

Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de componentes do veículo Baja SAE submetidos a esforços de fadiga

Lawrence Tack Wen Yan

lawrence.tack@gmail.com

Resumo. Neste trabalho foram analisadas as tensões cíclicas atuantes sobre a manga de eixo dianteira do protótipo fora de estrada desenvolvido pela Equipe Poli de Baja. Buscou-se criar uma metodologia de estudos de fadiga auxiliada por análises em elementos finitos que pudesse ser utilizada por novos membros da equipe em estudos futuros. As análises de fadiga utilizaram como parâmetros de entrada as tensões obtidas por meio de análises em elementos finitos. Por sua vez, estas análises foram feitas tendo como base os carregamentos sobre o sistema de suspensão obtidos por meio de testes de campo.

Palavras chave: Suspensão. Manga de eixo. Fadiga. Dano acumulado. Análise em elementos finitos.

1. Introdução

Este trabalho tem como objetivo analisar as tensões de fadiga causadas por carregamentos cíclicos sobre o conjunto de suspensão do Baja, em específico sobre a manga dianteira. Para tanto serão feitas análises em elementos finitos para levantar estas tensões. Para garantir a qualidade das simulações, foi desenvolvido um teste com extensômetros em uma manga do protótipo 2008. As tensões medidas em teste de bancada foram comparadas com as obtidas em análises estruturais em elementos finitos. O objetivo foi garantir que as tensões obtidas no teste sejam as mesmas alcançadas no *software* de simulação.

Após a escolha do *software* adequado e da validação da malha em elementos finitos, o trabalho terá como foco a aquisição de dados referentes às cargas de entrada a serem utilizadas nas simulações. Estas cargas serão aquisitadas em campo, representando um cenário fiel dos carregamentos sofridos pelo Baja durante uma competição.

Por fim, os carregamentos obtidos nos testes serão utilizados em análises em elementos finitos da manga dianteira. Estas análises serão utilizadas para desenvolver cálculos de fadiga e dano acumulado para avaliar a integridade estrutural do componente.

2. Comparação das simulações em elementos finitos com as deformações reais

Nesta seção será detalhado o teste de tração da manga do protótipo de 2008. Este teste visou analisar as tensões reais no componente submetido a uma carga conhecida. Os resultados serão comparados com as simulações em elementos finitos de forma a analisar a qualidade das simulações e malhas desenvolvidas. Para aplicar o esforço sobre o componente foi utilizada a máquina MTS *Landmark Servohydraulic Test System* do laboratório *Life & MO* do departamento de engenharia mecânica da Escola Politécnica da USP.

A máquina MTS é um aparato de testes universal, sendo utilizada tanto para testes estáticos quanto de vibrações. A garra inferior possui o sistema hidráulico que aplica a carga sobre os corpos de prova. Já a garra superior possui uma célula de carga responsável pela leitura da força aplicada. Devido à disposição das garras de fixação, a força é sempre aplicada no eixo que as une. Portanto, o suporte que fixa os corpos de prova a máquina deve ser projetado de forma a atuar com forças aplicadas neste eixo. A montagem da manga dianteira do protótipo 2008 na máquina MTS pode ser vista na Figura 1. Juntamente ao ensaio de tração, foram feitas análises em elementos finitos utilizando o *software SolidWorks Simulation* que recriaram as condições do ensaio, Figura 2.

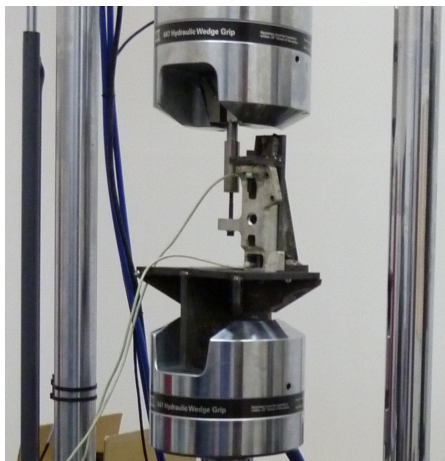


Figura 1 - Montagem da manga dianteira na máquina MTS

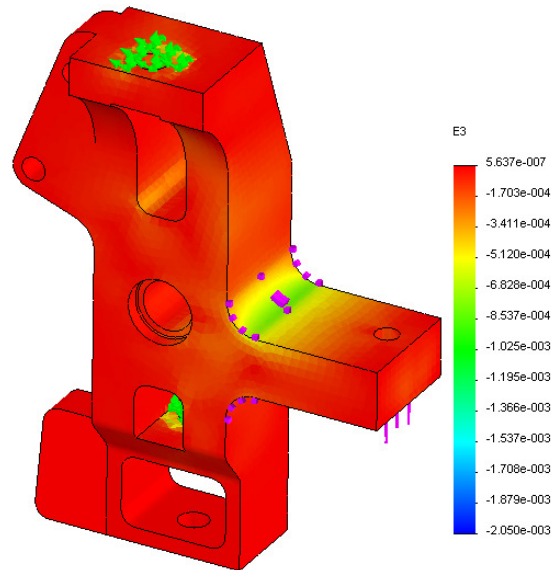


Figura 2 - Resultados de deformação para a simulação da manga dianteira do protótipo 2008.

Foram posicionados dois extensômetros no raio de arredondamento do braço da direção da manga. O seu posicionamento pode ser visto na Figura 2, onde o retângulo rosa no interior da região verde indica o refinamento da malha no local onde os extensômetros foram posicionados. Durante a análise dos resultados da simulação percebeu-se que a deformação variava de modo acentuado entre os nós do raio de arredondamento. Isto indica que um pequeno erro no posicionamento do extensômetro pode levar a grandes diferenças entre o resultado real e o simulado. A partir desta constatação, chegou-se à conclusão de que a região escolhida para o posicionamento dos extensômetros não é adequada para um teste que visa validar a malha em elementos finitos, sendo mais adequada para medições que visam obter as tensões máximas em um componente.

Apesar da grande variação das deformações nos raios de arredondamento, pode-se perceber claramente a correlação entre o ensaio e a simulação, Figura 3. Percebe-se que os valores obtidos no teste estão dentro da faixa de deformações obtida pela simulação para a região do raio de arredondamento. A comparação entre os gráficos de deformação por carga, Figura 3, também permite observar que tanto a simulação quanto o teste possuem a mesma tendência na relação entre estes dois parâmetros. Desta forma, é possível concluir que as simulações feitas no software *SolidWorks Simulation*, utilizando elementos de segunda ordem, possuem uma boa correlação com a realidade, sendo suficientes para o projeto dos componentes do protótipo Baja.

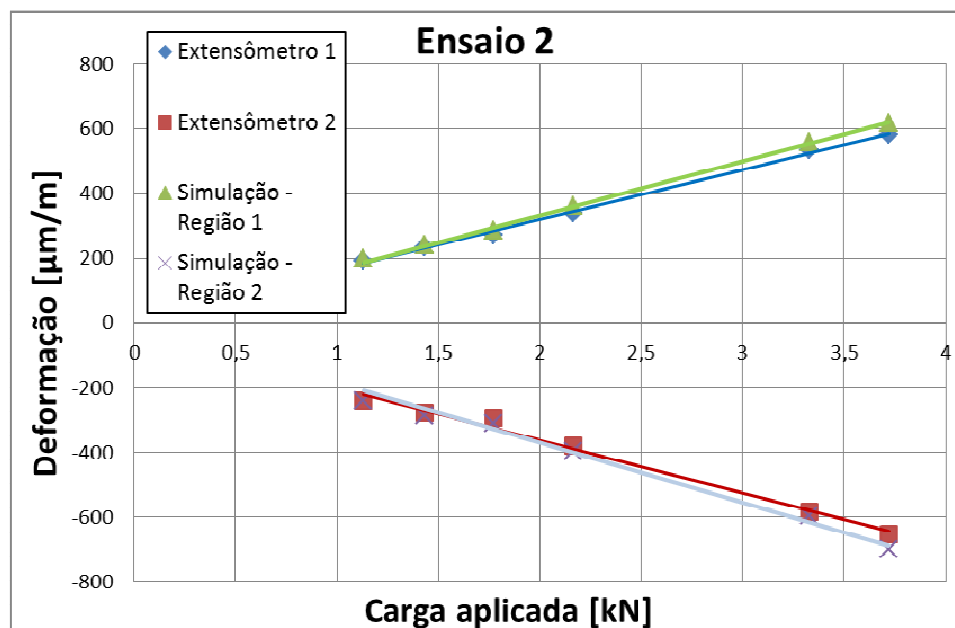


Figura 3 - Comparação entre a relação de deformação por carga aplicada entre o teste e a análise em elementos finitos

3. Fadiga

Peças sujeitas à fadiga estão normalmente submetidas a esforços que se repetem com regularidade dentro de certa amplitude, estes esforços resultam em tensões cíclicas. Um parâmetro importante para os projetos mecânicos é a quantidade de ciclos de aplicação de uma determinada tensão que o componente consegue suportar até a falha. A quantidade de ciclos até a falha divide o estudo de fadiga entre de baixo e alto ciclo.

A fadiga de baixo ciclo é caracterizada por altas tensões e uma baixa quantidade de repetições até a falha. O número de ciclos que o componente suporta restringe-se geralmente à faixa entre 10^4 e 10^6 (Carneiro, 2002). Altas tensões presentes em falhas de fadiga de baixo ciclo não são necessariamente superiores ao limite de escoamento. Falhas na fabricação ou concentrações de tensão na própria estrutura do material podem fazer com que certas regiões ultrapassem o limite elástico do material formando pequenas trincas, mesmo se a tensão aplicada for inferior ao limite de escoamento.

3.1. Diagramas de vida constante

As curvas de vida constante colocam em um único gráfico a influência da tensão média e da alternada sobre o número de ciclos que o componente suporta até a falha. O gráfico apresenta a tensão média no eixo das abscissas e a tensão alternada no eixo das ordenadas. As linhas de cada critério representam a vida infinita, geralmente 10^6 ciclos, Figura 4 (Shigley, 2008). Combinações de carregamento em regiões acima das linhas representam coeficiente de segurança inferior à unidade, representando que o componente terá, de acordo com determinado critério, uma vida inferior a 10^6 ciclos.

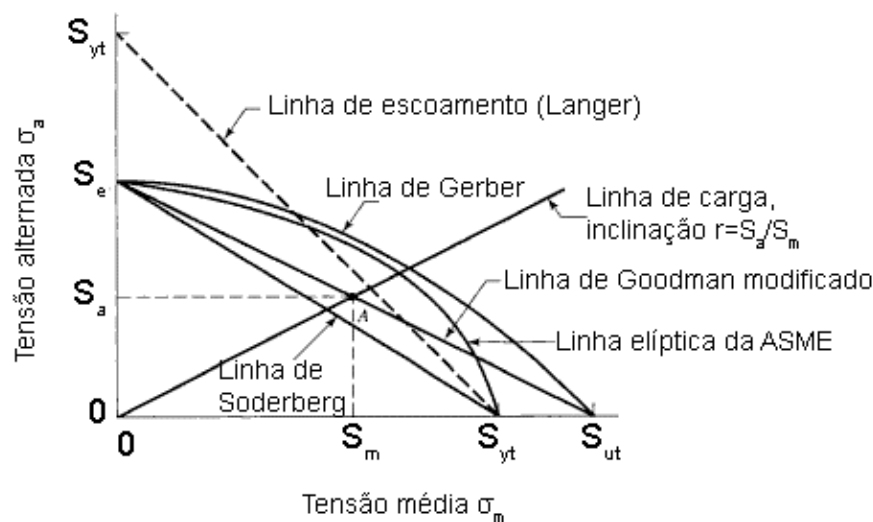


Figura 4 - Diagramas de vida constante, retirado de (Shigley, 2008).

3.2. Criando o diagrama de Goodman-modificado

Dentre os diagramas de vida constante, o mais utilizado para análises de fadiga é o diagrama de Goodman-modificado. Este diagrama é representado por uma linha reta ligando a resistência à tração com o limite de fadiga, o que simplifica a sua construção. Para o caso de materiais que não possuem um limite de fadiga, o diagrama é construído tendo como base a resistência de vida infinita S_f , que considera a resistência à fadiga do material para um determinado número de ciclos adotado como critério de vida infinita. A Figura 4 representa o diagrama para o alumínio 7075-T6. Os dados do material foram retirados de (MatWeb, 2011) e são listados na Tabela 1, onde S_{ut} é a resistência à tração, S_{yt} a resistência ao escoamento e S_e o limite de fadiga do material.

Tabela 1 - Propriedades mecânicas do alumínio 7075-T6, retiradas de (MatWeb, 2011).

S_{yt} [MPa]	421
S_{ut} [MPa]	496
S_e [MPa]*	159

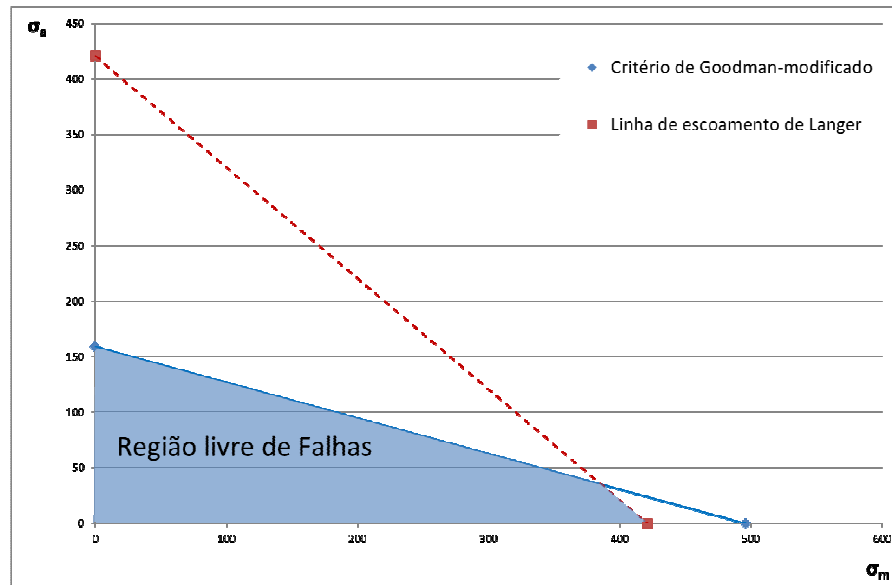


Figura 5 - Diagrama de Goodman-modificado para o alumínio 7075-T6

Com base no diagrama, pode-se encontrar o fator de segurança para o critério de Goodman-modificado por meio da Equação 1, onde σ_a é a tensão alternante e σ_m a tensão média.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (1)$$

3.3. Critério de dano acumulado

A análise por meio do limite de fadiga assume que existe certo nível de tensão abaixo do qual a peça não falhará por fadiga. Este tipo de comportamento existe apenas para materiais ferrosos. Desta forma é necessária outra abordagem ao projetar componentes submetidos à fadiga e fabricados com ligas não ferrosas. Este capítulo trará um breve resumo sobre a teoria de dano acumulado. Esta teoria será utilizada para projetar os componentes do Baja fabricados com materiais que não possuem um limite de fadiga. Em sua grande maioria, estes são os componentes da suspensão e direção fabricados em alumínio.

O primeiro a postular uma teoria de dano acumulado foi Palmgren em 1924. Palmgren atestou que o dano sofrido por uma peça para diversos carregamentos poderia ser somado de forma linear. Miner quantificou a teoria de Palmgren na forma da Equação 2 (Fatemi, et al., 1998).

$$D = \sum \frac{n_i}{N_{fi}} \quad (2)$$

Onde: D – Dano acumulado

n_i – Número de ciclos aplicados do i-ésimo carregamento

N_{fi} – Número de ciclos até a falha do i-ésimo carregamento

A Equação 2 é conhecida como regra de dano linear de Palmgren-Miner. A equação indica que existe uma determinada quantidade de trabalho absorvida na falha e também que o trabalho absorvido por ciclo é constante. Desta forma, pode-se dizer que o componente irá falhar quando a quantidade de ciclos for tal que a soma dos trabalhos seja suficiente para levar a falha, ou seja, quando D for um. Estas considerações permitem que trabalhos absorvidos em diferentes ciclos possam ser somados linearmente, levando a Equação 2. Sendo conhecido o número de ciclos de determinado carregamento aplicado ao componente, para se determinar o dano sobre ele basta conhecer a quantidade de ciclos até a falha do material. Para tanto será utilizado o critério SWT para análise de fadiga por deformação, (Dowling,

2004). Este critério relaciona o número de ciclos até a falha com a multiplicação da tensão máxima sobre o componente, σ_{max} , e a amplitude das deformações, ε_a , através da Equação 3.

$$\sigma_{max}\varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (3)$$

Onde: σ'_f – Coeficiente de resistência à fadiga em MPa
 E – módulo de elasticidade em MPa
 $2N_f$ – Revoluções até a falha (duas revoluções equivalem a um ciclo)
 b – Expoente de resistência à fadiga (coeficiente de Basquin)
 ε'_f – Coeficiente de ductilidade a fadiga
 c – Expoente de ductilidade a fadiga

4. Esforços atuantes

Devido às dificuldades de se obter os esforços sobre o sistema de suspensão de forma teórica, buscou-se a obtenção dos dados por meio de testes de campo. Foi utilizado o protótipo Baja de 2011 instrumentado com sensores que medem o deslocamento do amortecedor, Figura 6. O sensor aparece fixado aos pontos de ancoragem do amortecedor na estrutura e no braço inferior da suspensão. A sua haste se movimenta junto com a suspensão e o sinal de saída representa o seu comprimento em função do tempo. Com este resultado é possível avaliar a variação da força do amortecedor durante o teste.



Figura 6 - Sensor de deslocamento do amortecedor

Para avaliar os esforços sobre a suspensão durante o enduro de resistência da competição, foi montada uma pista de testes com alguns obstáculos representativos. Foram montados três diferentes obstáculos, além de se avaliar a situação em que o veículo atravessava em alta velocidade uma guia de 10 cm de altura. O uso da guia teve como objetivo simular a situação onde o Baja passa por obstáculos de média altura que estão fixados ao solo. Um dos obstáculos mais comuns nas competições são as rampas de terra. Elas são utilizadas para avaliar a capacidade de salto dos protótipos e as regulagens de suspensão utilizadas pelas equipes. Para simular este obstáculo, a equipe construiu uma rampa de madeira com altura ajustável. O teste foi realizado com duas configurações da rampa, uma onde sua altura final era de 68 cm e uma situação mais crítica onde a altura era de 75 cm. Também foi reproduzida a prova dinâmica de bump track, presente em algumas das competições. Este tipo de obstáculo também é utilizado nos enduros de resistência. Ele consiste de uma série de pequenos obstáculos, como pode ser visto na Figura 7. Por fim, foi feita uma vala. A profundidade da vala foi definida de modo que cobrisse o raio da roda do Baja, cerca de 285 mm.



Figura 7 - Recriação do obstáculo de bump track na pista de testes.

O *software* de pós tratamento devolve o comprimento do amortecedor e deriva o sinal para obter a sua velocidade. Desta forma é possível obter a força no amortecedor através da Equação 4. Os resultados do teste para o obstáculo da rampa baixa podem ser vistos na Figura 8.

$$F_a = (x_e + x_m - x)K + \dot{x}C \quad (4)$$

Onde, F_a – Força no amortecedor

x_e – Comprimento do amortecedor na extensão máxima

x_m – Pré compressão da mola do amortecedor

x – Comprimento do amortecedor

$\dot{x}$ – Velocidade do amortecedor

K – Constante de rigidez da mola

C – Constante de amortecimento

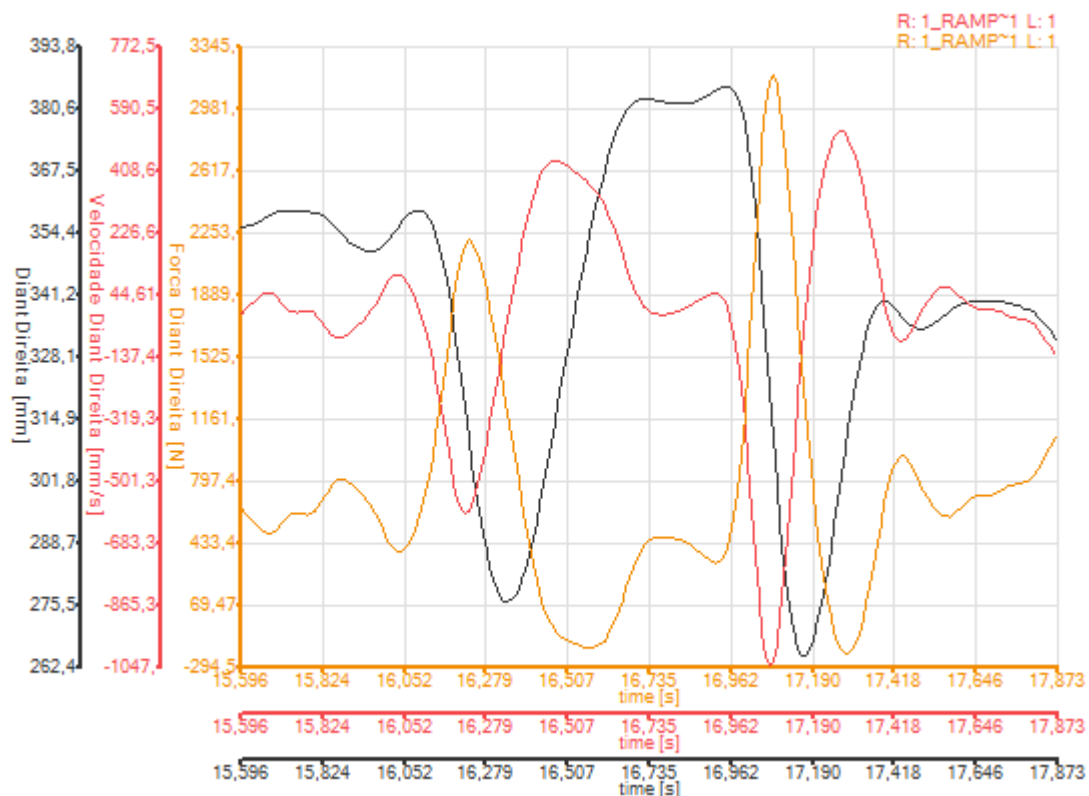


Figura 8 - Força, velocidade e deslocamento do amortecedor no momento do impacto para o obstáculo da rampa baixa.

As simulações em elementos finitos de componentes da suspensão utilizam em sua maioria cargas que são aplicadas na roda do veículo (Zoroufi, et al., 2003). Para se obter as forças na roda foi feito o equilíbrio de forças no sistema de suspensão do tipo duplo A, Figura 9 (Happian-Smith, 2002).

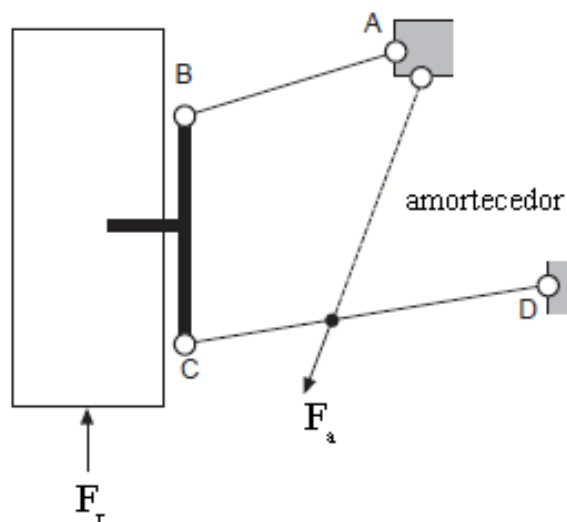


Figura 9 - Forças atuantes no sistema de suspensão do tipo duplo A, retirado de (Happian-Smith, 2002).

Sendo F_r a força na roda e F_a a força no amortecedor. A relação entre estas duas forças varia de acordo com o curso da suspensão. A Tabela 2 apresenta a relação entre as forças para diferentes cursos do amortecedor. Nesta tabela também estão presentes os valores das forças atuantes para as diferentes travessias de obstáculos.

Tabela 2 - Esforços atuantes durante a travessia dos obstáculos

Comprimento do amortecedor [mm]	320,00	300,00	280,00	260,00
F_r/F_a	0,49	0,52	0,55	0,58
Obstáculo: Rampa baixa				
Força total no amortecedor [N]	3173,00	3023,00	2967,00	1370,00
Força na roda [N]	1564,2	1574	1628,2	791,04
Obstáculo: Rampa alta				
Força total no amortecedor [N]	3285,00	3226,00	3159,00	1455,00
Força na roda [N]	1619,4	1679,7	1733,5	840,11
Obstáculo: <i>Bump track</i> - 15km/h				
Força total no amortecedor [N]	1865,00	2455,00	2302,00	-
Força na roda [N]	919,38	1278,3	1263,3	-
Obstáculo: <i>Bump track</i> - 35km/h				
Força total no amortecedor [N]	2115,00	1058,00	-	-
Força na roda [N]	1042,6	550,87	-	-
Obstáculo: Guia com a roda esquerda				
Força total no amortecedor [N]	2207,00	1654,00	-	-
Força na roda [N]	1088	861,2	-	-
Obstáculo: Guia com as duas rodas				
Força total no amortecedor [N]	2228,00	2055,00	-	-
Força na roda [N]	1098,3	1070	-	-
Obstáculo: Vala				
Força total no amortecedor [N]	3052,00	2893,00	2706,00	-
Força na roda [N]	1504,5	1506,3	1485	-

A partir dos dados da tabela conclui-se que o esforço máximo em um salto se dá perto do batente da suspensão. Quando comparado aos outros obstáculos, os esforços são maiores para os saltos no início do curso da suspensão, isto acontece pelo fato dos picos de velocidade no momento em que o veículo toca o solo serem consideravelmente maiores. Devido ao curto tempo do impacto, a velocidade continua alta quando chega-se ao batente do amortecedor e a somatória entre a força exercida pelo batente e o amortecimento faz com que o pico de força seja no início da compressão do batente.

Analisando as diferenças entre as forças para o bump track em alta e baixa velocidade, conclui-se que os esforços maiores ocorrem quando se passa pelo obstáculo a baixas velocidades. No início do curso a força é maior para altas velocidades, devido a maior velocidade de compressão do amortecedor. Porém, a roda passa mais rapidamente pelo obstáculo, fazendo com que a força diminua a uma taxa mais rápida quando comparada com o caso onde se passou pelo obstáculo em baixa velocidade. As simulações levarão em conta apenas os picos de força para cada um dos obstáculos.

5. Resultados das análises

Com base nos esforços obtidos no capítulo 4, foram feitas as análises em elementos finitos e os estudos de fadiga da manga dianteira. Em um primeiro momento, considerou-se uma análise de sobrecarga. Neste estudo foi aplicada uma força duas vezes maior do que a máxima encontrada nos testes, para avaliar se o componente suporta eventuais sobre carregamentos. Com uma força de 3500 N, a tensão máxima foi de 323,1 MPa, estando abaixo do limite de escoamento do material de 421 MPa.

Para os cálculos de fadiga, serão considerados ciclos com tensões mínimas causadas pela sustentação do peso do veículo. As tensões máximas irão variar de acordo com cada obstáculo. Os resultados da análise podem ser vistos na Tabela 3. Nela são apresentadas as tensões máximas encontradas, o fator de segurança de acordo com o critério de Goodman modificado e os cálculos de dano acumulado. As tensões para o carregamento da rampa alta podem ser vistas na Figura 10.

Tabela 3 - Resultados para os cálculos de fadiga pelo critério de Goodman modificado e dano acumulado por Palmgren-Miner.

Obstáculo	Goodman modificado		Dano acumulado			
	$\sigma_{\max}$ [Mpa]	nf Goodman	$\epsilon_{\max}$	Nf	Nf solicitado	D
Rampa baixa	157,2	1,85	1,55E-03	2,72E+08	20800	7,63E-05
Rampa alta	176,8	1,61	1,74E-03	1,10E+08	10400	9,47E-05
<i>Bump track - 15 km/h</i>	127,7	2,39	1,26E-03	1,52E+09	130000	8,54E-05
<i>Bump track - 35 km/h</i>	98,2	3,37	9,66E-04	2,10E+10	130000	6,19E-06
Guia com a roda esquerda	106,1	3,04	1,04E-03	9,48E+09	624000	6,58E-05
Guia com as duas rodas	108,1	2,96	1,06E-03	7,61E+09	520000	6,83E-05
Vala	147,3	2,00	1,45E-03	4,56E+08	31200	6,83E-05
					Total	4,65E-04

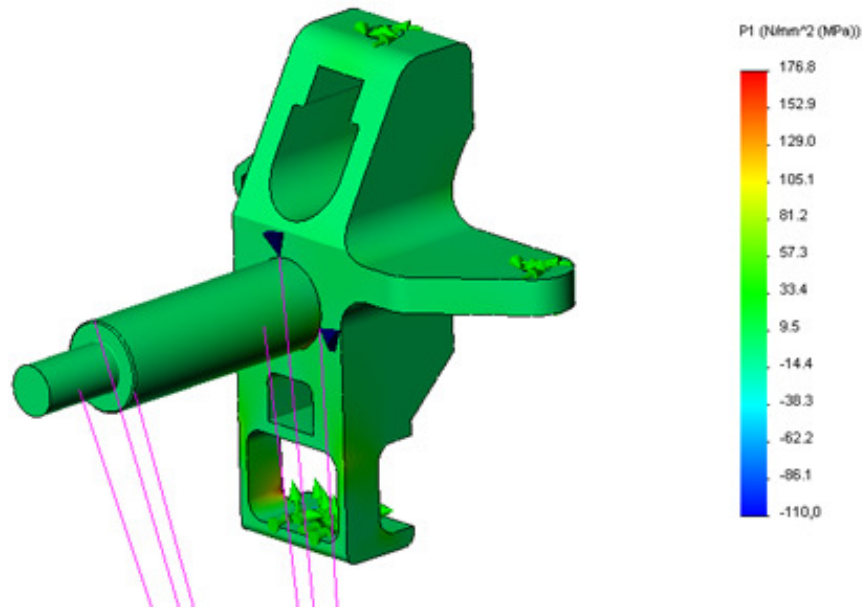


Figura 10 - Tensões sobre a manga dianteira para um carregamento da rampa alta.

6. Conclusão

Os dados da Tabela 3 mostram que as tensões sobre a manga de eixo são baixas. O coeficiente de segurança para o critério de Goodman entre 1,5 e 3 demonstra que o componente suporta carregamentos cíclicos próximos aos utilizados nos testes do alumínio 7075 T6 para definir o seu limite de fadiga, ou seja, 2×10^8 ciclos. Este fato é comprovado pelos cálculos de dano acumulado, uma vez que quantidade de ciclos até a falha calculada varia entre 10^8 a 10^{10} , sendo condizente com o esperado após os cálculos de fadiga.

Estes resultados indicam que o componente pode ter sua geometria otimizada sem comprometer a sua integridade estrutural. Analisando os resultados da Figura 10 percebe-se que as tensões se concentram no rasgo feito no alojamento do ponto inferior de ancoragem para aumentar o curso da suspensão. Desta forma, pode-se retirar massa das outras regiões do componente que não estão carregadas. Os baixos valores de dano acumulado indicam que o componente é submetido a uma quantidade relativamente baixa de ciclos. Isto faz com que a teoria de fadiga para alto ciclo não seja adequada para este caso. Em próximos trabalhos, o projetista deve analisar se a magnitude das tensões e a quantidade de ciclos solicitados faz com que seja necessária uma análise mais aprofundada de dano acumulado. Um primeiro parâmetro é a diferença entre a ordem de grandeza dos ciclos solicitados com os utilizados para definir o limite de resistência à fadiga do material. Em um segundo momento, o cálculo do fator de segurança para o critério de Goodman modificado é suficiente para analisar a resistência do componente. Caso o coeficiente seja maior do que a unidade, a análise de dano não se faz necessária.

Uma vez que os danos causados pelos carregamentos cíclicos não são expressivos, o modo de falha da peça provavelmente se dará por algum sobre carregamento que leve a uma falha com apenas um carregamento. Analisando os resultados da análise para o sobrecarregamento de 3500N, percebe-se que as tensões estão próximas ao escoamento do material. Percebe-se que uma região do componente está relativamente mais frágil em relação ao resto da geometria. Uma opção seria reforçar esta região e retirar massa das outras áreas não carregadas, mantendo o mesmo peso.

Para o caso onde se analisam os sobrecarregamentos, pode ocorrer de as respostas das análises em elementos finitos serem superiores ao limite elástico do material. As análises computacionais feitas pela equipe são do tipo linear estática. Desta forma, elas perdem precisão quando as tensões atingem a faixa não linear do material, ou seja, quando passam do limite elástico. Uma vez que cálculos estruturais não lineares são substancialmente mais complexos do que os lineares, sugere-se que o projetista procure por teorias que aproximem o resultado das análises lineares para o regime não linear. Caso o projetista queira se aprofundar nestas teorias, deve procurar pela correção de Neuber que utiliza uma estimativa da curva de tensão e deformação do material para estimar as tensões no regime plástico em função dos resultados de análises lineares estáticas.

Como trabalhos futuros a equipe pode utilizar os mesmos sensores de deslocamento do amortecedor para encontrar a resposta do sistema para outros tipos de carregamento, bem como para diferentes configurações da suspensão. Podem também ser utilizados outros tipos de sensores, como acelerômetros fixados à manga de eixo para medir os esforços em outras direções diferentes da vertical.

O material apresentado neste trabalho apresenta uma base sólida para que os novos membros da equipe iniciem os estudos de integridade estrutural dos componentes que projetarem, permitindo que tenham mais tempo para se dedicar a outros aspectos importantes de seus projetos.

7. Referências

- Carneiro, Marcos Alex. 2002. Influência da Fração de Martensita Revenida na Vida em Fadiga de um Aço Estrutural com Aplicações em Sistemas de Ancoragem. Rio de Janeiro : Tese de pós graduação PUC-Rio, 2002.
- Dowling, Norman E. 2004. Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue. Blacksburg, Virginia, USA : Department of Engineering Science and Mechanics Virginia Polytechnic Institute and State University, 2004.
- Fatemi, A. and Vangt, L. 1998. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials. International journal of fatigue Vol. 20, 1998. Vol. 20.
- Happian-Smith, Julian. 2002. An Introduction to Modern Vehicle Design. Woburn : Butterworth-Heinemann, 2002.
- ISO 898-1. 1999. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs. 1999.
- MatWeb. MatWeb. MatWeb - Material property data. [Online] [Visitado em: 04 de Outubro de 2011.] <http://www.matweb.com>.
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G. 2008. Projeto de Engenharia Mecânica. 7a edição. São Paulo : Bookman, 2008.
- Zoroufi, Mehrdad and Fatemi, Ali. 2003. Fatigue Life Comparisons of Competing Manufacturing Processes: A Study of Steering Knuckle. Toledo : The University of Toledo, 2003.

Structural analysis of Baja SAE vehicle components submitted to fatigue stresses using finite element method

Lawrence Tack Wen Yan

lawrence.tack@gmail.com

Abstract. This study analyzed the cyclic tensions acting on the steering knuckle of the off-road prototype developed by the Poli Baja Team. It was attempted to create a methodology for fatigue studies aided by finite element analysis that could be used by new members of the team in future works. The fatigue study used as input the finite element analysis stresses. Those analysis were developed based on the loads upon the suspension system obtained with field test data.

Keywords. *Suspension. Steering Knuckle. Fatigue. Cumulative damage. Finite element analysis.*