



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ARTHUR QUEIROGA SOUSA DE MORAIS

ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM QUADRO DE BICICLETA

João Pessoa - PB

2025

ARTHUR QUEIROGA SOUSA DE MORAIS

ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM QUADRO DE BICICLETA

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC)
apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica como requisito para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos
Mishina

João Pessoa - PB

2025

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

M827a Morais, Arthur Queiroga Sousa de.
Análise estrutural de um quadro de bicicleta /
Arthur Queiroga Sousa de Morais. - João Pessoa, 2025.
61 f. : il.

Orientação: Kojé Daniel Vasconcelos Mishina.
TCC (Graduação) - UFPB/Campus I.

1. Bicicleta. 2. Tensões. I. Mishina, Kojé Daniel
Vasconcelos. II. Título.

UFPB/CT/BSCT

CDU 621(043.2)

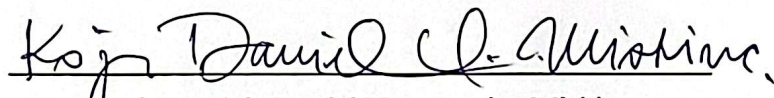
ARTHUR QUEIROGA SOUSA DE MORAIS

ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM QUADRO DE BICICLETA

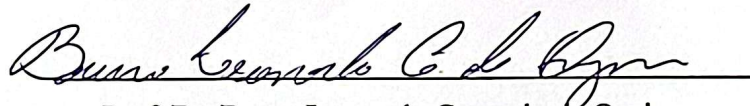
Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) submetido ao
Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal
da Paraíba como parte das exigências do Programa de
Graduação em Engenharia Mecânica para a obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 28/04/25

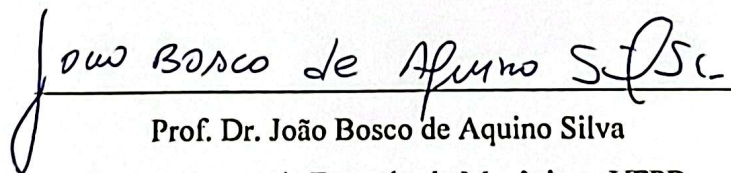
BANCA EXAMINADORA


Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina

Departamento de Engenharia Mecânica - UFPB
(Orientador)



Prof. Dr. Bruno Leonardo Campelo de Queiroga
Departamento de Engenharia Mecânica - UFPB
(Examinador)



Prof. Dr. João Bosco de Aquino Silva
Departamento de Engenharia Mecânica - UFPB
(Examinador)

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, André Cabral e Anna Queiroga, pelo amor, carinho e dedicação que, sempre me apoiaram para a realização deste momento. Sem eles, nada disso seria possível.

Ao orientador, Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina, por toda a paciência e ensinamentos durante a graduação e por ter aceitado me orientar neste momento e manter-se sempre solícito durante a graduação.

Aos participantes do FÓRMULA UFPB, que contribuíram para meu amadurecimento profissional e acadêmico, e para minha experiência em engenharia para p mercado de trabalho.

A Universidade Federal da Paraíba, seus funcionários e professores que de alguma forma contribuíram para que chegasse a esse momento.

RESUMO

O objetivo do trabalho é o de determinar as tensões sofridas por um quadro de bicicleta de corrida, feita em alumínio 6061-T6, por meio do método de elementos finitos (FEA - Finite Element Analysis), quando submetido a diferentes tipos de cargas estáticas aplicadas por um ciclista de 75kg, e já com carreira profissional, durante a prática do esporte. As configurações de malha foram validadas ao comparar os resultados obtidos com dados experimentais. Posteriormente, o setup de malha foi replicado para uma nova geometria, mais moderna, para avaliar um caso real de esforço estático durante uma pedalada, onde foram consideradas as cargas durante uma subida em pé, fora do selim, uma subida sentado no selim e uma pedalada no plano, em velocidade alta. Este trabalho também visou determinar a vida de fadiga dos quadros de acordo com a norma ISO 4210-6. A geometria e o quadro foram feitos no software Autodesk Inventor®, onde foram desenhados os corpos tubulares normatizados da estrutura e suas respectivas seções transversais. Todas as análises de carregamentos foram feitas com o software Ansys®. Com isso foi possível observar os pontos de maior tensão, onde se deve ter mais atenção para um projeto, e determinar as deformações no quadro, que impactariam o desempenho do ciclista.

Palavras-chave: FEA. Ansys. Bicicleta. Quadro. Tensões.

ABSTRACT

The objective of this work is to determine the stresses experienced by a racing bicycle frame, made of aluminum 6061-T6, using the finite element method (FEA - Finite Element Analysis) when subjected to different types of steady-state loads applied by a 75 kg professional cyclist during the sport. The mesh configurations were validated by comparing the results obtained with experimental data. Subsequently, the mesh setup was replicated for a new, more modern geometry to evaluate a real case of static effort during pedaling, considering loads during standing climbs, seated climbs, and high-speed flat terrain pedaling. This work also aimed to determine the fatigue life of the frames according to ISO 4210-6. The geometry and frame were created using Autodesk Inventor®, where the standardized tubular bodies of the structure and their respective cross-sections were designed. All loading analyses were conducted using Ansys® software. This allowed for the identification of the points of highest stress, where greater attention is needed during the design, and for determining the deformations in the frame that would impact the cyclist's performance.

Key-words: FEA. Ansys. Bicycle. Frame. Stresses

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Forças cisalhantes.....	15
Figura 2 – Tensões aplicadas.....	16
Figura 3 – Elipse da energia de distorção no caso 2D, normalizada para a tensão de escoamento do material (S_y).....	18
Figura 4 – Diagrama S-N	19
Figura 5 - Valores das componentes alternada, média e o intervalo de variação de tensões para tensões cíclicas	20
Figura 6 – Matriz de Rigidez.....	21
Figura 7 – Geometria de uma bicicleta.....	24
Figura 8 – Cannondale CAAD3 1998	26
Figura 9 – Cannondale SuperSix Evo 2024.....	27
Figura 10 – Quadro de bicicleta teste em bancada	29
Figura 11 – Área do movimento central (<i>bottom bracket</i>) mostrando as tensões desenvolvidas	30
Figura 12 – Condições de contorno.....	31
Figura 13 – Distribuição das tensões.....	31
Figura 14 – Independência de malha.....	32
Figura 15 – Subida sentado na bicicleta	33
Figura 16 – Subida em pé.....	34
Figura 17 – Carga normal (F_y) de uma pedalada durante uma subida.....	34
Figura 18 – Carga Tangencial (F_x) de uma pedalada durante uma subida	35
Figura 19 – Cargas máximas no pedal durante uma subida em pé.....	35
Figura 20 – Cargas máximas no pedal durante uma subida sentado	36
Figura 21 – Carga efetiva no pedal.....	36
Figura 22 – Pedalada no plano	37
Figura 23 – Cargas tangencial e normal de um pedalada quando em uma estrada plana	37
Figura 24 – Cargas máximas no pedal durante uma pedalada no plano.....	38
Figura 25 – Coeficiente de arrasto.....	38
Figura 26 – Carregamentos devido ao peso do ciclista e dimensões; vista lateral.....	39
Figura 27 – Carregamentos devido ao peso do ciclista e dimensões; vista frontal	39
Figura 28 – Pedala em pé durante uma subida	43

Figura 29 – Carregamentos no pedal.....	44
Figura 30 - Carregamentos devido ao peso do ciclista e dimensões; vista lateral.....	44
Figura 31 - Carregamentos devido ao peso do ciclista e dimensões; vista frontal.....	44
Figura 32 – Quadro de bicicleta para análise	47
Figura 33 – Distribuição das tensões no plano	48
Figura 34 – Distribuição das tensões durante uma subida em pé.....	49
Figura 35 - Distribuição das tensões durante uma subida sentado	50
Figura 36 – Sensitividade ao entalhe para flexão	52
Figura 37 – Sensitividade ao entalhe para torção	52
Figura 38 – Fatores geométricos de concentração de tensões	53
Figura 39 – Teste de fadiga	55
Figura 40 – Dano cumulativo por fadiga.....	56
Figura 41 – Teste de fadiga vertical	57
Figura 42 – Dano cumulativo por fadiga.....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Nomenclaturas.....	25
Tabela 2 – Alumínio 6061-T6	28
Tabela 3 – Curva de Fadiga Al 6061-T6	28
Tabela 4 – Dimensões do quadro de bicicleta de alumínio 6061 T6.....	29
Tabela 5 – Independência de malha	32
Tabela 6 - Forças de reação nas rodas	40
Tabela 7 - Forças horizontal e vertical no quadro	40
Tabela 8 - Forças horizontal e vertical no quadro	40
Tabela 9 - Forças de reação nas rodas	41
Tabela 10 - Forças horizontal e vertical no quadro	42
Tabela 11 - Forças horizontal e vertical no quadro	42
Tabela 12 - Forças de reação nas rodas	45
Tabela 13 - Forças horizontal e vertical no quadro	46
Tabela 14 - Medidas	46
Tabela 15 – Tensões aplicadas σ e τ	53
Tabela 16 – Tensões corrigidas com fator de concentração de tensão.....	54
Tabela 17 – Tensões equivalentes	54
Tabela 18 – Tensões limite de fadiga alternada e média.....	54
Tabela 19 – Forças no pedal.....	55
Tabela 20 – Forças verticais	57

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	12
1.1	OBJETIVOS GERAIS	13
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1	RESISTÊNCIA DOS MATERIAS	14
2.1.1	Tensão.....	14
2.1.2	Deformação	14
2.1.3	Tensão Cisalhante.....	15
2.1.4	Módulo de Elasticidade	15
2.1.5	Tensões Principais	16
2.1.6	Tensão Equivalente de von Mises	17
2.1.7	Análise de Fadiga	18
2.2	ELEMENTOS FINITOS	20
2.2.1	Malha da Geometria	21
2.2.2	Tipos de corpos discretizados.....	22
2.3	GEOMETRIA E ESTRUTURA DE UM QUADRO DE BICICLETA	23
3.	METODOLOGIA.....	27
3.1	MATERIAL DE FABRICAÇÃO	27
3.2	DADOS EXPERIMENTAIS.....	29
3.3	INDEPENDÊNCIA DE MALHA	30
4.	ANÁLISE DAS FORÇAS ATUANTES	33
4.1	CARREGAMENTOS.....	33
4.1.1	Carregamentos durante uma pedalada no plano	38
4.1.2	Carregamentos durante uma pedala sentado em subida	41
4.1.3	Carregamentos durante uma pedala em pé em subida.....	42
4.2	GEOMETRIA.....	46

5.	RESULTADOS	47
5.1	SIMULAÇÕES DAS TENSÕES	47
5.1.1	Tensões durante uma pedalada no plano	48
5.1.2	Tensões durante uma pedalada em pé durante uma subida	49
5.1.3	Tensões durante uma pedalada sentado durante uma subida	50
5.2	ANÁLISE DE FADIGA.....	51
5.2.1	Análise de fadiga considerando um pedalada em pé durante uma subida.....	51
5.2.2	Análise de fadiga segundo carregamentos da norma ISO 4210-6:2015.....	55
6.	CONCLUSÃO.....	58
	REFERÊNCIAS	59

1. INTRODUÇÃO

A análise estrutural de um quadro de bicicleta de corrida representa uma área essencial no campo da Engenharia Mecânica, uma vez que a durabilidade, a segurança do equipamento e o seu desempenho são fundamentais para a prática do ciclismo. Utilizar o método de elementos finitos (FEA – Finite Element Analysis) permite uma simulação dos esforços e das tensões que ocorrem no quadro durante sua utilização.

Ao introduzir o método de análise por elementos finitos, podemos aproximar a resolução de problemas complexos através de uma subdivisão em elementos menores e análises individuais. Os resultados obtidos permitem prever a forma como o quadro de bicicleta responderá aos diferentes cenários de carregamento impostos pelo ciclista – seja durante o pedalada em pé ou enquanto está sentado. Segundo Magalhães (2016), a avaliação do desempenho estrutural de quadros de bicicleta pode proporcionar insights valiosos para o desenvolvimento de equipamentos mais seguros e eficientes.

A realização dessa análise é de suma importância para o desenvolvimento de quadros mais duráveis, satisfazendo as exigências de segurança imposta pela norma ISO 4210. De acordo com Soares (2019), a falha por fadiga em componentes estruturais é uma das causas mais recorrentes de acidentes, o que ressalta a necessidade de estudos detalhados sobre o comportamento desses materiais sob condições críticas de operação.

A análise estrutural de quadros de bicicleta, particularmente destinada às modalidades de competição, se configura como uma área de interesse dentro da biomecânica esportiva. O uso da ferramenta de elementos finitos permite a realização de simulações computacionais precisas para o cálculo das tensões e deformações em estruturas complexas, como os quadros de bicicletas.

A análise computacional tem sido amplamente utilizada na avaliação de componentes estruturais em várias aplicações de engenharia. No contexto de bicicletas, Medeiros (2008) demonstrou que a análise de falhas em juntas soldadas utilizando elementos finitos pode identificar pontos críticos e aprimorar o processo de fabricação. Além disso, a pesquisa de Soares (2019) sobre fadiga em uniões de alumínio destacou como a análise matricial pode prever a vida útil do material sob condições de carga multiaxial.

Outro aspecto importante abordado na literatura é a correlação entre análise computacional e testes experimentais. Pesquisas indicam que, ao combinar simulações com testes laboratoriais, é possível validar e refinar modelos computacionais, alcançando um nível

superior de precisão nas previsões. Esta abordagem colaborativa é essencial para o desenvolvimento de novos materiais e técnicas de fabricação que atendem aos padrões exigentes do mercado de bicicletas.

1.1 OBJETIVOS GERAIS

Analisar o comportamento de um quadro de bicicleta por meio computacional, fazendo uma análise estática estrutural, tomando como resultados as deformações e tensões por ele sofridas. Além disso, determinar a vida útil da estrutura e avaliar se este está dentro da norma de referência. Esta é utilizada e por fabricantes de todo o mundo para validarem a durabilidade e segurança de seus quadros de bicicleta.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 RESISTÊNCIA DOS MATERIAS

2.1.1 *Tensão*

Saber qual a força aplicada em uma geometria representa uma primeira e necessária etapa na análise das estruturas, mas ainda não nos dizem se aquela carga pode ser suportada com segurança. Se uma barra, por exemplo, vai se quebrar ou não sob essa carga, depende não somente do valor encontrado para a força interna, mas também da área da seção transversal da barra e do material do qual ela é feita. Sem dúvida, a força realmente representa a resultante das forças elementares distribuídas sobre toda a área A da seção transversal da barra, e a intensidade média dessas forças distribuídas é igual à força por unidade de área, F/A , na seção. Se a barra vai ou não se quebrar sob o efeito dessa carga, depende da capacidade do material em resistir ao valor correspondente da intensidade das forças internas distribuídas. Tudo depende então da força F , da área A da seção transversal e do material da barra. A força por unidade de área, ou intensidade das forças distribuídas sobre uma determinada seção, é chamada de *tensão* naquela seção (BEER, 2011).

2.1.2 *Deformação*

Deformação específica, ou simplesmente deformação, é a mudança de comprimento por unidade de comprimento e é calculada por:

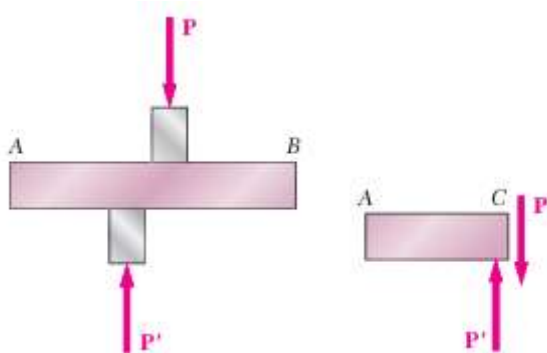
$$\epsilon = \frac{l - l_0}{l} \quad (1)$$

onde l_0 é o comprimento de medida inicial e l é o comprimento de medida sob a ação da força P . A deformação específica é adimensional, sendo comprimento dividido por comprimento.

2.1.3 Tensão Cisalhante

Um tipo muito diferente de tensão é obtido quando forças transversais P e P' , por exemplo, são aplicadas em uma barra. Ao passar um corte na seção transversal C entre os pontos de aplicação das duas forças, obtêm-se o diagrama da parte AC mostrada na Figura 1. Conclui-se que devem existir forças internas no plano da seção e que a resultante dessas forças é igual a P . Essas forças internas elementares são chamadas de forças de cisalhamento e a intensidade P de sua resultante é a força cortante na seção. Ao dividir a força cortante P pela área A da seção transversal, obtemos a tensão média de cisalhamento na seção (BEER, 2011, p29).

Figura 1 – Forças cisalhantes



Fonte: Beer, 2011, p.29

2.1.4 Módulo de Elasticidade

Muitas estruturas em engenharia são projetadas para sofrer deformações relativamente pequenas, que envolvem somente a parte reta (regime elástico) do diagrama tensão-deformação. Para essa parte inicial do diagrama, a tensão é diretamente proporcional à deformação específica, ϵ :

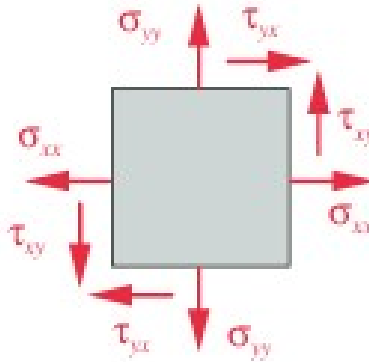
$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (2)$$

Esta relação entre deformação e tensão é conhecida pela Lei de Hook, em homenagem ao matemático inglês Robert Hooke (1635-1703). O coeficiente E , é o módulo de elasticidade de um material e é a proporção entre a deformação específica que um material sofre para um dado valor de tensão.

2.1.5 Tensões Principais

Para qualquer combinação particular de tensões aplicadas, haverá uma distribuição contínua deste campo de tensão em torno de qualquer ponto analisado (Figura 2). As tensões normal e de cisalhamento no ponto irão variar com a direção em qualquer sistema de coordenada escolhido. Haverá sempre planos nos quais as componentes de tensão de cisalhamento serão nulas. As tensões normais atuando nesses planos são chamadas de tensões principais. Os planos nos quais essas tensões principais atuam são chamados de planos principais. As direções da superfície normais aos planos principais são chamadas de eixos principais, e as tensões normais atuando nessas direções são as tensões normais principais. Haverá também outro conjunto de eixos mutuamente ortogonais, ao longo dos quais as tensões de cisalhamento serão máximas. As tensões de cisalhamento principais atuam em um conjunto de planos que formam ângulos de 45° com os planos das tensões normais principais (NORTON, 2013).

Figura 2 – Tensões aplicadas



Fonte: Norton, 2013, p.143

A expressão que relaciona as tensões aplicadas às tensões principais é:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Para que a solução da Equação 3 exista, o determinante da matriz dos coeficientes deve ser zero. Expandindo esse determinante e igualando a zero, obtém-se:

$$\sigma^3 - C_2\sigma^2 - C_1\sigma - C_0 = 0 \quad (4)$$

$$C_2 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad (5)$$

$$C_1 = \tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x \quad (6)$$

$$C_0 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 \quad (7)$$

Para o caso especial de um estado de tensão bidimensional, para a tensão principal, a partir da solução da expressão anterior, é:

$$\begin{aligned} \sigma_1, \sigma_3 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ \sigma_2 &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

2.1.6 Tensão Equivalente de von Mises

Com frequência, é conveniente, em situações envolvendo tensões combinadas normal e de cisalhamento no mesmo ponto, definir uma tensão equivalente que possa ser usada para representar a combinação de tensões. A utilização da energia de distorção nos dá um bom meio para fazê-lo para materiais dúcteis. A tensão equivalente de von Mises σ' é definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas. Esse procedimento permite tratar casos de tensão multiaxial combinada a tensões de cisalhamento como se fossem devidos a um carregamento de tração pura.

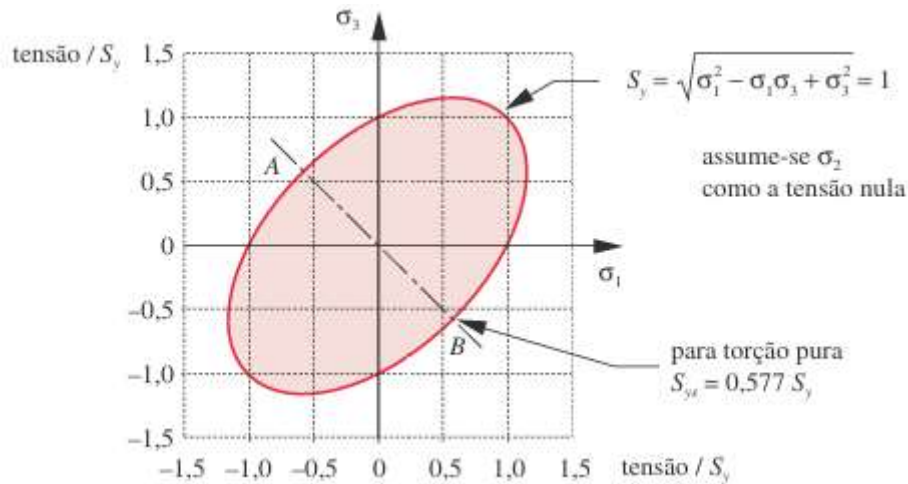
A tensão de von Mises para o caso tridimensional de tensão aplicada, deduzida a partir das componentes de energia de deformação (componentes de distorção e volumétrica):

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (9)$$

Para o caso bidimensional (Figura 3):

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (10)$$

Figura 3 – Elipse da energia de distorção no caso 2D, normalizada para a tensão de escoamento do material (S_y)

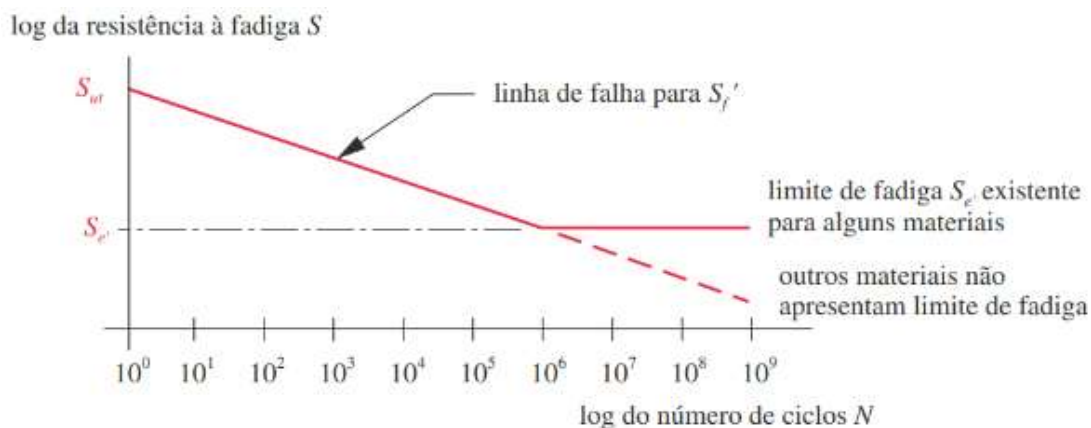


Fonte: Norton, 2013, p.249

2.1.7 Análise de Fadiga

Cargas dinâmicas começaram a serem observadas com a introdução das máquinas movidas a vapor. Os eixos fixos às rodas do trem giravam em conjunto com elas. Desse modo, a tensão de flexão em qualquer ponto da superfície do eixo variava ciclicamente entre valores positivos e negativos. Esse carregamento é denominado alternado. Um engenheiro alemão, August Wöhler, realizou a primeira investigação científica (durante um período de 12 anos) sobre o que estava sendo chamado de falha por fadiga, testando, em laboratório, eixos até a falha sob carregamento alternado. Suas descobertas, publicadas em 1870, identificavam o número de ciclos de tensão variante no tempo como os causadores do colapso e a descoberta da existência de uma tensão limite de resistência à fadiga para aços, isto é, um nível de tensão que toleraria milhões de ciclos de uma tensão alternada. O diagrama S-N ou Curva de Wöhler, mostrado na Figura 4, tornou-se a forma-padrão para caracterizar o comportamento dos materiais submetidos a solicitações alternadas.

Figura 4 – Diagrama S-N



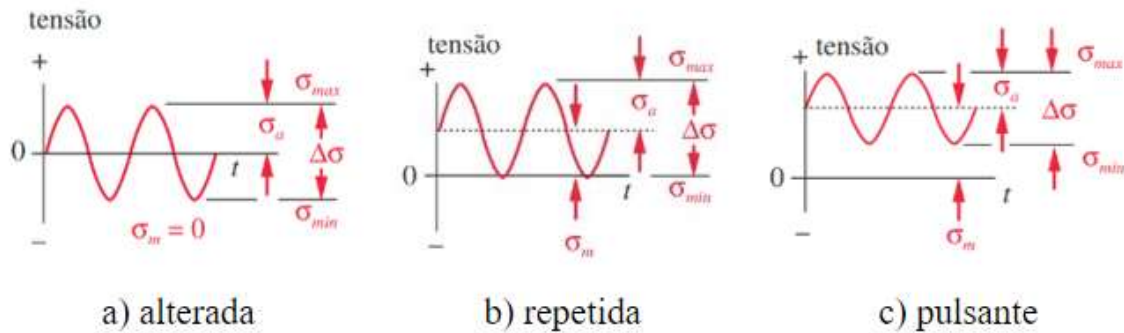
Fonte: Norton, 2013, p.305

As falhas por fadiga sempre têm início com uma pequena trinca, que pode estar presente no material desde a sua manufatura ou desenvolver-se ao longo do tempo devido às deformações cíclicas ao redor das concentrações de tensões (NORTON, 2013)

As características de fratura de uma falha por fadiga surgem perante 3 estágios de desenvolvimento. Estágio 1, é a iniciação de uma ou mais microtrincas, devido à deformação plástica cíclica seguida de propagação cristalográfica. Nesse estágio, as trincas não são visíveis a olho nu. O estágio 2 progride de microtrincas para macrotrincas, formando superfícies de fratura tal qual platôs paralelos, conhecidos como *marcas de praia*. O estágio 3 ocorre no ciclo de tensão final quando o material remanescente não consegue suportar as cargas, resultando em uma fratura rápida e repentina (BUDYNAS; NISBETT, 2008).

Para análise de vida dos materiais existem três modelos de falha por fadiga, cada um com uma aplicação mais específica; o mais comum deles é o método Tensão-Vida. O mais frequentemente utilizado nas aplicações que envolvem fadiga de alto ciclo, nas quais espera-se que o conjunto mecânico opere por mais de 10^3 ciclos de tensão aproximadamente. Esta abordagem proporciona melhores resultados quando as amplitudes das solicitações são conhecidas e consistentes ao longo da vida da peça. Trata-se de um modelo baseado na tensão, que busca determinar a resistência à fadiga e/ou o limite de fadiga para o material, de modo que as tensões cíclicas (Figura 5) possam ser mantidas abaixo deste nível e, com isso, evita-se a falha para o número de ciclos requerido.

Figura 5 - Valores das componentes alternada, média e o intervalo de variação de tensões para tensões cíclicas



Fonte: Norton, 2013, p.313

Para o caso de diferentes tensões ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots$) completamente reversas agindo por diferentes números de ciclos ($n_1, n_2, n_3, \dots$), é possível estimar o dano cumulativo que o total das tensões irá causar ao componente. Usando a formulação determinística como uma regra de dano linear, escreve-se:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad 11$$

2.2 ELEMENTOS FINITOS

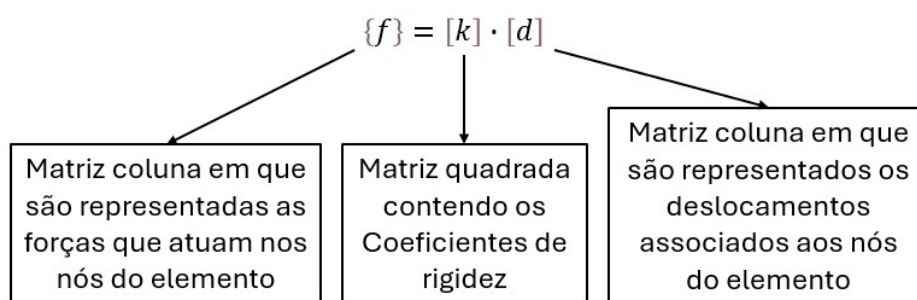
A proposta do Método de Elementos finitos consiste na discretização de um sistema contínuo. Em um sistema discretizado, não se pretende calcular os deslocamentos dos infinitos pontos de um corpo, como no caso contínuo. Em primeira instância são calculados os deslocamentos de alguns pontos, que são os nós do modelo. Porém, é julgado que o número de pontos discretos escolhidos é suficiente para representar o deslocamento do conjunto inteiro de forma aproximada.

A ideia da discretização foi introduzida para uma aplicação de cálculo estrutural. A configuração deformada da estrutura é determinada por intermédio dos deslocamentos dos nós, qualquer que seja a forma da estrutura e o tipo de carregamento. Assim, nesse caso, os parâmetros que descrevem o comportamento do sistema são os deslocamentos nodais. A partir destes, será possível determinar os esforços internos – tensões – e avaliar a resistência da estrutura em análise (AVELINO, 2000).

Embora o modelo discreto não forneça a resposta exata da representação da estrutura contínua, pode-se obter uma boa aproximação para a solução do problema de engenharia, sem a necessidade de utilizar elementos extremamente pequenos.

É possível representar os diversos componentes de força atuantes no elemento na forma de uma matriz coluna. Analogamente, são representados os diversos componentes de deslocamentos. Daí aparece o conceito de Matriz de Rigidez de um Elemento Finito (Figura 6). A representação matemática da relação completa entre todas as Forças nodais e deslocamentos nodais em um elemento será feita por intermédio de um sistema de equações algébricas lineares.

Figura 6 – Matriz de Rigidez



Fonte: Avelino, 2000, p.20

O MEF é aplicável a uma ampla variedade de problemas relacionados a diferentes fenômenos físicos, que estão sujeitos a diversas interações com o ambiente onde ocorrem. Além disso, a estabilidade e a precisão do método são bem estudadas e fundamentadas em teorias matemáticas, o que lhe confere uma sólida robustez. Por essa razão, ele é amplamente utilizado como ferramenta de análise em vários campos da ciência e da engenharia.

2.2.1 Malha da Geometria

A rede de elementos e nós que discretiza uma região é conhecida como malha. A densidade da malha aumenta à medida que diminui o tamanho do elemento, ou seja quando se colocam mais elementos para discretizar uma determinada região. Com a discretização da geometria em uma malha, obtêm-se um maior número de elementos, tornando a análise mais confiável e com resultados mais aproximados da realidade. Mas fazer este tipo de afirmação é um tanto quanto audacioso, pois quanto maior o refino de uma malha, maior será o tempo de processamento da análise. Além disso, uma malha muito refinda não necessariamente irá gerar

resultados precisos, ou diferentes de uma malha mais moderada. Muitas vezes, uma malha muito fina terá apenas um custo operacional maior (maior tempo de execução), mas sem alteração no resultado final, quando comparado com uma malha mais grosseira.

Segundo Fagan (1992), um recurso utilizado para aumentar a eficiência de processamento nos softwares, é elevar o refinamento da malha somente em determinadas regiões. Estas regiões são estabelecidas previamente como regiões críticas (como por exemplo, regiões de concentração de tensão) prováveis da estrutura analisada, e desta forma terão maior acuracidade do que em outras áreas.

2.2.2 Tipos de corpos discretizados

Os três principais tipos de elementos são Cascas, Vigas e Sólidos. Como regra geral, partes que são finas com uma única espessura devem ser configuradas como Elementos de Casca, partes que são longas e esbeltas com um perfil único devem ser configuradas como Elementos de Viga, e todas as outras partes devem ser configuradas como Elementos Sólidos. Elementos de Viga são o tipo mais simples de elementos e, portanto, se aplicados corretamente, podem economizar o maior tempo de resolução, mantendo resultados precisos. Elementos de Viga podem ser usados quando a parte é longa e esbelta com uma seção transversal constante. Isso é frequentemente o caso em aplicações estruturais. O critério para considerar uma viga longa e esbelta é que a razão entre o comprimento da viga e a maior dimensão de sua seção transversal deve ser maior que 10.

Elementos de Casca são o próximo tipo mais simples de elementos e podem ser usados em partes finas com uma espessura constante. Esse critério é frequentemente verdadeiro para partes de chapa metálica, mas também pode se aplicar em muitas outras circunstâncias. Pegue o comprimento característico da parte e divida pela espessura da parte. Se essa razão for maior que 20, pode ser caracterizada como uma parte de casca fina; se a razão estiver entre 5 e 20, pode ser caracterizada como uma parte de casca espessa; se for inferior a 5, você deve tratar o corpo como um elemento sólido.

Elementos Sólidos são o tipo mais comum de elemento, mas também são os elementos mais intensivos em recursos para usar em partes com uma forma de alto aspecto. Se suas partes não atenderem aos critérios para elementos de viga ou casca, você deve usar elementos sólidos. Elementos sólidos podem representar praticamente qualquer geometria e não carregam as simplificações de geometria inerentes usadas por elementos de viga ou casca. Elementos sólidos

sempre fornecerão a representação geométrica mais precisa e resultados de estresse, mas para modelos grandes e complexos pode não ser possível resolver com elementos sólidos em uma resolução suficiente.

Os elementos sólidos tendem a capturar melhor quaisquer concentrações de tensão, uma vez que podem se adaptar à geometria com mais precisão. Se o elemento de casca não consegue capturar a geometria com precisão, pode deixar de identificar essas concentrações de tensão. Por outro lado, o elemento sólido pode ser modelado com uma singularidade geométrica (que pode não existir de fato), resultando em uma tensão artificialmente alta. O refinamento da malha pode agravar essa situação. Além disso, os elementos de casca serão baseados em uma teoria de casca específica, e inerentemente, essa teoria possui suposições sobre o comportamento que são aplicadas no próprio elemento. Os elementos sólidos tendem a ser baseados na teoria exata, como a teoria da elasticidade, e podem não ter as suposições que os elementos de casca têm. Por exemplo, os elementos de viga baseados na teoria básica de vigas não incluem deformações de cisalhamento. Em muitos casos, isso seria uma aproximação aceitável (as seções planas permanecem planas). No entanto, se as condições de carregamento gerarem altas tensões de cisalhamento (como em vigas curtas e profundas), essa aproximação se torna imprecisa, uma vez que as deformações de cisalhamento não são insignificantes. Nesse caso, os elementos de viga falharão em funcionar corretamente.

2.3 GEOMETRIA E ESTRUTURA DE UM QUADRO DE BICICLETA

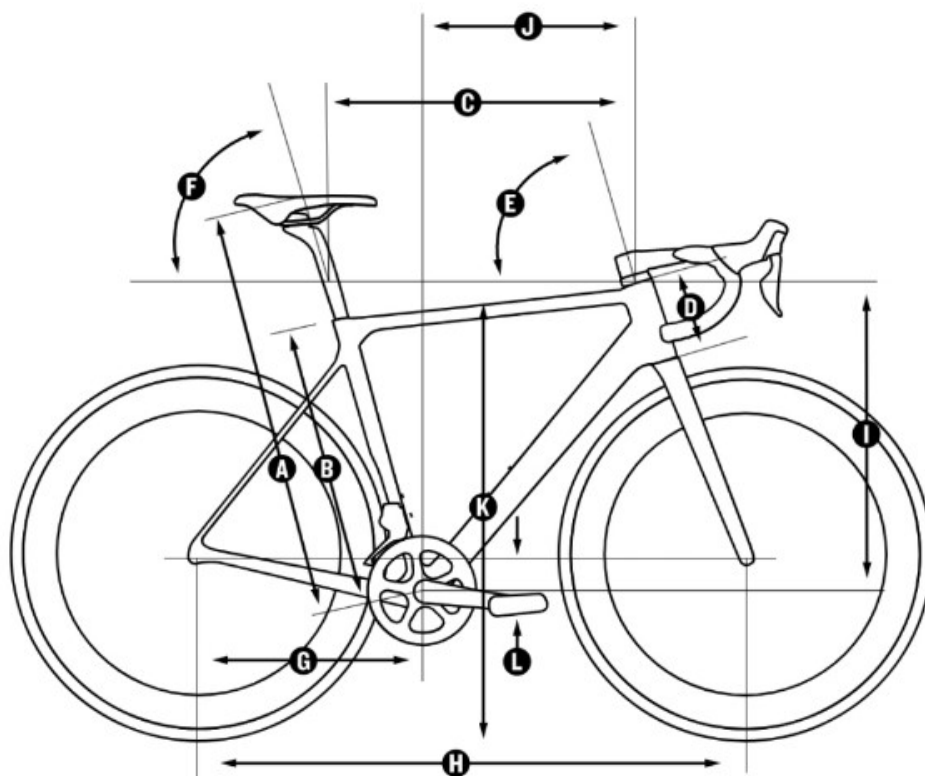
A geometria de um quadro de bicicleta é definida por vários parâmetros, incluindo:

- a) Ângulo do Tubo de Direção - Um ângulo mais acentuado (geralmente entre 70 e 73 graus) proporciona maior estabilidade em alta velocidade, enquanto um ângulo mais relaxado melhora a manobrabilidade em terrenos técnicos.
- b) Comprimento do Tubo Superior - Esse comprimento influencia a posição do ciclista. Um tubo superior mais longo pode oferecer maior espaço, enquanto um mais curto pode resultar em uma posição mais agressiva e aerodinâmica.
- c) Distância entre Eixos - A distância entre os eixos dianteiro e traseiro afeta a estabilidade. Bicicletas com eixos mais longos tendem a ser mais estáveis, enquanto bicicletas mais curtas são mais ágeis.

- d) Altura do Quadro - A altura do quadro, ou "stack", juntamente com o "reach" (alcance), determina a posição do ciclista e seu conforto durante longas pedaladas.

A nomenclatura de cada componente é apresentada na Tabela 1, referenciando a Figura 7; esta que aponta cada setor de um quadro de bicicleta.

Figura 7 – Geometria de uma bicicleta



Fonte: Canyon Bicycles

Disponível em: <<https://www.canyon.com/pt-br/road-bikes/endurance-bikes/endurace/cf-slx>>

Tabela 1 - Nomenclaturas

Cotas	Comprimentos
A	Altura do selim
B	Seat Tube
C	Top Tube
D	Head Tube
E	Ângulo do garfo
F	Ângulo do seat stay
G	Chain stay
H	Wheelbase (entre-eixos)
I	Stack
J	Reach
K	Altura do Top tube
L	Offset do movimento central

Fonte: Autor

A diferença entre a geometria de uma bicicleta da década de 1990 e uma de 2024 é bastante significativa, como mostram as Figuras 8 e 9, refletindo avanços tecnológicos, mudanças nas preferências dos ciclistas e a evolução do design. Aqui estão algumas das principais diferenças:

- **Materiais e Construção**
 1990: Principalmente quadros de aço e alumínio, com geometria mais conservadora e menos otimização para desempenho.
 2024: Uso de materiais avançados, como fibra de carbono e alumínio de alta performance, permitindo designs mais leves e complexos, com geometrias mais específicas.
- **Ângulo do Tubo de Direção**
 1990: Ângulos de tubo de direção geralmente entre 71 e 73 graus. Isso proporcionava estabilidade, mas limitava a agilidade.
 2024: Ângulos mais variados, com algumas bicicletas de montanha chegando a 64-66 graus para maior controle em descidas, e bicicletas de estrada otimizadas para uma posição mais agressiva.
- **Distância entre Eixos**

1990: Distâncias entre eixos mais longas para maior estabilidade, especialmente em bicicletas de estrada.

2024: Adoção de distâncias mais curtas em bicicletas de gravel e mountain bikes para melhorar a manobrabilidade e agilidade, mantendo a estabilidade em velocidades mais altas.

- Tamanho do Quadro e Proporções

1990: Tamanhos de quadro padrão, com menos opções de personalização. O foco era em medidas tradicionais.

2024: Geometrias mais personalizadas, com opções que consideram a ergonomia e a fisiologia do ciclista, como "stack" e "reach" ajustáveis para melhor ajuste.

- Posição do Ciclista

1990: Posições de pilotagem mais verticais, o que era confortável, mas menos aerodinâmico.

2024: Adoção de posições mais agressivas e aerodinâmicas, especialmente em bicicletas de estrada, para otimizar o desempenho.

- Tendências de Design

1990: Geometrias básicas, sem muitos ajustes ou considerações de uso específico.

2024: Design voltado para o uso específico, com geometrias adaptadas para diferentes disciplinas (gravel, mountain, estrada) e uma ênfase na versatilidade.

Figura 8 – Cannondale CAAD3 1998



Fonte: Cannondale Catalog, 1997

Figura 9 – Cannondale SuperSix Evo 2024



Fonte: Cannondale, 2024

Disponível em: <https://www.cannondale.com/pt-br/bikes/road/race/supersix-evo/supersix-evo-hi-mod-1>

3. METODOLOGIA

3.1 MATERIAL DE FABRICAÇÃO

Pensando em um quadro tubular soldado, as ligas de aço (aço 4130, por exemplo) são uma boa opção para a fabricação, pois são mais baratas e apresentam uma alta resistência mecânica. Entretanto, são bem mais pesadas que outros materiais e sua alta resistência mecânica pode sobredimensionar o projeto. Ligas de titânio também são uma excelente opção, pois possuem excelentes características mecânicas e uma baixa densidade, mas é um material de alto custo. A liga de alumínio 6061-T6 consegue equilibrar as necessidades de uma boa resistência mecânica, baixo peso e um bom custo-benefício.

As ligas de alumínio série 6XXX possuem a adição de magnésio e silício, que conferem à liga características diferenciadas que justificam seu uso mais frequente, quando comparadas às demais ligas de alumínio. O destaque da liga 6061 se dá pela inclusão de teores de cobre à liga, conferindo maiores níveis de resistência mecânica ao material, que apresenta dureza de 90-105 HB, aumentando de forma expressiva a aplicabilidade dentro da indústria.

Dentro da indústria automotiva, a aplicação está destinada a diversos componentes do automóvel, como o chassi, carroceria, barra de direção, rodas, painéis internos e externos entre vários outros. Essa liga é perfeita para os que necessitam de uma alta exigência estética, uma vez que se trata de peças que permitem grandes resultados a partir do seu polimento. Por fim, com sua alta versatilidade, o alumínio 6061 pode ser utilizado na fabricação de qualquer componente estrutural, principalmente quadros de bicicleta, apresentando diferencial de leveza e custo acessível.

Tabela 2 – Alumínio 6061-T6

PROPRIEDADES	
Densidade (kg/m ³)	2700
Coefficiente de Expansão térmica (°C ⁻¹)	2,40E-05
Módulo de Elasticidade (GPa)	68,9
Coefficiente de Poisson	0,33
Módulo Volumétrico (GPa)	67,5
Módulo de Cisalhamento (GPa)	25,9
Resistência ao Cisalhamento (Mpa)	207
Resistência Elástica (Mpa)	276
Resistência Última (Mpa)	310
Resistência à Fadiga (Mpa)	96,5

Fonte: ASM – Aerospace Specification Metals

Tabela 3 – Curva de Fadiga Al 6061-T6

Número de Ciclos	Sa	
	ZERO	MÁXIMA
	(Mpa)	(Mpa)
1,00E+01	482,63	482,63
2,00E+01	482,63	482,63
5,00E+01	482,63	482,63
7,00E+01	482,63	482,63
1,00E+02	420,28	420,28
2,00E+02	325,43	325,43
5,00E+02	241,32	239,94
1,00E+03	198,91	184,71
2,00E+03	168,92	137,89
5,00E+03	142,31	95,01
7,00E+03	135,83	75,36
1,00E+04	120,66	63,02
2,00E+04	99,46	53,37
5,00E+04	80,64	49,5

Número de Ciclos	Sa	
	ZERO	MÁXIMA
	(Mpa)	(Mpa)
1,00E+05	71,15	47,5
2,00E+05	65,45	37,68
5,00E+05	58,5	30,06
1,00E+06	55,5	26,68
2,00E+06	53,38	24,48
5,00E+06	51,5	22,68
1,00E+07	50,55	21,79
2,00E+07	49,88	21,18
5,00E+07	48,28	20,66
1,00E+08	48,99	20,39
2,00E+08	48,77	20,21
5,00E+08	48,59	20,06
1,00E+09	48,49	19,97

Fonte: Oak Ridge National Laboratory, 1993

3.2 DADOS EXPERIMENTAIS

Como um método para comparar a geometria e os dados da simulação por elementos finitos com um caso real, foi feita uma avaliação entre o modelo computacional criado e um estudo experimental feito por Hill e Davis (1981), onde foi feito uma análise de tensões em um quadro de bicicleta de alumínio 6061.

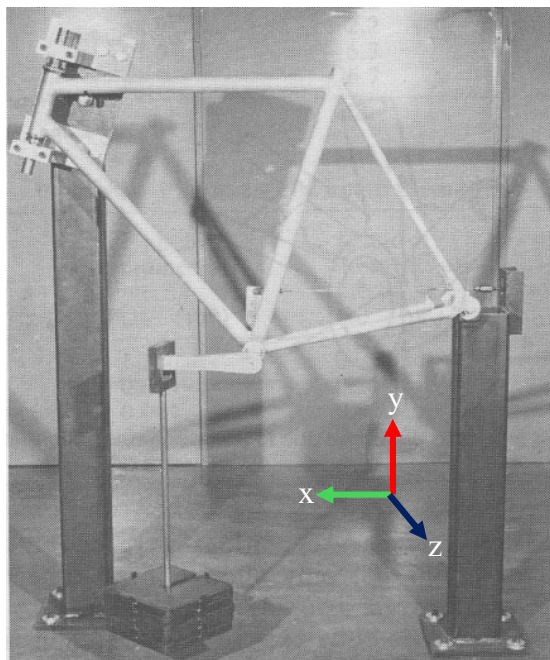
O quadro do experimento em questão possui as dimensões mostradas na Tabela 4 e na Figura 10:

Tabela 4 – Dimensões do quadro de bicicleta de alumínio 6061 T6

Tipo de tubo	Comprimento (cm)	D.E. (cm)	Espessura (cm)
Head tube	13,3	3,5	0,64
Top tube	56,2	3,8	0,17
Down tube	62,9	3,8	0,17
Seat tube	55,2	3,8	0,17
Bottom Bracket	7,1	4,4	0,64
Seat stay	51,9	1,6	0,17
Seat stay brace	4,5	1,6	0,17
Chain stay brace	4,5	1,9	0,21
Chain stay	43,8	1,9	0,21

Fonte: Hill e Davis, 1981

Figura 10 – Quadro de bicicleta teste em bancada



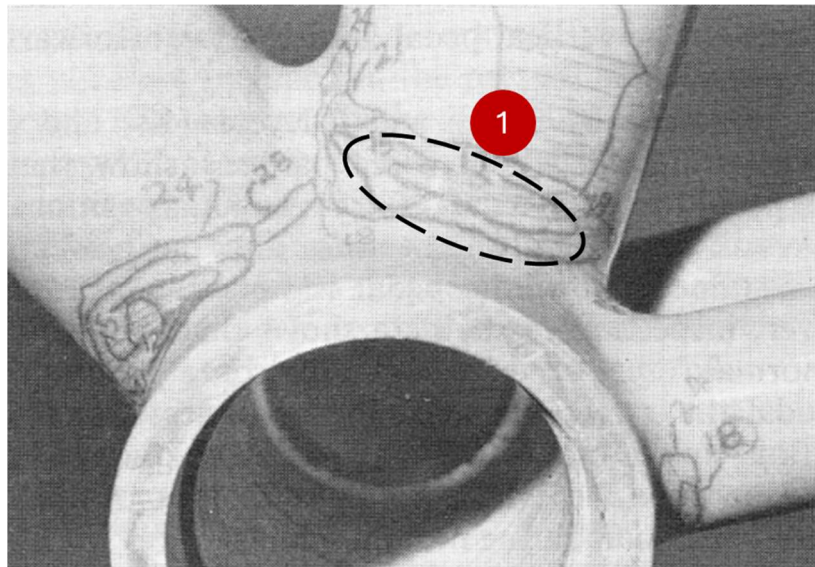
Fonte: Hill e Davis, 1981

No experimento analisado, foi aplicado uma força de 445N no pedal do quadro, a uma distância de 171mm do movimento central (*bottom bracket*) na direção X e 68 mm na direção Z. Foi dito que a posição que sofreria o maior carregamento durante uma pedalada seria com o pedivela paralelo à horizontal (plano XZ). Por fim, foi fixado a relação coroa/roda traseira, para considerar a força da corrente no quadro durante a pedalada.

A condição de fixação é que a caixa de direção (*Head tube*) está livre para rotação em Y, mas bloqueada nos demais graus de liberdade e o eixo traseiro, onde seria montada a roda, está fixada com todos os graus de liberdade bloqueados.

No final do experimento, foi observado uma tensão principal máxima de 39,7 Mpa, conforme a Figura 11.

Figura 11 – Área do movimento central (*bottom bracket*) mostrando as tensões desenvolvidas



Fonte: Hill e Davis, 1981

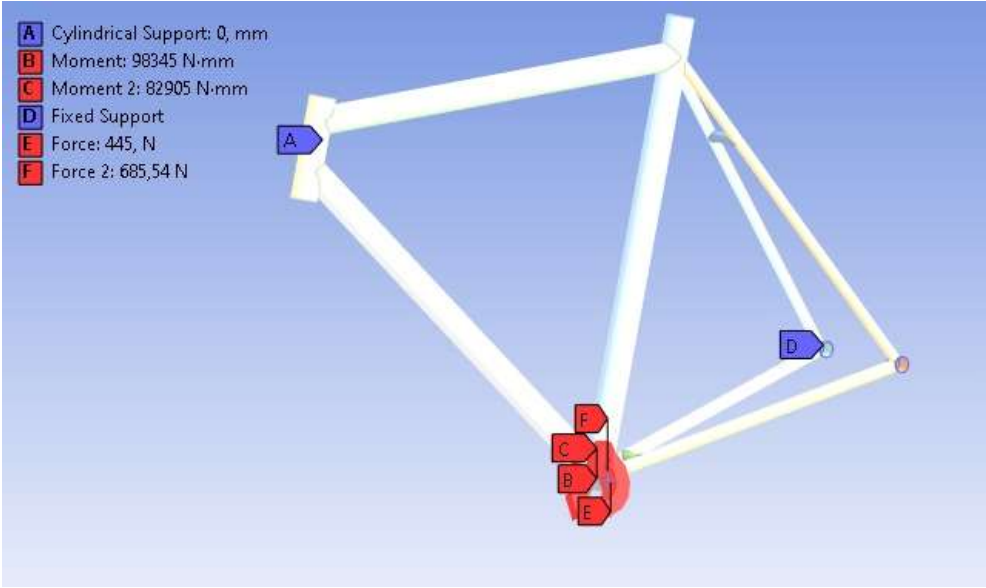
3.3 INDEPENDÊNCIA DE MALHA

Buscando concretizar a confiabilidade do modelo matemático de elementos finitos, foi feito um comparativo entre os dados experimentais apresentados acima e os resultados da simulação. Um método para checar a confiabilidade da simulação é verificar a independência da malha.

O objetivo deste estudo em questão é verificar e comprovar o resultado da simulação não será afetado significativamente com a aplicação de diferentes malhas. Assim foram feitas algumas simulações, usando o software Ansys®, onde para cada caso foi-se refinando a malha

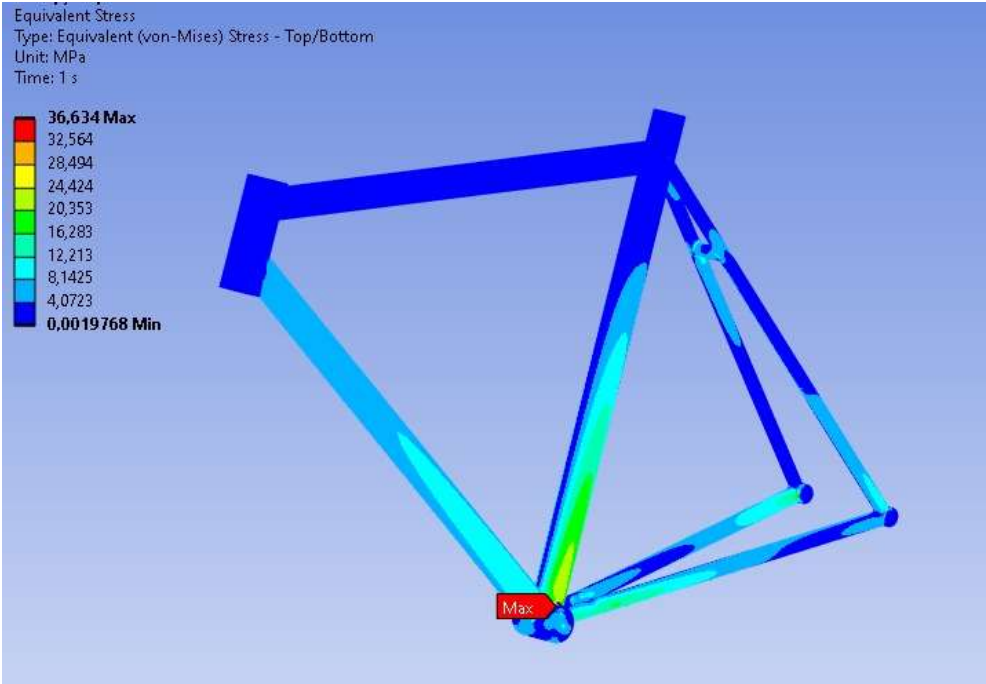
da geometria e comparando a evolução dos resultados de máxima tensão. Vale resaltar que a geometria usada foi uma superfície (*shell*), pois, por se tratar de tubos finos (relação comprimento/espessura maior do 20 vezes), essa metodologia é perfeitamente utilizada para representar o caso. Nas Figuras 12 e 13, são representados as condições de contorno e a distribuição das tensões aplicadas no quadro. A Tabela 5 apresenta os resultados encontrados.

Figura 12 – Condições de contorno



Fonte: Autor

Figura 13 – Distribuição das tensões



Fonte: Autor

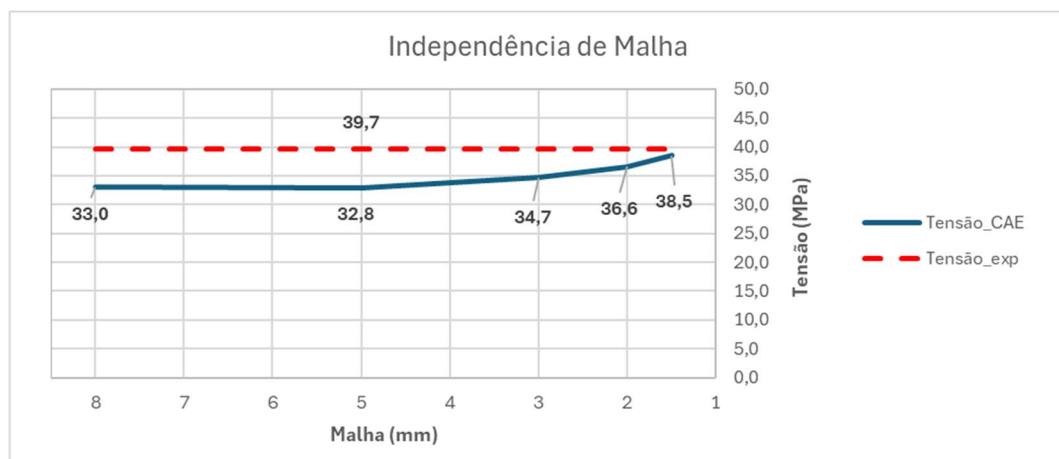
Tabela 5 – Independência de malha

Malha (mm)	Tensão máxima (Mpa)	Variação
8	33,0	-
5	32,8	-1%
3	34,7	6%
2	36,6	5%
1,5	38,5	5%

Fonte: Autor

Na Tabela 5, são mostrados os resultados de máxima tensão para um refino de malha e sua variação. Na Figura 14, é apresentado o gráfico comparativo entre o teste de independência e o valor experimental.

Figura 14 – Independência de malha



Fonte: Autor

Com esses resultados, pode-se concluir que o refino da malha não teve um impacto significativo no resultado da distribuição de tensões, onde a medida que foi feita uma alteração na malha, a diferença entre resultados foi apenas 5%. O resultado simulado pode não ter apresentado um valor exato ao experimental por alguns fatores: concentração de tensão na solda do quadro analisado, variação de espessura e diâmetro dos tubos ao longo da estrutura do quadro e as dimensões utilizadas são apenas valores contantes de espessura e diâmetro, fornecidas pelo relatório experimental, apresentadas na Tabela 4.

Para as próximas análises, será considerada uma malha de 2mm, pois esta apresentou boa estruturação da geometria, gerou resultados coerentes com o experimental e manteve um limiar de variação nos resultados bem baixo.

4. ANÁLISE DAS FORÇAS ATUANTES

Uma vez discutido os dados experimentais para avaliação do modelo matemático aplicado ao software Ansys®, será feita a análise geral das tensões de um quadro de bicicleta, com geometria atual, quando submetido as cargas máximas observadas durante uma pedalada. A análise linear estática é baseada em um estudo experimental feito por Álvarez e Vinyolas (1996), onde foi coletado as cargas máximas que uma ciclista profissional de 75kg pode exercer na bicicleta quando este pedala no plano, sobe uma ladeira de 9% de inclinação sentado na bicicleta e quando pedala em pé durante a mesma subida.

4.1 CARREGAMENTOS

Os carregamentos foram baseados no estudo feito por Álvarez e Vinyolas (1996), onde foram medidas as forças no pedal, estas medidas com extensômetros. Duas completas pontes de Wheastone foram montadas em cada pedal para medir as forças tangencial (F_x) e normal (F_y).

O ciclista utilizado foi um atleta profissional masculino, com 75 kg de peso corporal e 1,83m de altura. O teste teve uma duração de 20min, mas o artigo apresentou apenas uma fração do carregamento, focando nas cargas máximas medidas. Os resultados correspondem à duas escaladas, sentado e em pé (Figuras 15 e 16), de uma subida de 9% de inclinação média e utilizando uma relação de marcha de 42:17. Na primeira medida, sentado, foi uma pedalada com uma cadência média de 65 rpm e uma potência de 390 W. Na segunda medida, em pé, os dados médios foram de 61 rpm e 415 W.

Figura 15 – Subida sentado na bicicleta



Fonte: Site The New York Times

Disponível em: <https://www.nytimes.com/2023/07/09/sports/cycling/tour-de-france-pogacar-vingegaard.html>

Figura 16 – Subida em pé

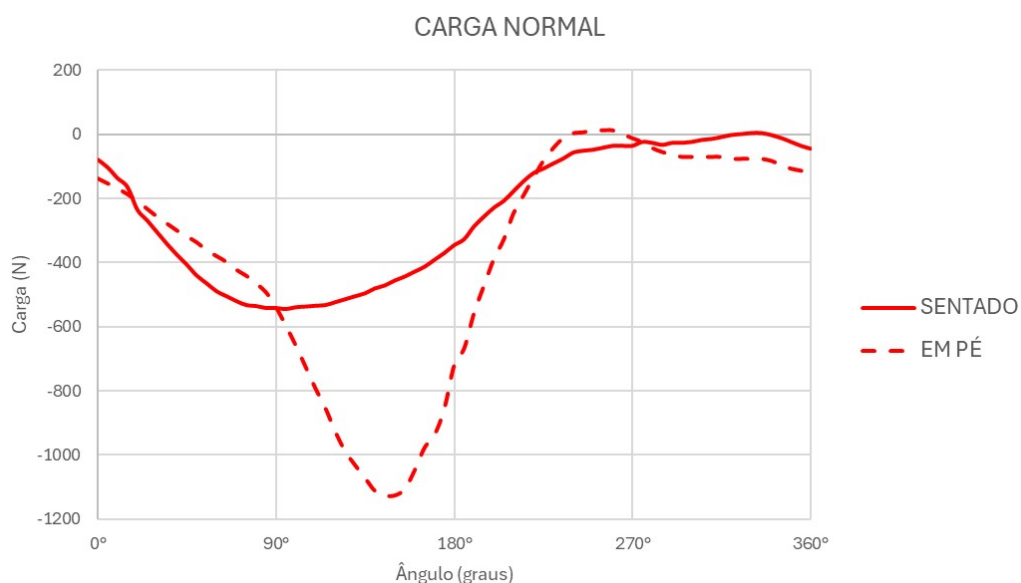


Fonte: Site To Be Determined Journal

Disponível em: <https://www.tobedetermined.cc/journal/mt-washington-hill-climb-the-race-to-the-sky>

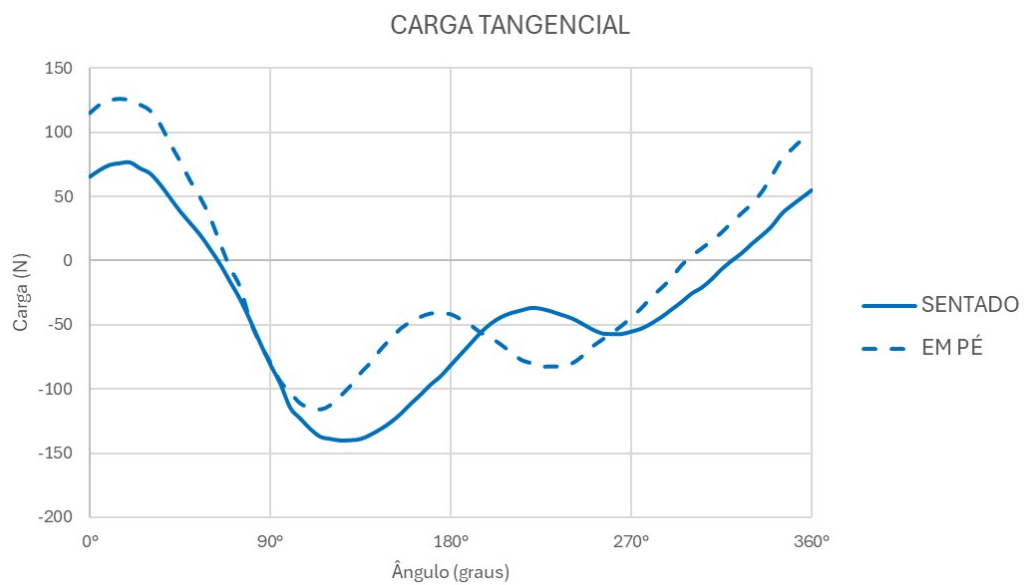
As Figuras 17 e 18 mostram a distribuição das cargas normal (F_y) e Tangencial (F_x) com uma revolução do pedal, onde foi coletada o pico da carga. Ao final, como mostra a Figura 21, foi observado que a carga máxima, quando sentado, foi medida com o pedivela no ângulo de 95° , aproximadamente, e a carga máxima, quando em pé, foi com um ângulo de pedivela de, aproximadamente, 145° . As Figuras 19 e 20 mostram os resultados das forças de pico.

Figura 17 – Carga normal (F_y) de uma pedalada durante uma subida



Fonte: Álvarez e Vinyolas, 1996

Figura 18 – Carga Tangencial (F_x) de uma pedalada durante uma subida



Fonte: Álvarez e Vinyolas, 1996

Figura 19 – Cargas máximas no pedal durante uma subida em pé



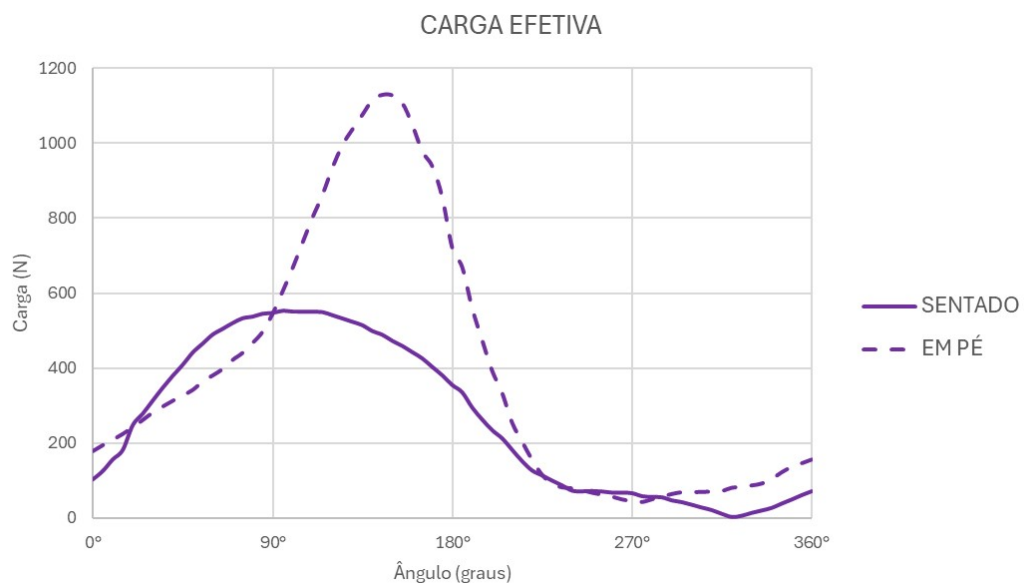
Fonte: Autor

Figura 20 – Cargas máximas no pedal durante uma subida sentado



Fonte: Autor

Figura 21 – Carga efetiva no pedal



Fonte: Autor; Álvarez e Vinyolas, 1996

Para um terceiro caso, foi considerado também o caso do ciclista pedalando no plano; também é um trecho comum em uma competição de ciclismo, vide Figura 22. As medições foram feitas com o mesmo ciclista das medições anteriores, onde este utilizou uma relação de marcha de 52:15, com uma cadência média de 87 rpm e uma potência média de 470 W. Neste caso, também foi obtido uma carga máxima com uma angulação do pedivela de,

aproximadamente, 95° . A Figura 23 apresenta como o ciclista aplica a força no pedal, e a Figura 24 mostra os picos de força.

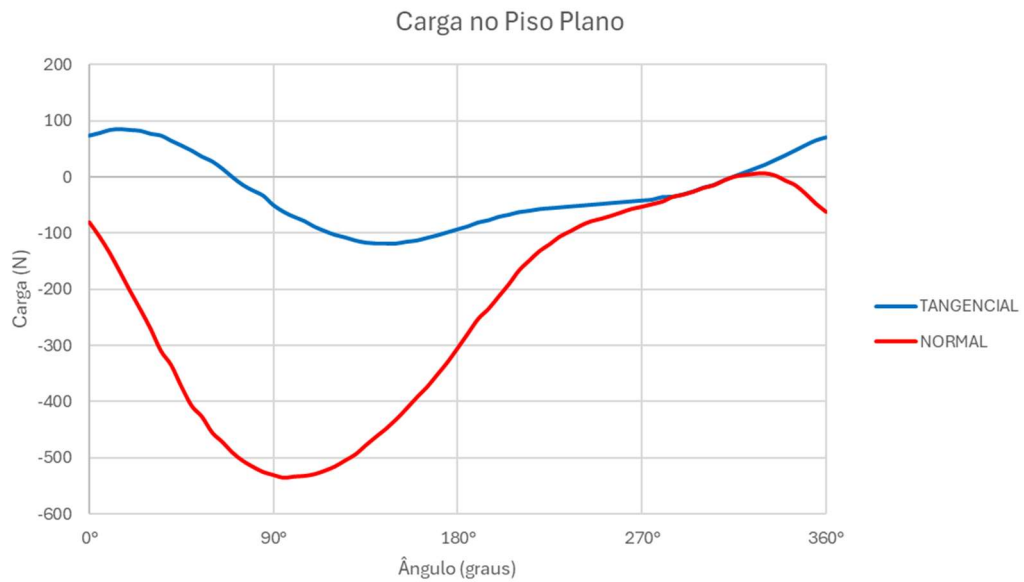
Figura 22 – Pedalada no plano



Fonte: Site Rouler

Disponível em: <https://www.rouleur.cc/blogs/the-rouleur-journal/tony-martin-mission-impossible>

Figura 23 – Cargas tangencial e normal de um pedalada quando em uma estrada plana



Fonte: Álvarez e Vinyolas, 1996

Figura 24 – Cargas máximas no pedal durante uma pedalada no plano

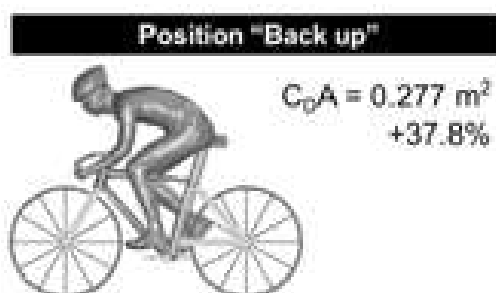


Fonte: Autor

4.1.1 Carregamentos durante uma pedalada no plano

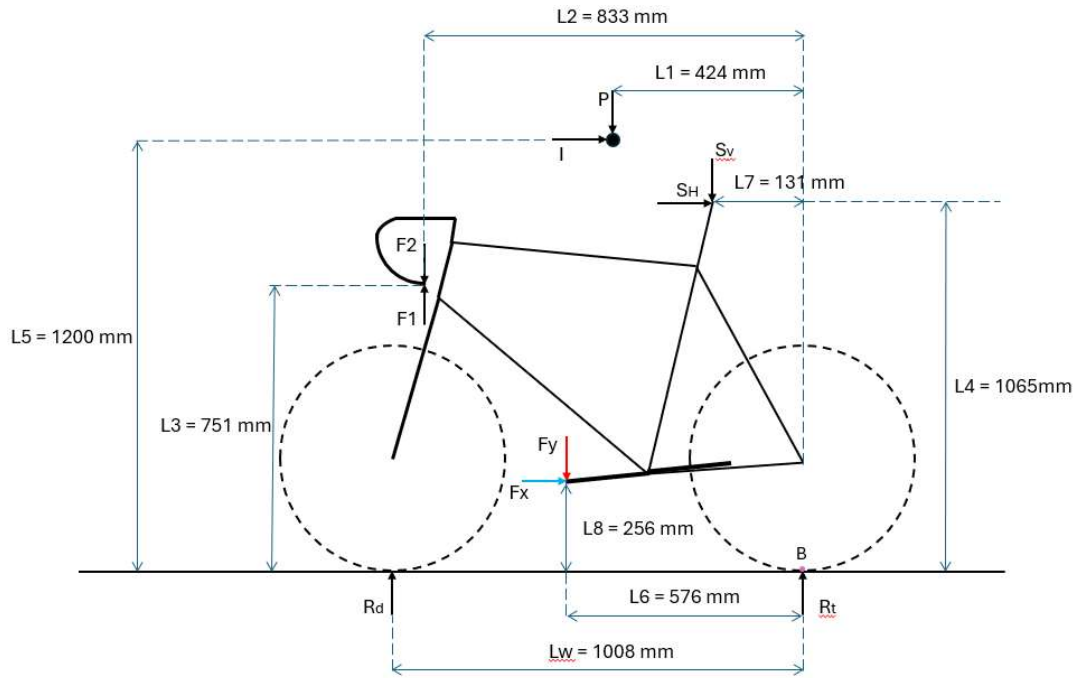
Quando sentado, o peso do ciclista será suportado pelo selim da bicicleta também, e como há uma distância entre o movimento central da bicicleta para onde o atleta se senta na bicicleta (angulação do canote de selim), haverá um binário de momento também no *Seat Tube* do quadro (Figuras 26 e 27). Como foi demonstrado por Soden e Adeyefa (1979), na posição sentado, o centro de gravidade é próxima da roda traseira, o que carrega cerca de 60% do peso. Também foi considerado a carga inercial do ciclista apenas para se manter em movimento, a uma velocidade de 50 km/h (13,89 m/s), onde o ciclista vence a resistência do ar; no caso é considerado um coeficiente de arrasto genérico para um ciclista de biotipo similar e na mesma posição (Figura 25).

Figura 25 – Coeficiente de arrasto



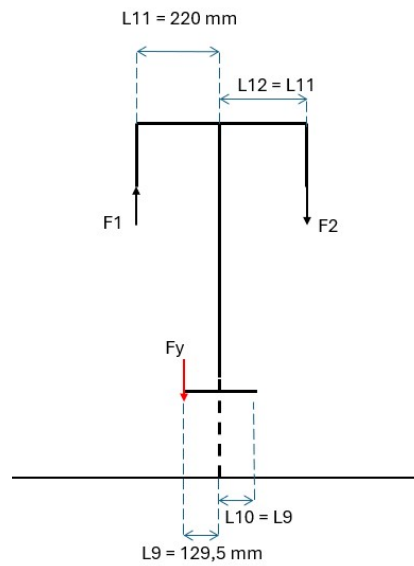
Fonte: Malizia e Blocken, 202

Figura 26 – Carregamentos devido ao peso do ciclista e dimensões; vista lateral



Fonte: Autor

Figura 27 – Carregamentos devido ao peso do ciclista e dimensões; vista frontal



Fonte: Autor

Onde:

- $P = 75 \cdot 9,81 = 736 \text{ N}$
- $I_{ar} = (\rho_{ar} \cdot v^2 \cdot C_D A) / 2 = 1,225 \cdot 13,89^2 \cdot 0,277 / 2 = 32,73 \text{ N}$
- $Fy = 537 \text{ N}$
- $Fx = 62 \text{ N}$

Tomando como referência o ponto B, tem-se que:

$$R_d + R_t = 736 \text{ N} \quad (12)$$

$$R_d \cdot Lw + I \cdot L5 = P \cdot L1 \quad (13)$$

Tabela 6 - Forças de reação nas rodas

Reação na roda dianteira - Rd	270 N
Reação na roda traseira - Rt	466 N

Fonte: Autor

A força de arrasto é transmitida pelo ciclista à bicicleta pela carga horizontal $Sh = 33 \text{ N}$. As cargas horizontais F3 e F4, foram desconsideradas para tornar a estrutura estática.

Fazendo o somatório de forças na vertical e o somatório de momentos em relação ao ponto B, teremos as seguintes configurações:

$$F1 - F2 + Rd + Rt - Sv - Fy = 0 \quad (14)$$

$$-Rd \cdot Lw + F2 \cdot L2 - F1 \cdot L2 + Fy \cdot L6 - Fx \cdot L8 + Sv \cdot L7 - Sh \cdot L4 = 0 \quad (15)$$

Substituindo a equação 14 na somatória de momentos em B (equação 15), temos:

Tabela 7 - Forças horizontal e vertical no quadro

Carregamento vertical - Sv	216 N
Carregamento horizontal - Sh	33 N

Fonte: Autor

$$F1 \cdot L11 - F2 \cdot L12 = Fy \cdot L9 \quad (16)$$

Tabela 8 - Forças horizontal e vertical no quadro

Força na direita – F1	150 N
Força na esquerda – F2	133 N

Fonte: Autor

4.1.2 Carregamentos durante uma pedala sentado em subida

Para este último modelo, o cálculo seguirá o mesmo padrão dos anteriores. As mesmas considerações já feitas serão aplicadas no modelo. Com ciclista agora pedalando em subida, sentado no selim, haverá uma componente vertical do peso agindo diretamente no quadro (S_v), como também uma componente horizontal (Sh) que se opõe ao movimento de subida da ladeira. As distâncias nesta posição serão as mesmas do ciclista no plano, representadas nas Figura 26 e 27.

$$P = 75 \cdot 9,81 \cdot \cos(5,14^\circ) = 733 \text{ N}$$

$$I_{ar} = (\rho \cdot v^2 \cdot C_d A) / 2 = 1,225 \cdot 7,65^2 \cdot 0,277 / 2 = 9,93 \text{ N}$$

$$I_{peso} = 736 \cdot \sin(5,14^\circ) = 65,95 \text{ N}$$

$$F_y = 545 \text{ N}$$

$$F_x = 96 \text{ N}$$

Tomando como referência o ponto B, tem-se que:

$$R_d + R_t = 733 \text{ N} \quad (17)$$

$$R_d \cdot L_w + (I_{ar} + I_{peso}) \cdot L_5 = P \cdot L_1 \quad (18)$$

Tabela 9 - Forças de reação nas rodas

Reação na roda dianteira - R_d	218 N
Reação na roda traseira - R_t	515 N

Fonte: Autor

As forças de arrasto e seno do peso são transmitidas para o ciclista, agindo no seu centro de massa, se opondo ao movimento na subida de 9% ($5,14^\circ$). Logo, tem-se uma carga horizontal $Sh = 76 \text{ N}$.

Fazendo o somatório de forças na vertical e o somatório de momentos em relação ao ponto B, teremos as seguintes configurações:

$$F_1 - F_2 + R_d + R_t - S_v - F_y = 0 \quad (19)$$

$$-R_d \cdot L_w + F_2 \cdot L_2 - F_1 \cdot L_2 + F_y \cdot L_6 - F_x \cdot L_8 + S_v \cdot L_7 - Sh \cdot L_4 = 0 \quad (20)$$

Substituindo a equação 19 na somatória de momentos em B, equação 20, temos:

Tabela 10 - Forças horizontal e vertical no quadro

Carregamento vertical - Sv	207 N
Carregamento horizontal - Sh	76 N

Fonte: Autor

$$F1 \cdot L11 - F2 \cdot L12 = Fy \cdot L9 \quad (21)$$

Substituindo a equação 19 na somatória de momentos em B, equação 21, na posição frontal, temos:

Tabela 11 - Forças horizontal e vertical no quadro

Força na direita – F1	151 N
Força na esquerda – F2	131 N

Fonte: Autor

4.1.3 Carregamentos durante uma pedala em pé em subida

Como já discutido, durante a subida a carga máxima ocorrerá quando o pedal estiver na posição de 145°, isso com o ciclista em pé. Quando sentado, a carga máxima é na posição de 95°. A ladeira onde foram feitas as medições tem uma inclinação de 9% (a cada 100m andados na horizontal, sobe-se 9 m na vertical). No caso em que o ciclista sobe em pé, há uma inclinação na bicicleta para seu melhor posicionamento, vide Figura 28. Como no estudo em questão não foi medida a força axial (Fz), foi feita uma decomposição da força normal (Fy) para estimar este valor da carga lateral gerada. Como Soden e Adeyefa (1979) mostraram, uma inclinação lateral média de 8° é o esperado no caso de uma subida como a do estudo de Álvarez e Vinyolas (1996). No caso, foi considerado que o peso do ciclista continua no centro, alinhado com o ponto de apoio das rodas como chão, logo todas as cargas permaneceram na vertical. Com a carga normal máxima (Fy) de 1128 N, calcula-se a efetiva para uma inclinação de 8°. As forças horizontais e verticais foram medidas em relação à inclinação da ladeira, ou seja, em relação ao solo.

Figura 28 – Pedala em pé durante uma subida



Fonte: Site Santos Tour Down Under

Disponível em: <https://tourdownunder.com.au/blog-articles/tips-from-the-pros-on-how-to-tackle-trek-time-trial-willunga-hill>

$$Fe_{yz} = \frac{Fy}{\cos 8^\circ} \quad (22)$$

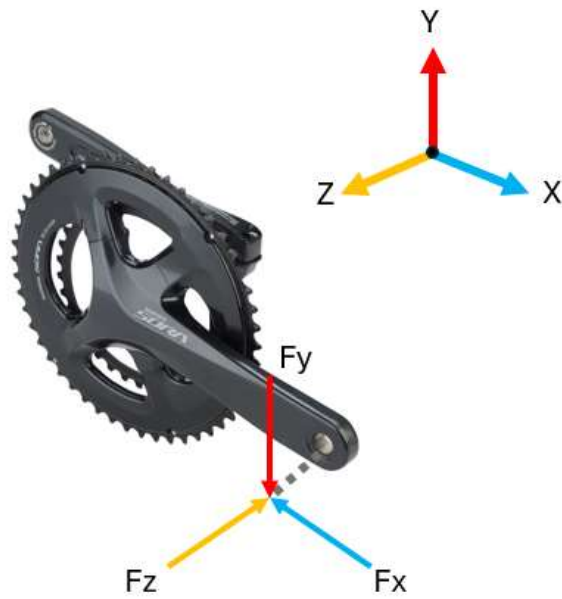
$$Fz = \sqrt{Fe^2 - Fy^2} \quad (23)$$

Portanto, colocando em valores vetorias, e considerando como ponto de aplicação o pedal do lado direito, os carregamentos no pedal durante uma escalada serão como mostrados na Figura 29 (a linha tracejada representa o eixo do pedal no pedivela). As Figuras 30 e 31 apresentam o corpo livre da bicicleta, com as distâncias entre carregamentos e ponto de referência.

$$\vec{F}_{sentado} = \begin{bmatrix} -96 \\ -546 \\ 0 \end{bmatrix} (N)$$

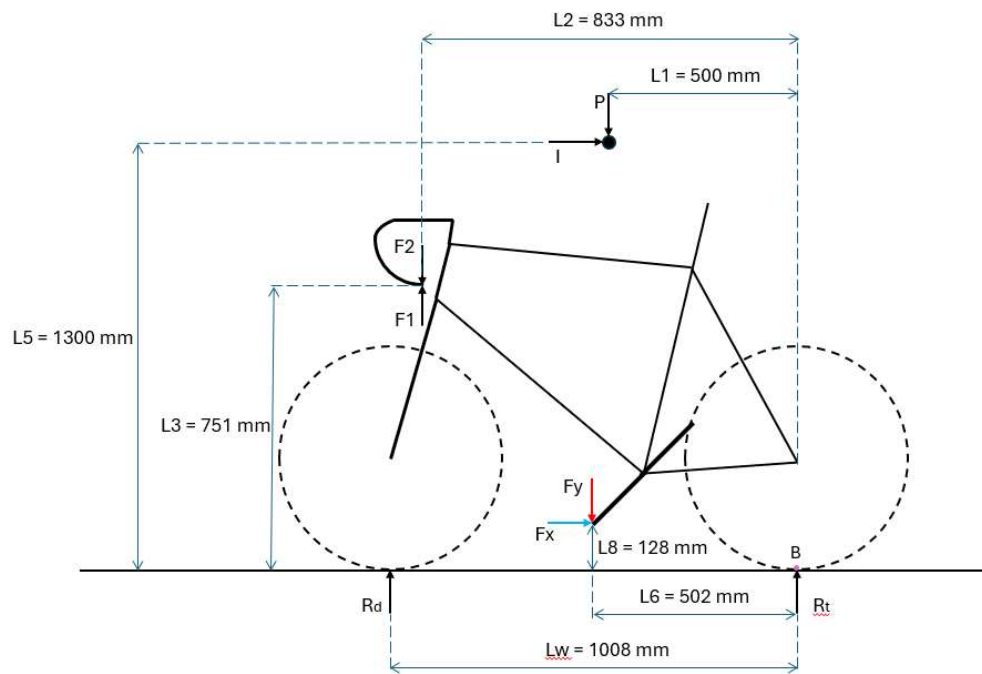
$$\vec{F}_{em\ pé} = \begin{bmatrix} -69 \\ -1128 \\ -158 \end{bmatrix} (N)$$

Figura 29 – Carregamentos no pedal



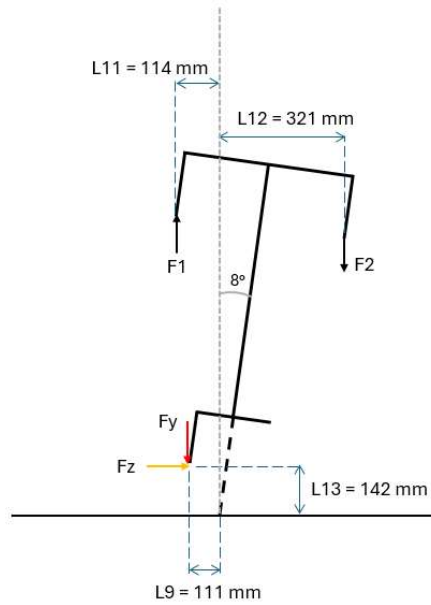
Fonte: Autor

Figura 30 - Carregamentos devido ao peso do ciclista e dimensões; vista lateral



Fonte: Autor

Figura 31 - Carregamentos devido ao peso do ciclista e dimensões; vista frontal



Fonte: Autor

Onde:

$$P = 75 \cdot 9,81 = 736 \text{ N}$$

$$I_{ar} = (\rho \cdot v^2 \cdot C_d A) / 2 = 1,225 \cdot 7,65^2 \cdot 0,277 / 2 = 9,93 \text{ N}$$

$$I_{peso} = 736 \cdot \sin(5,14^\circ) = 65,95 \text{ N}$$

$$F_y = 1128 \text{ N}$$

$$F_x = 69 \text{ N}$$

$$F_z = 158 \text{ N}$$

Tomando como referência o ponto B, tem-se que:

$$R_d + R_t = 736 \text{ N} \quad (24)$$

$$R_d \cdot L_w + (I_{ar} + I_{peso}) \cdot L_5 = P \cdot L_1 \quad (25)$$

Tabela 12 - Forças de reação nas rodas

Reação na roda dianteira - Rd	270 N
Reação na roda traseira - Rt	466 N

Fonte: Autor

As forças de arrasto e seno do peso são transmitidas para o ciclista, agindo no seu centro de massa, se opondo ao movimento na subida de 9% (5,14°).

Fazendo o somatório de forças na vertical e o somatório de momentos em relação ao ponto B, teremos as seguintes configurações:

$$F1 - F2 + Rd + Rt - Fy = 0 \quad (26)$$

$$F1 \cdot L11 + F2 \cdot L12 = Fy \cdot L9 - Fz \cdot L13 \quad (27)$$

Substituindo a equação 26 na somatória de momentos, equação 27, temos:

Tabela 13 - Forças horizontal e vertical no quadro

Força na direita – F1	534 N
Força na esquerda – F2	142 N

Fonte: Autor

4.2 GEOMETRIA

O quadro foi desenhado pensando em uma geometria mais moderna, com algumas modificações de comprimentos e angulações de tubos. Comparado ao quadro da Figura 10, este novo modelo (Figura 32) possui um Top Tube mais longo, com um menor ângulo de caixa de direção visando uma boa estabilidade da bicicleta. Todas as medidas estão definidas na Tabela 6.

Tabela 14 - Medidas

QUADRO 54	
Seat Tube (mm)	519
Top Tube (mm)	546
Ângulo de Head Tube	71.2°
Ângulo de Seat Tube	74°
Comprimento de Head Tube (mm)	154
Entre-eixo (mm)	1008
Chain Stay (mm)	408
Altura do Bottom bracket	271
Rake	55
Trail	58
Stack	555
Reach	384

Fonte: Autor

Figura 32 – Quadro de bicicleta para análise



Fonte: Autor

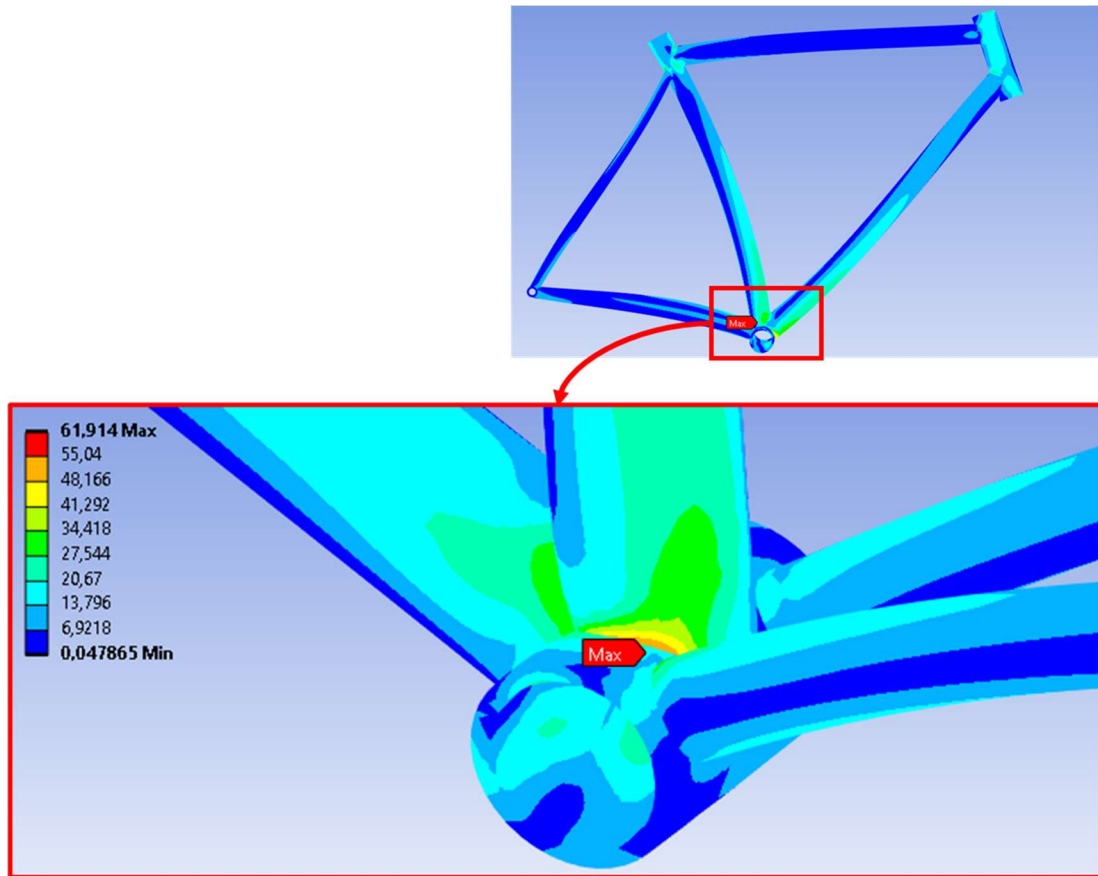
5. RESULTADOS

5.1 SIMULAÇÕES DAS TENSÕES

Pela que já foi apresentado no decorrer do trabalho, foi possível estimar as cargas atuantes em um quadro de bicicleta durante diversos tipos de situação. Com isso, aplicando o método de elementos finitos assistido por computador, utilizando o software Ansys Mechanical®, foi possível estabelecer as tensões sofridas pela estrutura. A seguir serão destacadas as tensões equivalentes de von Mises para cada modelo de carregamento.

5.1.1 Tensões durante uma pedalada no plano

Figura 33 – Distribuição das tensões no plano

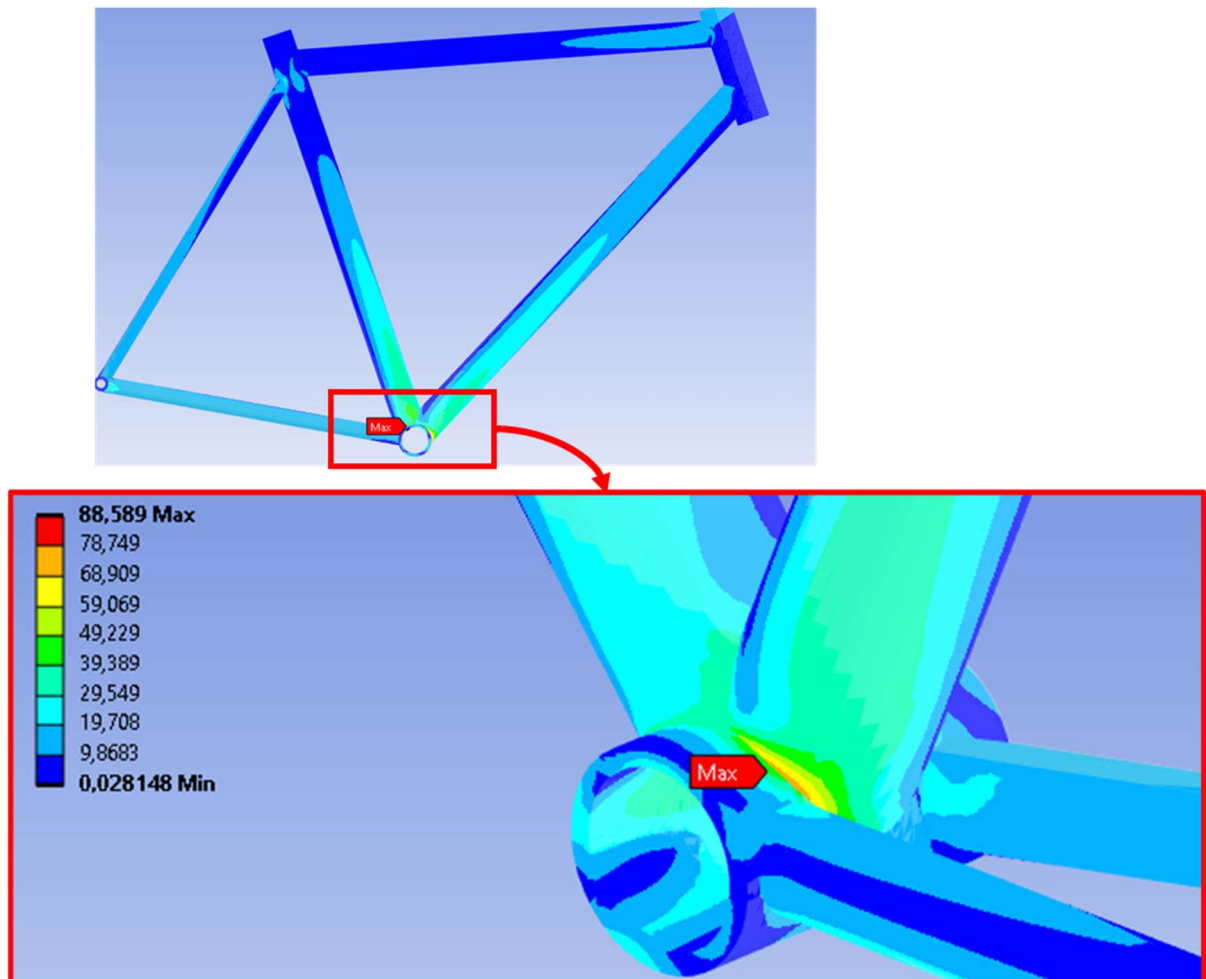


Fonte: Autor

Como é possível observar na Figura 33, a tensão equivalente (von-Mises) máxima no quadro para uma pedalada no plano é de 61,91 MPa. Neste caso, o coeficiente de segurança para o escoamento do material foi de 4,45.

5.1.2 Tensões durante uma pedalada em pé durante uma subida

Figura 34 – Distribuição das tensões durante uma subida em pé

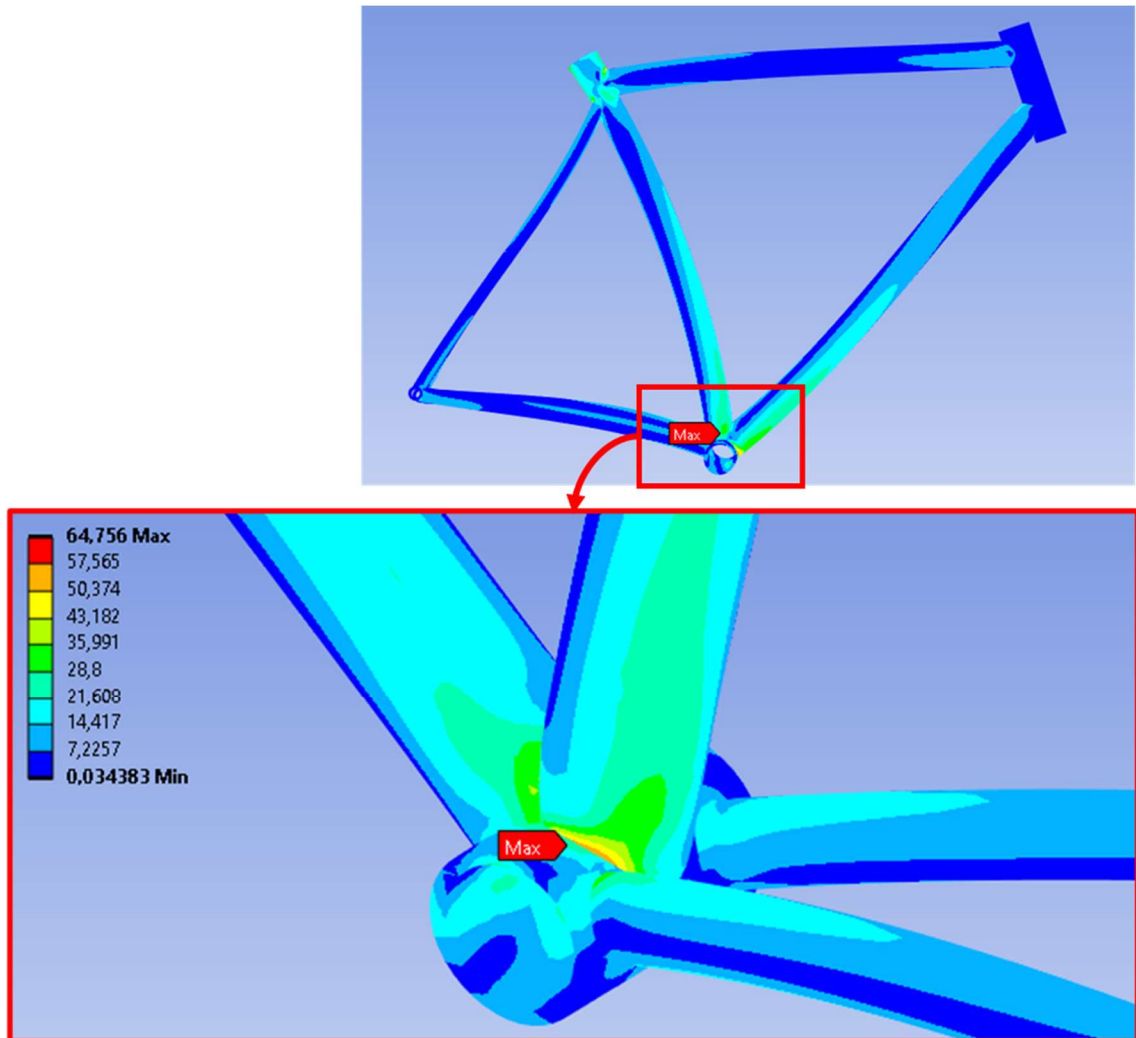


Fonte: Autor

Como é possível observar na Figura 34, a tensão equivalente (von-Mises) máxima no quadro para uma pedalada no plano é de 88,59 MPa. Neste caso, o coeficiente de segurança para o escoamento do material foi de 3,12.

5.1.3 Tensões durante uma pedalada sentado durante uma subida

Figura 35 - Distribuição das tensões durante uma subida sentado



Fonte: Autor

Como é possível observar na Figura 35, a tensão equivalente (von-Mises) máxima no quadro para uma pedalada no plano é de 64,76 MPa. Neste caso, o coeficiente de segurança para o escoamento do material foi de 4,26.

5.2 ANÁLISE DE FADIGA

5.2.1 *Análise de fadiga considerando um pedalada em pé durante uma subida*

Para seguir com a análise da vida para fadigado quadro, será considerado o pior caso dos carregamentos que é para a condição do ciclista subindo uma ladeira pedalando em pé. Para o caso do carregamento por uma pedalada, é possível imaginar que a tensão normal no quadro permanecerá constante para baixo, mas a torção será alternada completamente reversa, gerada pelo movimento do ciclista ao pedalar de um lado e do outro.

Para um quadro de alumínio 6061-T6, cuja características foram apresentadas na Tabela 2, a tensão limite de fadiga teórica será:

$$Se' = 0,5 \cdot Sut = 0,5 \cdot 310 = 155MPa \quad (28)$$

- Fator de superfície (Ka) – para um tubo de alumínio, $a = 57,7$ e $b = -0,718$:

$$Ka = a \cdot Sut^b = 0,938 \quad (29)$$

- Fator de tamanho (Kb) – para $D = 32mm$:

$$Kb = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 0,856 \quad (30)$$

- Fator de carga (Kc) – considera-se o valor para o caso de carregamentos combinados:

$$Kc = 1$$

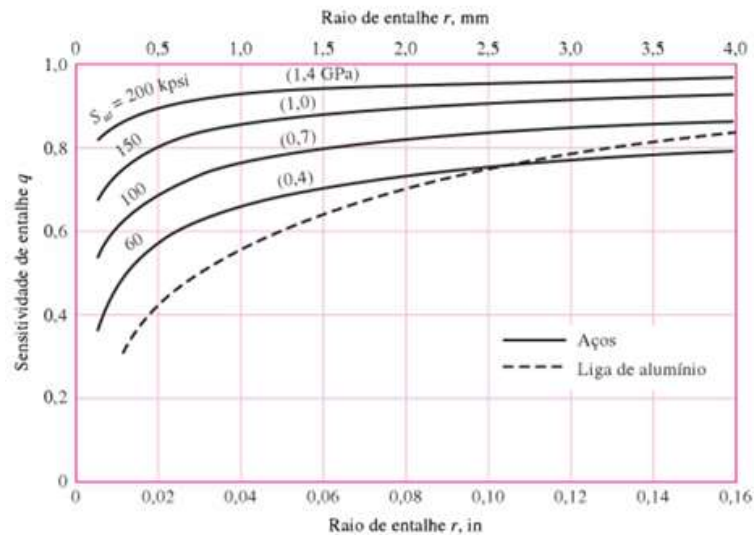
- Fatores de temperatura (Kd) e confiabilidade (Ke) serão iguais a 1, neste caso.

Portanto, a tensão limite de fadiga será:

$$Se = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Se' = 124,5 Mpa \quad (31)$$

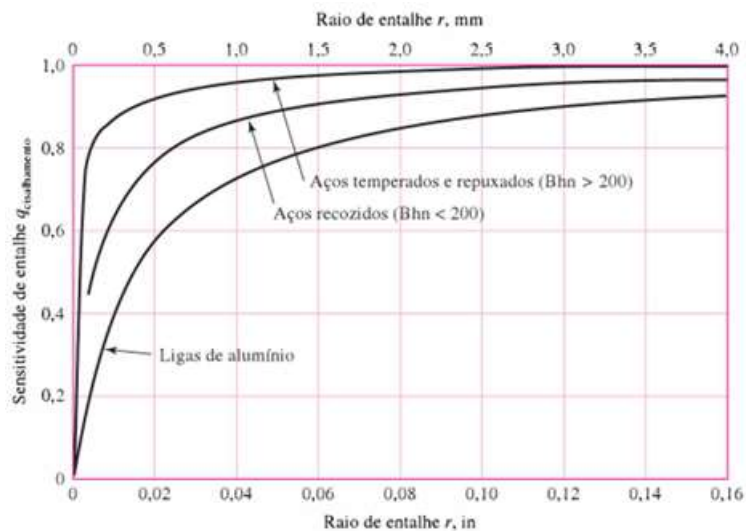
- Fator de concentração de tensão (K_t e K_f) – para este caso será considerado um raio de um cordão de solda de 4 mm como o raio do entalhe (r). Pelas Figuras 36 e 37, encontram-se os valores para sensibilidade ao entalhe sobre flexão igual a 0,83 sobre torção igual a 0,92.

Figura 36 – Sensibilidade ao entalhe para flexão



Fonte: R. Budynas; J. Nisbett, 2011, p.313

Figura 37 – Sensibilidade ao entalhe para torção

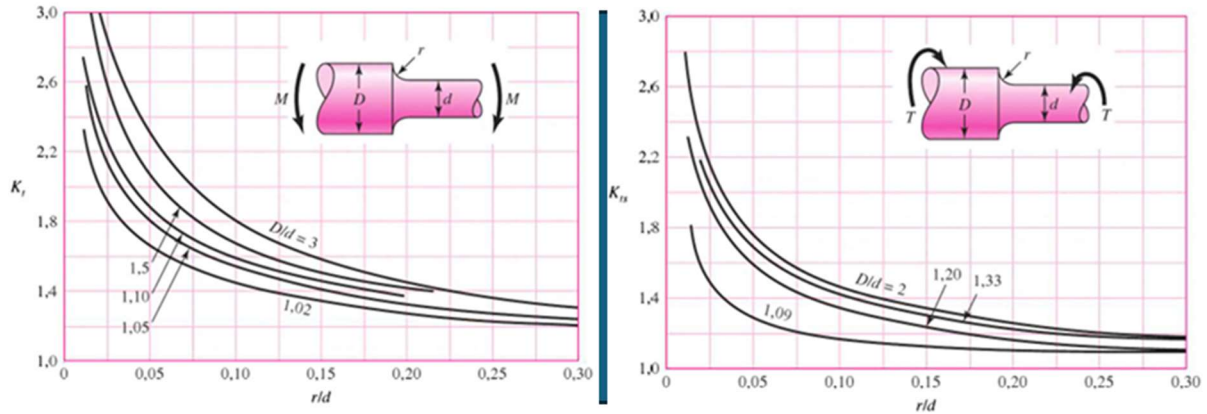


Fonte: R. Budynas; J. Nisbett, 2011, p.314

$$\frac{D}{d} = 1,375$$

$$\frac{r}{d} = 0,125$$

Figura 38 – Fatores geométricos de concentração de tensões



Fonte: R. Budynas; J. Nisbett, 2011, p.1030

$$Kf = 1 + q(Kt - 1) \quad (32)$$

$$Kfs = 1 + qs(Kts - 1) \quad (33)$$

Com os dados da Figura 38, temos que $Kt=1,55$ e $Kts=1,35$. Substituindo nas equações 26 e 27, encontram-se os fatores para correção das tensões de flexão e cisalhamento, respectivamente como $Kf = 1,456$ e $Kfs = 1,322$.

Com os resultados das simulações, é possível extrair os dados de tensões aplicadas normais e cisalhantes para cada plano de tensão. Pelo resultado mostrado na Figura 34, tem-se:

Tabela 15 – Tensões aplicadas σ e τ

Tensão normal ao plano yz - σ_x	-33,11 MPa
Tensão normal ao plano xz - σ_y	-99,21 MPa
Tensão normal ao plano xy - σ_z	-1,97 MPa
Tensão cisalhante aplicada - τ_{xy}	9,37 MPa
Tensão cisalhante aplicada - τ_{yz}	4,44 MPa
Tensão cisalhante aplicada - τ_{zx}	6,54 MPa

Fonte: Autor

Com a movimentação do ciclista ao pedalar, imagina-se as seguintes distribuições de tensões alternada e média, já corrigidas com o fator de concentração de tensão:

Tabela 16 – Tensões corrigidas com fator de concentração de tensão

Tensão normal		Tensão cisalhante	
Tensão alternada em x - $\sigma_{a,x}$	0 MPa	Cisalhamento alternado - $\tau_{a,xy}$	12,392 MPa
Tensão alternada em y - $\sigma_{a,y}$	0 MPa	Cisalhamento alternado - $\tau_{a,yz}$	0 MPa
Tensão alternada em z - $\sigma_{a,z}$	-2,873 MPa	Cisalhamento alternado - $\tau_{a,zx}$	0 MPa
Tensão média em x - $\sigma_{m,x}$	-48,214 MPa	Cisalhamento médio - $\tau_{m,xy}$	0 MPa
Tensão média em y - $\sigma_{m,y}$	-144,453 MPa	Cisalhamento médio - $\tau_{m,yz}$	5,864 MPa
Tensão média em z - $\sigma_{m,z}$	0 MPa	Cisalhamento médio - $\tau_{m,zx}$	8,649 MPa

Fonte: Autor

Pelo critério de von-Mises, encontram-se as tensões equivalentes alternada e média para o modelo. Substituindo os valores na equação 9, tem-se:

Tabela 17 – Tensões equivalentes

Tensão alternada equivalente	21,656 MPa
Tensão média equivalente	128,663 MPa

Fonte: Autor

Para determinar a tensão de fadiga, será considerado um método mais conservador, como o método de Goodman. Para uma linha de carga $r = \sigma_a/\sigma_m = 0,168$, encontra-se:

$$Sa = \frac{r \cdot Se \cdot Sut}{r \cdot Sut + Se} \quad (34)$$

$$Sm = \frac{Sa}{r} \quad (35)$$

Tabela 18 – Tensões limite de fadiga alternada e média

Tensão alternada de fadiga	36,72 MPa
Tensão média de fadiga	218,57 MPa

Fonte: Autor

Por fim, calcula-se o coeficiente de segurança para fadiga:

$$nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut}} \quad (36)$$

Portanto, foi possível calcular um coeficiente de segurança de **1,69**, dando a entender que o quadro resistiria a uma vida de alto ciclo. Entretanto, é importante salientar que o valor obtido foi baixo para um componente sujeito a fadiga. Se fosse considerado outro critério de falha, poderia obter um valor um pouco maior de segurança, mas a análise foi resguardada por um modelo mais conservador como Goodman.

5.2.2 Análise de fadiga segundo carregamentos da norma ISO 4210-6:2015

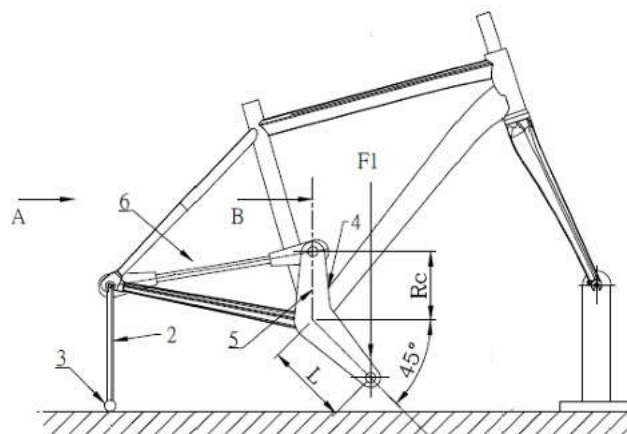
Para o mercado de fabricantes de bicicleta, a norma ISO 4210-6 determina o método de teste para um quadro de bicicleta sujeito a carregamentos cíclicos. Para o teste de fadiga com as forças de uma pedalada, a norma estabelece que o quadro deve suportar dois modos de carregamentos. Segue a Tabela 7 e a Figura 39:

Tabela 19 – Forças no pedal

Estágio do carregamento	Valor da força F1 (N)	Número de ciclos
Etapa 1 com F1	1100	120000
Etapa 2 com F1	1200	100000

Fonte: ISO 4210-6:2015

Figura 39 – Teste de fadiga



Fonte: ISO 4210-6:2015

Onde:

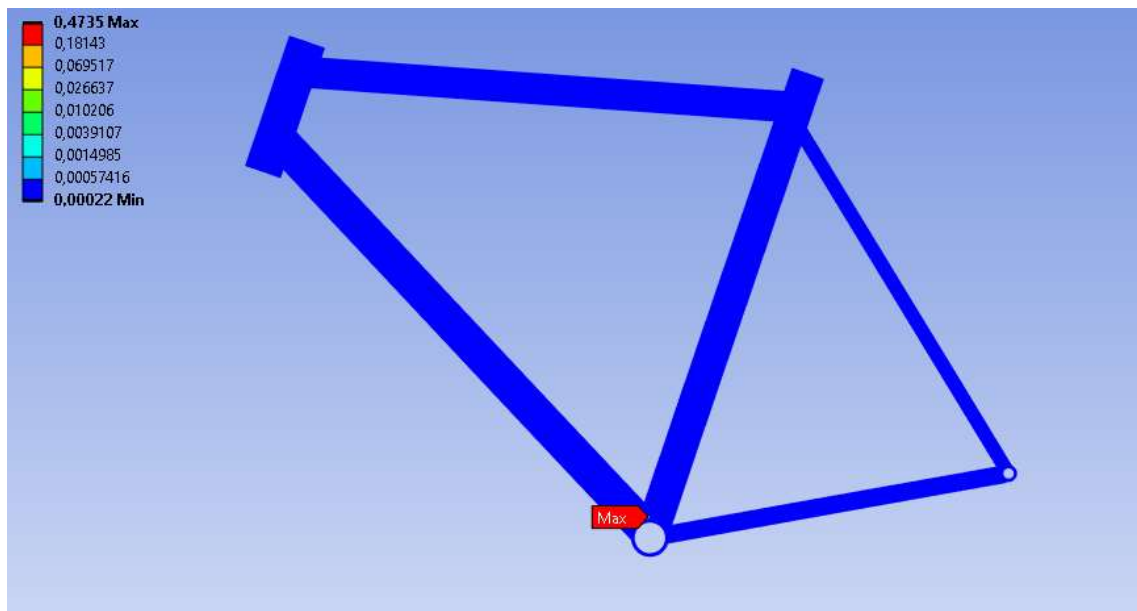
$L = 175\text{mm}$

$R_c = 75\text{mm}$

Distância do plano onde F_1 é aplicado ao plano central do quadro = 50mm

A análise foi feita pelo software Ansys Mechanical®, onde foram aplicadas as forças e foram extraídos os resultados de fadiga para cada caso de carregamento. Como se trata da aplicação de dois ciclos diferentes, etapas 1 e 2, foi feita a combinação das análises de fadiga e estimado o dano cumulativo que os ciclos causaram ao quadro.

Figura 40 – Dano cumulativo por fadiga



Fonte: Autor

Como pode ser observado na Figura 40, o dano acumulado das etapas 1 e 2 foi de 0,47. Portanto, para um dano menor do que 1, não haverá falha por fadiga de acordo com o teste normativo. Para este material, foi considerado uma vida de $5 \cdot 10^8$ ciclos.

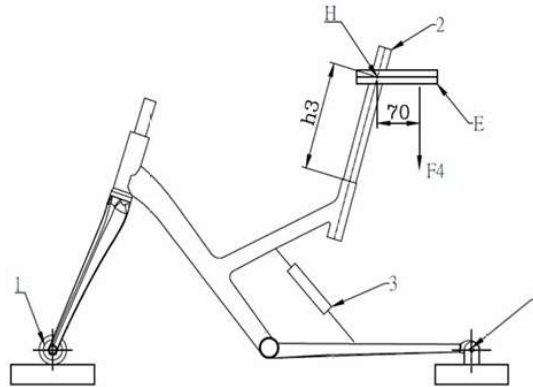
A norma também estabelece um método de teste para avaliar a resistência para uma carga vertical aplicado ao selim da bicicleta, representado o peso de uma pessoa. Pelos dados apresentados, as cargas serão como dispostas na Figura 41 e Tabela 8. O canote tem um comprimento externo h_3 de 250mm e uma outra porção é inserido no quadro com uma profundidade de 75mm.

Tabela 20 – Forças verticais

Estágio do carregamento	Valor da força F1 (N)	Número de ciclos
Etapa 1 com F4	1200	60000
Etapa 2 com F4	1300	50000

Fonte: ISO 4210-6:2015

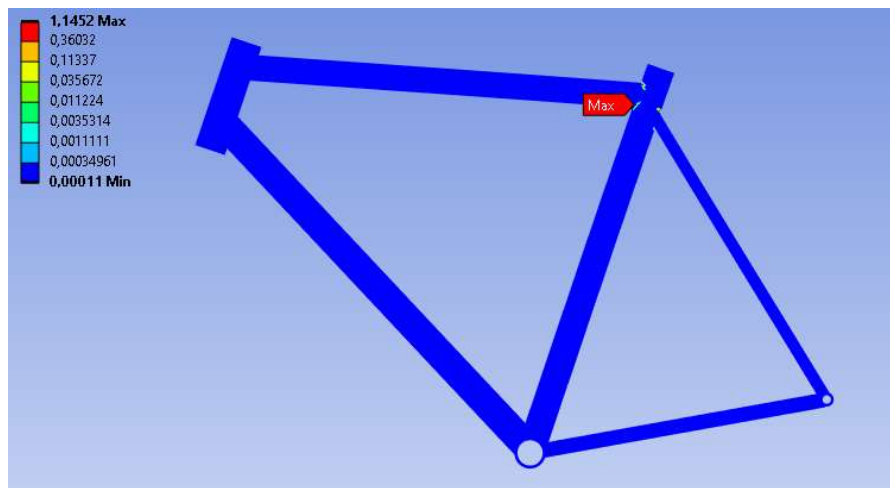
Figura 41 – Teste de fadiga vertical



Fonte: ISO 4210-6:2015

Repetindo a mesma análise de dano cumulativo feita anteriormente, foi encontrado um valor de 1,14 para a fadiga (Figura 42); na união do seat stay com seat tube foi observado uma maior concentração de tensão para esta condição de carregamento. Portanto, este item tem grandes chances de falhar no teste, uma vez que o fator do dano acumulado foi maior que 1. Vale ressaltar que, comparada as cargas apresentadas nos itens 4.1.1 e 4.1.2, as deste teste são bem maiores, o que contribui para uma maior probabilidade de falha por fadiga.

Figura 42 – Dano cumulativo por fadiga



Fonte: Autor

6. CONCLUSÃO

Através da análise estática do quadro de bicicleta, foi possível determinar quais as principais tensões atuantes na estrutura quando um ciclista está pedalando sentado em um plano e quando está pedalando em uma subida de 9% de inclinação, estando sentado e em pé (fora do selim). Com esses cenários, foi possível estudar como a estrutura se comporta dada as condições de uso do ciclista de 75kg.

A utilização da modelagem computacional, por meio do método dos elementos finitos, revelou-se uma abordagem eficaz para a análise do comportamento do quadro em diversas condições experimentais. A cada iteração realizada no software Ansys, foram identificadas as deformações e as tensões presentes na estrutura, processos que, anteriormente, só podiam ser investigados de forma experimental, por meio de ensaios destrutivos, que envolvem custos elevados. Embora os resultados obtidos nas simulações tenham se mostrado satisfatórios, os ensaios laboratoriais continuam sendo fundamentais, pois são indispensáveis para a validação do produto e para o aprimoramento dos modelos matemáticos, conferindo maior precisão e alinhamento com as condições reais de operação.

Para as análises estáticas, onde foram considerados os picos de força na pedalada, as tensões apresentaram uma boa distribuição de tensões, onde, para o escoamento, tiveram um bom coeficiente de segurança para cada situação. Por outro lado, ao analisar a resistência à fadiga da mesma estrutura, no pior dos casos de tensão (subida em pé), o coeficiente de segurança foi próximo do limite da falha para $5 \cdot 10^8$ ciclos. Vale ressaltar, que não foi levado em consideração possíveis tensões residuais na estrutura advindas do modo de fabricação. Com esses resultados, é de se esperar que a estrutura falhe por fadiga mais facilmente do que falhe por escoamento.

Por fim, foi feita uma análise de fadiga, mas agora considerando padrões internacionais de teste de bicicletas. Com os resultados, foi constatado que a estrutura, ao sofrer carregamentos do pedal, a estrutura iria ser aprovada no teste, uma vez que o dano acumulado dos carregamentos foi menor que 1. Entretanto, para um outro método de teste, o quadro reprovou no teste, pois o dano acumulado foi maior que o limite aceitável. Isso levanta um ponto a ser observado para futuras iterações da geometria para amenizar concentrações de tensão que ocorreram na união seat stay e seat tube, local onde a falha foi prevista.

REFERÊNCIAS

ÁLVAREZ, Gorka; VINYOLAS, Jordi. **A New Bicycle Pedal Design for On-Road Measurements of Cycling Forces**. Journal of Applied Biomechanics. 1996.

ANSYS, Inc. **Mechanical User's Guide**. Version R1, 2023.

ASM Aerospace Specification Metals Inc. **Aluminum 6061-T6**. Disponível em: <https://asm.matweb.com/search/specifcmaterial.asp?bassnum=ma6061t6>. Acesso em: 16 out. 2024.

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, E. Russel; DEWOLF, John T.; MAZUREK, David F. **Mecânica dos materiais**. tradução técnica José Benaque Rubert, Walter Libardi – 5. ed. – Porto Alegre: AMGH, 2011.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica / Richard Budynas, J. Keith Nisbett**; tradução técnica João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar – 8. ed. – Dados eletrônicos – Porto Alegre: AMGH, 2011.

COVILL, Derek; BEGG, Steven; ELTON, Eddy; MILNE, Mark; MORRIS, Richard; KATZ, Tim. **Parametric finite element analysis of bicycle frame geometries**. The 2014 conference of the International Sports Engineering Association. School of Computing, Engineering and Mathematics, University of Brighton. 2014. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705814005931>. Acesso em: 13 out. 2024.

COVILL, Derek; ALLARD, Philippe; DROUET, Jean-Marc; EMERSON, Nicholas. **An Assessment of Bicycle Frame Behavior under Various Load Conditions Using Numerical Simulations**. 11th conference of the International Sports Engineering Association. 2016. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705816307160>. Acesso em: 19 out. 2024.

DAVIS, R.; HULL, M. L. **Design of aluminum bicycle frames**. Department of Mechanical Engineering, University of California. 1981.

FILHO, Avelino Alves. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2000.

LORENZO, D. S. De; HULL, M. L. **Quantification of Structural Loading During Off-Road Cycling**. Department of Mechanical Engineering, University of California. 1999.

MAGALHÃES, Pedro Arthur Novais. **Confecção e Avaliação do Desempenho Estrutural de Quadros de Bicicleta de Madeira**. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Estruturas. Universidade Federal de Minas Gerais, 2016.

MALIZIA, Fabio; BLOCKEN, Bert. Cyclist aerodynamics through time: Better, faster, stronger. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*. 2021. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610521001574>. Acesso em: 25 set. 2024.

MEDEIROS, Luiz Gustavo. **Análise de falha em junta soldada**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2008.

MIRZA, F. A.; LIU, K.; CHEN, X. G. **Cyclic Stress-Strain Behavior and Low Cycle Fatigue Life of AA6061 Aluminum Alloy**. The Minerals, Metals & Materials Series. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/313586116_Cyclic_Stress-Strain_Behavior_and_Low_Cycle_Fatigue_Life_of_AA6061_Aluminum_Alloy. Acesso em: 16 out. 2024.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada / Robert L. Norton**; tradução: Konstantinos Dimitrou Stavropoulos – 4. ed. – Porto Alegre: Bookman, 2013.

ROLO Motion Devices SA. **Elementary aspects of road bicycle design, engineering and fabrication**. Luxembourg. 2015.

SHIMANO INC. **Shimano 2024-2025 Spec. Handbook**. Agosto de 2024. Disponível em: <https://productinfo.shimano.com/en>. Acesso em: 20 out. 2024.

SOARES, Ricardo Cardoso. **Avaliação do dano ocasionado por fadiga em uniões de alumínio soldadas, sujeitas a estado multiaxial de tensões**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, 2019.

SODEN, P. D.; MILLAR, M. A.; ADEYEFA, B. A.; WONG, Y. S. **Loads, stresses and deflections in bicycle frames**. Department of Mechanical Engineering, UMIST. 1986.

SODEN, P. D.; ADEYEFA, B. A. **Forces applied to a bicycle during normal cycling**. Department of Mechanical Engineering, The University of Manchester Institute of Science and Technology, Manchester, England. 1979.

VANWALLEGHEM, Joachim; BAERE, Ives De; LOCCUFIER, Mia; PAEPEGEM, Wim Van. **Development of a multi-directional rating test method for bicycle stiffness**. The 2014 conference of the International Sports Engineering Association. Department of Materials Science and Engineering, Ghent University. Department of Electrical Energy, Systems & Automation, Ghent University. 2014. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705814005712>. Acesso em: 19 out. 2024.

YAGR, G. T. **Fatigue Design Curves for 6061-T6 Aluminum**. Engineering Technology Division, Oak Ridge National Laboratory, Tennessee. 1993.