METODOLOGIA PARA CÁLCULO DE FADIGA DE UMA PINÇA DE FREIO PARA VEÍCULOS TIPO BAJA

Luan Carrera Santos [1] (luancarrera777@gmail.com), João Gabriel Peixoto Alves [1] (alvesjoao.mec@gmail.com), Suélen Guadalupe Santiago [1] (suelensantiago99@gmail.com), Angélica Campos Gomes [1] (angelica_camposgomes@hotmail.com), Flavio Neves Teixeira [2] (flavio@ufsj.edu.br)

[1] Universidade Federal de São João del-Rei (UFSJ); Campus Santo Antônio; DEMEP
[2] Universidade Federal de São João del-Rei (UFSJ); Campus Santo Antônio; DCTEF

RESUMO: *O presente artigo tem como objetivo a discussão de uma falha ocorrida por fadiga na pinça de freio de um dos protótipos da equipe Komiketo Baja UFSJ. As ações tomadas para que o problema fosse sanado no futuro serão demonstradas ao longo deste estudo. Foi feita uma metodologia para o cálculo estrutural e o de fadiga, sendo discutidas todas as etapas do projeto mecânico, desde a análise de falhas ocorridas na peça ao novo design, contando com o auxílio do método de elementos finitos. A partir da curva SN, dos fatores de correção K, da aproximação numérica e da frequência de frenagem supriu-se a necessidade de estabelecer o cálculo de fadiga para a pinça de freio da equipe. Com base na tensão limite encontrada para o critério de resistência do Alumínio 7075-T6, projetou-se a geometria para a nova pinça, que já foi fabricada pela equipe para testes e até o presente momento não apresentou falhas.*

PALAVRAS-CHAVE: *ANÁLISE DE FALHAS, DIMENSIONAMENTO, PINÇA DE FREIO, FADIGA, BAJA.*

METHODOLOGY FOR CALCULATING FATIGUE OF A BRAKE CALIPER FOR BAJA TYPE VEHICLES

ABSTRACT: *This article aims to discuss a failure caused by fatigue in the brake caliper of one of the prototypes of the Komiketo Baja UFSJ team. The actions taken to remedy the problem in the future will be demonstrated throughout this study. A methodology for structural and fatigue calculations was made, discussing all stages of the mechanical design, from the analysis of failures in the part to the new design, with the aid of the finite element method. From the SN curve, the correction factors K, the numerical approximation and the braking frequency, the need to establish the fatigue calculation for the team's brake caliper was met. Based on the limit stress found for the 7075-T6 Aluminum strength criterion, the geometry was designed for the new brake caliper, which has already been manufactured by the team for testing and has so far not failed.*

KEYWORDS: *FAILURE ANALYSIS, DESIGN, BRAKE CALIPER, FATIGUE, BAJA.*

1. INTRODUÇÃO

A indústria automotiva por muitos anos possuía o desenvolvimento de produtos baseado no método de *design* conhecido como "tentativa e erro". Na maioria dos casos, as bases teóricas eram escassas e os novos projetos eram concebidos apenas com testes, especialmente na indústria automotiva esportiva. Apesar de sua praticidade, este método não é eficiente por exigir muito tempo, recursos e pessoas para alcançar um resultado satisfatório (PUJATTI, 2010).

Em paralelo, fenômenos como a fadiga eram como uma pestilência na área dos projetos mecânicos. Já no século XIX, foram relatadas várias falhas graves de fadiga e as primeiras investigações laboratoriais foram realizadas. Existia o clássico problema das braçagem das rodas de trem, que mesmo dentro das especificações estabelecidas pelos critérios de falha, colapsavam-se com pouco tempo de uso. August Wohler foi o primeiro a reconhecer que a aplicação de uma carga única, muito abaixo da resistência de uma estrutura, inicialmente não lhe causaria danos, mas se esta fosse aplicada repetidas vezes, poderia induzir uma falha completa (SCHIJVE, 2009).

No século XX, tornou-se evidente que, ao aplicar ciclos de carga repetidamente em uma peça, é possível iniciar um mecanismo de fadiga no material ocasionando à nucleação de uma pequena trinca, seguido pelo crescimento de trinca e, finalmente, a falha catastrófica. A história das estruturas de engenharia foi marcada por inúmeras falhas de fadiga de máquinas, veículos em movimento, estruturas soldadas, aeronaves. Muitas das soluções para essas falhas foram propostas através de experimentações, sem otimização de recursos.

Ainda, investigações de acidentes também contribuíram para o estado atual da arte. As falhas de fadiga no serviço podem ser muito instrutivas e fornecer informações convincentes que evidenciam como a fadiga pode ser um problema sério. A análise de falhas, geralmente, revela várias deficiências, as quais podem contribuir para uma resistência à fadiga insuficiente de uma estrutura (ROSA, 2002).

Atualmente, o uso de ferramentas computacionais de análise durante o projeto diminui os custos e o tempo de desenvolvimento do produto, permitindo inclusive que os projetistas avaliem os efeitos de diversos parâmetros, como mudança de geometria e escolha de material, sem a necessidade da construção de protótipos físicos (PUCHI-CABRERA *et al*., 2008).

O método dos elementos finitos é um exemplo desse tipo de ferramenta. Por meio da discretização da geometria em finitos nós, essa metodologia permite que sejam calculadas as deformações nesses nós e, posteriormente, as tensões e deslocamentos resultantes das cargas impostas na situação modelada. O pacote *HyperWorks* da Altair® é um dos mais renomados no ramo de elementos finitos. Dentro deste, existem diversos *softwares* cada qual apropriado para uma tarefa, que variam de simples análises estáticas aos mais complexos modelos multicorpos ou, ainda, otimizações e parametrizações.

Na realidade dos projetos estudantis como o BAJA SAE, lidar com fenômeno é ainda mais desafiador, uma vez que envolve uma amálgama de temas complexos. A experiência da equipe Komiketo Baja UFSJ com relação a fadiga se traduz em uma lista extensa de falhas. Neste artigo,

será discutido, em especial, a falha por fadiga da pinça de freio, que se colapsou em um teste de frenagem (Figura 1), e as ações tomadas para que o problema fosse sanado em projetos futuros.



FIGURA 1. Colapso de uma pinça de freio. Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2019).

1.1. Formulação do problema

Para ilustrar a utilização do método dos elementos finitos no cálculo de durabilidade, será desenvolvido, neste trabalho, o cálculo estrutural e o de fadiga de uma pinça de freio. Serão discutidas todas as etapas do projeto mecânico, desde a análise de falhas do projeto anterior ao novo *design* da peça. A fim de facilitar a descrição do trabalho, a pinça que apresentou a falha (Figura 1) será referida como pinça 1 (P1) o novo projeto como pinça 2 (P2).

1.1.1. Histórico da peça e análise de falhas

No estudo de qualquer falha, o analista deve considerar um amplo espectro de possibilidades ou motivos da ocorrência. Muitas vezes, um grande número de fatores, frequentemente inter-relacionados, deve ser entendido para determinar a causa da falha original ou primária (WULPI, 2014). No caso da pinça, para definir corretamente o modo de falha, é necessário um estudo completo do histórico de uso e projeto do componente. Um diagnóstico errôneo poderia levar a uma reincidência da falha.

1.1.2. Análise do projeto e uso da pinça 1

O projeto da P1 foi realizado pelo setor de Cálculo Estrutural da equipe e foi baseada em uma pinça de quadriciclo freio Modelo Wilwood. Para desenvolver uma geometria que se encaixasse melhor no projeto do protótipo, foi necessário obter dados sobre quais esforços estariam presentes na pinça (HIBBELER, 2010).

As principais cargas atuantes na pinça de freio são o torque de frenagem, a pressão do fluido, que aciona o êmbolo, e a força de reação causada na pastilha. O torque de frenagem é calculado de forma analítica e decorre imediatamente da multiplicação do raio efetivo do pneu pela força máxima de frenagem. Essa é calculada a partir do equilíbrio das cargas atuantes no veículo no momento da frenagem, de acordo com a Equação 1, (LIMPERT, 2011):

$$F_{xF}=\left(1-\psi+\chi_a\right)W_{\mu} \quad (1)$$

Sendo: ψ = Parcela de massa do eixo traseiro; χ = Razão entre a altura do CG (h) e o entre eixos (L); a = Desaceleração do protótipo (g); W = Peso do protótipo (N); μ = Coeficiente de atrito estático pneu/solo.

Dessa forma, para o protótipo da equipe, tem-se 904,8N de força máxima de frenagem e, consequentemente, 242N.m de torque com rodas de 0,27m de raio, aproximadamente.

Ainda, para encontrar a pressão interna nas linhas de freio, foi realizada uma captação estática por meio de um sensor indutivo, acoplado na cebolinha do cilindro mestre. O piloto da equipe acionou o pedal de freio com diferentes cargas, captadas a partir de uma célula de carga. A maior pressão captada foi utilizada no dimensionamento. Os dados captados podem ser vistos na Tabela 1.

TABELA 1. Dados captados.

Força no pedal (N)	Pressão no sistema	
	Rígido/flexível (Bar)	Flexível (Bar)
100	7,59	9,89
200	17,22	19,61
300	27	29,59

Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2019).

Ademais, a força de reação foi calculada multiplicando a pressão na câmara interna do pistão no momento da frenagem por sua área superficial (LIMPERT, 2011). Para a P1, que utiliza um êmbolo de 30mm de diâmetro e uma pressão interna de 12 MPa, tem-se uma força de reação de 4200N.

Nota-se que os dados captados são relevantes especialmente para o critério de pico, que analisa a resistência da peça em uma situação hipotética crítica. O espectro de cargas durante o funcionamento da pinça era desconhecido e considerações sobre fadiga não foram feitas nesse projeto.

A geometria da P1 (Figura 2) foi pensada de forma que possibilitasse a troca das pastilhas sem a completa remoção do componente da sua fixação na manga de eixo e, para isso, realizou-se

uma abertura na sua porção superior. O resultado da análise estrutural da P1 está disposto na Figura 3.



FIGURA 2. Geometria da P1. Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2019).

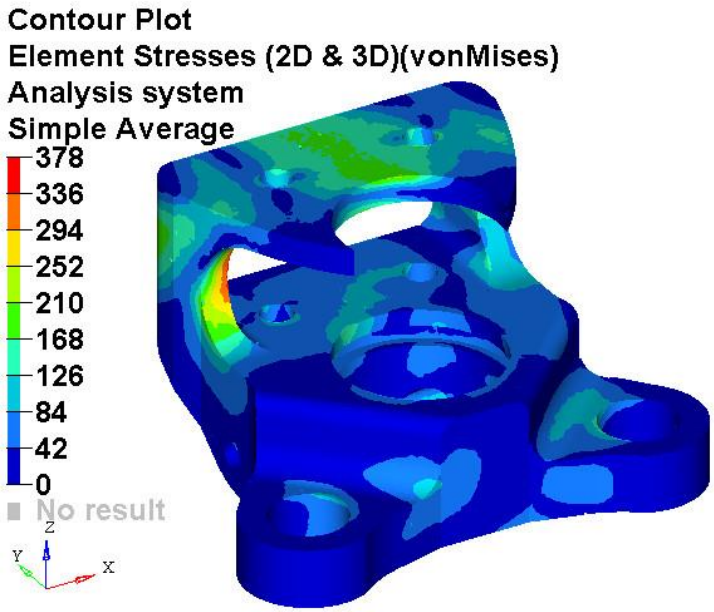


FIGURA 3. Resultado da análise estrutural. Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2019)

A tensão máxima no componente foi de 378 MPa na situação crítica prevista no projeto. Utilizou-se o Alumínio 7075-T6 na fabricação da pinça por apresentar menor densidade que aços em geral e boa resistência. As principais características do material estão dispostas na Tabela 2 de

acordo com o laudo do fabricante. O processo de fabricação escolhido foi usinagem pelo fato de a equipe possuir uma fresadora CNC à disposição.

TABELA 2. Descrição do Alumínio 7075-T6.

Densidade	2,810 g/cm³
Módulo de Elasticidade	90 GPa
Escoamento	500 MPa
Ruptura	570 MPa

Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2020).

Na Tabela 3, são apresentadas algumas das características da P1 que serão relevantes para uma futura comparação entre os projetos.

TABELA 3. Características da P1.

Modelo	Material	Massa	Tensão máxima	Fator de segurança (critério de pico)
P1	Alumínio 7075-T6	182,89g	378 MPa	1,32

Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2020).

Uma pinça modelo P1 foi usinada para testes a fim de verificar eficácia da fabricação, funcionamento e resistência. Após 24 horas de uso, apesar de não terem sido identificados indícios de mal funcionamento, a pinça apresentou uma falha catastrófica, sem aviso prévio, durante um teste de frenagem.

1.1.3. Análise da falha

Após a ruptura, a peça foi removida do carro e lavada em água corrente para a melhor visualização. A análise visual revelou a presença de marcas de praia, Figura 4, que são recorrentes em falhas por fadiga devido a propagação de trincas resultantes de carregamentos cíclicos (WULPI, 2014).



FIGURA 4. Foto da região de falha da peça. Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2019).

Percebe-se que na região final da fratura, a coloração da superfície muda e se torna reluzente, o que indica a transição da área de propagação de trinca para a fratura final, em que a seção transversal da peça restante não resiste mais ao esforço sofrido e falha por resistência (WULPI, 2014).

A falha aconteceu nas condições normais de trabalho e a superfície da peça possuía algumas marcas de testemunho, provenientes do processo de fabricação e uso, que, no entanto, não justificariam a falha por si só. Além disso, não houve desgaste prematuro em nenhuma região do componente ou deformação plástica perceptível a olho nu, ao contrário do que ocorre em falhas as quais o material superou seu limite de resistência (BUDYNAS, 2011).

De acordo com (SCHIJVE, 2009), o mecanismo de propagação de trinca se desenvolve mediante à tensões de tração atuantes na ponta da trinca. Dessa forma, é esperado que as maiores tensões de tração coincidam com a região de propagação da trinca. Uma simulação em *software* de *Signed Von Mises* foi feita após a falha para a análise das tensões normais. Uma comparação entre o resultado e a falha real pode ser vista nas Figura 5:

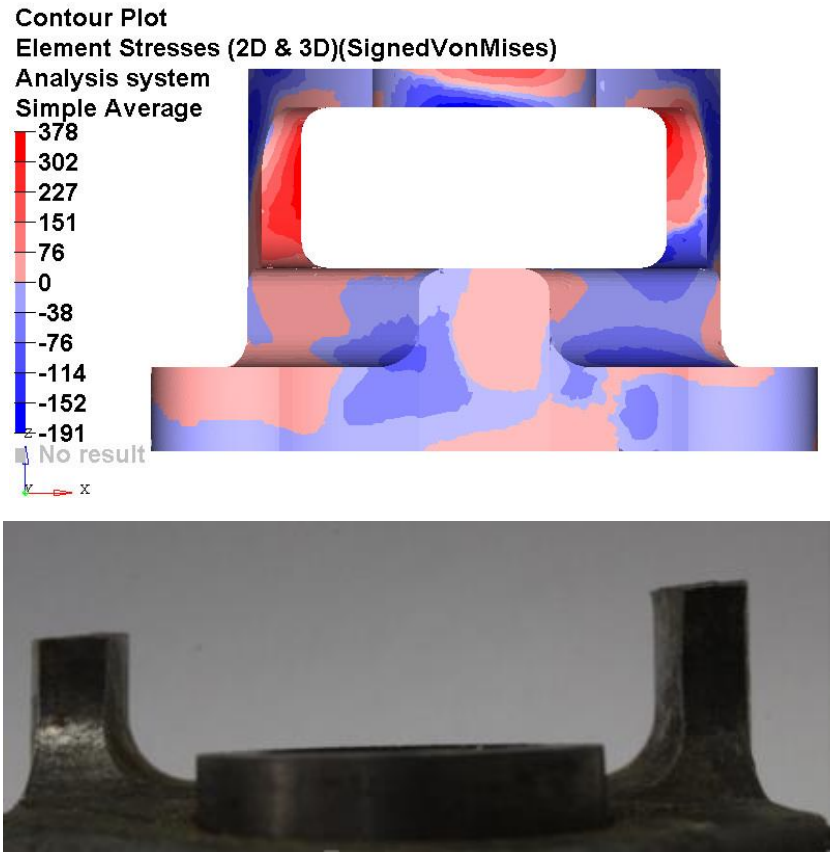


FIGURA 5. Comparação resultado da análise das tensões normais e a falha real. Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2019).

O resultado mostra que as maiores tensões de tração (regiões em vermelho) condizem com a região de propagação da falha, o que corrobora o modelo utilizado em simulação e a hipótese da falha por fadiga. A solução do problema, nesse caso, seria uma análise preditiva para estimar a vida do componente. O passo a passo para essa estimativa é o objeto principal de estudo deste trabalho.

2. MÉTODOS

Foram utilizados dados empíricos para todas as aproximações realizadas nos cálculos analíticos.

2.1. A curva SN

Para estabelecer a resistência à fadiga de um material, vários testes são necessários devido à natureza estatística da fadiga. Para o teste de viga rotativo, uma constante carga de flexão é aplicada a um corpo de prova e o número de revoluções (reversões de tensão) necessários para a falha é registrado. Os resultados são plotados como um diagrama S-N por meio de uma regressão. Esse consiste em um gráfico de magnitude de tensão (S) por número de ciclos (N) em escala

logarítmica (BUDYNAS, 2011). Assim, é possível determinar o número de ciclos de uma magnitude de tensão necessários para a falha de um corpo de prova.

Dados de ensaio para curva S-N do Alumínio 7075-T6 foram retirados de (GONZALEZ, 2016). Uma regressão foi feita para obter uma função da amplitude de tensão com média zero em função da quantidade de ciclos de acordo com a Figura 6.

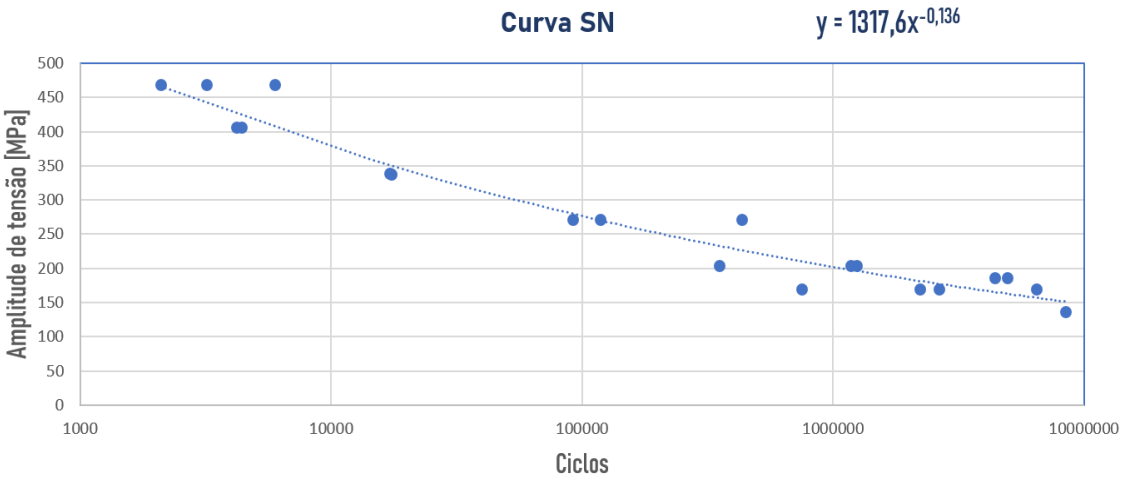


FIGURA 6. Curva S-N do Alumínio 7075-T6. Fonte: Gonzalez (2016).

2.2. Fatores de correção K

Os corpos de prova usados em laboratório para determinar os limites de resistência a fadiga são preparados cuidadosamente e testados sob condições rigorosamente controladas. Dessa forma, não é realista esperar que o limite de resistência de um elemento mecânico ou estrutural coincida com os valores obtidos no laboratório. Diferenças de temperatura e de meio ambiente (umidade, efeitos de corrosão, etc.), as condições do ensaio e as condições a que a peça estará submetida no futuro (condições reais), devem ser consideradas (NORTON, 2013).

Marin identificou fatores que quantificaram os efeitos da condição da superfície, tamanho, carga, temperatura e itens diversos. A questão de se ajustar a resistência limite por correções multiplicativas foi resolvida por uma extensa análise estatística (BUDYNAS, 2011). Os resultados obtidos resultaram na Equação de Marin (Equação 2), que relaciona os efeitos citados com constantes *K* que tem como objetivo relacionar a resistência a fadiga do espécime com a do componente mecânico que se deseja projetar:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_{e'} \quad (2)$$

Em que S_e representa o limite de fadiga corrigido para um material que exibe um ponto de inflexão em sua curva S-N; S_e' representa o limite de fadiga não corrigido para um material que exibe um ponto de inflexão em sua curva S-N (BUDYNAS, 2011). Os fatores *K* serão abordados nos próximos tópicos.

2.2.1. Fator de superfície K_a

O corpo de prova padrão da viga rotativa é polido com um acabamento espelhado para impedir que imperfeições superficiais atuem como intensificadores de tensão, o que em geral não ocorre nos componentes reais. Acabamentos mais grosseiros diminuem a resistência à fadiga devido à introdução de concentrações de tensão e de alterações das propriedades físicas da camada superficial da peça (NORTON, 2013). O fator de modificação de superfície depende, então, da qualidade do acabamento superficial da peça que é objeto de estudo. Expressões quantitativas que representassem o efeito do acabamento superficial foram propostas por Limpson e Noll a partir de testes. A Equação 3 define o fator K_a:

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (3)$$

Sendo S_{ut} o limite de resistência e os fatores a e b são encontrados na tabela abaixo:

TABELA 4. Coeficientes para a equação do fator de superfície.

Acabamento superficial	S_{ut} em MPa	
	a	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Adaptada de Norton (2013).

2.2.2. Fator de Tamanho K_b

Os corpos de prova sujeitos a ensaios estáticos ou a flexão rotativa apresentam pequena dimensão (por volta de 0,00762 m de diâmetro). Se a peça em questão é maior do que a citada dimensão, um fator de tamanho, que reduz a resistência, deve ser aplicado a fim de considerar-se o fato de que pecas maiores falham sob tensões menores, devido à maior probabilidade de um defeito estar presente na área sob tensão (NORTON, 2013).

Testes foram realizados em componentes mecânicos para a obtenção dos fatores de forma, como exemplo vigas e eixos. No entanto, a pinça de freio possui uma geometria complexa e não se encaixa nas geometrias encontradas na literatura. Dessa forma, assumiu-se um valor de K_b igual a 0,9 que se assemelha aos resultados encontrados para barras e vigas submetidas à flexão.

2.2.3. Fator de carregamento K_c

Uma vez que a relação descrita por Marin e a maioria dos dados publicados de resistência à fadiga se referem a ensaios sob flexão rotativa, deve ser aplicado um fator de redução da resistência para a solicitação devido à força normal. Pode-se definir um fator considerando a solicitação de redução da resistência, para cargas combinadas tem-se Equação 4:

$$K_c=1 \tag{4}$$

2.2.4. Fator de temperatura K_d

Um fator de redução da resistência K_d é necessário para considerar as diferenças de temperatura entre os testes e as condições reais de trabalho. Esse é baseado em dados de ensaios com aços e, portanto, não deve ser utilizado para outros metais (NORTON, 2013). Sendo assim, será adotado um fator de redução para a temperatura igual a 1 (Equação 5) para o Alumínio 7075-T6 pela ausência de testes e pela temperatura de operação do componente que se mantém baixa, o que sugere mínima ou nenhuma alteração das propriedades mecânicas do material devido a temperatura.

$$K_d=1 \tag{5}$$

2.2.5. Fator de confiabilidade K_e

Muitos dados de resistência registrados na literatura referem-se a valores médios. No entanto, existe uma considerável dispersão nos ensaios realizados com o mesmo material sob condições semelhantes de ensaio, e os desvios-padrão das resistências à fadiga de aços raramente

excedem 8% de seus valores médios (NORTON, 2013). A Tabela 5 fornece os valores de K_e para níveis de confiabilidade previamente escolhidos.

TABELA 5. Fatores de confiabilidade.

Confiabilidade %	C_{coef}
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Adaptada de Norton (2013).

O fator de confiabilidade adotado pela equipe é apresentado na Equação 6:

$$K_e=0,897 \quad (6)$$

2.2.6. Fator de ambiente K_f

Embora o fator K_f se destine a contabilizar a redução no limite de resistência devido a todos os outros efeitos, é realmente um lembrete de que eles devem ser contabilizados, porque os valores reais de K_f nem sempre estão disponíveis (BUDYNAS, 2011).

Uma vez que o componente projetado não opera sob condições agressivas (como ambiente corrosivo), não possui tratamentos complexos como revestimentos eletrolíticos e corrosão por frestas ou por atrito não foram evidenciadas na análise de falha. Não foi considerado nenhum fator K adicional ou ainda, foi considerado K_f com valor unitário (Equação 7).

$$K_f=1 \quad (7)$$

2.4. Aproximação numérica

Análises preditivas de fadiga utilizam dados como o espectro de cargas do componente, as propriedades mecânicas do material a ser utilizado, dentre outros que variam de acordo com o modelo de dimensionamento a ser seguido. Sendo assim, para o projeto da nova pinça, inicialmente, foi escolhido o modelo a ser utilizado para a definir os passos seguintes.

O modelo definido foi o de dano acumulado, usando o método de correção de Goodman. Dessa forma, seria necessário encontrar os ciclos de carregamento e utilizar o *rainflow* para o dimensionamento da vida do componente. No entanto, desenvolver o *rainflow* e obter o espectro total de cargas na pinça seria muito trabalhoso e complexo. Além disso, o provável ganho obtido nesta análise não teria um grande impacto no projeto do protótipo devido ao tempo e recursos investidos. Visando resolver o problema de forma eficaz e econômica, um estudo mais simples foi proposto.

É plausível afirmar que o espectro de carga ao qual o componente é submetido consiste de esforços com magnitudes menores ou iguais às cargas utilizadas nas análises do critério de pico. Assim, em um projeto de durabilidade, considerar todos os acionamentos do componente como resultantes da distribuição de tensão similar a uma situação crítica, elimina o uso do algoritmo de contagem de ciclos

Contudo, ao passo que uma simplificação no método possui vantagens no que diz respeito à utilização de recursos, também possui desvantagens em relação a precisão do dimensionamento. Ao extrapolar o espectro para o cenário crítico, tem-se como resultado o superdimensionamento do componente, uma vez que as cargas do espectro agora possuem magnitudes capazes de gerar um dano maior que o real.

2.5. Frequência de frenagem

Para definir a frequência de frenagem crítica, realizou-se uma captação em uma pista de teste, simulando o cenário de competição. Foi utilizado um transdutor de pressão modelo GPT 230, Figura 7, com uma taxa de amostragem de 3 Hz. O carro fez diversas voltas no circuito e os dados foram captados por um computador portátil ligado ao sensor de pressão.



FIGURA 7. Transdutor de pressão modelo GPT 230. Fonte: (https://portuguese.alibaba.com/product-detail/gpt230-stainless-steel-ceramic-0-10bar-1-5v-12v-oil-pressure-transducer-60717725755.html).

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Dados de entrada para o dimensionamento

A solução encontrada pela equipe para sanar o problema do superdimensionamento devido ao extrapolamento dos ciclos foi, uma vez captada a frequência de frenagem, considerar como um ciclo de frenagem crítica apenas os acionamentos que geram pressões internas nas linhas de freio igual a 70% da máxima pressão captada, eliminando, assim, acionamentos leves e com menor influência na durabilidade da peça. Sendo assim, a frequência de frenagem crítica adotada para o dimensionamento foi de 49 ciclos por hora.

O fator *K* final foi definido a partir dos cálculos mencionados anteriormente e de acordo com a Equação de Marin (8):

$$k_a k_b k_c k_d k_e k_f = K \quad (8)$$

Após a aquisição dos dados é necessário organizá-los em uma tabela de dimensionamento. A partir dessa, será possível definir a tensão admissível em uma situação crítica para uma determinada vida almejada, possibilitando assim iniciar o projeto da P2.

O tempo alvo para a durabilidade foi de 60 horas definido pela rodagem média equivalente a 2 anos de uso ou 2 competições nacionais. Dessa forma, de acordo com a tabela de dimensionamento, a tensão máxima para o critério de resistência seria de 240 MPa para o Alumínio 7075-T6.

Definida a tensão limite para a P2 desenvolver sua geometria foi o próximo passo. A análise estrutural da P1 revelou regiões críticas do componente que necessitavam de mudanças. Nessas áreas as dimensões da peça foram alteradas em busca de uma distribuição de tensões mais uniforme. A abertura para a troca de pastilhas foi mantida devido ao ganho na velocidade de

manutenção proporcionado e as demais regiões se mantiveram semelhantes. O resultado final pode ser visto na Figura 8. A análise estrutural pode ser vista na Figura 9:

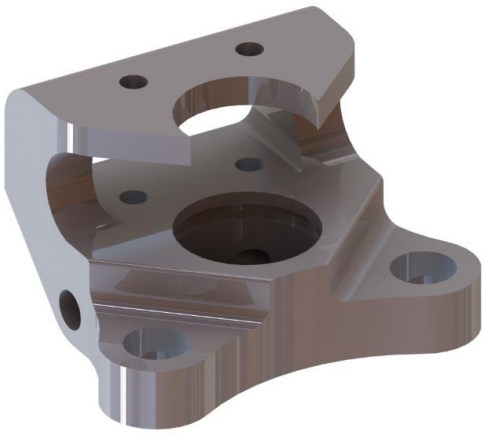


FIGURA 8. *Design* final da pinça. Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2020).

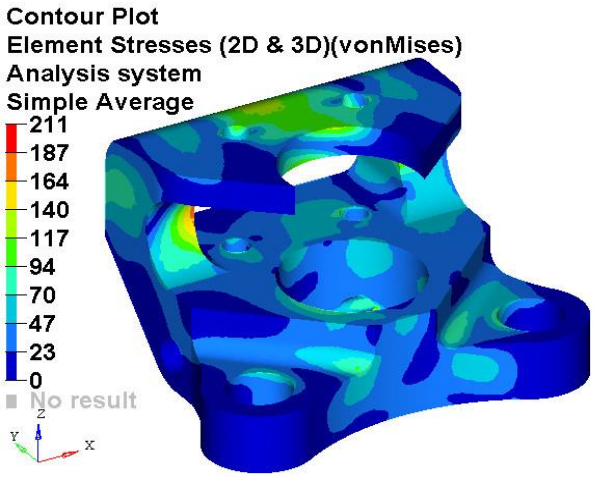


FIGURA 9. Análise de tensões da pinça. Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2020).

4.CONCLUSÃO

Foi possível, por meio deste trabalho, desenvolver e apresentar uma metodologia de projeto que suprisse a necessidade do cálculo de fadiga para a pinça de freio da equipe. Conceitos teóricos foram incorporados ao *design* do componente e a análise de falha mostrou-se crucial para sanar problemas futuros. Por fim, os resultados obtidos foram extremamente satisfatórios.

A Tabela 6 mostra informações dos projetos e, a partir dela, nota-se um aumento de 26% de massa e redução de 44% da tensão máxima na situação crítica. O fator de segurança para o critério de resistência, consequentemente, aumentou 77,7%.

TABELA 6. Evolução das pinças P1 e P2.

Modelo	P1	P2
Material	Alumínio 7075-T6	Alumínio 7075-T6
Massa	182,89 g	231,82 g
Tensão máxima	378 MPa	211 MPa
Fator de segurança (Von Misses)	1,32	2,37

Fonte: Equipe Komiketo Baja UFSJ (2020).

Uma pinça modelo P2 foi fabricada pela equipe para teste, possui, até o presente momento, 30 horas de uso sem falhas. Por fim, o componente é constantemente monitorado para contabilizar a durabilidade e garantir a eficácia do novo projeto.

REFERÊNCIAS

ROSA, E. Análise de resistência mecânica: mecânica da fratura e fadiga. Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 2002.

WULPI, D. J. Understanding how components fail. ASM International, Fort Wayne, Indiana, EUA, 2014.

LIMPERT, R. Brake design and safety. SAE International, Warrendale, Pennsylvania, EUA, 2011.

HIBBELER, R. C. Resistência dos Materiais. Pearson Education do Brasil Ltda., São Paulo, São Paulo, Brasil, 2010.

BUDYNAS, R. G. et al. Elementos de máquinas de Shigley. AMGH Editora Ltda., Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil, 2011.

NORTON, R. L. Cinemática e dinâmica dos mecanismos. AMGH Editora Ltda., Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil, 2013.

PUJATTI, F. J. P. et al. Longitudinal Performance of a BAJA SAE Vehicle. XIX Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade, São Paulo, Brasil, pp. 1-23, 2010.

SCHIJVE, J. Fatigue of structures and materials. Springer, Amsterdam, North Holland, Netherlands, 2009.

GONZALEZ, J. F. P. Análise do comportamento de fadiga da liga de alumínio 7075 solubilizado e envelhecido. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Materiais - Universidade Presbiteriana Mackenzie, 82p., 2016.

PUCHI-CABRERA, E. S. et al. High cycle fatigue behavior of 316L stainless steel. International Journal of Fatigue, v. 30, pp. 2140-2146, 2008.

Agradecimentos

Agradecemos à Equipe Komiketo Baja pela motivação e oportunidade de aplicar os conhecimentos aprendidos em sala de aula.

Agradecemos à Universidade Federal de São João del Rei pelo auxílio e cooperação.

Agradecemos à Fundação de Amparo à Pesquisa de Minas Gerais (FAPEMIG), Projeto Santos Dumont número APQ-Q01118-19 pelo suporte à nossa equipe, permitindo o desenvolvimento deste estudo.