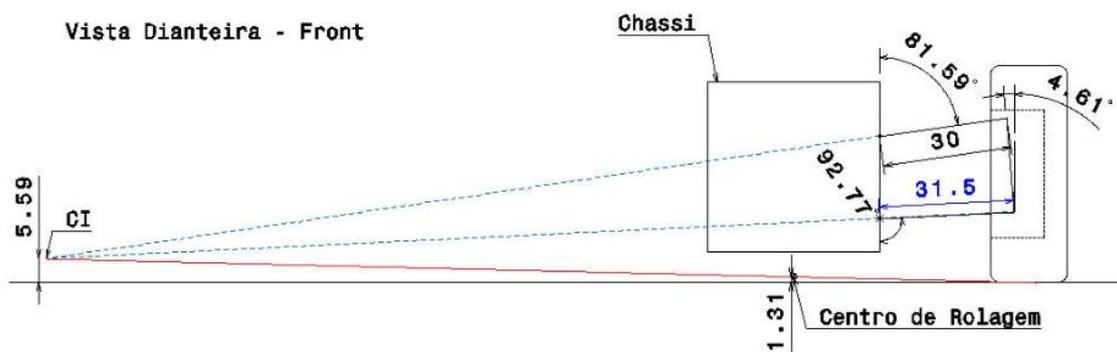


Figura 2. Projeto lateral da suspensão dianteira.

Como se pode ver na figura 2, o centro de rolagem está acima do solo, mas com alturas em relação ao mesmo bem pequenas, isso implica num maior esforço de rolagem ao veículo, sendo necessário a escolha de molas e amortecedores mais resistentes, assim como uma barra anti-rolagem. Já o CR é escolhido para priorizar o desempenho em acelerações, promovendo mais aderência.

4 TRANSFERÊNCIAS DE CARGAS

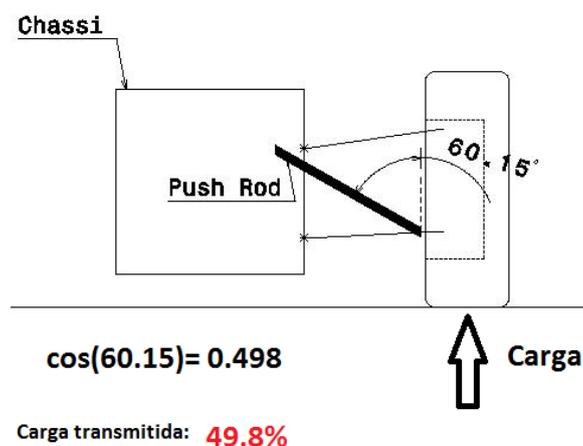
O cálculo da transferência longitudinal de carga influi diretamente nas simulações via elementos finitos, caracterizando as condições de contorno que devem ser impostas. Para isto foi feito um programa no software Matlab para que o mesmo o calculasse com base em parâmetros iniciais tais como a altura do CG do veículo, bitola, desaceleração na frenagem e peso total do carro. A desaceleração considerada foi de 1,4 g, valor correspondente ao necessário para frear totalmente o carro de uma velocidade de 60km/h no espaço determinado na competição da SAE. O resultado deste cálculo é mostrado na tabela 3.

Com a mesma metodologia adotada no cálculo da transferência longitudinal, parâmetros iniciais como bitola, aceleração lateral, altura do CG e massa do veículo foram inseridos no programa e seu resultado é mostrado na tabela 3. O valor de aceleração lateral selecionado foi de 1.1 g devido a natureza das curvas do circuito assim como a velocidade e aceleração desenvolvidas pelo protótipo.

Tabela 3. Transferências de cargas.

Eixo/Lado	Carga inicial em lb(kg)	Carga final em lb(kg)	Transferência em lb(kg)
Dianteiro	325(147,5)	512(232,3)	187(84,9)
Traseiro	325(147,5)	138(62,7)	-187(-84,9)
Esquerdo	325(147,5)	521(236,4)	196(88,9)
Direito	325(147,5)	129(58,6)	-196(-88,9)

Com a definição de cargas máximas é possível determinar a angulação do sistema *push rod* de forma a não atingir esforços não suportados pelo conjunto amortecedor-mola, para que a segurança não seja comprometida. A Figura 3 mostra esta definição.

Figura 3. Angulação do *push rod*.

5 MATERIAIS UTILIZADOS

O conceito da matriz de decisão, também chamada de diversos outros nomes como matriz de Pugh e Conceito de Pugh tem por finalidade realizar uma comparação dentre diversos candidatos de projeto e critérios, levando assim a uma escolha da melhor alternativa de acordo com os critérios definidos. A matriz também permite a criação de modelos com resultados híbridos realizando assim uma otimização do projeto (Burge, 2009).

Para as análises posteriores é necessário definir materiais para todo o sistema. É utilizado o conceito de Pugh ou matriz de decisão para a escolha dos materiais levando em consideração critérios como resistência mecânica, custo, massa e processo de fabricação do componente. São atribuídos pesos e cada um destes parâmetros e a partir da definição de um material referência, onde os valores atribuídos são zero, os demais materiais podem ser comparados por meio de atribuições de sinais como ++ (muito melhor) e -- (muito pior).

A tabela 4 mostra esta matriz de decisão para as bandejas e *push rod* do sistema. Esta escolha de material para tais componentes se deve ao processo de fabricação dos mesmos ser semelhantes. A melhor escolha apresenta o maior valor total da matriz.

Tabela 4. Escolha de material para bandejas e *push rod*.

	Critério	Peso	Aço SAE 1010	Aço SAE 1020	Aço SAE 1045	Alumínio 6061	Fibra de Carbono
Material	Resistência Mecânica	2	-	0	++	-	++
	Massa	1,5	0	0	0	+	++
	Processo de Fabricação	1	0	0	0	-	--
	Custo	1,5	+	0	-	-	--
	Total		-0,5	0	2,5	-3	2

A partir da análise realizada na tabela 4 define-se o aço SAE 1045 como material para as bandejas e *push rod*. Sua tensão de escoamento é de 310 Mpa.

A manga de eixo e *rocker arm* são geralmente usinados em fresas CNC, onde o material deve ser escolhido com mais rigor quanto ao seu processo de fabricação. Devido a estas condições os pesos dos critérios e os materiais da análise mudam e são mostrados na tabela 5.

Tabela 5. Escolha de material para manga de eixo e *rocker arm*.

	Critério	Peso	Aço SAE 1010	Aço SAE 1020	Aço SAE 1045	Alumínio 6061 T4	Alumínio 6061 T6
Material	Resistência Mecânica	1,5	-	0	++	--	+
	Massa	2	0	0	0	++	++
	Processo de Fabricação	2	+	0	-	++	+
	Custo	1,5	+	0	-	-	--
	Total		2	0	3	3,5	4

O material determinado é o alumínio 6061 T6 com tensão de escoamento de 255 Mpa.

6 MODELO DA SUSPENSÃO

O modelo da suspensão já importado pelo software Ansys do Catia é apresentado na figura 4, onde há também a nomeação dos componentes. É necessário ressaltar que o conjunto mola-amortecedor é inserido no modelo por meio de uma função do Ansys, onde a rigidez longitudinal da mola é definida em 25 N/mm e o amortecimento em 15 N.s/mm.

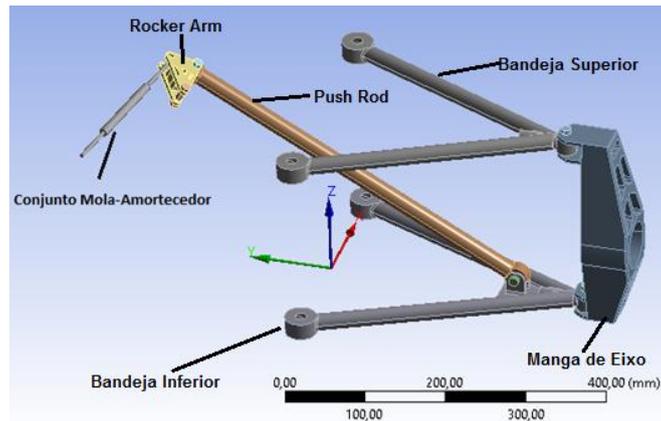


Figura 4. Modelo da suspensão.

As relações de contato entre cada componente da suspensão são definidos como sem atrito, para que o movimento natural do sistema não seja impedido. Já nos pontos de ancoragem das bandejas no chassi foram feitas cavidades esféricas para definição dos apoios. A Figura 5 mostra esta cavidade.

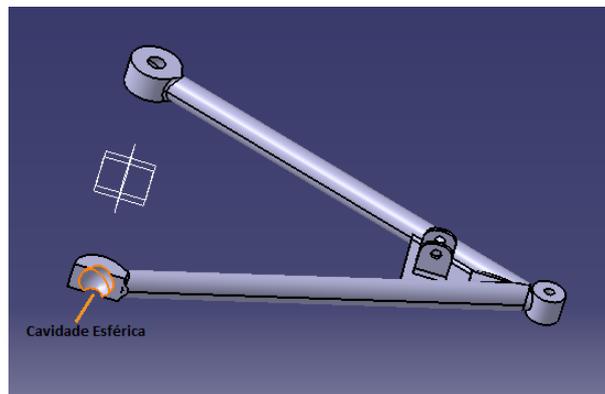


Figura 5. Cavidade esférica da bandeja em corte.

São utilizados dois tipos de apoios na análise, apoio sem atrito e engaste que restringe todos os graus de liberdade. O primeiro é utilizado para a simulação das conexões da bandeja no chassi do veículo. Já o segundo fixa um dos pinos do *rocker arm* para simular o comportamento real do componente. A Figura 6 mostra o apoio determinado no *rocker arm*.

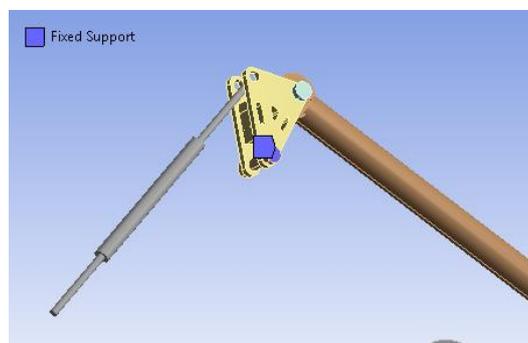


Figura 6. Apoio fixo do *rocker arm*.

O apoio do tipo *frictionless* ou sem atrito tem como objetivo neste trabalho simular o comportamento dos *joint balls* ou terminais rotulares nos apoios da bandeja, definindo o apoio como uma rótula que permite rotações nos apoios. O uso deste tipo de apoio se deve ao fato das bandejas possuírem certo movimento de acordo com o curso da suspensão, o que não poderia ser simulado corretamente com engastes.

Terminais rotulares são responsáveis por ligar a bandeja no chassi e na manga de eixo do veículo. Eles são caracterizados por uma rótula que permite a rotação. Por ser um elemento complexo de se modelar e simular, tais componentes são simplificados gerando assim acumuladores de tensão. Sendo assim, os resultados obtidos nestes componentes podem ser desconsiderados da análise.

A carga estática inserida no sistema é adquirida das simulações de transferências de cargas e é igual a 1160 N. Seu ponto de aplicação é na manga de eixo como mostrado na figura 7.

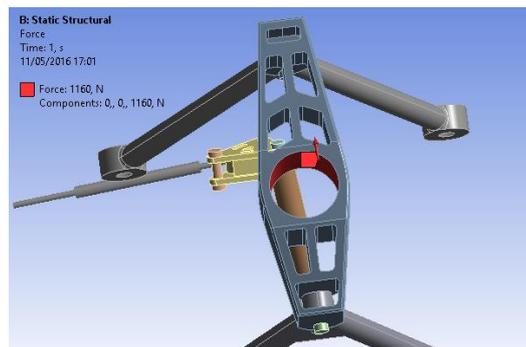


Figura 7. Ponto de aplicação da carga.

O elemento utilizado nas simulações é o solid187 ou tetraedro quadrático (10 nós). Este elemento possui características que facilitam a análise de geometrias complexas e também melhora a geração dos resultados.

Este elemento possui três graus de liberdade em cada nó, sendo eles as translações nas direções x, y e z. O elemento possui propriedades de plasticidade, hiperelasticidade, além de capacidade de representar grandes deformações e grandes deflexões [ANSYS Inc.].

A malha gerada para o sistema é mostrada na figura 8 e a tabela 6 mostra dados da simulação.

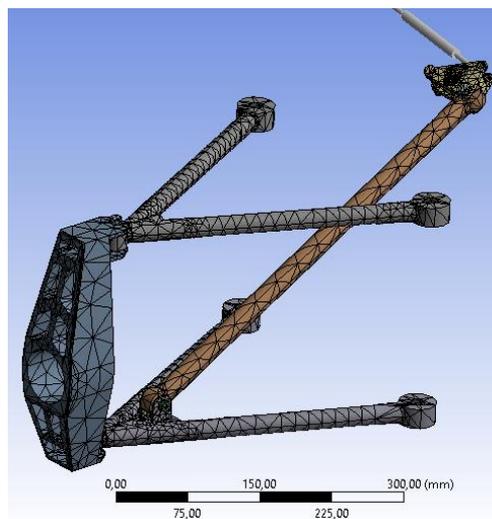


Figura 8. Malha da estrutura.

Tabela 6. Propriedades das simulações.

Volume	814800 mm ³
Massa	4,045 kg
Nós	32847
Elementos	16991

7 ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA

Através da análise estática é possível verificar o comportamento da estrutura através de parâmetros como tensões, deformações, além de informações complementares como fatores de segurança em cada elemento.

A Figura 9 mostra o resultado das tensões equivalentes da simulação realizada.

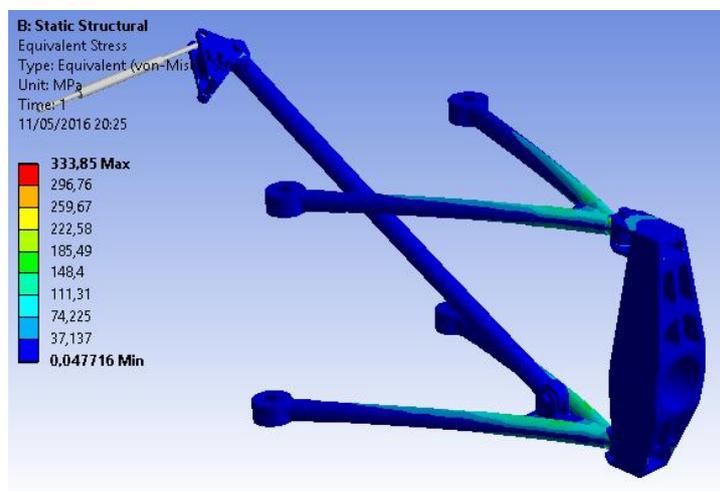


Figura 9. Tensões equivalentes na estrutura.

Através da técnica *Hotspot* de observação é possível avaliar o comportamento da estrutura por meio visual. Cores mais “quentes” como o vermelho neste caso representam níveis de tensões mais altos, enquanto cores mais “frias” como o azul representam o contrário, tensões mais baixas no local.

O ponto de máxima tensão está localizado no terminal rotular que liga a bandeja superior à manga de eixo. Este detalhe está presente na figura 10.

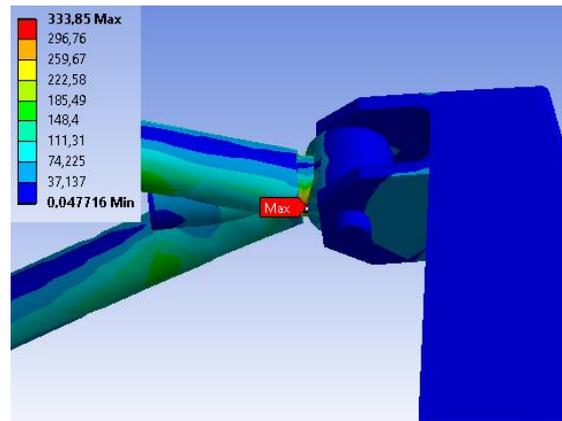


Figura 10. Detalhe do ponto de máxima tensão equivalente.

A tensão equivalente no terminal rotular que liga a bandeja superior na manga de eixo excedeu a tensão de escoamento do material. Mas como já abordado anteriormente, este componente possui acumuladores de tensão e podem ser desconsiderados da análise. Em qualquer outro ponto da estrutura a tensão de escoamento do material não foi excedida, caracterizando assim o projeto como sendo viável.

Na etapa de deformações totais, o deslocamento individual de cada nó é somado para a consideração de deformações ou deslocamentos totais do sistema. Como o sistema não está totalmente engastado são esperados deslocamentos maiores de alguns componentes como o *rocker arm* e manga de eixo. A Figura 11 mostra os resultados obtidos nesta análise por meio da técnica de visualização *Hotspot* com valores em mm.

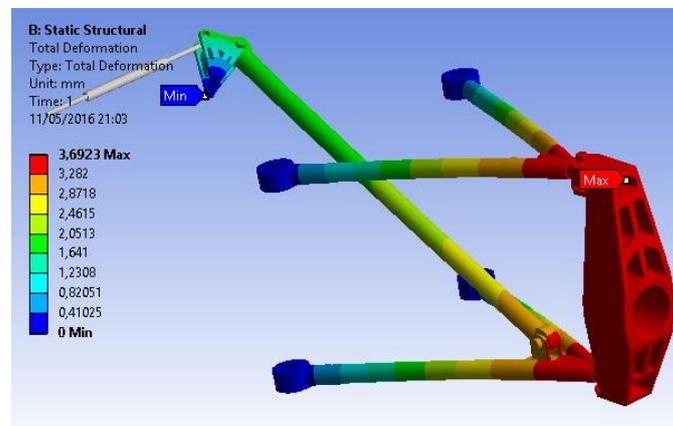


Figura 11. Deformações totais.

Como é possível ver na figura 11 o deslocamento máximo ocorre na manga de eixo e terminais das bandejas. Isto se deve ao ponto de aplicação da carga estar mais próximos e os apoios mais distantes.

A deformação diminui à medida que se aproxima dos apoios, como pode ser visto nas bandejas, onde, as cores mostram níveis de deslocamentos nas seções dos componentes. O mesmo efeito pode ser observado no *rocker arm*.

Para que se tenha uma comprovação que a simulação de deslocamentos está seguindo a melhor linha de análise é necessário comparar o efeito da estrutura no tempo através de

frames de imagem. O Ansys possui este recurso e a Figura 12 mostra imagens em sequência do comportamento da estrutura.

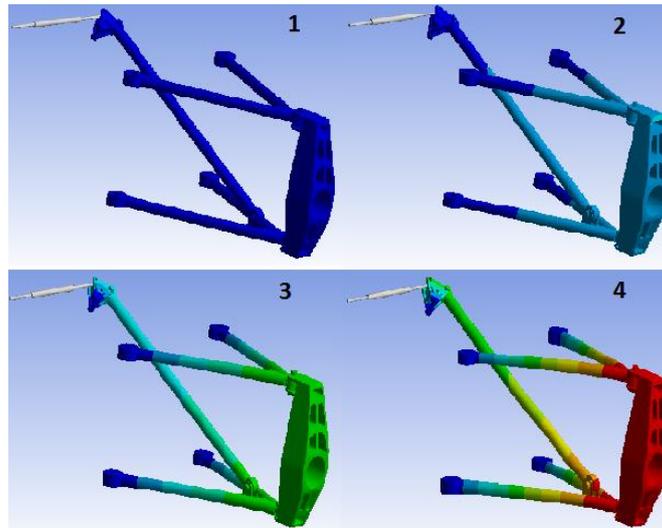


Figura 12. Sequência dos deslocamentos na estrutura.

A partir da análise dos coeficientes de segurança será possível quantificar melhor como cada componente está sendo solicitado e verificar sua viabilidade para o sistema, pois o Ansys calcula em cada elemento a razão entre a tensão equivalente no local e a tensão de escoamento do material. A Figura 13 mostra estes coeficientes.

A escolha do coeficiente de segurança é uma tarefa de responsabilidade alta. Valores muito altos significam, em geral, custos desnecessários e valores baixos podem significar riscos de falhas de graves consequências.

Valores definidos como bons coeficientes para estruturas variam muito de acordo com a aplicação desejada. Por exemplo, na aviação este fator tende a ser mais baixo pela redução da massa dos componentes, mas isto ainda sim é remediado com a presença de redundâncias.

Veículos de competição também buscam ao máximo a redução de massas presentes. Para satisfazer esta necessidade, os coeficientes de segurança tendem a serem mais baixos, mas com processo de fabricação e qualidade dos componentes muito bem monitoradas.

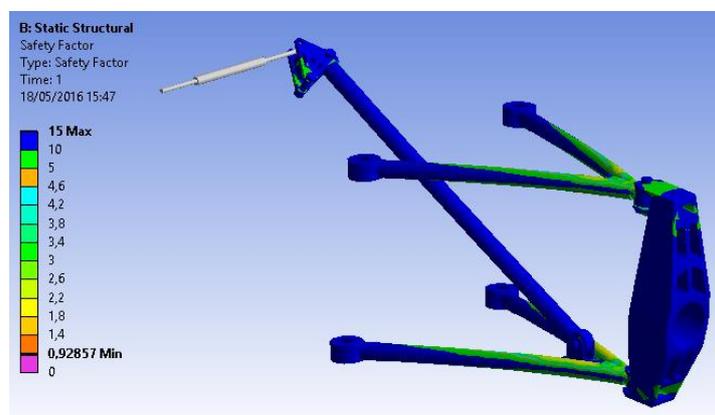


Figura 13. Coeficientes de segurança da estrutura.

A partir da visão geral da estrutura apresentada na figura 13, é possível ver que a maioria do sistema se encontra com fatores de segurança elevados, próximos de 15. É possível também ver que há alguma parte da estrutura que possui um fator insatisfatório menor que um, que é apenas no ponto do terminal rotular já abordado, sendo assim, desconsiderado.

Então, a estrutura pode ser aprovada na análise estática, mas este é apenas um critério dos objetos de análise de projeto. São necessárias análises mais específicas dos componentes para determinar o dimensionamento adequado de cada uma. Em seguida são apresentados possíveis ajustes e redimensionamento no projeto da suspensão. As figuras 14, 15, 16 e 17 mostram detalhes da análise feita na estrutura em cada componente presente na estrutura em estudo.

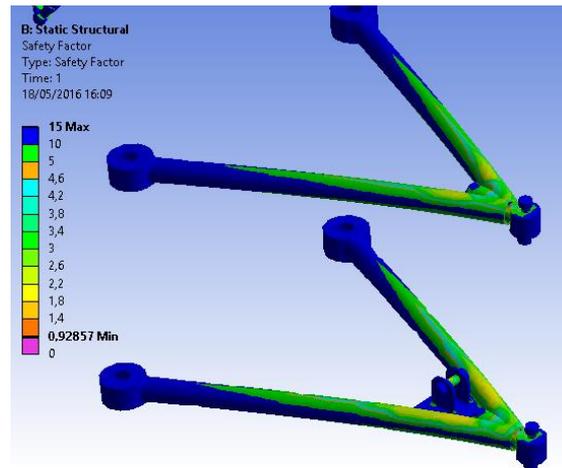


Figura 14. Coeficientes de segurança nas bandejas da suspensão.

A partir das análises estáticas das bandejas determina-se que os esforços sofridos por estes componentes são os maiores em todo o sistema, com esforços um pouco maiores na bandeja inferior. Mas como o fator de segurança mínimo para estes componentes é ainda maior do que um (1,4), a estrutura e o projeto são satisfatórios.

Avaliando a relação desempenho versus segurança é possível ver também que a estrutura está bem dimensionada para ambos os critérios utilizados, não necessitando assim de modificações.

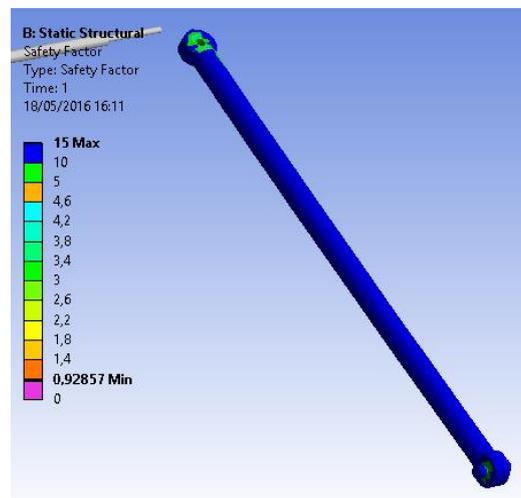


Figura 15. Coeficientes de segurança no *push rod*.

Da análise estática do *push rod* mostrada na figura 15 conclui-se que a estrutura está superdimensionada em sua maioria, carecendo assim de ajustes para se adequar ao critério de desempenho requerido por um veículo de competição.

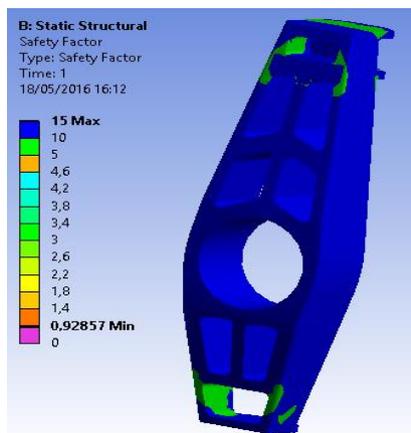


Figura 16. Coeficientes de segurança na manga de eixo.

Por meio da análise da figura 16 verifica-se que a maioria da manga de eixo está superdimensionada com valores entre 15 e 5. Ajustes para redução de massa do componente são requeridos para obter então melhor desempenho na competição.

A figura 17 mostra o resultado obtido no *rocker arm*.

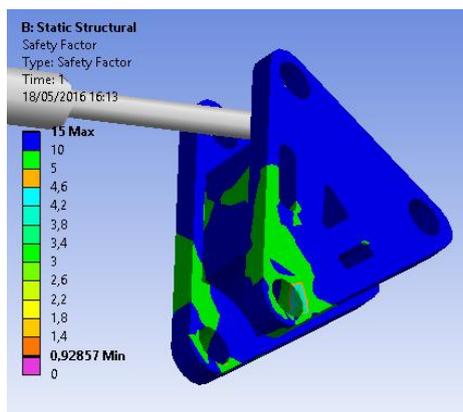


Figura 17. Coeficientes de segurança do *rocker arm*.

O *rocker arm* apresenta também indícios de superdimensionamento com fatores de segurança de 15 a 4 aproximadamente. É necessário ter atenção ao local onde este componente se liga ao chassi, pois é onde os maiores valores absolutos de tensões e menores de coeficientes de segurança ocorrem. No geral, ainda há bastante espaço para ajustes neste componente.

8 ANÁLISE ESTRUTURAL DINÂMICA

Para a análise modal, inicialmente definem-se as mesmas condições de contorno da análise estática. Foram extraídos os seis primeiros modos de vibração do sistema, os outros modos já apresentavam frequências muito altas, que podem ser desconsideradas. A tabela 7 mostra as seis primeiras frequências obtidas.

Tabela 7. Frequências naturais da estrutura.

Modo	Frequência [Hz]
1	61,314
2	259,61
3	306,97
4	377,31
5	532,27
6	546,78

A partir da análise da tabela 7 é possível ver que não há risco de ocorrência de ressonância com a frequência do primeiro modo em 61 Hz aproximadamente, pois frequências nesta faixa de excitação não ocorrem em pistas de competição.

A Figura 18 mostra os seis modos de vibração da estrutura e suas respectivas frequências associadas.

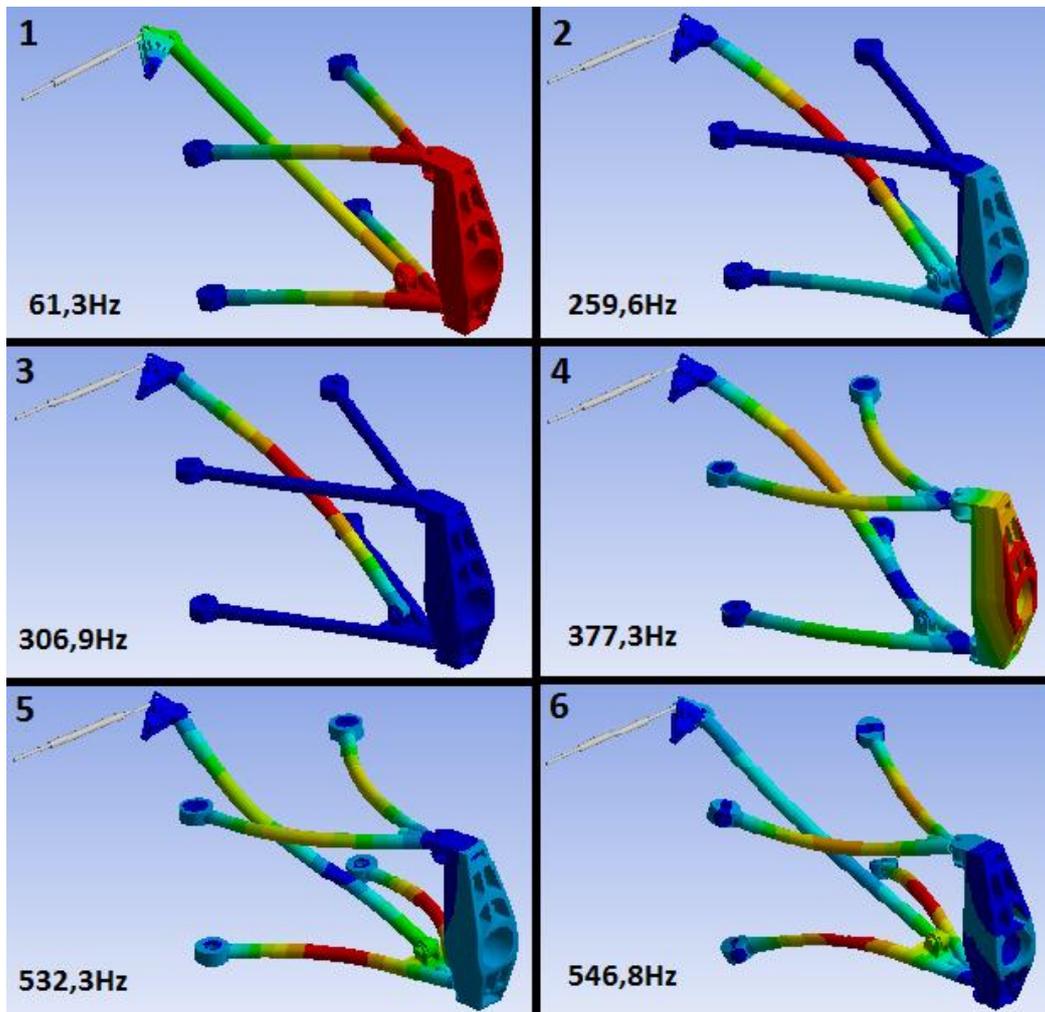


Figura 18. Modos de vibração do sistema.

Na análise harmônica é possível identificar o comportamento da estrutura no domínio da frequência, isto se torna importante para entender o efeito de excitações dinâmicas na estrutura.

Cada resposta é gerada a partir da seleção de elementos na estrutura. A bandeja superior, o *push rod* e a manga de eixo apresentaram as maiores amplitudes na análise modal e por esta razão a resposta em frequência é obtida em nós localizados em tais componentes. Dentre tais componentes o *push rod* se mostrou o mais flexível. A área selecionada para sua resposta é mostrada na figura 19 e sua resposta é mostrada na figura 20. As condições de contorno nesta análise são as mesmas da análise estática.

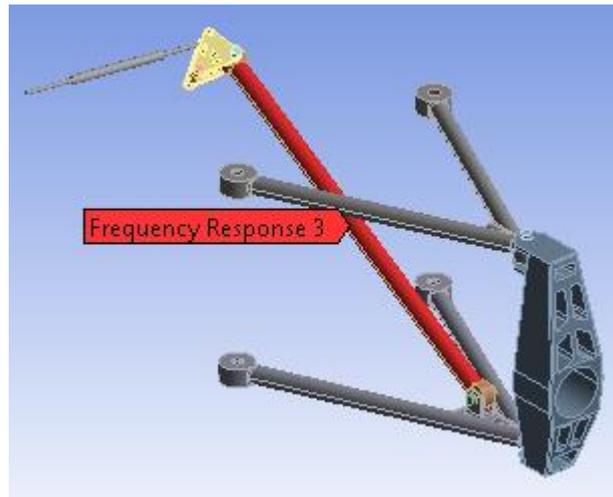


Figura 19. Seção selecionada do *push rod* para análise harmônica.

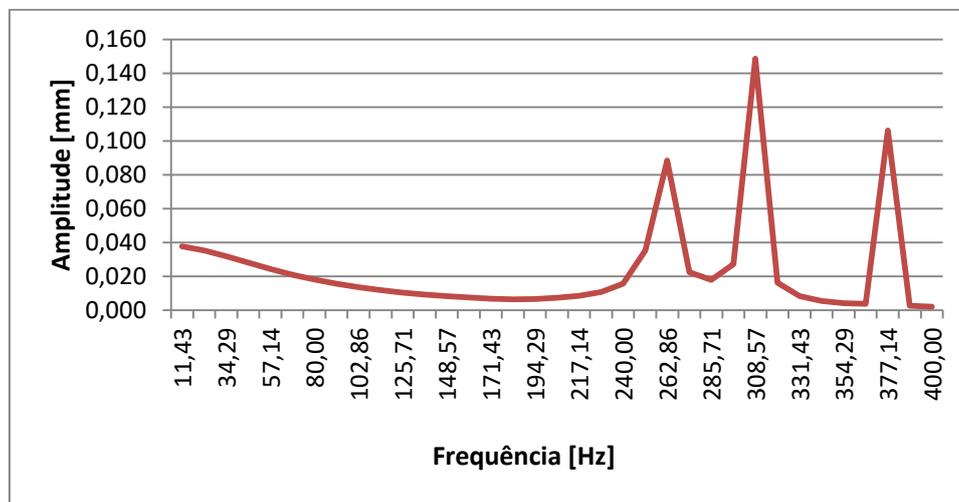


Figura 20. Resposta harmônica do *push rod*.

A Figura 20 apresentada mostra três picos de amplitude nos intervalos: 250~270 Hz, 305~325 Hz e 370~385 Hz aproximadamente. Estes picos correspondem às frequências modais do segundo, terceiro e quarto modos no domínio da frequência. Novamente vale ressaltar que tratam-se de valores de frequência muito elevados, cujos modos não são excitados pelos carregamentos de operação da suspensão.

A análise transiente no Ansys fornece a resposta do sistema estrutural no domínio do tempo, apresentando-a de forma completa, tanto a fase transiente inicial como a fase permanente. Nesta análise é possível verificar a estabilidade do sistema de suspensão, analisando seu comportamento no tempo e verificar se a estabilidade, dirigibilidade são afetadas e consequentemente a segurança do veículo.

O sistema é excitado inicialmente com uma força harmônica de frequência igual a 2,5 Hz e amplitude de 1160 N. A resposta obtida no ponto de aplicação de carga do sistema com intervalo de análise de 0,8 s e passo de 0,02 s é mostrada na figura 21.

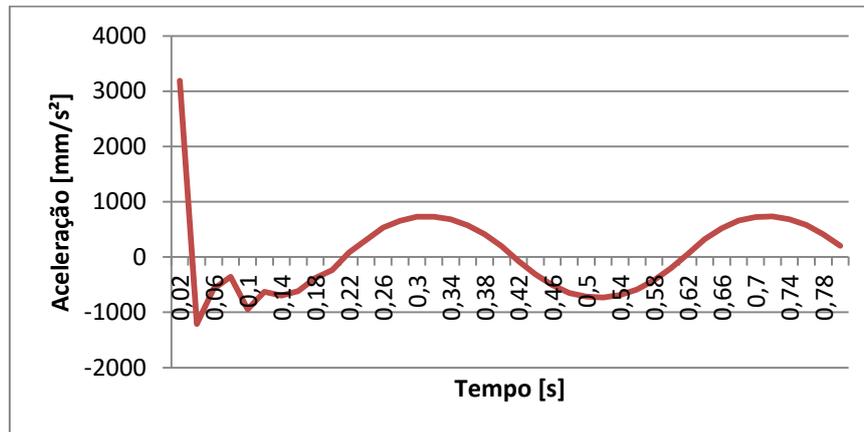


Figura 21. Resposta transiente sob excitação de força harmônica.

É possível identificar as fases transientes e permanentes do sistema, onde se pode ver a estabilidade do mesmo após aproximadamente 0,18 s.

As pistas de competição na prática não possuem uma função matemática que as consiga representar fielmente. Na verdade, trata-se de uma excitação não determinística. Para melhor representar o comportamento do sistema pode-se representar o perfil de pista através de uma função ruído branco que é caracterizada como uma função de banda larga, isto é, engloba uma ampla faixa de frequências.

Com o auxílio de uma função do Matlab, é então criado um vetor ruído branco e posteriormente dividido cada valor pelo maior resultado obtido. Desta forma é possível multiplicar este vetor criado pela máxima amplitude de 1160 N, encontrada nas simulações de transferências de cargas. Esta função é plotada e mostrada na figura 22.

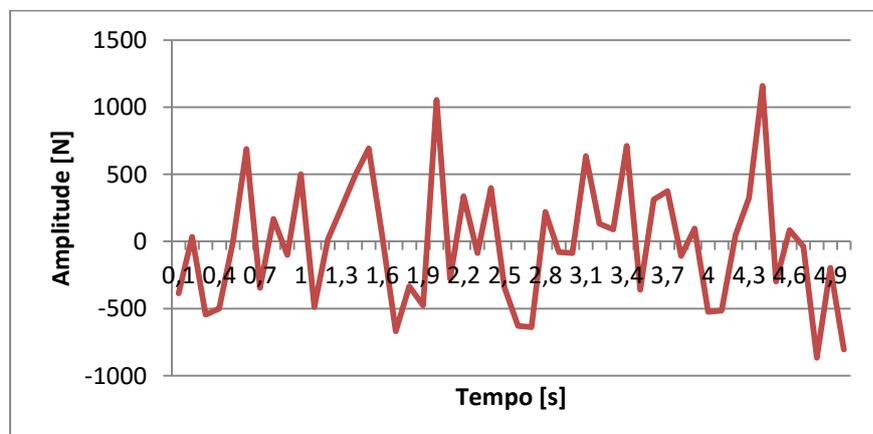


Figura 22. Amplitudes da resposta gerada pelo ruído branco.

Sendo assim, a Figura 22 mostra a evolução da aceleração para a excitação por ruído branco extraído do ponto de aplicação de carga. A excitação do sistema pelo ruído branco apresentou as acelerações com maiores amplitudes.

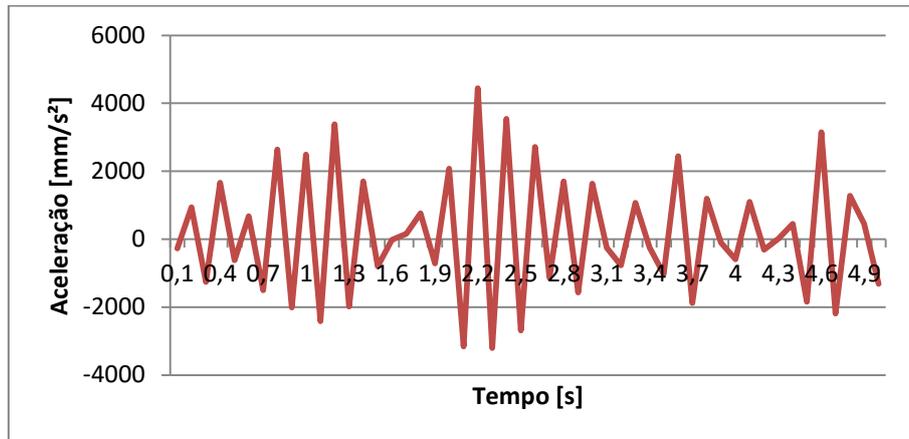


Figura 23. Resposta transiente sob excitação por ruído branco.

9 CONCLUSÃO

Tratando-se de veículos de alto desempenho, a competição promovida pela SAE Brasil desperta o interesse dos estudantes de engenharia para estudos na área automobilística. Definir parâmetros de projeto e análise é essencial para um bom desempenho na competição promovida pela SAE.

Por meio de uma ampla pesquisa bibliográfica, tornou-se possível definir os parâmetros para o desenvolvimento do conjunto de suspensão abordado no estudo. Para isso, priorizou-se a relação intrínseca dos estudos dinâmicos com fatores de análise estrutural. Pela definição da geometria da suspensão, é possível determinar elementos e limitações para o desenvolvimento de subsistemas da suspensão, como o tamanho dos braços, a sua angulação, os pontos de fixação no chassi e os pontos de ancoragem na manga de eixo. Com o auxílio das simulações numéricas produzidas para transferências de cargas, a angulação do *push rod* pode ser definida para que a transmissão de esforços para o *rocker arm* e amortecedores sejam controladas.

A partir das simulações de transferências de cargas, valores foram definidos para serem usados nas simulações estruturais, caracterizando assim, condições de contorno reais, em que, na simulação estrutural, é possível fazer uma suspensão que atenda a todos os requisitos do projeto e que consiga obter um excelente desempenho. Dessa maneira, a partir das análises relacionadas à dinâmica veicular, tornou-se possível criar uma conexão entre os elementos automotivos e a sua validação estrutural. Em vista disso, os resultados obtidos devido a essa interdependência são capazes de contribuir para a construção de um projeto e o respectivo desenvolvimento de uma suspensão de alto desempenho.

A aplicação do conceito de Pugh no trabalho mostrou-se bem útil por ser uma metodologia ágil e apropriada para escolhas de projetos assim como os de suspensão. A partir da definição de parâmetros de escolha como resistência mecânica, custos e processo de fabricação foi então possível definir o aço SAE 1045 para as bandejas e *push rod*, assim como o alumínio 6061 T6 para o *rocker arm* e manga de eixo.

Definir condições de contorno realistas para simular o sistema é tarefa trabalhosa, mas que deve ser feita de forma minuciosa, para que se obtenha um comportamento plausível do sistema, assim como visto no trabalho. Através de condições de contatos e suportes sem atrito, além de suportes fixos é possível simular o comportamento da suspensão duplo A.

A partir das análises estáticas de tensões, deformações e coeficientes de segurança nota-se que os componentes mais solicitados são os terminais rotulares, que não são objetos de estudo deste trabalho. Sendo assim, todos os componentes da suspensão se encontram abaixo de suas respectivas tensões de escoamento do material. Mas também a partir destas análises é possível observar que alguns componentes estão superdimensionados para o propósito de uma competição automotiva, sendo mais evidente no *push rod*, *rocker arm* e manga de eixo.

Através do software Ansys, verificou-se que os harmônicos com maiores amplitudes estão associados a frequências muito altas (> 200 Hz). A análise então valida o sistema de suspensão para frequências reais de excitação de pistas de competição da fórmula SAE a partir das simulações modais e harmônicas, pois apenas frequências mais baixas são atingidas em tais ambientes como na competição promovida pela SAE.

Para a análise transiente, utilizaram-se como excitação do sistema perfis simplificados de pista, assim como funções harmônicas com frequências mais baixas e a geração de sinais aleatórios dentro de uma faixa desejada, como o ruído branco. As acelerações extraídas dos nós presentes na seção de aplicação de carga na geometria mostram o comportamento da massa não suspensa no tempo. As fases transiente e permanente são identificadas sob a aplicação da força harmônica e na excitação por ruído branco é necessário em tempo de análise mais longo para a simulação convergir ou entrar em regime.

A partir da análise completa da suspensão determina-se então que o sistema possui viabilidade em todas as análises feitas neste trabalho, mas com possibilidade de melhoras ainda visando desempenho do veículo. Para que se validem todos os resultados gerados neste trabalho é sugerido então construir e testar este sistema de suspensão para verificar os efeitos apresentados, com testes destrutivos ou não destrutivos. Assim como diversos componentes mecânicos, a suspensão está sujeita a cargas cíclicas gerando assim fadiga. Este tipo de análise pode ser objeto de estudo em trabalhos futuros, assim como um estudo de otimização estrutural.

REFERÊNCIAS

Almeida, D. A., 2012, Dimensionamento Cinemático e Dinâmico de Suspensão Duplo A, Projeto de Graduação, UnB, Brasília.

Burge, S., 2009, The System Engineering Tool Box: Pugh Matrix, Artigo da Burge Hughes Walsh, Reino Unido.

Gillespie, T. D., 1992, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Primeira Edição, Society of Automotive Engineers, USA.

Milliken, W. F., Milliken, D. L., 1995, Race Car Vehicle Dynamics, Primeira Edição, Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA.

Soriano, H. L., 2014. Introdução à dinâmica das estruturas, Primeira Edição, Elsevier, Rio de Janeiro.

Torres, R. N., 2011, Contribuição para o Desenvolvimento de uma Suspensão Aplicada a um Veículo Fórmula SAE, Projeto de Graduação, UnB, Brasília.