

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE - FURG  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TATIELEN PEREIRA COSTA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE FADIGA E IMPACTO EM BICICLETAS DE ALTO  
RENDIMENTO**

RIO GRANDE  
2019

TATIELEN PEREIRA COSTA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE FADIGA E IMPACTO EM BICICLETAS DE ALTO  
RENDIMENTO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Rio Grande como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

RIO GRANDE  
2019

### Ficha catalográfica

C837a Costa, Tatielen Pereira.

Análise numérica de fadiga e impacto em bicicletas de alto rendimento / Tatielen Pereira Costa. – 2019.  
145 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Rio Grande/RS, 2019.

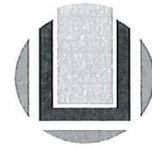
Orientador: Dr. Carlos Eduardo Marcos Guilherme.  
Coorientador: Dr. Paulo Roberto de Freitas Teixeira.

1. Fadiga 2. Simulação Numérica 3. ABAQUS 4. Dang Van  
5. ISO 4210 I. Guilherme, Carlos Eduardo Marcos II. Teixeira, Paulo Roberto de Freitas III. Título.

CDU 531.453:629.322



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE - FURG  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
PPMec



Ata nº 07/2019 da Defesa de Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande - FURG. Aos dezessete dias do mês de abril de dois mil e dezenove, foi instalada a Banca de Defesa de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, às quatorze horas no Policab, no Campus Carreiros desta Universidade, a que se submeteu a mestranda **Tatielen Pereira Costa**, nacionalidade brasileira, dissertação ligada a Linha de Pesquisa Engenharia de Soldagem e Materiais do PPGMec, com o seguinte título: **ANÁLISE NUMÉRICA DE FADIGA E IMPACTO EM BICICLETAS DE ALTO RENDIMENTO**. Referendada pela Câmara Assessora do Curso, os seguintes Professores Doutores: Liércio André Isoldi e Flávio Galdino Xavier, sob a orientação do Professor Carlos Eduardo Marcos Guilherme e coorientação do Professor Paulo Roberto de Freitas Teixeira. Analisando o trabalho, a Banca Examinadora o considerou:

1. Carlos Eduardo Marcos Guilherme: Carlos Eduardo Marcos Guilherme APROVADO
2. Paulo Roberto de Freitas Teixeira: Paulo Roberto de Freitas Teixeira APROVADO
3. Liércio André Isoldi: Liércio André Isoldi APROVADO
4. Flávio Galdino Xavier: Flávio Galdino Xavier APROVADO

Foi concedido um prazo de 30 dias, para o candidato efetuar as correções sugeridas pela Comissão Examinadora (anexo) e apresentar o trabalho em sua redação definitiva, sob pena de não expedição do Diploma. A ata foi lavrada e vai assinada pelos membros da Comissão.

Assinaturas:

1. Carlos Eduardo Marcos Guilherme  
CPF: 732.846.700-25
2. Paulo Roberto de Freitas Teixeira  
CPF: 385.559.560-72
3. Liércio André Isoldi  
CPF: 886.755.990-72
4. Flávio Galdino Xavier  
CPF: 871.748.557-68

Tatielen Pereira Costa: Tatielen Pereira Costa

*“Um trabalho te dá um propósito e um significado.  
A vida é vazia sem ambos.”*  
Stephen Hawking

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço em primeiro lugar a Deus por me manter firme e forte para que eu pudesse chegar até aqui. Dedico esse trabalho a memória de meu pai e a minha mãe que sempre rezou para que eu conquistasse todas as minhas metas.

Agradeço o apoio durante todo meu mestrado ao meu noivo Alexandre Selhorst, que tanto financeiramente quanto psicologicamente me sustentou até aqui.

A minha amiga Alice Tavares por seus vastos conselhos.

Ao meu amigo Juacir Quaresma por toda sua ajuda.

Aos meus orientadores por toda ajuda e colaboração dispendidos.

A todo pessoal do POLICAB em especial ao Devanir José Oliveira por toda ajuda durante as simulações.

A CAPES pela ajuda com a bolsa, que sem a qual seria muito difícil executar este trabalho.

## RESUMO

Nos últimos anos a pesquisa em bicicletas tem aumentado visto que se está em uma fase de crescimento no interesse da população em meios de transporte menos poluentes e também uma maior visibilidade de competições ciclísticas. A indústria de bicicletas tem se preocupado com as inúmeras melhorias que podem ser feitas em termos de ganho de velocidade e redução de custos. As bicicletas destinadas a competições necessitam estar enquadradas dentro de normas de fabricação segundo a UCI bem como ser aprovadas nos ensaios de impacto e fadiga de normas como a ISO 4210. O objetivo deste estudo foi desenvolver um método de simulação numérica usando o programa ABAQUS<sup>®</sup> em um quadro de liga de alumínio 6061 T6, projetado de acordo com a UCI, dentro de especificações comumente utilizadas e validá-lo através de ensaios estáticos com cargas baseadas na literatura e em seguida submetê-lo a testes de impacto e fadiga de acordo com a ISO 4210. Os resultados demonstraram que para os testes de fadiga o quadro teria alto risco de ocorrer falha por fadiga, visto que se encontra na zona de iniciação de fadiga de acordo com o método de Dang Van para 50.000 ciclos nos ensaios de fadiga vertical e horizontal, bem como 100.000 ciclos para o ensaio de pedaleira.

**Palavras-chave:** Fadiga, simulação numérica, ABAQUS<sup>®</sup>, Dang Van, ISO 4210.

## ABSTRACT

*In the last years, research on bikes has increased due to the growing interest of population in less pollutant transportation, and a bigger visibility of cycling competitions. The bike industry is aware of the several improvements that can be done in terms of increasing speed and cost reduction. Bikes meant for competitions must be in accordance with UCI standards, and need to pass fatigue and impact test according standards such as ISO 4210. The goal of this study is to develop a simulation method using ABAQUS<sup>®</sup> on a bike frame made of aluminum alloy 6061 T6 that has been designed under UCI standards with usual specifications, validate the frame with static simulations that use loads according to the literature, and then put the frame against impact and fatigue simulations according ISO 4210 standards. The results have shown that the frame would have a high failure risk for the fatigue simulation, due to the fact that its stresses are on the starting fatigue zone according the Dang Van method for 50000 cycles on the vertical and horizontal fatigue tests, as well as 100000 cycles for the pedal test.*

**Keywords:** *Fatigue, FEA (simulation), ABAQUS<sup>®</sup>, Dang Van, ISO 4210.*

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>18</b>
1.1	Objetivo Geral.....	19
1.2	Objetivos Específicos.....	19
<b>2.</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO.....</b>	<b>21</b>
2.1	Caracterização do processo de fabricação de um quadro de <i>Mountain bike</i> .....	21
2.1.1	Emprego da liga de alumínio 6061 T6 em quadros de bicicleta.....	21
2.1.2	Extrusão de tubos para montagem do quadro.....	22
2.1.3	Processo de hidroformagem para obtenção de espessuras variáveis.....	23
2.1.4	Aplicação do processo de esquadrinamento ( <i>miter cut</i> ).....	24
2.1.5	Soldagem TIG em quadros de bicicleta.....	24
2.1.6	Tratamento T6 em ligas de alumínio usadas em bicicletas.....	26
2.2	Aplicação de elementos finitos na análise de quadros de bicicletas.....	28
2.3	Dimensionamento de um quadro de bicicleta.....	31
2.4	Impacto em bicicletas.....	33
2.5	Fadiga em bicicletas.....	34
2.6	Requisitos da UCI para a configuração de bicicletas de competição.....	37
<b>3.</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>40</b>
3.1	Método de solução via MEF no ABAQUS®.....	43
3.1.1	Escolha da malha.....	45
3.1.2	Contato.....	46
3.2	Utilização da norma ISO 4210 no processo de análise de tensões em bicicletas de Mountain bike.....	47
3.2.1	Análise de impacto.....	47
3.2.2	Análise de fadiga.....	50
3.2.2.	Teste de fadiga de pedaleira.....	50
3.2.2.	Teste de fadiga com forças horizontais.....	51
3.2.2.	Teste de fadiga com forças verticais.....	52
3.1.3	Características do falso garfo.....	53
3.3	Utilização do critério de Dang Van na análise de falha por fadiga.....	54
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>58</b>
4.1	Verificações.....	58
4.1.1	Verificação do modelo computacional dos testes estáticos.....	60

4.1.2	Verificação do modelo computacional para as análises de impacto.....	62
4.1.3	Verificação do modelo computacional para as análises de fadiga.....	63
4.2	Dimensionamento do quadro.....	66
4.3	Resultados das cargas estáticas.....	69
4.4	Análise do garfo.....	84
4.5	Resultados das análises de impacto.....	87
4.5.1	Simulação de impacto com massa em queda.....	87
4.5.2	Análise de impacto com quadro em queda.....	97
4.6	Resultados das análises de fadiga.....	109
4.6.1	Análise de cargas verticais.....	109
4.6.2	Análise de cargas horizontais.....	115
4.6.3	Análise de pedaleira.....	121
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>133</b>
<b>6.</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>135</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>136</b>
	<b>ANEXOS.....</b>	<b>142</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Trinca na ZAC.....	18
Figura 2	Organograma da sequência do trabalho.....	20
Figura 3	Curva S-N de um espécime.....	22
Figura 4	Distribuição da espessura em um tubo de bicicleta [mm].....	23
Figura 5	Tubo cortado pelo processo de <i>miter cut</i> .....	24
Figura 6	Variação de dureza.....	25
Figura 7	Trincas na região soldada.....	25
Figura 8	Diagrama do processo de tratamento de envelhecimento com múltiplos estágios.....	26
Figura 9	Dureza versus tempo nos tratamentos T6 e T6I6.....	27
Figura 10	Microestrutura observada na ZAC.....	28
Figura 11	Microestrutura dos materiais de base e de solda.....	28
Figura 12	Bicicleta de <i>downhill</i> (à esquerda) e resultados da tensão de von Mises no ensaio de quadro em queda (à direita).....	29
Figura 13	Tensões de von Mises na zona de maior impacto.....	30
Figura 14	Aplicação de modelos na estrutura do quadro.....	30
Figura 15	Localização de trincas por fadiga em um quadro real (à direita) e um quadro simulado via MEF (à esquerda).....	31
Figura 16	Contatos entre os tubos do quadro em simulação de impacto.....	31
Figura 17	Componentes do quadro de bicicleta.....	32
Figura 18	Cargas aplicadas no guidom e pedal direito.....	33
Figura 19	Carga aplicada em uma estrutura elástica.....	34
Figura 20	Teste de impacto com queda de massa (à esquerda) e teste de impacto com quadro em queda (à direita).....	34
Figura 21	Teste de fadiga com aplicação de força nos pedais.....	35
Figura 22	Teste de fadiga com aplicação de forças horizontais.....	36
Figura 23	Teste de fadiga com aplicação de forças verticais.....	36
Figura 24	Diagrama de Dang Van.....	37
Figura 25	Resultados dos testes de fadiga por pedaleira.....	37
Figura 26	Restrições da geometria dos tubos I.....	38
Figura 27	Restrições da geometria dos tubos II.....	39
Figura 28	Restrições da geometria dos tubos III.....	39
Figura 29	Gráfico de tensão versus deformação da liga 6061 T6.....	41

Figura 30	Estágios da análise.....	42
Figura 31	Forças aplicadas no quadro na condição em pé (à esquerda), sentado (à direita) e em uma rampa inclinada (à baixo).....	43
Figura 32	Primeira interação com o incremento.....	44
Figura 33	Elementos tridimensionais lineares (à esquerda) e quadráticos (à direita)....	45
Figura 34	Elemento tetraédrico linear C3D4 (à esquerda) e quadrático C3D10M (à direita).....	46
Figura 35	Contato entre as superfícies.....	47
Figura 36	Ensaio de impacto com queda de massa.....	48
Figura 37	Ensaio de impacto com quadro em queda.....	50
Figura 38	Ensaio de fadiga com forças nos pedais.....	51
Figura 39	Ensaio de fadiga com forças horizontais.....	52
Figura 40	Ensaio de fadiga com forças verticais.....	53
Figura 41	Falha por fadiga.....	54
Figura 42	Acomodação elástica em fadiga multiaxial.....	56
Figura 43	Curva de Dang Van para limite de fadiga.....	57
Figura 44	Viga engastada com cisalhamento distribuído na extremidade.....	58
Figura 45	Resultado dos deslocamentos na direção x.....	59
Figura 46	Resultado dos deslocamentos na direção y.....	60
Figura 47	Tubo de alumínio sofrendo aplicação de carregamento axial.....	60
Figura 48	Resultados para o deslocamento na direção axial de z.....	61
Figura 49	Tubo de alumínio sofrendo impacto transversal.....	62
Figura 50	Resultados para o impacto de massa.....	63
Figura 51	Variação das rotações ao longo do tempo.....	64
Figura 52	Tubo de aço CK45.....	65
Figura 53	Malha aplicada no tubo.....	65
Figura 54	Resultados das tensões de Tresca no tubo.....	66
Figura 55	Detalhes da geometria do quadro.....	67
Figura 56	Garfo falso com medidas em mm.....	68
Figura 57	Tubo de junção.....	68
Figura 58	Geometria do quadro de <i>Mountain bike</i> .....	69
Figura 59	Diagrama de corpo livre na situação 1.....	70
Figura 60	Diagrama de corpo livre na situação 2.....	71
Figura 61	Diagrama de corpo livre para o rolamento do pedivela na situação 1.....	72
Figura 62	Diagrama de corpo livre para o rolamento do pedivela na situação 2.....	73

Figura 63	Diagrama de corpo livre do guidom na situação 1.....	74
Figura 64	Diagrama de corpo livre do guidom na situação 2.....	75
Figura 65	Restrições de deslocamento e rotações nas gancheiras traseiras.....	75
Figura 66	Restrições de deslocamento e rotações na parte inferior do tubo da direção.....	76
Figura 67	Forças atuantes nos rolamentos A e B do pedivela na situação 1.....	76
Figura 68	Forças atuantes no tubo da direção do rolamento superior na situação 1.....	77
Figura 69	Forças atuantes nos rolamentos A e B do pedivela na situação 2.....	77
Figura 70	Forças atuantes no tubo da direção no rolamento superior na situação 2.....	78
Figura 71	Forças atuantes no tubo do canote na situação 2.....	78
Figura 72	Gráfico de convergência de malha na situação 1.....	79
Figura 73	Gráfico de convergência de malha para tensão von Mises na situação 1.....	80
Figura 74	Resultado dos deslocamentos na situação 1 com a malha de 3,5 mm.....	80
Figura 75	Detalhe do nó com a maior deformação na situação 1.....	81
Figura 76	Gráfico de convergência de malha na situação 2.....	82
Figura 77	Gráfico de convergência de malha para tensão von Mises na situação 2.....	82
Figura 78	Resultado da aplicação das cargas na situação 2.....	83
Figura 79	Detalhe do nó com a maior deformação na situação 2.....	83
Figura 80	Condições de contorno no garfo.....	85
Figura 81	Gráfico de convergência de malha para o garfo.....	86
Figura 82	Resultado das deformações do garfo.....	86
Figura 83	Domínio computacional para a simulação de impacto com massa em queda.....	88
Figura 84	Dimensões do rolete em mm.....	89
Figura 85	Esquema das condições de contorno.....	89
Figura 86	Condição de contorno na massa.....	90
Figura 87	Condição de contorno nas gancheiras traseiras.....	90
Figura 88	Condição de contorno no rolete de fixação do garfo.....	90
Figura 89	Carregamento da velocidade na massa.....	91
Figura 90	Carregamento da ação da gravidade na massa.....	92
Figura 91	Malha aplicada no domínio computacional antes do refino.....	92
Figura 92	Malha refinada na zona de impacto no rolete.....	93
Figura 93	Malha refinada na zona de impacto na massa.....	93
Figura 94	Malha refinada na zona de contato do garfo com o tubo da direção.....	94
Figura 95	Gráfico de convergência de malha para deslocamento com massa em queda..	95

Figura 96	Gráfico de convergência de malha para tensão de von Mises com massa em queda.....	95
Figura 97	Tensões de von Mises no garfo ao longo da simulação.....	96
Figura 98	Deslocamentos na direção z.....	96
Figura 99	Gráfico dos deslocamentos no garfo no ponto de maior deformação.....	97
Figura 100	Domínio computacional para a simulação de impacto com quadro em queda.....	98
Figura 101	Dimensões da massa M1 em mm.....	98
Figura 102	Dimensões da massa M2 em mm.....	99
Figura 103	Dimensões da massa M3 em mm.....	99
Figura 104	Dimensões da placa de aço em mm.....	99
Figura 105	Dimensões do eixo traseiro em mm.....	100
Figura 106	Esquema para o impacto de quadro em queda.....	100
Figura 107	Carregamento da velocidade angular no quadro.....	101
Figura 108	Esquema das condições de contorno.....	102
Figura 109	Condição de contorno do suporte do eixo traseiro.....	102
Figura 110	Condição de contorno do eixo traseiro.....	103
Figura 111	Condição de contorno da placa de aço.....	103
Figura 112	Carregamento da ação da gravidade no quadro.....	104
Figura 113	Malha aplicada no domínio computacional antes do refino.....	104
Figura 114	Gráfico de convergência de malha para impacto com quadro em queda.....	105
Figura 115	Gráfico de convergência de malha para tensão de von Mises com quadro em queda.....	106
Figura 116	Detalhe da malha refinada na zona de impacto no rolete.....	106
Figura 117	Detalhe da malha refinada na zona de impacto na placa de aço.....	107
Figura 118	Tensões de von Mises.....	107
Figura 119	Deslocamentos na direção z.....	108
Figura 120	Gráfico dos deslocamentos no garfo no ponto de maior deformação.....	108
Figura 121	Domínio computacional para a simulação de fadiga com cargas verticais.....	109
Figura 122	Dimensões da placa de aço em mm.....	110
Figura 123	Esquema das condições de contorno.....	110
Figura 124	Condição de contorno do suporte do eixo traseiro.....	111
Figura 125	Condição de contorno do suporte do eixo dianteiro.....	111
Figura 126	Gráfico de aplicação das cargas dinâmicas.....	112
Figura 127	Malha aplicada no modelo antes do refino.....	112
Figura 128	Gráfico de convergência de malha para teste de cargas verticais.....	113

Figura 129	Localização do ponto de maior tensão de Tresca.....	114
Figura 130	Gráfico de Dang Van vertical.....	114
Figura 131	Gráfico de Dang Van vertical para região com solda.....	115
Figura 132	Domínio computacional para a simulação de fadiga com cargas horizontais..	116
Figura 133	Gráfico de aplicação das cargas dinâmicas.....	116
Figura 134	Esquema das condições de contorno.....	117
Figura 135	Condição de contorno do suporte do eixo dianteiro.....	117
Figura 136	Condição de contorno do suporte do eixo traseiro.....	118
Figura 137	Malha aplicada no domínio computacional.....	118
Figura 138	Gráfico de convergência de malha para a análise de cargas horizontais.....	119
Figura 139	Localização do ponto de maior tensão de Tresca.....	120
Figura 140	Gráfico de Dang Van horizontal.....	120
Figura 141	Gráfico de Dang Van horizontal na região da solda.....	121
Figura 142	Domínio computacional para a simulação de fadiga com forças nos pedais..	122
Figura 143	Gráfico de aplicação das cargas dinâmicas.....	122
Figura 144	Dimensões do apoio dianteiro em mm.....	123
Figura 145	Dimensões do apoio traseiro em mm.....	124
Figura 146	Dimensões dos pedais auxiliares em mm.....	125
Figura 147	Refino na malha aplicado no contato do apoio traseiro.....	125
Figura 148	Refino na malha aplicado no contato do apoio dianteiro.....	126
Figura 149	Refino na malha aplicado no contato do tubo do pedivela e na área de aplicação das cargas nos pedais.....	126
Figura 150	Esquema das condições de contorno.....	127
Figura 151	Condição de contorno do suporte do apoio dianteiro.....	127
Figura 152	Condição de contorno do suporte do apoio traseiro.....	128
Figura 153	Condição de contorno no garfo.....	128
Figura 154	Condição de contorno nos pedais.....	129
Figura 155	Condição de contorno no tirante.....	129
Figura 156	Gráfico de convergência de malha para o teste de pedaleira.....	130
Figura 157	Localização do ponto de maior tensão de Tresca.....	131
Figura 158	Gráfico de Dang Van pedaleira.....	131
Figura 159	Gráfico de Dang Van pedaleira na área de solda.....	132

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MEF	Métodos de elementos finitos
ASM	<i>American Society for Metals</i>
ARB	<i>Accumulative Roll Bonding</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MIG	<i>Metal Inert Gas</i>
TIG	<i>Tungsten Inert Gas</i>
UCI	<i>Union Cycliste Internationale</i>
ZAC	Zona Afetada pelo Calor
ABIMOTA	Associação Nacional das Indústrias de Duas Rodas
T6	Tratamento térmico
T6I4	Tratamento térmico
T6I6	Tratamento térmico
Ta, Tb, Tc	Temperaturas de envelhecimento
DV	Coefficiente de perigo de Dang Van
TD	Tubo da direção
TS	Tubo superior
TC	Tubo do canote
TI	Tubo inferior
TP	Tubo do pedivela
TTS	Tubo do triângulo traseiro superior
TTI	Tubo do triângulo traseiro inferior

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Valores de tensão de ruptura para diferentes regiões do material.....	25
Tabela 2	Propriedades elásticas e plásticas da liga de alumínio 6061 T6XX.....	27
Tabela 3	Composição química da liga de alumínio 6061 T6.....	40
Tabela 4	Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6061 T6.....	40
Tabela 5	Propriedades mecânicas da liga de aço inoxidável 304.....	41
Tabela 6	Resultados das tensões e deslocamentos na viga.....	59
Tabela 7	Propriedades mecânicas do aço CK45.....	65
Tabela 8	Dimensões dos componentes do quadro [mm].....	67
Tabela 9	Resultados do teste de convergência de malha para a situação 1.....	79
Tabela 10	Resultados do teste de convergência de malha para a situação 2.....	81
Tabela 11	Deslocamentos vertical e lateral máximos em ambos os casos.....	84
Tabela 12	Deslocamentos vertical e lateral máximos em cada tubo no caso de <i>sprint</i> .....	84
Tabela 13	Resultados do teste de convergência de malha no garfo.....	85
Tabela 14	Resultados do teste de convergência com massa em queda.....	94
Tabela 15	Resultados do teste de convergência de malha com quadro em queda.....	105
Tabela 16	Resultados do teste de convergência de malha com cargas verticais.....	113
Tabela 17	Resultados do teste de convergência de malha com cargas horizontais.....	119
Tabela 18	Resultados do teste de convergência de malha para a análise de pedaleira.....	130

## LISTA DE SÍMBOLOS

$E$	Módulo de elasticidade [GPa]
$HD$	Dureza [Br]
$\nu$	Coefficiente de Poisson [Adimensional]
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_e$	Tensão de limite elástico [MPa]
$S_{ut}$	Resistência à tração [MPa]
$\delta$	Deflexão medida no sentido de aplicação da força [mm]
$S-N$	Curva de Wöhler
$a$	Aceleração [m/s <sup>2</sup> ]
$D_{rf}$	Razão de deflexão do garfo no ensaio de fadiga [Adimensional]
$D_{rc}$	Razão de deflexão do garfo no ensaio de impacto [Adimensional]
$L$	Comprimento do garfo [m]
$l$	Comprimento da solda [cm]
$K_1$	Constante para o cálculo da razão de deflexão do garfo de testes para os ensaios de fadiga [Adimensional]
$K_2$	Constante para o cálculo da razão de deflexão do garfo de testes para os ensaios de impacto [Adimensional]
$M_1, M_2, M_3$	Massas utilizadas no ensaio de impacto – quadro em queda [kg]
$R_C$	Comprimento do braço vertical do adaptador da pedaleira [m]
$R_w$	Altura correspondente ao raio do conjunto composto pelo pneu e roda [m]
$F_1$	Força aplicada no ensaio de fadiga com as forças exercidas ao pedalar [N]
$F_2, F_3$	Forças aplicadas no ensaio de fadiga com forças horizontais [N]
$F_4$	Força aplicada no ensaio de fadiga com as forças verticais [N]
$C_D$	Fator de risco a fadiga [Adimensional]
$G$	Módulo de cisalhamento [GPa]
$h_1$	Altura de impacto [mm]
$h_3$	Distância de colocação da placa de aço [mm]
$D$	Distância de colocação da massa M1 [mm]
$\tau_{mes}$	Tensão cisalhante mesoscópica [MPa]
$\alpha_{DV}$	Fator de sensibilidade à tensão hidrostática [Adimensional]
$\beta_{DV}$	Limite de fadiga do material [MPa]
$\sigma_h$	Tensão hidrostática mesoscópica [MPa]

$D_{ext}$	Diâmetro externo dos tubos [mm]
$t$	Espessura dos tubos [mm]
$v$	Velocidade [mm/s]
$g$	Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]
$h$	Altura de queda [mm]
$m$	Massa do rolete [kg]
$F$	Força [N]
$\omega$	Velocidade angular [rad/s]
$R$	Distância entre eixos [mm]
$F_x, F_y, F_z$	Forças nas direções x, y e z [N]
$U_1, U_2, U_3$	Deslocamentos nas direções x, y e z [mm]
$UR_1, UR_2, UR_3$	Rotações nas direções x, y e z [mm]
$\sigma_x$	Tensão na direção x [MPa]
$V$	Tensão de corte [N/m]
$A$	Área [ $mm^2$ ]
$\sigma_{-1}$	Limite de fadiga sob tração-compressão [MPa]
$\tau_{-1}$	Limite de fadiga sob torção alternada [MPa]
$k$	Rigidez [N/m]
$M$	Massa da estrutura [kg]
$K$	Matriz rigidez
$u$	Vetor de deslocamento
$P$	Força externa [N]
$I$	Força interna [N]
$C_a$	Correção de deslocamento
$R_a$	Força residual [N]
$t$	Tempo [s]
$A_0, A_n, B_n$	Coefficientes de Fourier
$a$	Amplitude [mm]
$S_{mes}$	Tensor de tensão desviador mesoscópico
$\rho^*$	Tensor de tensão residual estabilizado na escala mesoscópica
$R_{x,y}$	Força radial x na direção y [N]

## 1 - INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas o interesse em pesquisas de bicicletas tem aumentado em virtude da grande preocupação com vida saudável e de uma maior difusão de competições ciclísticas ao redor do mundo, principalmente na Europa. A preocupação dos estudiosos e das empresas são os refinamentos que podem ser feitos, como trocas de material e geometria do quadro, para diminuir peso e custos, bem como melhorar a aerodinâmica da bicicleta.

As cargas aplicadas variam conforme o tipo de movimento imposto pelo ciclista como, por exemplo, o caso em que se pedala em pé, em que a maior parte do carregamento se encontra nos pedais, onde esse movimento é conhecido como *sprint* e pode gerar forças até três vezes maiores que o peso do corpo do atleta (SODEN e ADEYEFA, 1979). Para a aprovação ou rejeição de um quadro é necessário verificar os requisitos que regem as normas de fabricação, como a norma ISO 4210 que verifica a capacidade da estrutura de resistir ao impacto e a sua resistência à fadiga. Em competições também existem regras que devem ser seguidas quanto à configuração do quadro, impostas pela *Union Cycliste Internationale* (UCI), como comprimento máximo da bicicleta e dimensões máximas e mínimas dos tubos do quadro, onde através de um processo de otimização pode-se conseguir reduções consideráveis no peso total, colocando o atleta em uma situação favorável na competição (MAESTRELLI e FALSINI, 2008).

A análise de fadiga em bicicletas de alumínio é de suma importância, visto se tratar de uma liga que não tem limite de resistência à fadiga e apresenta solda nas uniões dos tubos. Em grande parte dos casos as trincas e/ou rompimentos abruptos da estrutura ocorrem próximos à zona afetada pelo calor (ZAC), como pode ser visto na Figura 1 (CICERO, LACALLE, *et al.*, 2011).

Figura 1 – Trinca na ZAC.



Fonte: Adaptado de Cicero, 2011.

Existem diversos estudos a respeito de bicicletas, mas poucos envolvendo o uso específico de norma como a UCI e principalmente a ISO 4210, onde se encontram artigos apenas sobre a aplicação desta norma em ensaios/simulações de impacto.

### 1.1 Objetivo geral

O objetivo desta dissertação é aplicar um método de simulação numérica (com aplicação de condições de contorno e cargas) para verificar fadiga e impacto em um quadro de bicicleta de *Mountain bike* dimensionado de forma que atenda as estipulações da norma UCI, determinando a resistência mecânica do quadro.

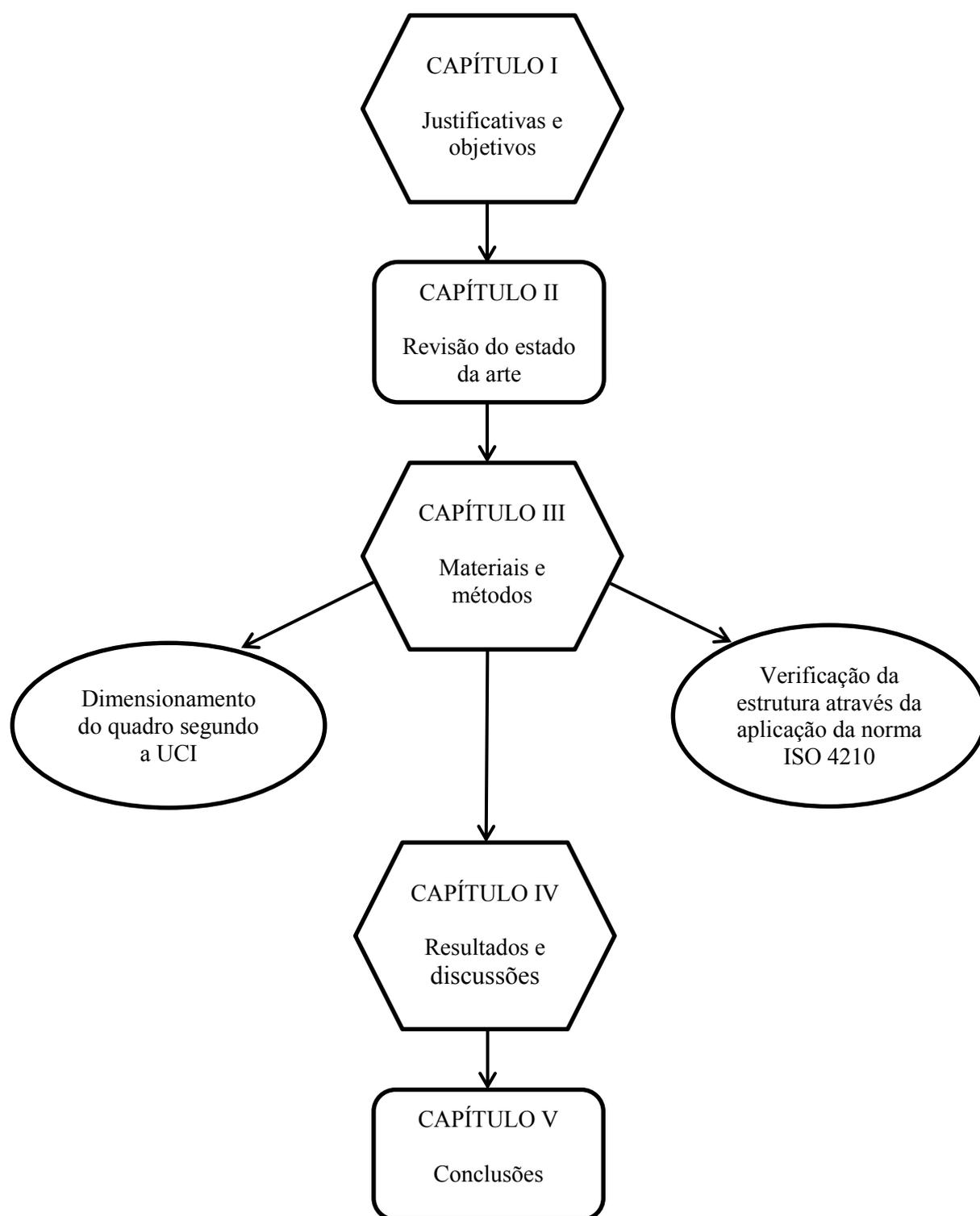
### 1.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do presente trabalho podem ser descritos como:

- Dimensionamento do quadro de acordo com a UCI;
- Análise de carregamento de acordo com a literatura existente;
- Análise de carregamento baseada na norma ISO 4210;
- Análise de fadiga para determinar vida infinita ou finita através do critério de Dang Van.

A Figura 2 apresenta o organograma da sequência da organização desta dissertação.

Figura 2 – Organograma da sequência do trabalho.



Fonte: Próprio autor.

## 2 – REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 Caracterização do Processo de Fabricação de um Quadro de *Mountain bike*

A fabricação do quadro em alumínio consiste nas seguintes etapas: extrusão da liga de alumínio 6061, aplicação do processo de hidroformagem<sup>1</sup> nos tubos, esquadrinhamento (*miter cut*) para modelagem das extremidades, soldagem e tratamento térmico T6 (DWYER, SHAW e TOMBARELLI, 2012).

#### 2.1.1 Emprego da Liga de Alumínio 6061 em Quadros de Bicicleta

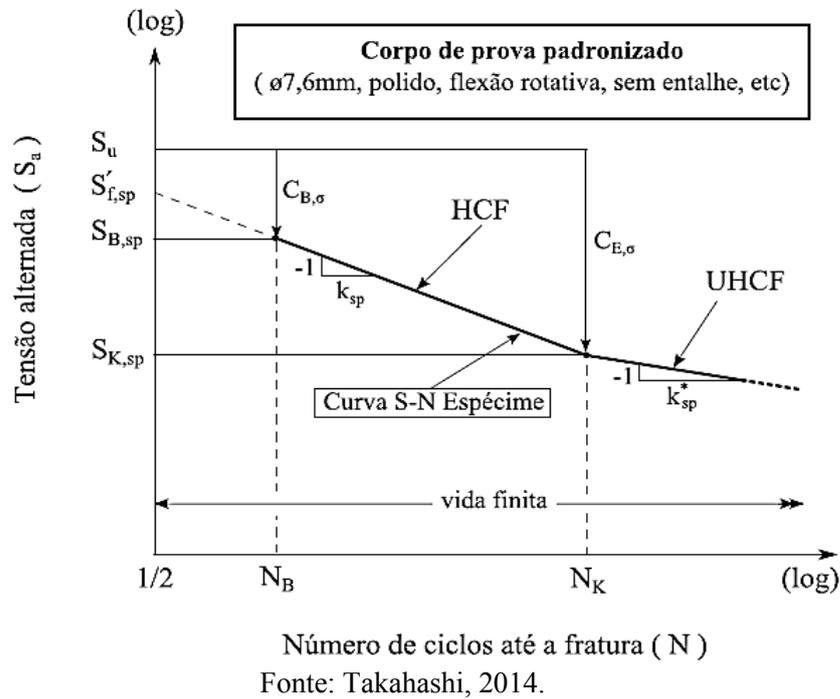
A liga de alumínio 6061 apresenta baixo peso específico em relação ao aço e baixo custo comparado com o carbono, fatores que colaboram na escolha do material pelos fabricantes de bicicletas de competição, em que se busca uma boa relação força-peso, com um custo menor que de outros materiais como a fibra de carbono e o titânio (PARDESHIL e S.DESLE, 2015). Além disso, possui grande facilidade de extrusão, permite também tratamento térmico, tem boa resistência à corrosão e tem na sua composição como principais elementos o magnésio e o silício (ASSOCIATION.INC., 2015).

Um dos pontos desfavoráveis da liga de alumínio é ser um material muito suscetível a falhar por fadiga com baixas cargas (DWYER, SHAW e TOMBARELLI, 2012). Esse material não apresenta um limite de fadiga, pois possui uma curva *S-N* que continua decrescendo com o aumento do número de ciclos, como pode ser visto na Figura 3. Desse modo, os quadros de alumínio devem ser projetados prevendo as falhas por fadiga (TAKAHASHI, 2014).

---

<sup>1</sup> O processo de hidroformagem consiste em conformar um material a partir da pressão exercida por um líquido.

Figura 3 – Curva S-N de um espécime.



Algumas propriedades podem ser melhoradas com a aplicação de processos pós-obtenção da liga, como o ARB (*Accumulative Roll Bonding*) que promove uma microestrutura com grãos ultrafinos em que as propriedades mecânicas como a microdureza e a resistência à tração aumentam com o número de ciclos de ARB (LEE, SAITO, *et al.*, 2002; REZAEI, TOROGHINEJAD e ASHRAFIZADEH, 2011).

### 2.1.2 Extrusão de Tubos para Montagem do Quadro

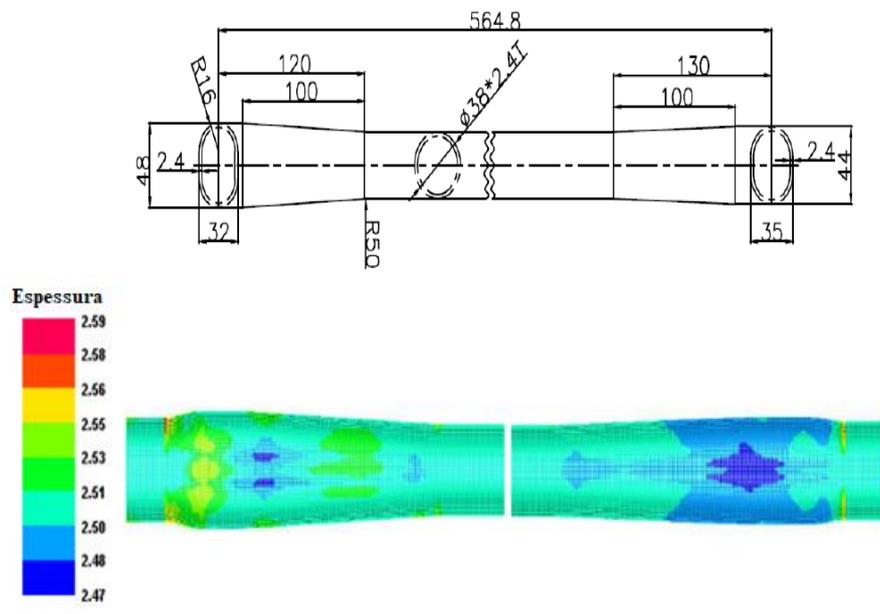
Para obter os tubos que formam o quadro da bicicleta, a liga é submetida a um processo de conformação por extrusão, a frio ou a quente. No processo a quente verificou-se que a resistência a tração máxima, aumenta 10% em relação a uma amostra que foi gerada apenas pelo processo de agitação por fusão (*melt-stirring*) seguido de modelagem por pressão (*squeeze casting*), visto que a extrusão a quente faz uma distribuição mais homogênea das partículas nos compósitos de matriz metálica (SEO e KANG, 1999).

Outra forma de extrusão é o processo a frio com o uso de mandril cônico, onde consegue-se uma redução com espessura variável das paredes do tubo até o limite de formabilidade do material. (BUI, BIHAMTA, *et al.*, 2011). O processo de extrusão aumenta as propriedades mecânicas como a resistência, pois resulta no encruamento da liga (MRÓWKA-NOWOTNIK e SIENIAWSKI, 2005).

### 2.1.3 Processo de Hidroformagem para Obtenção de Espessuras Variáveis

O processo de hidroformagem tem sido utilizado na indústria de bicicletas para obter tubos com formas diversas e espessuras variáveis que não poderiam ser obtidas por outros processos de conformação. Comparado com outros métodos a hidroformagem produz tubos mais leves e baratos, além de conceber maior rigidez (DWYER, SHAW e TOMBARELLI, 2012; LIN, HUANG e CHEN, 2014). A liga 6061 ao ser submetida à hidroformagem apresenta distribuição de espessura uniforme (LEE, SHIN e YOON, 2013). Além disso, esse processo pode, em muitos dos casos, substituir o processo de soldagem para fazer a união de partes complexas (MORAR, ACHIMAS, *et al.*, 2014). Através de modelagem computacional pode-se ter um melhor entendimento de características como a pressão, redução de espessura e riscos de deformações (AHMETOGLU, SUTTER, *et al.*, 2000); (MORAR, ACHIMAS, *et al.*, 2014). A Figura 4 apresenta o resultado da variação de espessura numa liga de alumínio 6061 T6.

Figura 4 – Distribuição da espessura em um tubo de bicicleta [mm].



Fonte: Lee, 2013.

#### 2.1.4 Aplicação do Processo de Esquadrinhamento (*miter cut*)

Para formar o quadro, os tubos passam por um processo chamado *miter cut* que faz um corte angular dos tubos em relação à largura, conforme pode ser visto na Figura 5 (DWYER, SHAW e TOMBARELLI, 2012). Este processo impede que haja movimentação dos tubos que serão unidos pelo processo de soldagem (KOLIN e ROSA, 1979).

Figura 5 – Tubo cortado pelo processo de *miter cut*.



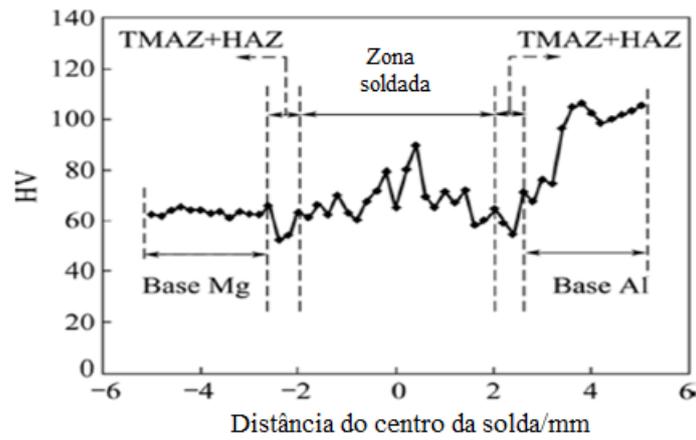
Fonte: Dwyer, 2012.

#### 2.1.5 Soldagem TIG em Quadros de Bicicleta

Os processos de soldagem TIG e MIG são os empregados por fabricantes de bicicleta, porém a soldagem em TIG é a mais utilizada, pois em comparação com a MIG apresenta menor tendência à fadiga (ERICSSON e SANDSTROM, 2003). Além disso, o processo TIG é utilizado em tubos com espessuras finas, o que é desejável na indústria de bicicletas (DWYER, SHAW e TOMBARELLI, 2012).

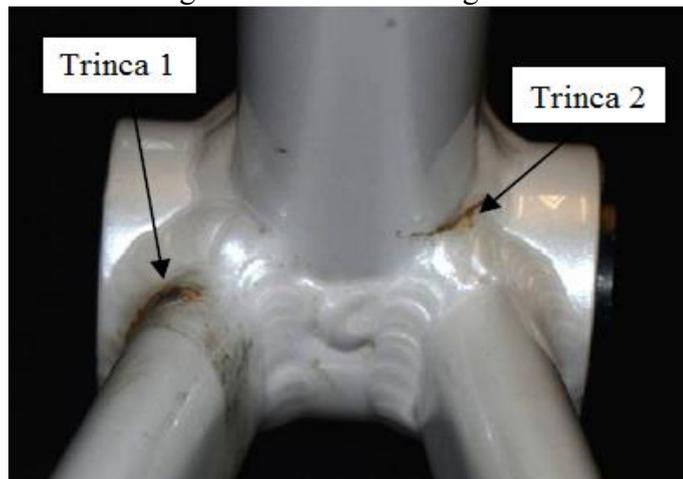
O processo de soldagem influencia na formação de trincas, pois com a incidência de calor no material, algumas de suas propriedades como resistência à corrosão e à fadiga são diminuídas. Como pode ser visto na Figura 6, a dureza na ZAC alcança valores mínimos para diferentes amostras, devido à dissolução de precipitados (MEI, LIU, *et al.*, 2016). A ZAC tem seu tamanho influenciado por alguns parâmetros, como a velocidade de soldagem (KANO, OBA, *et al.*, 2016). À medida que a velocidade aumenta, ocorre um aumento da nucleação de vazios, ocasionando um acréscimo de tensão residual que culmina na propagação de trincas. A falha por fadiga ocorre em pontos de concentradores de tensão em áreas soldadas, como mostra a Figura 7.

Figura 6 – Variação de dureza.



Fonte: Adaptado de Masoudian, 2014.

Figura 7 – Trincas na região soldada.



Fonte: Adaptado de Cicero, 2011.

A tensão de ruptura também varia conforme o tipo de região do tubo, a ZAC apresenta menor  $S_{ut}$  que as regiões soldadas e do material original (MASOUDIAN, TAHAEI, *et al.*, 2014; BOONMA, KHAMMUANGSA, *et al.*, 2015). A Tabela 1 apresenta a variação de dureza nas três regiões da solda a partir de um ensaio de dureza.

Tabela 1: Tensão de ruptura para diferentes regiões do material.

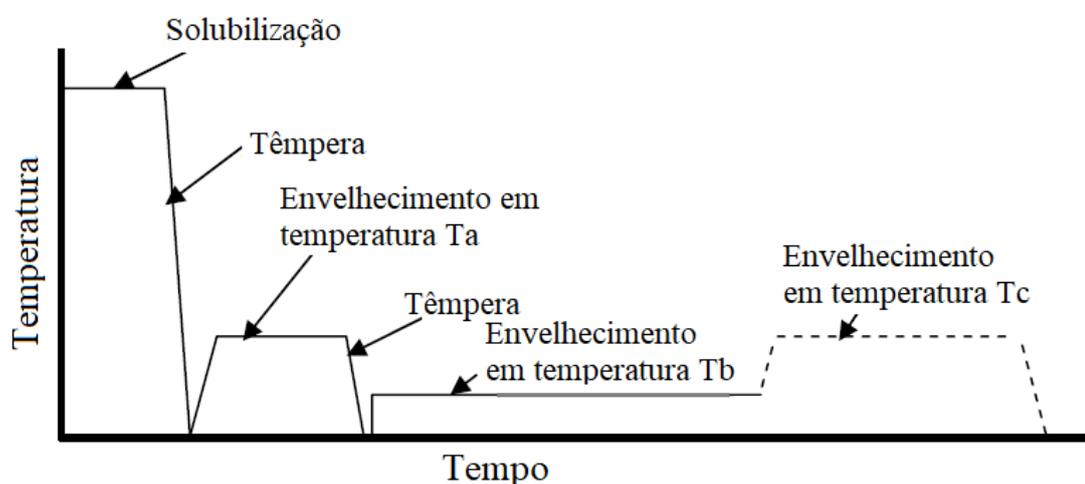
	<b>Material de solda</b>	<b>ZAC</b>	<b>Material base</b>
$S_{ut}$ [MPa]	289,7	239,3	307,6
$l$ [cm]	0,95	0,63	Parte do comprimento

Fonte: Dwyer, 2012.

## 2.1.6 Tratamento T6 em Ligas de Alumínio Utilizadas em Bicicletas

Após a união dos tubos que compõem o quadro pelo processo de soldagem, as propriedades da liga são afetadas pela incidência de calor, principalmente na ZAC, e no intuito de recuperar ou melhorar propriedades, como a dureza e a tensão de escoamento, é executado um tratamento térmico (OZTURK, SISMAN, *et al.*, 2010). Nas bicicletas de liga de alumínio 6061 o tratamento aplicado é o T6 que consiste na solubilização, seguida de têmpera e envelhecimento artificial, conforme pode ser visto na Figura 8 (FAHIMPOUR, SADRNEZHAAD e KARIMZADEH, 2012).

Figura 8 – Diagrama do processo de tratamento de envelhecimento com múltiplos estágios.



Fonte: Adaptado de Lumley, 2014.

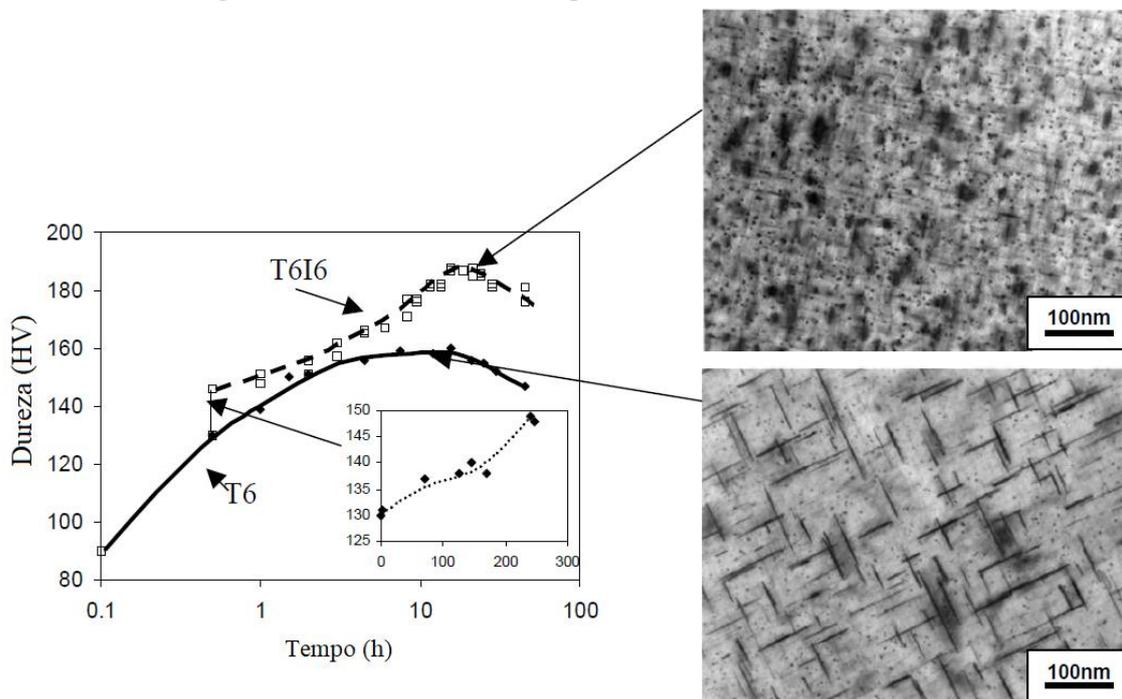
O processo de tratamento T6 pode ser modificado na fase de envelhecimento e dar origem a outros tipos de tratamentos como o T6I4 que consiste em solubilização, têmpera, envelhecimento em  $T_a$ , têmpera e envelhecimento à  $25^{\circ}\text{C} - 65^{\circ}\text{C}$  em  $T_b$ . E o T6I6, que consiste em solubilização, têmpera, envelhecimento em  $T_a$ , têmpera, envelhecimento à  $25^{\circ}\text{C} - 65^{\circ}\text{C}$  em  $T_b$  e re-envelhecimento artificial em  $T_c$ , onde  $T_c \leq T_a$  (LUMLEY, 2004); (PRATEEK SIBAL, 2013). Este tipo de tratamento surgiu com o intuito de solucionar o problema de precipitação secundária, que ocorria na liga mesmo que esta se mantivesse em temperaturas próximas a do ambiente, onde poderia ocorrer perda da ductilidade e resistência à fratura (HANS LÖFFLER, 1995).

O tratamento T6I4 apresenta um aumento da resistência à propagação de fadiga em comparação ao T6 (LIMA, 2014). Além disso, o T6I4 alcança propriedades próximas ou

superiores ao do T6 com períodos menores de tempo de envelhecimento, promovendo assim redução de custos (LUMLEY, 2004).

A Figura 9 apresenta uma comparação entre os tratamentos T6 e T6I6, onde para o segundo existem melhorias na dureza e um aumento de cerca de 75% de precipitados (LUMLEY, 2010). A Tabela 2 apresenta um comparativo das propriedades mecânicas dos 3 tipos de tratamentos, onde se pode observar que o uso do tratamento interrompido apresenta melhores resultados do que o T6 (BUHA, 2006; LUMLEY, 2003).

Figura 9 – Dureza versus tempo nos tratamentos T6 e T6I6.



Fonte: Adaptado de Lumley, 2010.

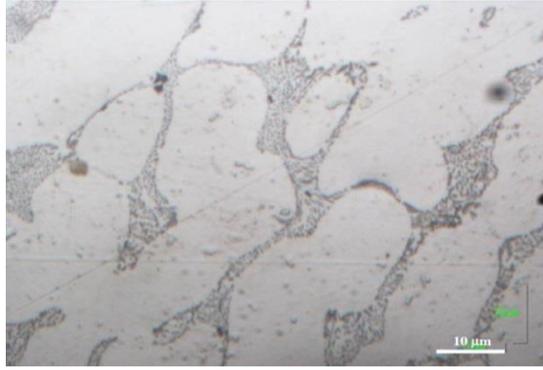
Tabela 2: Propriedades elásticas e plásticas da liga de alumínio 6061 T6XX.

	<b>T6</b>	<b>T6I4</b>	<b>T6I6</b>
$\sigma_e$ [MPa] 0.2%	267	302	299
$S_{ut}$ [MPa]	318	341	340
Resistência à fratura [MPa $\sqrt{m}$ ]	36.8	43.2	58.4

Fonte: Lumley, 2003.

Após os processos de soldagem e tratamento térmico, a ZAC pode ser modificada e apresentar uma estrutura dentrítica, como pode ser visto na Figura 10, em uma análise microestrutural de um dos tubos de uma bicicleta (CICERO, LACALLE, *et al.*, 2011).

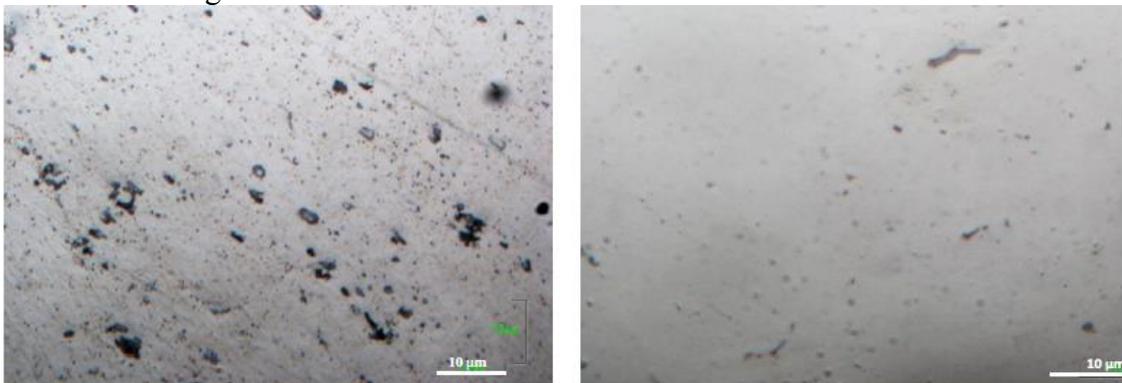
Figura 10 – Microestrutura observada na ZAC.



Fonte: Cicero, 2011.

No material de base, a incidência de calor associada com o tratamento térmico produz o surgimento de precipitados. O material de solda que não passa por um processo de precipitação, por não ser tratado termicamente apresenta valores de microdureza inferiores, pois possui tensão de escoamento menor que o material de base (DWYER, SHAW e TOMBARELLI, 2012). A Figura 11 apresenta as microestruturas do material de base e do material de solda.

Figura 11 – Microestrutura dos materiais de base e de solda.



(a) Material de base

(b) Material de solda

Figura 11: Microestrutura dos materiais de base e de solda.

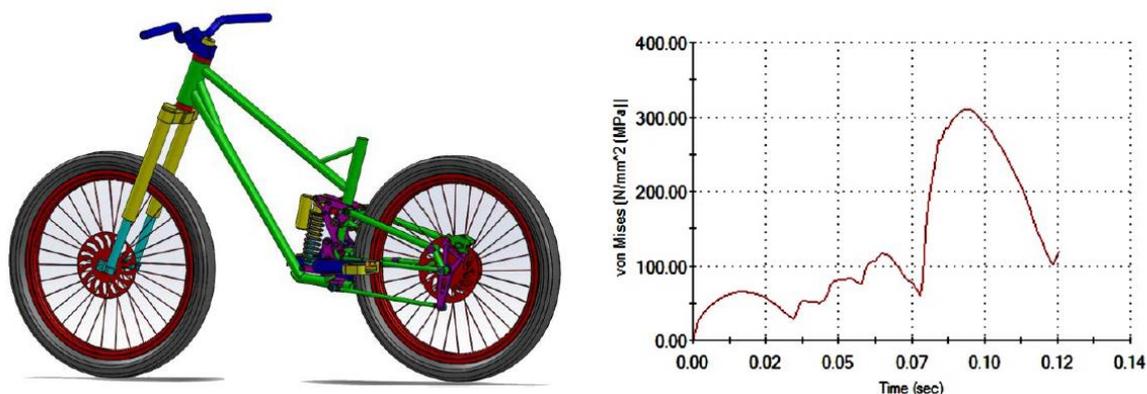
Fonte: Cicero, 2011.

## 2.2 Aplicação de Elementos Finitos na Análise de Quadros de Bicicletas

O uso de métodos de elementos finitos (MEF) para análise de equipamentos mecânicos tem facilitado a obtenção de resultados, inclusive auxiliando na aplicação das normas de segurança, que em outrora eram aplicadas de maneira experimental, ocasionando altos custos e demora na coleta de informações principalmente quando se tratava de ensaios de fadiga (CALLENS e BIGNONNET, 2012).

Huñady (2015) aplicou a norma ISO 4210 em uma bicicleta *downhill* para as simulações de impacto, em que se obtiveram valores de tensão, em ambos os casos, abaixo da tensão de escoamento e com deformações dentro da zona elástica, como pode ser visto na Figura 12.

Figura 12 – Bicicleta de *downhill* (à esquerda) e resultados da tensão de von Mises no ensaio de quadro em queda (à direita).

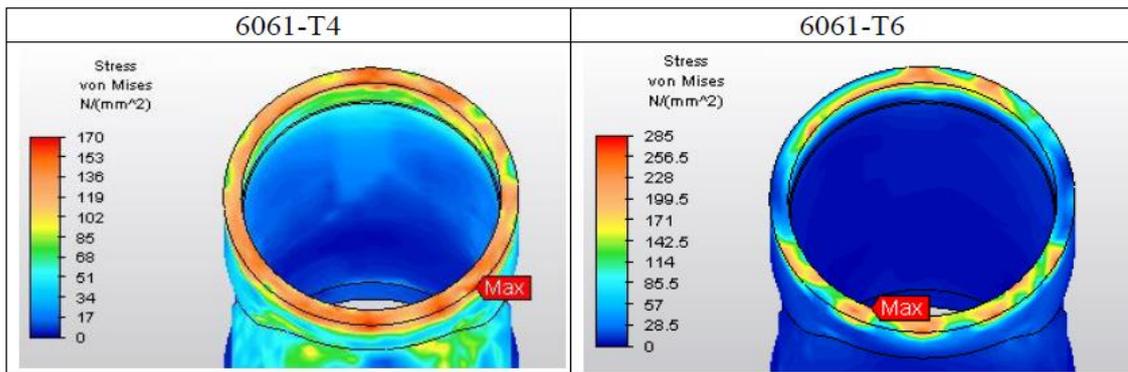


Fonte: Huñady, 2015.

Machado (2010) em seus estudos desenvolveu uma nova metodologia para validar processos de soldagem em quadros segundo a norma ISO 4210, de forma a diminuir o tempo e os custos de testes em quadros reais, utilizando corpos de prova em forma de H, sendo que para isso utilizou de simulação dos ensaios prescritos na norma para determinar os esforços requeridos e os pontos mais críticos da estrutura.

Jacinto (2016) desenvolveu modelos numéricos para ensaios segundo a norma ISO 4210 e concluiu que a etapa de resolução das equações matemáticas que regem os testes é extremamente demorada e exige um aparato computacional moderado, pois o material apresentou comportamento elastoplástico com grandes deformações. A Figura 13 apresenta as tensões de von Mises para o local de maior deformação após o teste de impacto com massa em queda, comparando as tensões para os tratamentos T6 e T4, onde se obteve valores de deslocamento bem menores para o tratamento T6.

Figura 13 – Tensões de von Mises na zona de maior impacto.

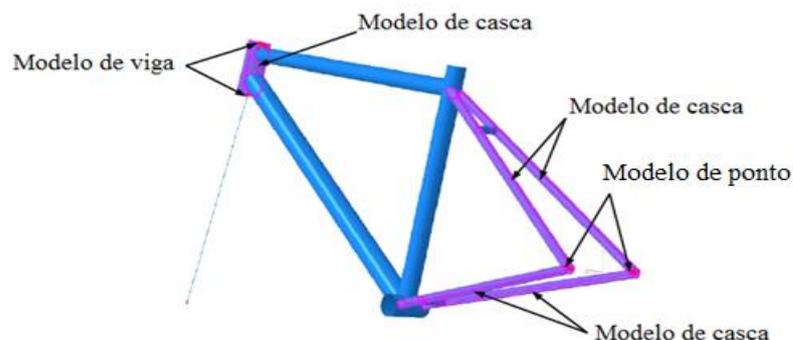


Fonte: Jacinto, 2016.

Ao se fazer uma simulação numérica é imprescindível que se faça uma análise de convergência na malha analisada, pois se deve escolher um grau da função e uma quantidade tal de elementos que tenha uma melhor aproximação dos resultados obtidos com a malha (KUROWSKI, 2004).

No refino de uma estrutura podem-se adotar diferentes tipos de elementos finitos para analisar o quadro, como por exemplo, elemento viga (linear), elemento casca (triangular e quadrangular) que podem ser aplicados em pontos críticos da estrutura como em junções soldadas que recebem maior carga (CORTASSA, 2015). A Figura 14 apresenta as possíveis divisões de elementos finitos em um quadro.

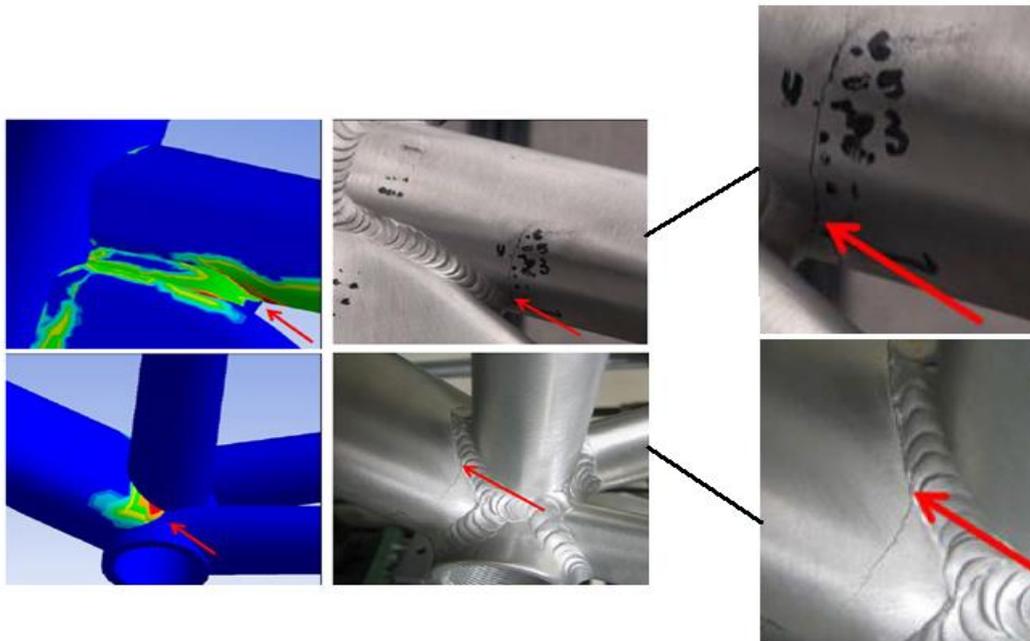
Figura 14 – Aplicação de modelos na estrutura do quadro.



Fonte: Adaptado de Cortassa, 2015.

A validação dos resultados obtidos por meio de simulação numérica pode ser realizada através de testes em um quadro real, pois somente os dados numéricos não são suficientes para garantir a segurança, principalmente quando se trata de falha por fadiga. A Figura 15 apresenta os resultados obtidos por Dwyer (2012), onde podem ser visualizadas as duas trincas originadas após um teste de fadiga.

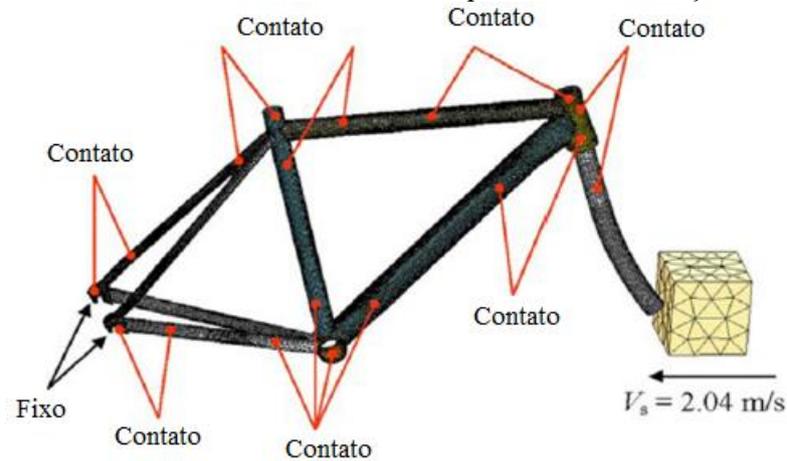
Figura 15 – Localização de trincas por fadiga em um quadro real (à direita) e um quadro simulado via MEF (à esquerda).



Fonte: Dwyer, 2012.

Em uma simulação de um quadro de bicicleta é necessário aplicar contato entre as várias partes que o compõem para que possa haver transmissão das forças aplicadas, conforme pode ser visto no modelo de quadro de Cheng (2016) na Figura 16.

Figura 16 – Contatos entre os tubos do quadro em simulação de impacto.



Fonte: Cheng, 2016.

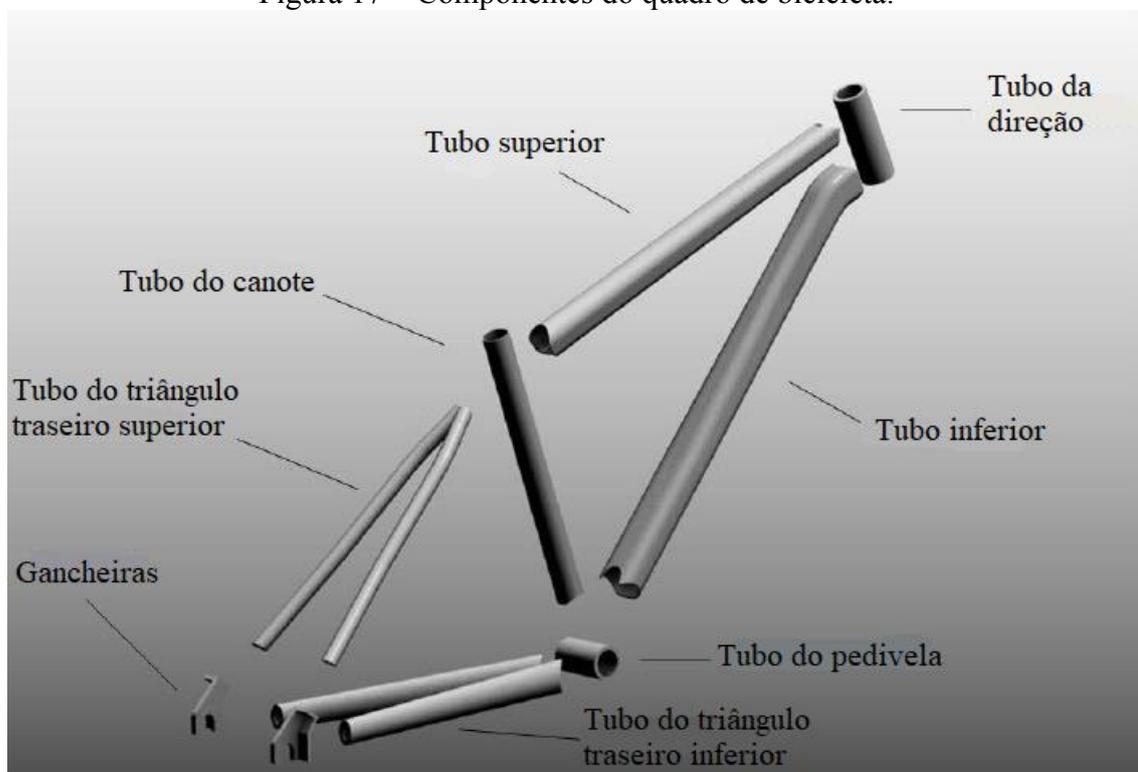
### 2.3 Dimensionamento do Quadro de Bicicleta

No dimensionamento de um quadro de *Mountain bike* têm-se dois critérios que devem ser seguidos:

- O quadro deve ter resistência à fadiga elevada para ter durabilidade;
- Resistência mecânica para suportar elevados esforços e absorver o mínimo de energia gerada no movimento de pedal, para que não aconteçam grandes deformações (SILVA, FERREIRA, *et al.*, 2014).

A rigidez é um fator de suma importância, pois é necessário ter um quadro rígido durante a pedalagem, ocasionando em deslocamentos verticais menores. A rigidez lateral que é a capacidade do quadro de se mover de um lado para outro quando a pressão é aplicada, deve ser incrementada, pois quadros mais rígidos tem maior transferência de energia e estabilidade. Para que isso ocorra tem-se a opção de utilizar um material com maior módulo de elasticidade ou aumentar a área dos tubos, elevando as espessuras ou os diâmetros. Ao aumentar a inércia da estrutura, os custos também se elevam e como solução pode-se adotar um tubo com aumento do diâmetro horizontal (tubo oval), que além de aumentar a rigidez acarreta também em uma diminuição da tensão e melhor flexibilidade vertical (conforto) (PARDESHIL e S.DESLE, 2015; SODEN e ADEYEFA, 1979). Pode-se ainda fazer a curvatura dos tubos dentro e fora dos planos, bem como diminuição da área de seção transversal. A Figura 17 apresenta os componentes de um quadro de *Mountain bike*.

Figura 17 – Componentes do quadro de bicicleta.



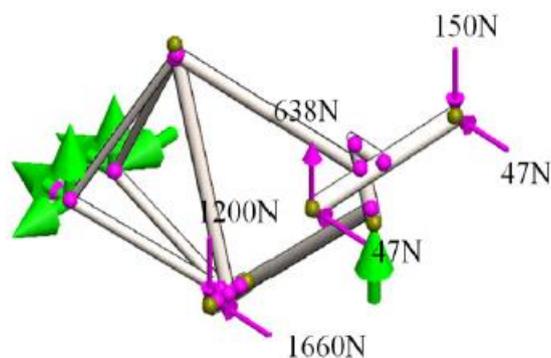
Fonte: Adaptado de Dwyer, 2012.

As forças que agem no quadro são distribuídas conforme o tipo de caso de aplicação de carga:

- Quando o atleta está sentado, as forças são aplicadas no guidom, no tubo do pedivela e no tubo do canote;
- Quando o atleta está arrancando (*sprint*), as forças estão localizadas no tubo do pedivela e guidom. (SODEN, MILIAR, *et al.*, 1986).

A situação em que ocorre a maior aplicação de forças nos pedais é quando o ciclista está arrancando em pé na bicicleta, exercendo uma força até três vezes maior que o próprio peso (SODEN e ADEYEFA, 1979). A Figura 18 apresenta a aplicação de cargas em uma situação de arrancagem. Este carregamento é baseado nas experiências de Soden (1979) em que são analisadas as forças em 3 situações: início do movimento, plano inclinado e durante a pedalagem. O peso do ciclista analisado é de 660 N, onde é desconsiderado o peso e inércia da bicicleta, com uma aceleração de  $2,6 \text{ m/s}^2$ . Os cálculos levando em conta as dimensões e pesos foram comparados com os valores experimentais obtidos através de *strain-gauges* acoplados na bicicleta durante os testes.

Figura 18 – Cargas aplicadas no guidom e pedal direito.



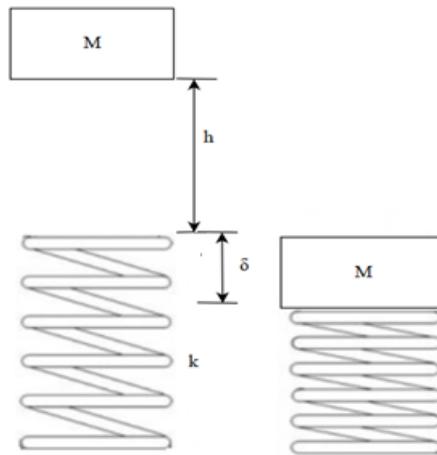
Fonte: Covill, 2014.

## 2.4 Impacto em Bicycletas

A análise proposta pela norma é considerada como caso de impacto direto, onde apresenta a aplicação instantânea da força gravitacional (JUVINALL e MARSHEK, 2005). A Figura 19 apresenta um modelo comparativo de aplicação da carga de impacto na bicicleta, onde a mola é o quadro com rigidez  $k$ , em que subitamente cai uma massa  $m$  a uma distância  $h$ , causando uma deformação  $\delta$  após a colisão. A Figura 20 apresenta um ensaio

real de aplicação de carga de impacto em um quadro com massa em queda e com quadro em queda.

Figura 19 – Carga aplicada em uma estrutura elástica.



Fonte: Adaptado de Juvinal, 2005.

Figura 20 – Teste de impacto com queda de massa (à esquerda) e teste de impacto com quadro em queda (à direita).



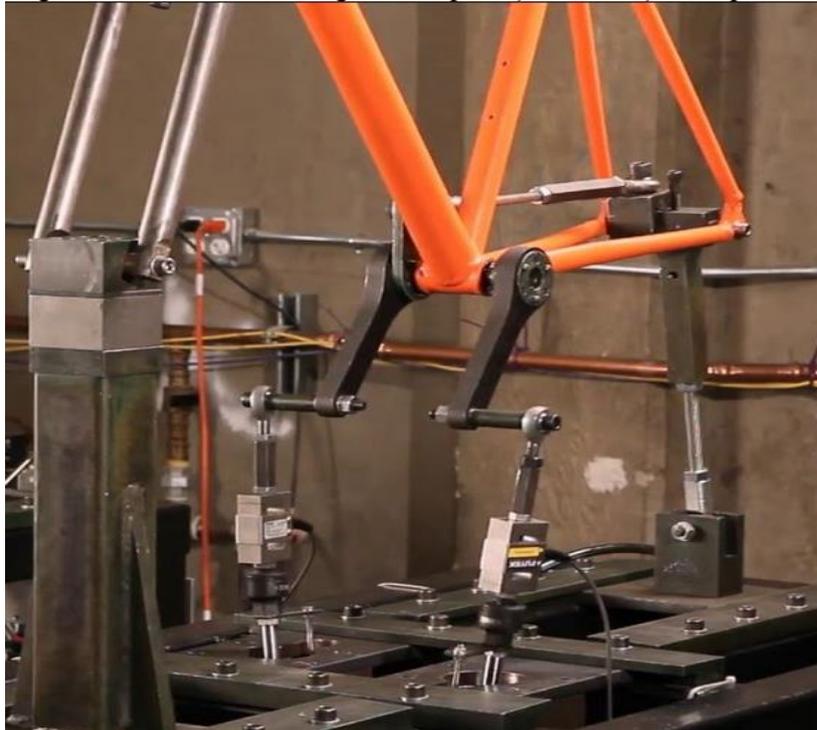
Fonte: Workswell, 2015.

## 2.5 Fadiga em Bicicletas

Bicicletas de alto desempenho necessitam que os testes de fadiga sejam o mais próximo do uso desportivo, visto que as condições em que o quadro é submetido são extremamente severas, principalmente quando o atleta pedala em pé. A preocupação com o quadro de alumínio também deve ser maior, visto que este possui baixa resistência à fadiga.

Em testes reais a parte dianteira é fixada de maneira rígida por um garfo falso e a traseira por uma articulação elástica simulando os pneus. Cilindros pneumáticos aplicam a força de 1200 N a 7,5° (esta é a inclinação quando se pedala em pé) nos pedais que estão a 45° abaixo da horizontal (ângulo que exige do atleta a maior força). E um mecanismo de alavanca transmite a tração da corrente na parte traseira por 100 000 ciclos, conforme a ISO 4210. A Figura 21 apresenta este exemplo de teste de fadiga de pedaleira.

Figura 21 – Teste de fadiga com aplicação de força nos pedais.



Fonte: Lab, 2016.

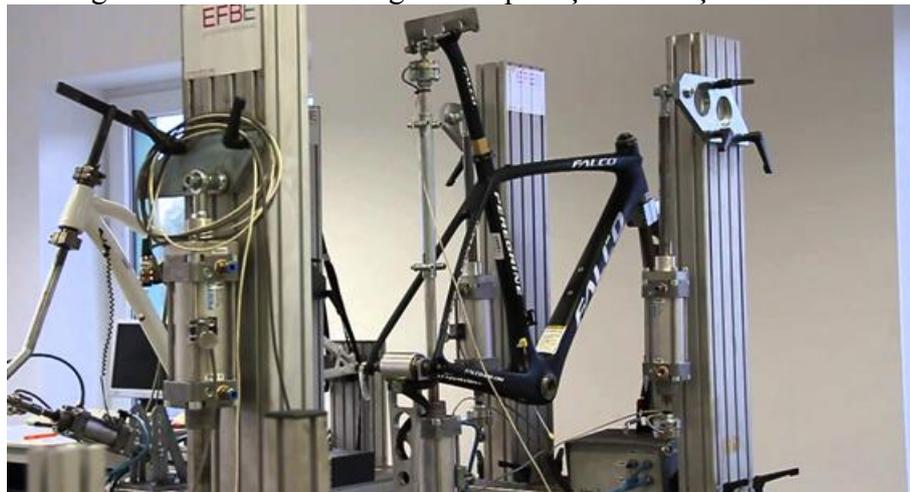
A Figura 22 apresenta o teste de fadiga com carga horizontal em que um sistema parafuso com motor de passo simula a aplicação das forças em ambos os lados. E a Figura 23 mostra a aplicação de pressão no tarugo auxiliar no tubo do canote para o teste de fadiga com cargas verticais.

Figura 22 – Teste de fadiga com aplicação de forças horizontais.



Fonte: Lab, 2016.

Figura 23 – Teste de fadiga com aplicação de forças verticais.



Fonte: FALCO, 2013.

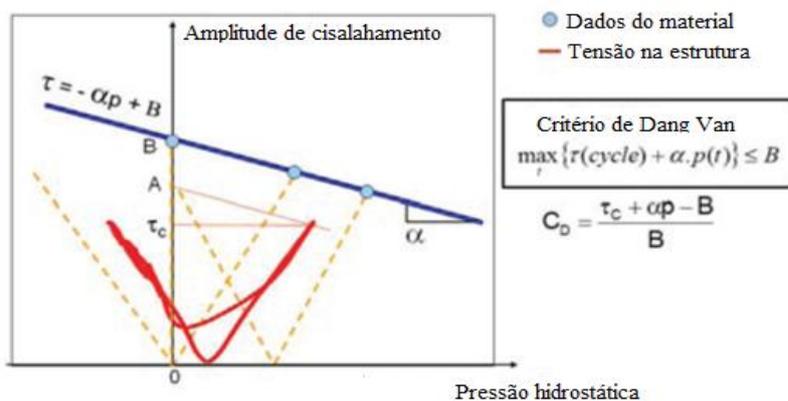
Um método de avaliação de falha por fadiga é o critério de fadiga multiaxial de Dang Van<sup>2</sup>, que pode ser implementado em qualquer software de elementos finitos como o ANSYS e o ABAQUS<sup>®</sup>, a análise ocorre em um diagrama de pressão hidrostática versus tensão de cisalhamento, conforme Figura 24, onde abaixo da linha  $\tau$  que é determinada pelos parâmetros  $\alpha$  e  $\beta$  do material, não ocorre falha por fadiga. Além disso, é inserido um fator de risco  $C_D$ , que rejeita o projeto do quadro se estiver acima de 0, pois representa um alto risco à fadiga (CALLENS e BIGNONNET, 2012); (HOFMANN, BERTOLINO, *et al.*, 2009);

---

<sup>2</sup> Esse método será melhor abordado no próximo capítulo.

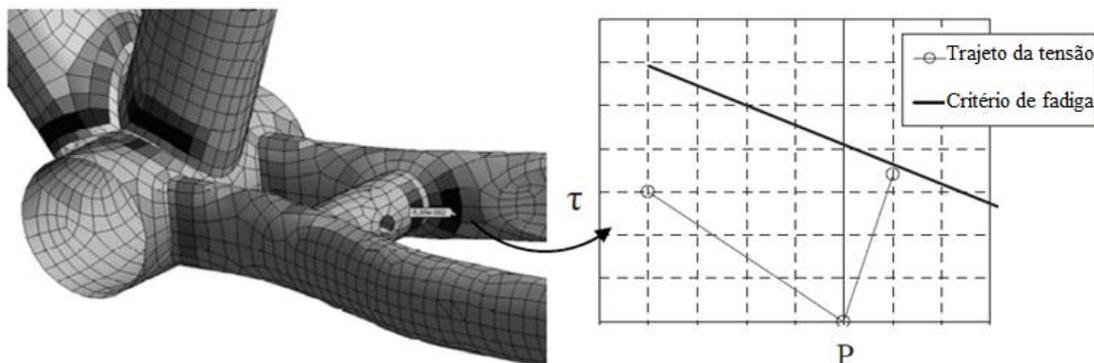
(DANG VAN, BIGNONNET e FAYARD, 2003). A Figura 25 apresenta os resultados de análise de fadiga segundo o critério multiaxial para o tubo do pedivela.

Figura 24 – Diagrama de Dang Van.



Fonte: Adaptado de Callens, 2012.

Figura 25 – Resultados dos testes de fadiga por pedaleira.



Fonte: Adaptado de Callens, 2012.

## 2.6 Requisitos da UCI para a Configuração de Bicicletas de Competição

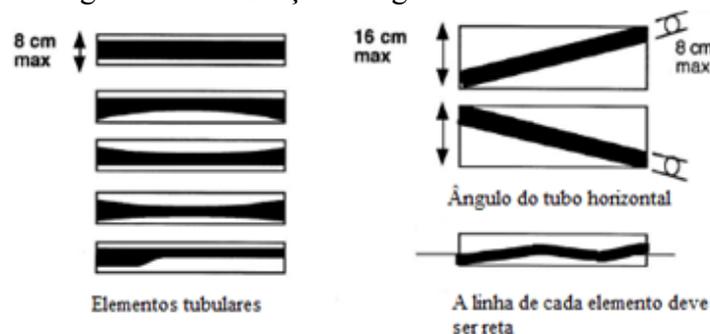
Para que possam estar aptas a participar de competições reguladas pela UCI, as bicicletas devem obedecer aos seguintes critérios<sup>3</sup>:

- O comprimento máximo da bicicleta deve ser de 185 cm e a largura de 50 cm em geral;

<sup>3</sup> Estes critérios só dizem respeito às características que envolvem o quadro da bicicleta.

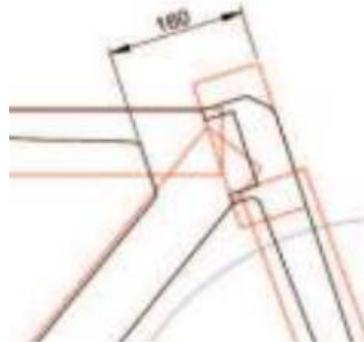
- A distância entre uma vertical que passa pelo tubo do pedivela até o eixo da roda dianteira deve variar entre 54 e 65 cm;
- A distância entre uma vertical que passa pelo tubo do pedivela até o eixo da roda traseira deve variar entre 35 e 50 cm;
- Os tubos do triângulo principal que compõe a bicicleta devem ser retos ou cônicos. Com exceção dos tubos do triângulo traseiro superior e inferior, todos os tubos têm que ter uma linha de centro reta, conforme Figura 24;
- O tubo superior pode ser inclinado desde que sua inclinação se encaixe dentro de dois planos retos com altura máxima de 16 cm e espessura mínima de 2,5 cm, conforme Figura 26;
- A distância entre o ponto de junção do tubo superior até a parte da frente do tubo da direção não pode ter mais que 16 cm, conforme Figura 27;
- A altura máxima dos elementos deve ser de 8 cm e a largura de 2,5 cm. A largura mínima é reduzida para 1 cm nos tubos do triângulo traseiro superior e inferior, conforme Figura 28;
- A junção de cada elemento pode formar um triângulo isósceles de 8 cm de lado, com exceção da junta dos tubos do triângulo traseiro onde triângulos de compensação não são autorizados, conforme Figura 28.

Figura 26 – Restrições da geometria dos tubos I.



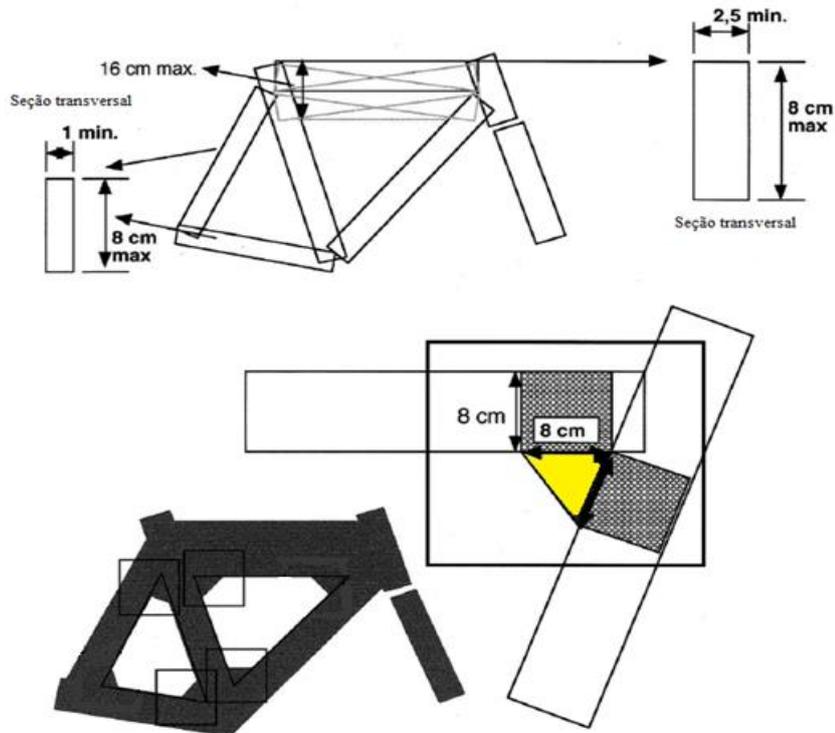
Fonte: Adaptado da UCI, 2017.

Figura 27 – Restrições da geometria dos tubos II.



Fonte: Adaptado da UCI, 2017.

Figura 28 – Restrições da geometria dos tubos III.



Fonte: Adaptado da UCI, 2017.

### 3 – MATERIAIS E MÉTODOS

O presente trabalho busca realizar a simulação numérica de um quadro de bicicleta de *Mountain bike* que esteja de acordo com os requisitos da UCI e seja aprovado nos testes de fadiga e impacto da norma ISO 4210. Dessa forma, a metodologia é dividida do seguinte modo:

- Dimensionamento do quadro segundo a norma UCI;
- Análise de sensibilidade entre as cargas propostas pela literatura e as cargas aplicadas na norma ISO 4210.

O material utilizado no quadro da bicicleta é a liga de alumínio 6061 submetida ao tratamento T6, com processo de fabricação apenas por extrusão<sup>4</sup>. As Tabelas 3 e Tabela 4 apresentam a composição química e as propriedades mecânicas, respectivamente, da liga de alumínio 6061 T6 utilizada no quadro. E a Tabela 5 apresenta as propriedades da liga de aço 304 que foi utilizada nas partes mais rígidas dos testes.

Tabela 3: Composição química da liga de alumínio 6061 T6.

	Si	Fe	Mn	Mg	Cu	Ti	Zn	Cr	Outros
Máx	0,4	-	-	0,8	0,15	-	-	0.04	-
Mín	0,8	0,7	0,15	1,2	0,40	0,15	0,25	0,35	0,15

Fonte: Association, 2015.

Tabela 4: Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6061 T6.

Massa específica [ $\rho$ ]	2700 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidade [E]	68,9 GPa
Tensão de escoamento [ $\sigma_e$ ]	276 MPa
Tensão de ruptura [ $S_{ut}$ ]	310 MPa
Coefficiente de Poisson [ $\nu$ ]	0,33
Dureza [HD]	95 Br
Módulo de cisalhamento [G]	26 GPa

Fonte: Association, 2015.

<sup>4</sup> Os tubos do quadro foram desenhados separados e unidos com conexões após um processo de corte por *miter cut*.

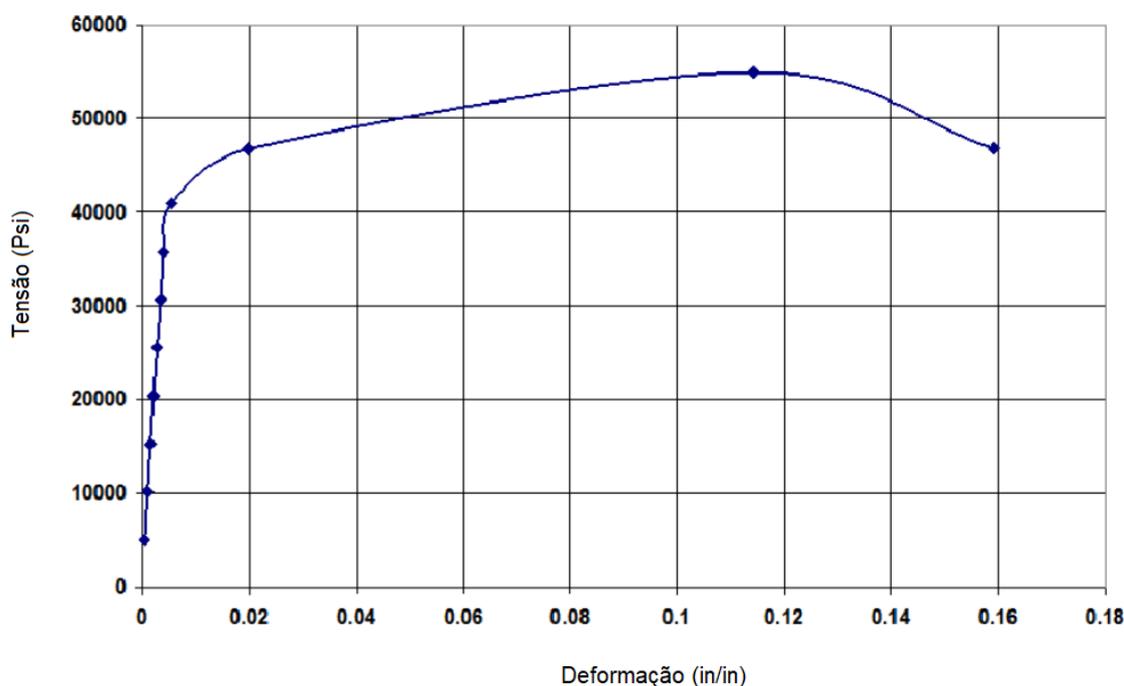
Tabela 5: Propriedades mecânicas da liga de aço inoxidável 304.

Massa específica [ $\rho$ ]	7860 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidade [E]	193 GPa
Coefficiente de Poisson [ $\nu$ ]	0,27

Fonte: Association, 2015.

Como a análise a ser executada pode entrar na condição de não linearidade deve-se fornecer também os dados plásticos do material. Através da Figura 29 que apresenta o gráfico de tensão versus deformação do Al 6061 T6 pode-se obter os dados necessários<sup>5</sup>.

Figura 29 – Gráfico de tensão versus deformação da liga 6061 T6.



Fonte: Rui, 2013.

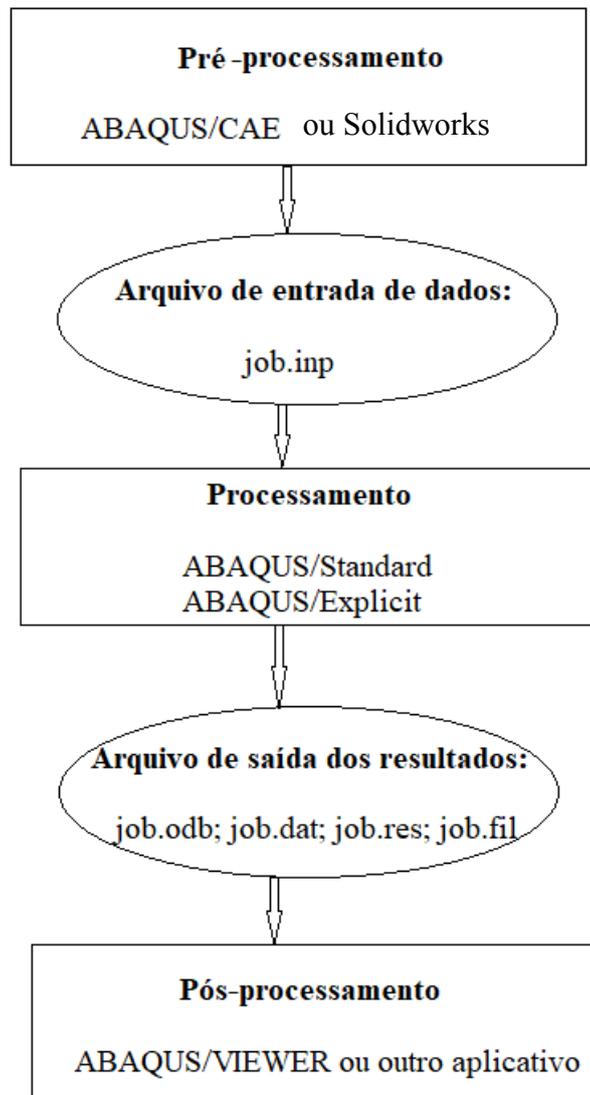
Não são usadas regiões para delimitar o tamanho das zonas críticas por não haver disponibilidade de se obter valores experimentais para delimitar as tensões na estrutura após o processo de soldagem, mas este não é o objetivo principal deste trabalho.

O desenho do quadro é feito no software SOLIDWORKS<sup>®</sup> e as simulações de impacto, fadiga e cargas estáticas executadas no ABAQUS<sup>®</sup>, que consiste em dois módulos principais: ABAQUS/Standard e ABAQUS/Explicit. A análise completa consiste em três

<sup>5</sup> Para a inserção dos dados do gráfico no *software* foram convertidos para MPa os valores de tensões.

fases: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento, como mostra a Figura 30 (ABAQUS, 2012).

Figura 30 – Estágios da análise.



Fonte: Adaptado de Abaqus/CAE user's manual.

Primeiramente é exportado no formato *.iges* o modelo de bicicleta do software SOLIDWORKS<sup>®</sup> e depois executados os seguintes passos no ABAQUS<sup>®</sup>:

- a) Especificação da geometria;
- b) Montagem das peças;
- c) Etapas de análise;
- d) Interações;
- e) Aplicação das condições de contorno e carregamentos;
- f) Malha;
- g) Análise do modelo;

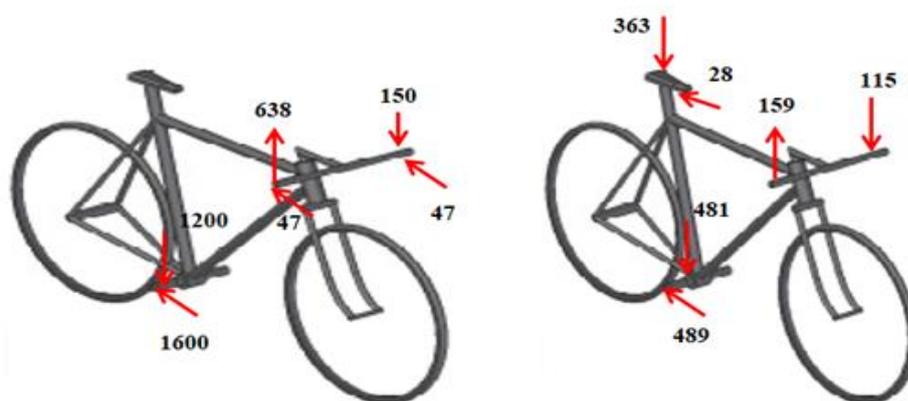
h) Resultados.

Para a aplicação das cargas propostas pela literatura são avaliados dois casos:

- Situação 1: O primeiro caso é o de *sprint* no início da pedalada, onde são aplicadas forças nos pedais e guidom com componentes horizontais e verticais;
- Situação 2: O segundo caso é o de *sitting*, que analisa as forças com o ciclista sentado, em que existem forças atuando também no selim.

As forças que são aplicadas são baseadas na literatura considerando um ciclista com peso de cerca de 70 kg e estão representadas na Figura 31.

Figura 31 – Forças aplicadas no quadro na condição em pé (à esquerda) e sentado (à direita).



Fonte: Adaptado de Maestrelli, 2008.

### 3.1 Método de Solução via MEF no ABAQUS®

O uso de MEF consiste em discretizar a geometria da estrutura em elementos, com os quais os deslocamentos e rotações são aproximados por funções polinomiais. O ABAQUS/Standard, usado para carregamentos estáticos, usa o método de Newton-Raphson para obter a solução para problemas não lineares aplicando-se as cargas especificadas gradualmente, trabalhando-se com incrementos até a solução final.

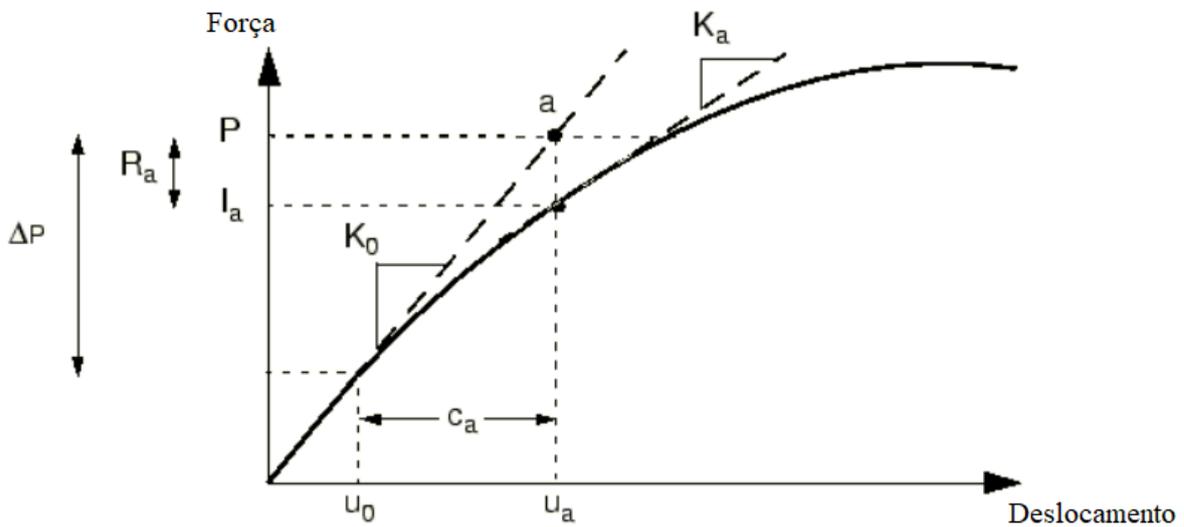
Para um corpo estar em equilíbrio, a força resultante em cada nó deve ser zero. Dessa forma, deve haver um equilíbrio entre a força externa (P) e a força interna (I):

$$P - I = 0 \quad (1)$$

A Figura 32 apresenta a resposta não linear de uma estrutura a um pequeno incremento  $\Delta P$ . Para determinar o valor da correção de deslocamento ( $C_a$ ) é utilizada a

rigidez inicial da estrutura ( $K_0$ ) no ponto  $u_0$  e  $\Delta P$ . Com o valor de  $C_a$  tem-se um novo  $u_a$  que gera uma nova rigidez  $K_a$ .

Figura 32 – Primeira interação com o incremento.



Fonte: Adaptado de Abaqus/CAE user's manual.

Logo após a primeira iteração, o ABAQUS<sup>®</sup> determina o critério de convergência atualizando seus valores com o acréscimo dos incrementos e calcula a força residual ( $R_a$ ):

$$R_a = P - I_a \quad (2)$$

A força residual é comparada com o valor de tolerância (0,5% da força média) e caso o  $R_a$  esteja abaixo desse valor,  $P$  e  $I_a$  estão em equilíbrio. Contudo, antes que o software aceite a solução, é avaliado um novo critério de convergência onde o  $C_a$  é comparado com a Equação (3):

$$\Delta u_a = u_a - u_0 \quad (3)$$

Em que:

$u_a, u_0$  = Deslocamentos;

$\Delta u_a$  = Incremento do deslocamento.

Caso  $C_a$  seja maior que 1% do incremento do deslocamento, é realizada uma nova iteração.

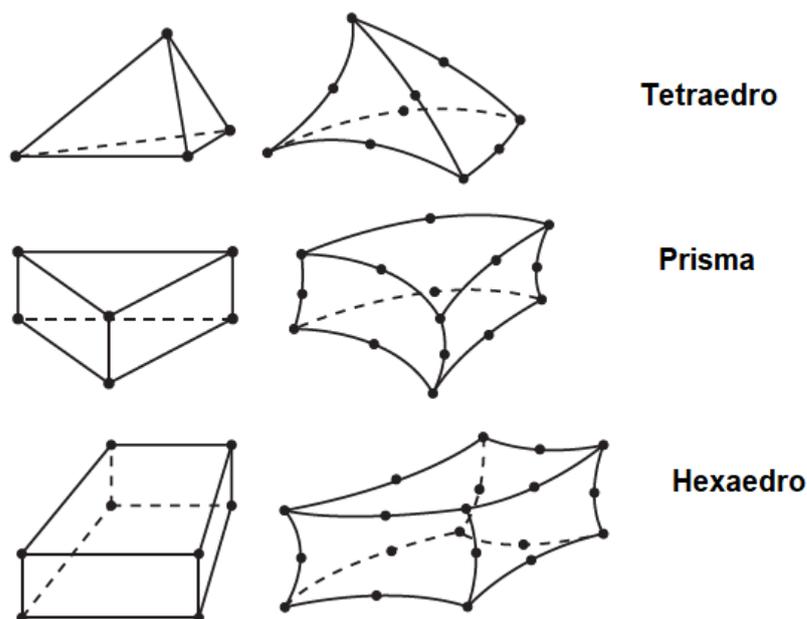
### 3.1.1 Escolha da Malha

As malhas podem ser classificadas em:

- Estruturadas: A divisão de eixos coordenados gera elementos unidimensionais, que ao se fazer o produto cartesiano são gerados elementos bi e tridimensionais onde estes estão disposto em famílias de linhas, de forma que o número de cada elemento seja consecutivo ao seu vizinho.
- Não estruturadas: São capazes de se adaptar de forma mais fácil às geometrias mais complexas. Os códigos computacionais para malhas não estruturadas são mais flexíveis, não necessitam ser alterados quando a malha é localmente refinada, ou quando elementos ou volumes de controle de diferentes formas são usados, contudo, a geração de malhas e o pré-processamento são habitualmente mais complexos (GONÇALVES, 2007).

Para uma análise tridimensional são utilizados elementos tetraédricos, hexaédricos ou prismáticos, conforme Figura 33.

Figura 33 – Elementos tridimensionais lineares (à esquerda) e quadráticos (à direita).

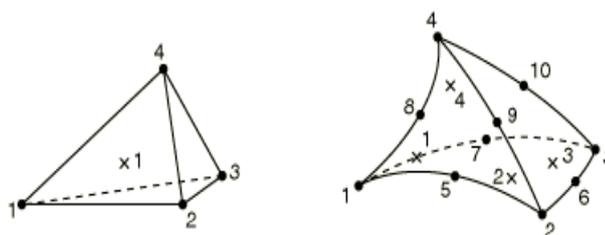


Fonte: Adaptado de ABAQUS, 2012.

Elementos tetraédricos podem ser lineares ou quadráticos, como mostra a Figura 34. Os lineares possuem 4 nós nas extremidades (1º ordem) e os quadráticos 10 nós nas extremidades e pontos intermediários (2º ordem). A vantagem de usar um elemento

quadrático é que com o aumento do número de nós crescem os graus de liberdade, culminando em um polinômio que apresenta uma resposta mais exata (ABAQUS, 2012). Além disso, elementos tetraédricos quadráticos (C310M), que estão disponíveis tanto no modo *STANDARD* quanto no *EXPLICIT*, são aconselhados para problemas que envolvem contato, pois exibem um efeito mínimo de bloqueio de cisalhamento (*shear locking*)<sup>6</sup> (PEIXOTO, 2008). Após a discretização da malha, são gerados vários elementos que possuem coordenadas nodais, onde são aplicadas as condições de equilíbrio. Nestes, o campo de deslocamentos é desconhecido e determinado através da solução de funções de interpolação em cada nó (ABAQUS, 2012).

Figura 34 – Elemento tetraédrico linear C3D4 (à esquerda) e quadrático C3D10M (à direita).



Fonte: Adaptado de ABAQUS, 2012.

Para as análises são utilizadas malhas não estruturadas e elementos tetraédricos quadráticos C3D10M.

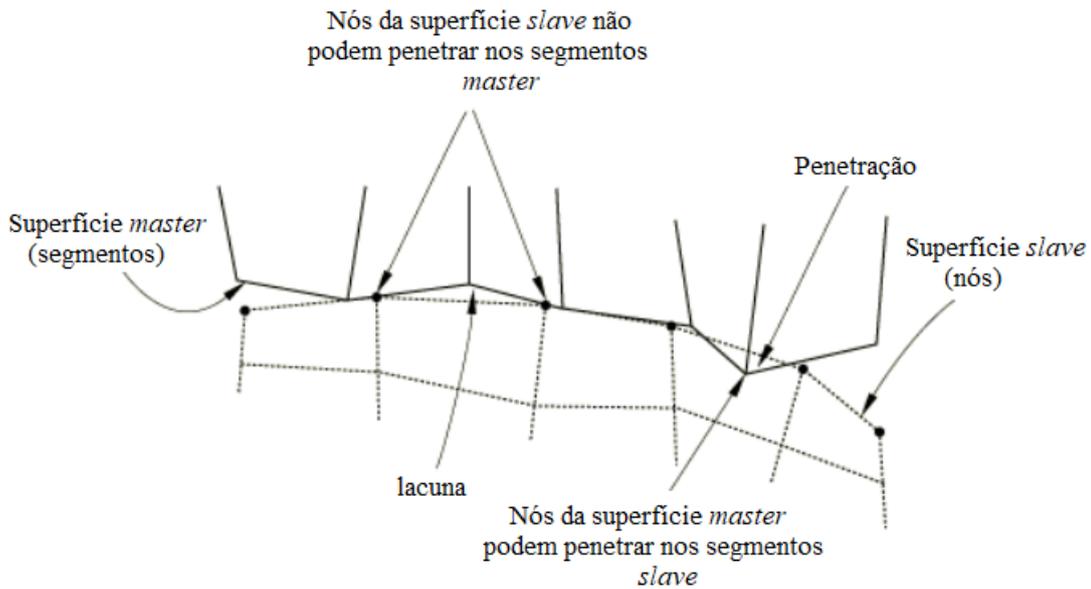
### 3.1.2 Contato

Na análise utilizando contato, o ABAQUS<sup>®</sup> utiliza um algoritmo em que se declara uma superfície principal (*master*) e uma escrava (*slave*), onde o contato acontece no nó de cada superfície, podendo dessa forma ter a superfície escrava entre dois nós penetrada, conforme pode ser visto na Figura 35.

---

<sup>6</sup> O bloqueio de cisalhamento é um erro que ocorre na análise de elementos finitos devido à natureza linear dos elementos quadrilaterais. Os elementos lineares não modelam com precisão a curvatura presente no material real sob flexão, e uma tensão de cisalhamento é introduzida. A tensão de cisalhamento adicional no elemento (que não ocorre no feixe real) faz com que o elemento atinja o equilíbrio com deslocamentos menores, isto é, faz com que o elemento pareça mais rígido do que realmente é e dá deslocamentos de flexão menores do que deveriam (PEIXOTO, 2008).

Figura 35 – Contato entre as superfícies.



Fonte: Adaptado de Abaqus/CAE user's manual.

Na técnica de discretização Nó-Superfície (N-S) em que há interação dos nós da superfície escrava com a superfície mestre, é necessário um maior refinamento da superfície escrava para que não haja penetrações que causariam uma transmissão de pressão de contato não real. Já a técnica superfície-superfície considera ambas as superfícies de contato de forma contínua, culminando assim em uma probabilidade de penetração da superfície mestre na escrava menor.

### 3.2 Utilização da Norma ISO 4210 no Processo de Análise de Tensões em Bicicletas de *Mountain bike*

Para a aplicação da análise de fadiga e impacto através de métodos de elementos finitos, utiliza-se a norma ISO 4210. Esta norma é dividida em duas partes: Testes de fadiga e impacto para quadros e análise do garfo.

#### 3.2.1 Análise de Impacto

Para o teste de impacto em bicicletas *Mountain bike* são analisados dois casos: o primeiro (teste à compressão) é o da Figura 36 com queda de massa, onde se fixa o triângulo traseiro e mantém-se o quadro na direção vertical, onde é lançada uma massa de carga de

22,5 kg sobre o rolete com massa igual ou inferior a 1 kg. A altura de impacto  $h_1$  varia conforme o tipo de bicicleta, para o caso de *Mountain bikes* a altura é de 360 mm. A diferença na distância entre eixos antes e depois da aplicação da carga de impacto deve ser menor do que 10 mm (ISO, 2015). Na aplicação real deste ensaio a massa é pousada na bicicleta e é medida a distância entre eixos (valor de referência), em seguida é lançada a massa de impacto e esperasse até que esta fique em repouso e novamente é medida a distância entre eixos (ISO, 2015; JACINTO, 2016). A força estática aplicada para obter o deslocamento inicial do quadro é determinada da seguinte forma:

$$F = ma \quad (4)$$

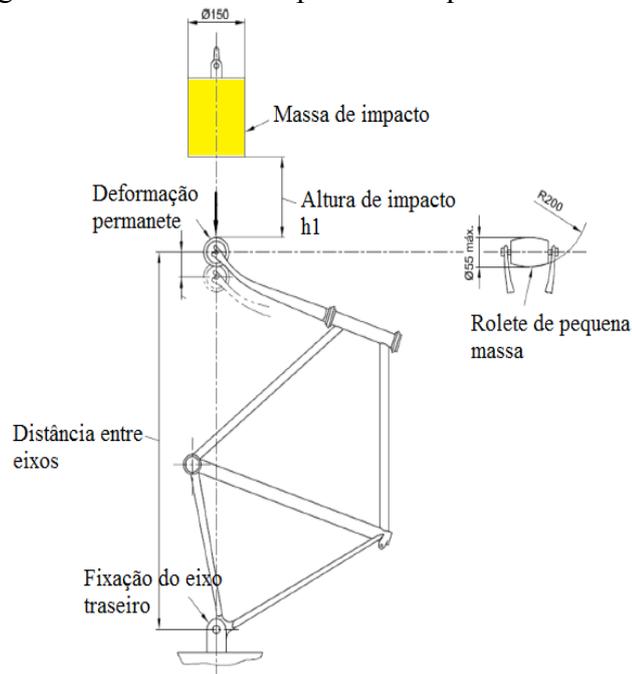
Em que:

$F$  = Força aplicada no garfo [N];

$m$  = Massa do corpo de impacto [kg];

$a$  = Aceleração [ $m/s^2$ ].

Figura 36 – Ensaio de impacto com queda de massa.



Fonte: Adaptado da norma ISO 4210, 2015.

Para executar este teste é necessário aplicar a condição de contato entre as partes, onde se optou pela utilização do contato de penalidade, em que a interação de contato entre os corpos é tratada através de elementos de mola que modelam a rigidez do contato. Tanto

na discretização superfície-nó quanto a de superfície-superfície existe a possibilidade de penetração da superfície *master* na *slave*, dependendo do tipo de rigidez definida, onde a interpenetração dos corpos provoca forças que tentam impedir a interseção e penalizar esse comportamento (ABAQUS, 2012).

A técnica de discretização escolhida é a de Nó-superfície, na qual é necessário especificar qual superfície é a *master* e qual é a *slave* e segundo Neto (2014) devem-se seguir as seguintes recomendações: A superfície *master* deve ter a malha mais grosseira, o corpo mais rígido e a superfície plana ou côncava. Nesta simulação ocorreram os contatos pontuais (entre a massa e o rolete) e superficiais (entre os outros elementos).

A massa se desloca em queda livre numa altura de 360 mm até encontrar o rolete, e para diminuir o tempo e facilitar a simulação é aplicada a condição de contato onde é calculada a velocidade de queda para impacto, conforme Equação (5) (HUŇADY e BELIŠKO, 2015; CHENG, LEE e TSAI, 2016; JACINTO, 2016).

$$v = \sqrt{2gh} \quad (5)$$

Em que:

$v$  = Velocidade de queda [mm/s];

$h$  = Altura de queda [mm];

$g$  = Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ].

O segundo teste de impacto (teste à tração) é o com o quadro em queda, conforme Figura 37. Neste teste o quadro é fixado no triângulo traseiro de modo a rodar livremente sob seu próprio eixo e assentado sobre uma placa de aço. São dispostas 3 massas sobre o quadro: uma massa  $M_1$  de 30 kg apoiada no lugar do selim e distante  $D = 75$  mm do eixo de gravidade, uma massa  $M_2$  de 10 kg fixada no lugar do guidom e uma massa  $M_3$  de 50 kg presa no lugar do pedivela. A altura de queda  $h_2$  é de 300 mm. Inicialmente é medida a distância entre eixos para comparar com a distância final depois da queda, onde a diferença não pode ultrapassar 60 mm (ISO, 2015). Neste teste é calculada a velocidade angular através da seguinte equação:

$$v = \omega R \quad (6)$$

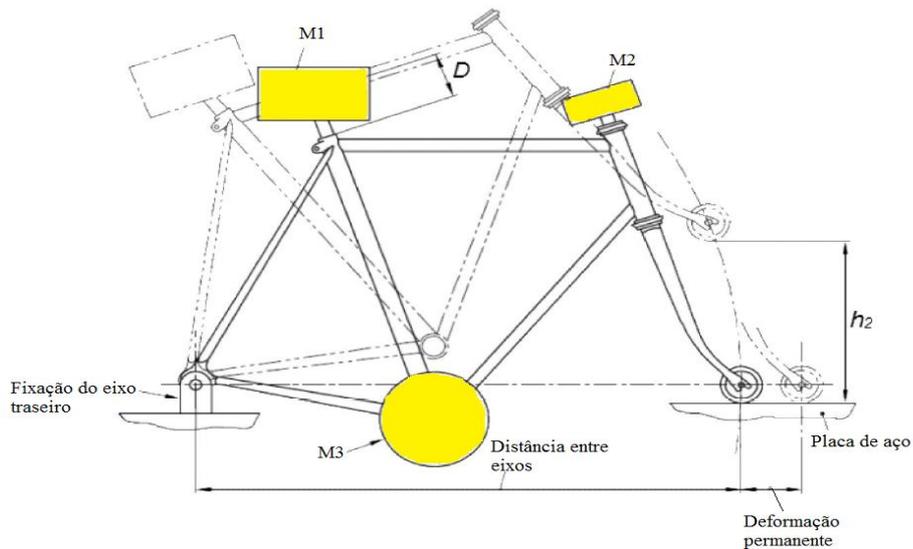
Em que:

$v$  = Velocidade de queda [mm/s];

$\omega$  = Velocidade angular [rad/s];

$R$  = Raio [mm].

Figura 37 – Ensaio de impacto com quadro em queda.



Fonte: Adaptado da norma ISO 4210, 2015.

Em ambos os testes não pode haver fratura visível nem fendas (ISO, 2015).

### 3.2.2 Análise de Fadiga

Os testes de fadiga são efetuados em 3 etapas: teste de pedaleira, teste de cargas horizontais e teste de cargas verticais.

#### 3.2.2.1 Teste de Fadiga de Pedaleira

Neste teste o quadro é apoiado em dois suportes de comprimento  $R_w$ , podendo girar livremente em seu eixo. No tubo do pedivela é instalado um adaptador (simula os pedais) em forma de uma haste de resistência maior que a dos outros componentes com comprimento de 175 mm e inclinação de  $45^\circ$  com a horizontal (tolerância de  $\pm 2,0^\circ$ ) e um braço vertical (simula a corrente)  $R_c$  de 75 mm. Cada braço inclinado está sujeito a uma força  $F_1$  de 1200 N com angulação de  $7,5^\circ$  com a vertical (tolerância de  $\pm 0,5^\circ$ ). A força exercida no pedal deve ser inferior a 5% da carga máxima aplicada ao pedalar. São aplicados 100.000 ciclos

com frequência de 25 Hz<sup>7</sup>. O esquema de ensaio é visualizado na Figura 38 (ISO, 2015). A amplitude das cargas é obtida através da série de Fourier da Equação (7) (ABAQUS, 2012).

$$a = A_0 + \sum_{n=1}^N [A_n \cos n\omega(t - t_0) + B_n \sin n\omega(t - t_0)] \quad \text{para } t \geq t_0 \quad (7)$$

Em que:

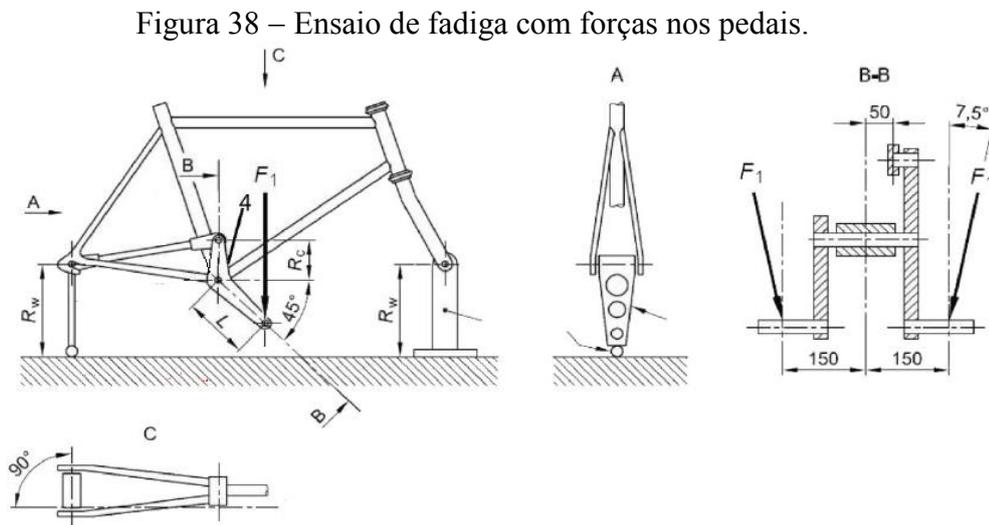
$a$  = Amplitude [mm];

$A_0, A_n, B_n$  = Coeficientes de Fourier para  $n=1, 2, \dots, N$ ;

$\omega$  = Frequência fundamental [rad/s];

$t$  = Tempo final [s];

$t_0$  = Tempo inicial [s].



Fonte: ISO 4210, 2015.

### 3.2.2.2 Teste de Fadiga com Forças Horizontais

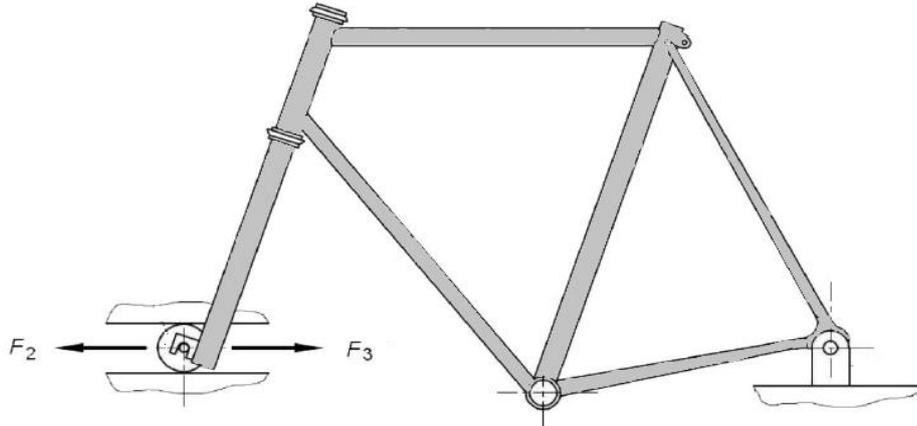
Neste teste é fixada a gancheira traseira de modo que haja movimento de rotação do eixo traseiro e restrição do garfo na direção vertical, permitindo apenas o movimento de avanço e recuo na horizontal. Ambos eixos, traseiro e dianteiro, devem ter os eixos de rotação paralelos com a horizontal. Devem ser aplicadas forças dinâmicas  $F_2$  de 1200 N e  $F_3$

---

<sup>7</sup> A norma estipula o valor de 25 Hz, porém foi utilizado o valor de 2 Hz de acordo com o trabalho de Jacinto (2016) que se baseia nos critérios da ABIMOTA de modo a se permitir uma melhor avaliação do comportamento do material. Esse valor é bem coerente, pois nos resultados de ensaios da empresa Giatex utilizam o valor de 3Hz.

de 600 N, conforme Figura 39, durante 50.000 ciclos (ISO, 2015). A frequência de aplicação não é definida pela norma, e segundo Jacinto (2016) a ABIMOTA adota 1Hz.

Figura 39 – Ensaio de fadiga com forças horizontais.

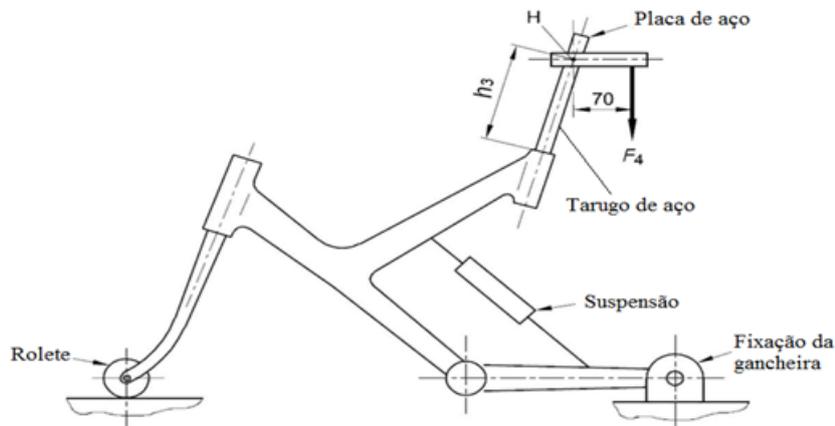


Fonte: ISO 4210, 2015.

### 3.2.2.3 Teste de Fadiga com Forças Verticais

Para este teste é fixada a gancheira traseira sem restringir a rotação e o garfo é restringido de maneira a permitir o movimento de avanço e retrocesso. Insere-se um tarugo de aço com uma profundidade de 75 mm no tubo do canote. A distância de colocação da placa é determinada pela altura  $h_3$  de 250 mm e o ponto H que corresponde ao centro da abraçadeira que prende o selim. É aplicada uma força dinâmica vertical  $F_4$  de 1200N em uma distância de 70 mm do ponto H, durante 50.000 ciclos com frequência de 3Hz, conforme Figura 40 (ISO, 2015).

Figura 40 – Ensaio de fadiga com forças verticais.



Fonte: ISO 4210, 2015.

Para os testes de fadiga, o quadro é validado se não apresentar fratura visível ou fendas e nenhuma parte do sistema de suspensão pode ser separada (ISO, 2015).

### 3.2.3 Características do Falso Garfo

Para os ensaios de impacto e fadiga deve ser adotado um garfo rígido para que o quadro sofra as deformações causadas pelas cargas aplicadas. Para validar o garfo antes de ser montado no sistema, deve ser aplicada uma força estática de 1200 N na direção do eixo, onde o mesmo é preso por um falso tubo da direção com comprimento de 150 mm. As razões de deflexão não podem ultrapassar o valor de 1,0 para as duas equações a seguir (ISO, 2015):

$$D_{rf} = \frac{K_1 \times 10\,000 \times \delta}{L^3} \quad (8)$$

$$D_{rc} = \frac{K_2 \times 10\,000 \times \delta}{L^3} \quad (9)$$

Em que:

$D_{rf}$  = Razão de deflexão do garfo no ensaio de fadiga;

$K_1 = 1417$  (constante);

$L$  = Comprimento do garfo [mm];

$\delta$  = Deflexão medida no sentido de aplicação da força [mm];

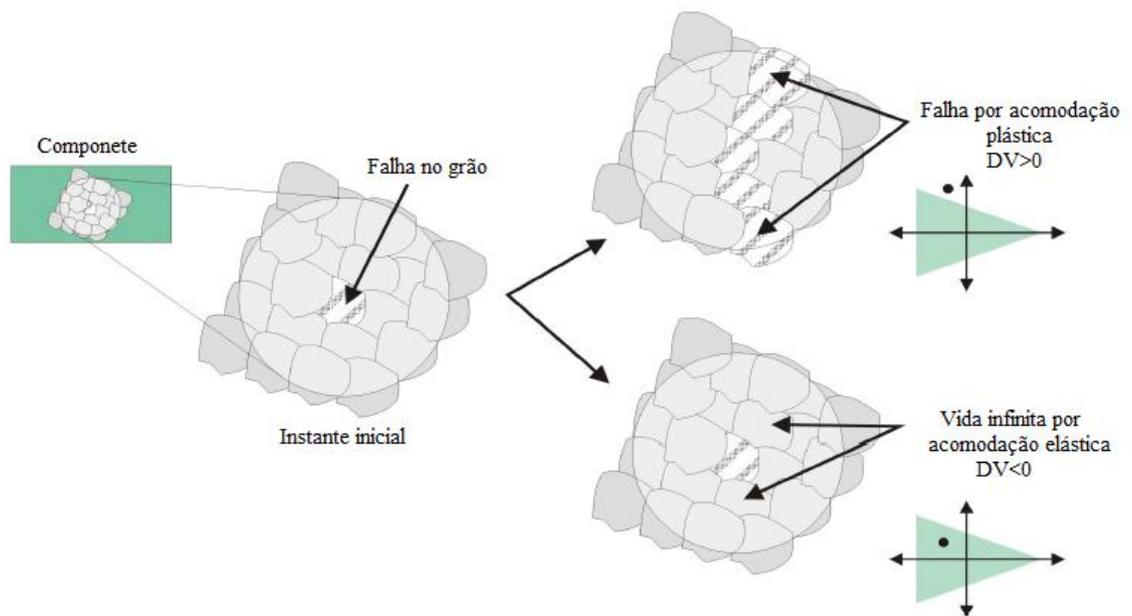
$D_{rc}$  = Razão de deflexão do garfo no ensaio de impacto;

$K_2 = 709$  (constante).

### 3.3 Utilização do Critério de Dang Van na Análise de Falha por Fadiga

O critério de Dang Van avalia a magnitude das deformações plásticas acumuladas em nível de grãos cristalinos, e para isso se baseia nas tensões de corte máximas e pressão hidrostática que atuam em um determinado ponto que apresenta uma maior probabilidade de ocorrer um defeito (TAKAHASHI, 2014; LIESHOUT, BESTEN e KAMINSKI, 2017). Segundo Dang Van, a falha por fadiga ocorre quando existe o início de uma trinca devido a um regime plástico em algum grão que culmina em um processo de acomodação plástica, mesmo se a tensão macroscópica é elástica, conforme pode ser visto na Figura 41. Assim ele assume que a tensão cisalhante é responsável pela nucleação da trinca e a tensão hidrostática influencia em sua abertura. (MENDES, 2006; TAKAHASHI, 2014).

Figura 41 – Falha por fadiga.



Fonte: Mendes, 2006.

Ao combinar as tensões de cisalhamento e hidrostática é feita uma comparação com o limite de fadiga ao cisalhamento, conforme pode ser visto na Inequação (10) (TAKAHASHI, 2014).

$$\tau_{mes}(t) + \alpha_{DV} \cdot \sigma_h(t) \geq \beta_{DV} \quad (10)$$

Em que:

$\tau$  = Tensão cisalhante mesoscópica;

$\alpha_{DV}$  = Fator de sensibilidade à tensão hidrostática;

$\sigma_h$  = Tensão hidrostática mesoscópica;

$\beta_{DV}$  = Limite de fadiga do material.

A tensão hidrostática é dada por:

$$\sigma_h = \frac{\text{traço}(\sigma)}{3}, \quad (11)$$

Em que  $\sigma$  é o tensor de Cauchy.

A tensão cisalhante é a tensão de Tresca dada por:

$$\tau_{mes}(t) = \frac{1}{2} \max(|S_1(t) - S_2(t)|, |S_1(t) - S_3(t)|, |S_2(t) - S_3(t)|) \quad (12)$$

Em que:

$S_i(t), i = 1, 2, 3.$

são os autovalores do tensor de tensão desviador mesoscópico  $S_{mes}(t)$ , dado por:

$$S_{mes}(t) = S(t) + \rho^* \quad (13)$$

Em que:

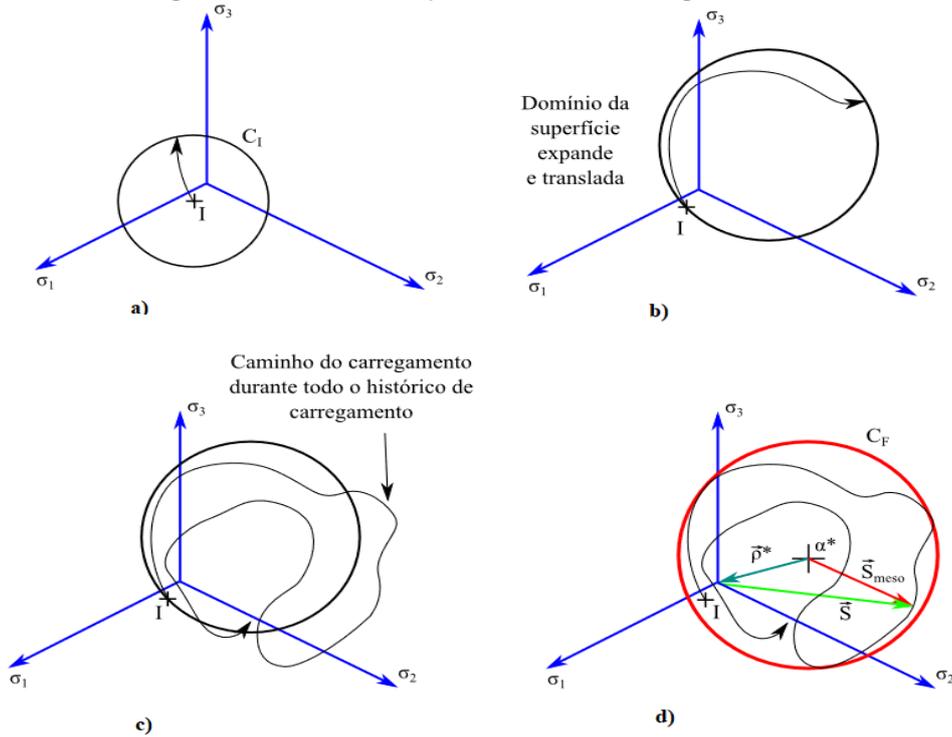
$\rho^*$  = Tensor de tensão residual estabilizado na escala mesoscópica.

O tensor desviador macroscópico  $S(t)$  é dado pela diferença entre o tensor de tensões macroscópicas ( $\sigma(t)$ ) e o tensor hidrostático ( $\sigma_h(t)$ ):

$$S(t) = \sigma(t) - \sigma_h(t) \quad (14)$$

O processo de acomodação elástica se inicia sem carregamento representado pelo círculo  $C_1$  (Figura 42a) e à medida que o carregamento evolui se expande e translada (Figuras 42b e 42c), pois o material passa por uma combinação de encruamento cinemático e isotrópico. Com as repetições de carregamento, uma circunferência  $C_F$  circunda todo o carregamento estabilizado com centro  $\alpha^*$  (Figura 40d) (TAKAHASHI, 2014; FALLER, 2017).

Figura 42 – Acomodação elástica em fadiga multiaxial.



Fonte: Takahashi, 2014.

Para determinar os parâmetros que caracterizam a curva de Dang Van é necessário conhecer o limite de fadiga sob tração-compressão alternada ( $\sigma_{-1}$ ) e o limite de fadiga sob torção alternada ( $\tau_{-1}$ ) para o material (TAKAHASHI, 2014). Assim, podem-se obter os valores de  $\alpha_{DV}$  e  $\beta_{DV}$  através da Equação (15) (PEIXOTO, FERREIRA e CASTRO, 2010; TAKAHASHI, 2014; LIESHOUT, BESTEN e KAMINSKI, 2017). Para saber se determinado componente vai falhar em  $10^4$  ciclos, por exemplo, é necessário determinar os valores da tensão de tração-compressão alternada ( $\sigma_{-1}(10^4)$ ) e torção alternada ( $\tau_{-1}(10^4)$ ) em  $10^4$  ciclos. Dessa forma, se a Inequação (12) for satisfeita ocorrerá falha em um número de ciclos menor ou igual a  $10^4$  ciclos. Caso ela não seja satisfeita, ocorrerá falha em um número de ciclos maior do que  $10^4$  ciclos ou não ocorrerá<sup>8</sup>. Lembrando que a área a esquerda do eixo das tensões de cisalhamento corresponde ao lado de tensões compressivas e a direita de tensões de trativas.

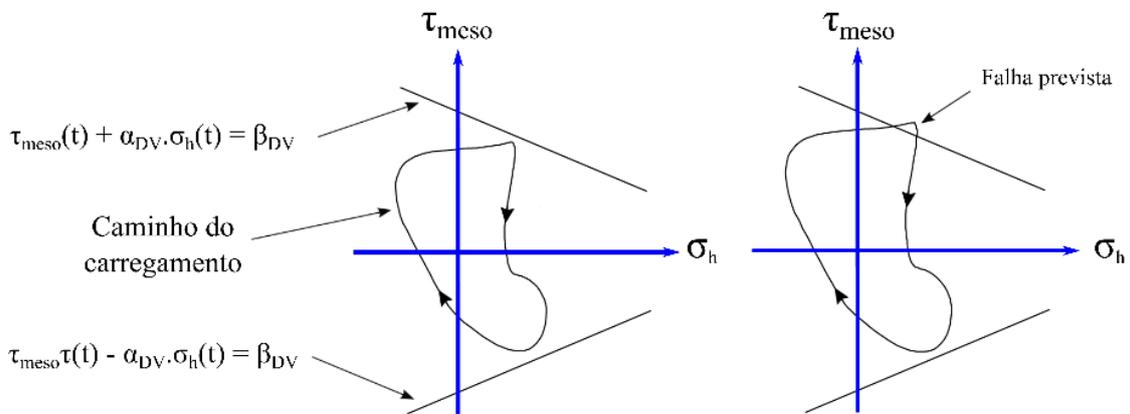
$$\alpha_{DV} = \left( 3 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{3}{2} \right) \quad \beta_{DV} = \tau_{-1} \quad (15)$$

<sup>8</sup> Neste caso, a tensão equivalente  $\tau_{DV}$  será bem menor do que o limite de fadiga  $\beta_{DV}$ .

Os correspondentes valores de limites de fadiga para tração-compressão alternada e torção para 50.000 ciclos são  $\sigma_{-1} = 250$  MPa ,  $\tau_{-1} = 200$  MPa e 100.000 ciclos  $\sigma_{-1} = 225$  MPa ,  $\tau_{-1} = 180$  MPa em uma liga de alumínio 6061 T6 (MURASHKIN, SABIROV, *et al.*, 2015; LIM, 2001).

Após a determinação das constantes de Dang Van é necessário criar a curva que permite verificar a falha. Para isso são aplicados os parâmetros na Equação (10), como pode ser visto na Figura 43 (LIESHOUT, BESTEN e KAMINSKI, 2017).

Figura 43 – Curva de Dang Van para limite de fadiga.



Fonte: Takahashi, 2014.

O cálculo do “coeficiente de perigo” de Dang Van (DV), que nos diz o quanto é provável haver falha por fadiga, é calculado da seguinte forma (MENDES e ARAÚJO, 2008) (TAKAHASHI, 2014):

$$DV = \frac{\tau_{max} + \alpha_{DV} \cdot \sigma_h}{\beta_{DV}} - \beta_{DV} \quad (16)$$

Em que:

DV > 0: Probabilidade de falha alta (Iniciação de trinca);

DV < 0: Não falha (Possui vida infinita);

DV = 0: Está entre vida finita e infinita.

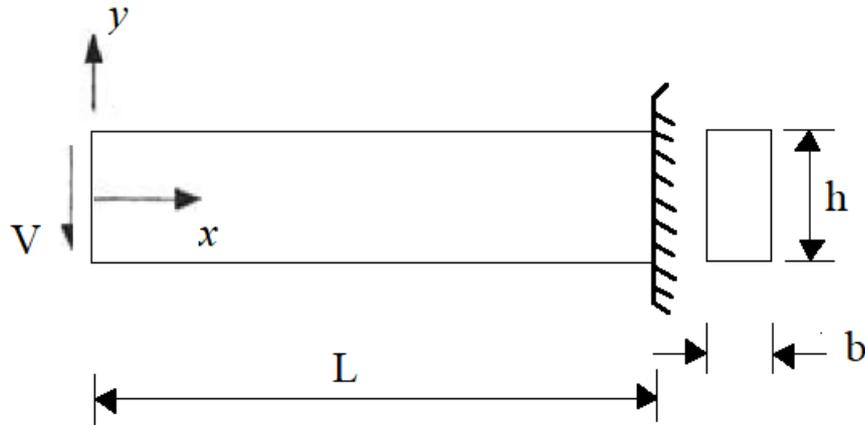
O critério de Dang Van não determina o número exato de ciclos onde ocorre a falha, mas sim se vai ou não ocorrer a falha, ou seja, é um critério de passa ou não passa.

## 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Verificações

Para verificar se o modelo computacional utilizado, foi efetuada primeiramente uma verificação em uma viga com cisalhamento distribuído, como mostra a Figura 44, assegurando dessa forma o uso correto das ferramentas numéricas do programa.

Figura 44 – Viga engastada com cisalhamento distribuído na extremidade.



Fonte: Irgens, 2008.

Os resultados obtidos via ABAQUS<sup>®</sup> foram comparados com as seguintes equações de tensão de Airy oriundas da teoria da elasticidade que fornecem as tensões de flexão e cisalhamento, bem como os deslocamentos (IRGENS, 2008):

$$\sigma_x = \frac{-12V}{bh^3}xy \quad (17)$$

$$\tau_{xy} = \frac{-3V}{2bh} \left[ 1 - \left( \frac{2y}{h} \right)^2 \right] \quad (18)$$

$$u_1 = \frac{VL^3}{Ebh^3} \left\{ 6 \left[ 1 - \left( \frac{x}{L} \right)^2 \right] \frac{y}{L} + 2(2+\nu) \left( \frac{y}{L} \right)^3 - 3(1+\nu) \left( \frac{h}{L} \right)^2 \frac{y}{L} \right\} \quad (19)$$

$$u_2 = \frac{VL^3}{Ebh^3} \left\{ 4 + 2 \left( \frac{x}{L} \right)^3 - 6 \left[ 1 - \nu \left( \frac{y}{L} \right)^2 \right] \frac{x}{L} \right\} \quad (20)$$

O caso analisado dispõe dos seguintes parâmetros:

$$V = 200 \text{ N/m}$$

$$L = 1000 \text{ mm}$$

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 50 \text{ mm}$$

$$E = 68,9 \text{ GPa}$$

$$\nu = 0,33$$

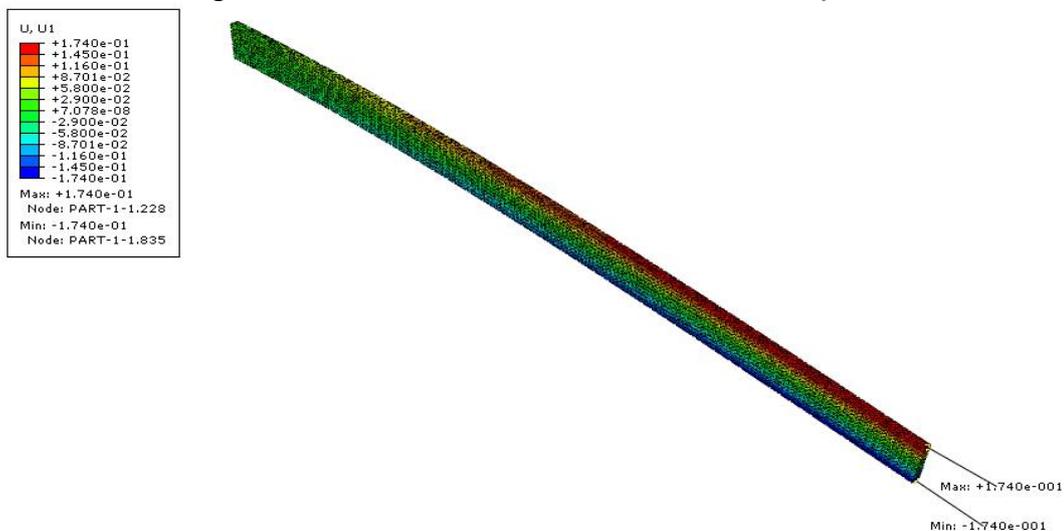
A tabela 6 apresenta os valores máximos e mínimos de tensões e deslocamentos pelos dois métodos. Na simulação foi utilizado o elemento sólido tetraédrico C3D10M de tamanho igual a 5 mm, com integração reduzida. As Figuras 45 e 46 apresentam os resultados dos deslocamentos.

Tabela 6: Resultados das tensões e deslocamentos na viga.

	MEF	Airy
$\sigma_x$ (MPa)	22,8 máx	24 máx
	-22,8 mín	-24 mín
$u_1$ (mm)	0,1740 máx	0,174 máx
	-0,1740 mín	-0,174 mín
$u_2$ (mm)	-4,693 máx	-4,64 máx
	1,221E-4 mín	0 mín

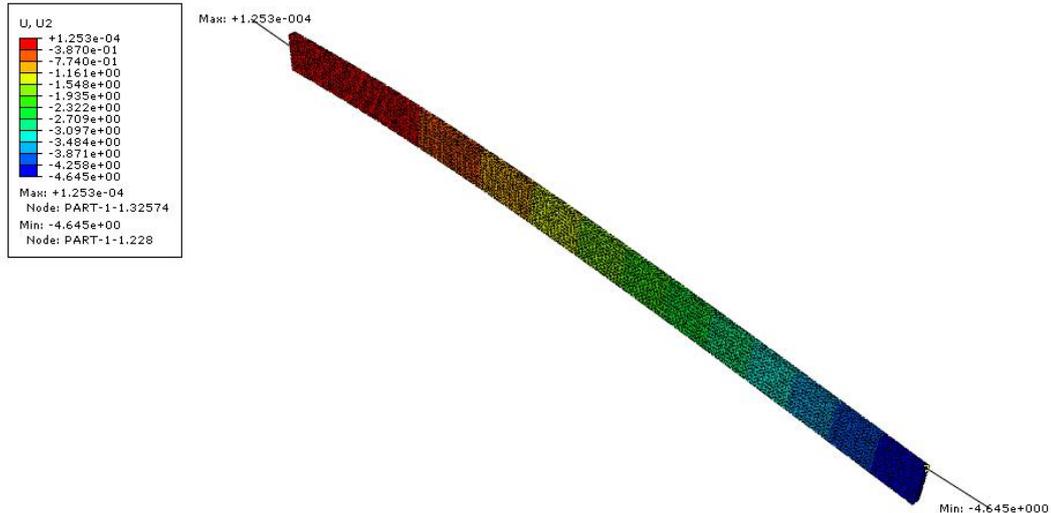
Fonte: Próprio autor.

Figura 45 – Resultado dos deslocamentos na direção x.



Fonte: Próprio autor.

Figura 46 – Resultado dos deslocamentos na direção y.



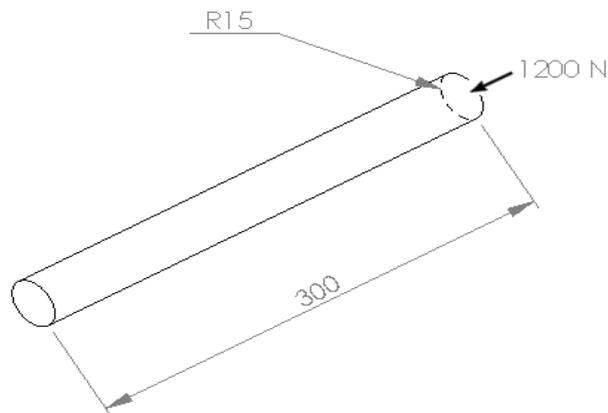
Fonte: Próprio autor.

Os resultados demonstram que através do método de elementos finitos, podem-se alcançar resultados bem próximos aos obtidos no método analítico de análise de tensões de Airy.

#### 4.1.1 Verificação do Modelo Computacional dos Testes Estáticos

Foi verificado se a aplicação de uma carga estática no ABAQUS<sup>®</sup> é aceitável, comparando-se os resultados de um carregamento axial simples por MEF com o resultado analítico para o esquema da Figura 47, com dimensões em mm.

Figura 47 – Tubo de alumínio sofrendo aplicação de carregamento axial.



Fonte: Hibbeler, 2009.

O caso analisado dispõe dos seguintes parâmetros:

$$F = 1200 \text{ N}$$

$$L = 300 \text{ mm}$$

$$R = 15 \text{ mm}$$

$$E = 68,9 \text{ GPa}$$

$$\nu = 0,33$$

De acordo com o Hibbeler, uma barra que sofre carregamento axial, sem considerar flambagem, engastada na parte inferior é determinada da seguinte maneira:

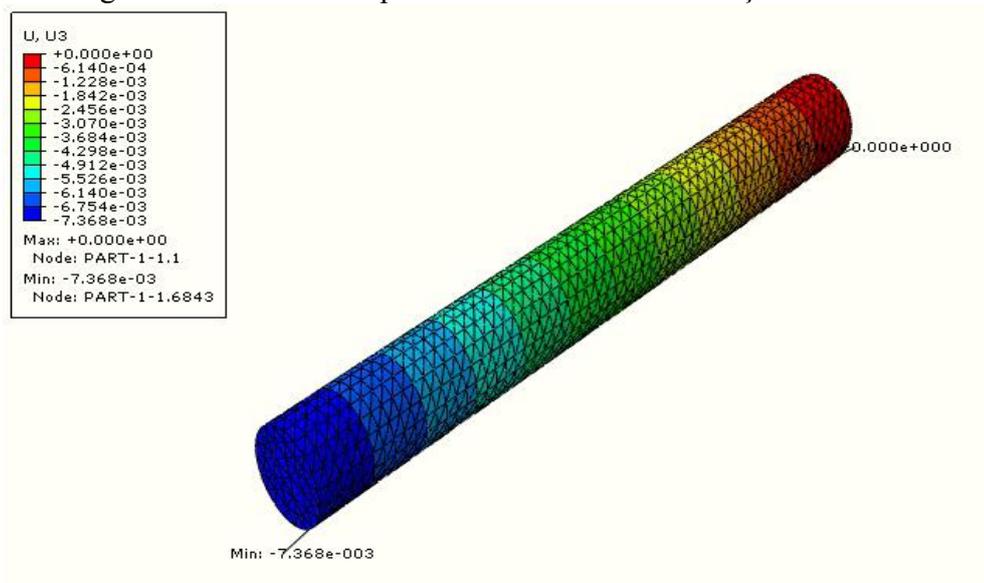
$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (21)$$

Aplicando os dados do problema tem-se:

$$\delta = \frac{1200 \cdot 300}{\pi \cdot (15)^2 \cdot 68900} = 7,392 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Para a simulação foi utilizado o elemento sólido tetraédrico C3D10M de 5 mm e aplicada a força de 1200 N de maneira distribuída sobre a superfície superior do tubo. Como resultado foi obtido o valor de  $7,368 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$  de deslocamento na face de aplicação da carga no nó 3313, como mostra a Figura 48. Essa verificação serve para atestar o método de análise do garfo falso.

Figura 48 – Resultados para o deslocamento na direção axial de z.

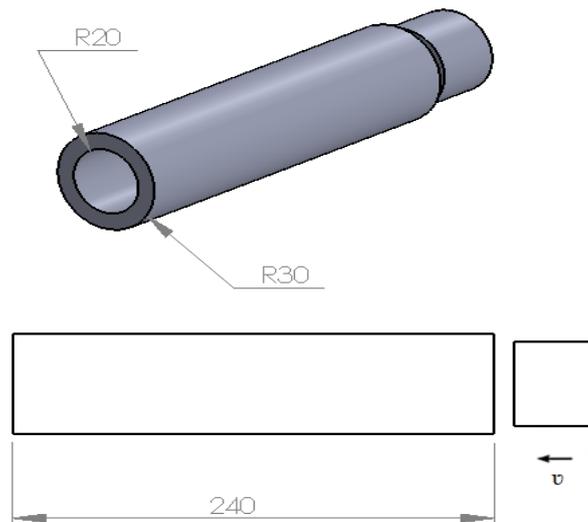


Fonte: Próprio autor.

#### 4.1.2 Verificação do Modelo Computacional para as Análises de Impacto

Para que os resultados obtidos com as simulações possam ser aceitáveis é necessário compará-los com resultados já conhecidos na literatura. Para o caso de impacto com massa em queda foi utilizado um exemplo de Hibbeler (2009), como mostra a Figura 49, com dimensões em mm.

Figura 49 – Tubo de alumínio sofrendo impacto transversal.



Fonte: Hibbeler, 2009.

Considerando o tubo de alumínio 6061 e a massa de impacto de aço inoxidável 304 com massa de 600kg caindo a uma altura  $h = 10$  mm, calculou-se através das Equações (22) e (23) o deslocamento máximo que o tubo pode sofrer.

$$U_e = U_i \quad (22)$$

$$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}k\Delta_{\max}^2 \quad (23)$$

Em que:

$U_e$  = Energia externa;

$U_i$  = Energia interna;

$k$  = Rigidez da mola.

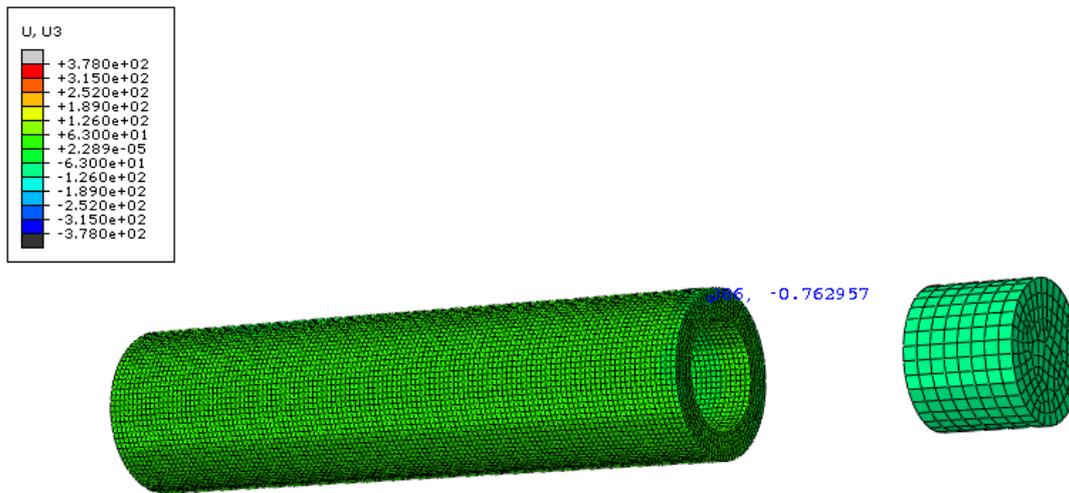
A massa de 600 kg cai a uma velocidade de 447,213 mm/s, onde a parte inferior do tubo está engastada, permitindo apenas movimento da direção vertical, assim como a massa.

Aplicando a Equação (25) tem-se:

$$\Delta_{\max} = \sqrt{\frac{mv^2}{k}} = \sqrt{\frac{600 \cdot 442,944}{\frac{\pi(30^2 - 20^2) \cdot 68900}{240}}} = 0,767 \text{ mm}$$

Na análise no ABAQUS<sup>®</sup> foi utilizado o elemento de 5 mm em que foi obtido o valor de 0,763 mm, como pode ser visto na Figura 50.

Figura 50 – Resultados para o impacto de massa.



Fonte: Próprio autor.

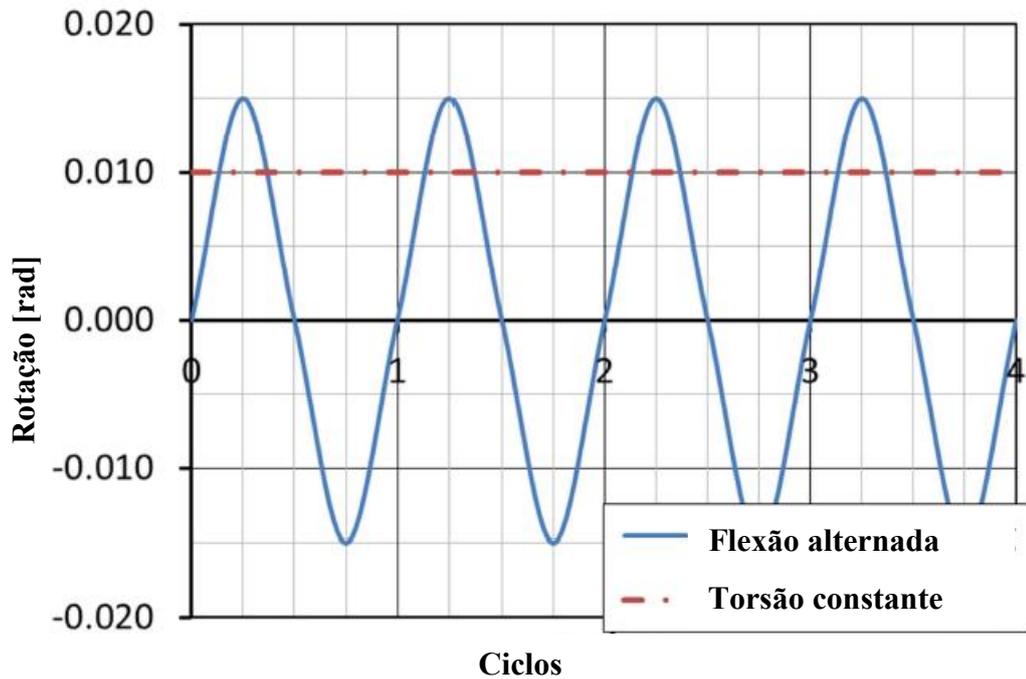
Como os resultados via MEF são bem próximos aos obtidos de maneira analítica, o método de simulação de impacto pode ser aplicado no caso de simulação da bicicleta.

Para o teste de quadro em queda a única mudança é que ao invés de colocar uma velocidade de impacto de translação, colocou-se uma de rotação.

#### 4.1.3 Verificação do Modelo Computacional para as Análises de Fadiga

Para a verificação de fadiga foi reproduzido o artigo de Peixoto (2013) que aplica o critério de Dang Van. Neste trabalho o autor aplica duas rotações no lado livre (com menor diâmetro) enquanto restringe as rotações no lado de maior diâmetro, onde o valor destas cargas varia no tempo conforme Figura 51.

Figura 51 – Variação das rotações ao longo do tempo.



Fonte: Adaptado de Peixoto, 2013.

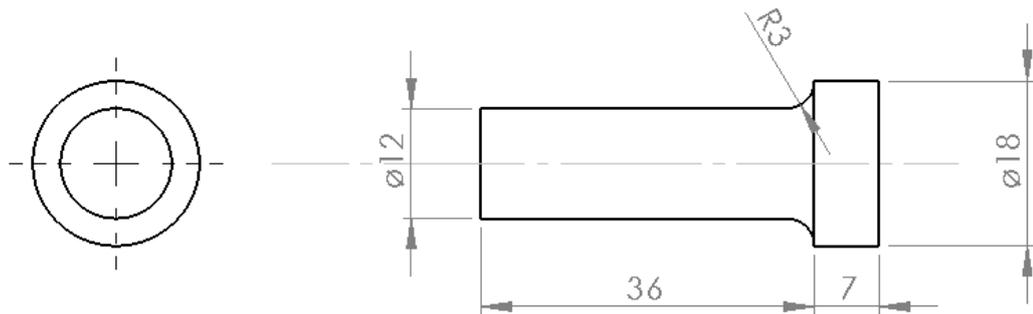
Como os valores das rotações fornecidos pelo artigo estão em radiano foi necessário aplicar a teoria de Bernoulli para determinar os valores dos momentos, a partir das seguintes equações (HIBBLER, 2009):

$$EI \frac{d^2v}{dx} = M \quad (24)$$

$$\vartheta = \sum \frac{TL}{JG} \quad (25)$$

A Figura 52 apresenta as dimensões do tubo onde foi utilizado como material o aço CK45, que apresenta as propriedades conforme Tabela 7. As Figuras 53 e 54 apresentam respectivamente a malha e os resultados do teste.

Figura 52 – Tubo de aço CK45.



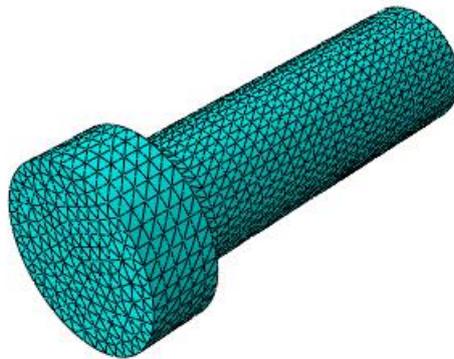
Fonte: Adaptado de Peixoto, 2013.

Tabela 7: Propriedades mecânicas do aço CK45.

Massa específica [ $\rho$ ]	7860 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidade [E]	206 GPa
Tensão de escoamento [ $\sigma_e$ ]	410 MPa
Tensão de ruptura [ $S_{ut}$ ]	660 MPa
Coefficiente de Poisson [ $\nu$ ]	0,29
Módulo de cisalhamento [G]	80 GPa

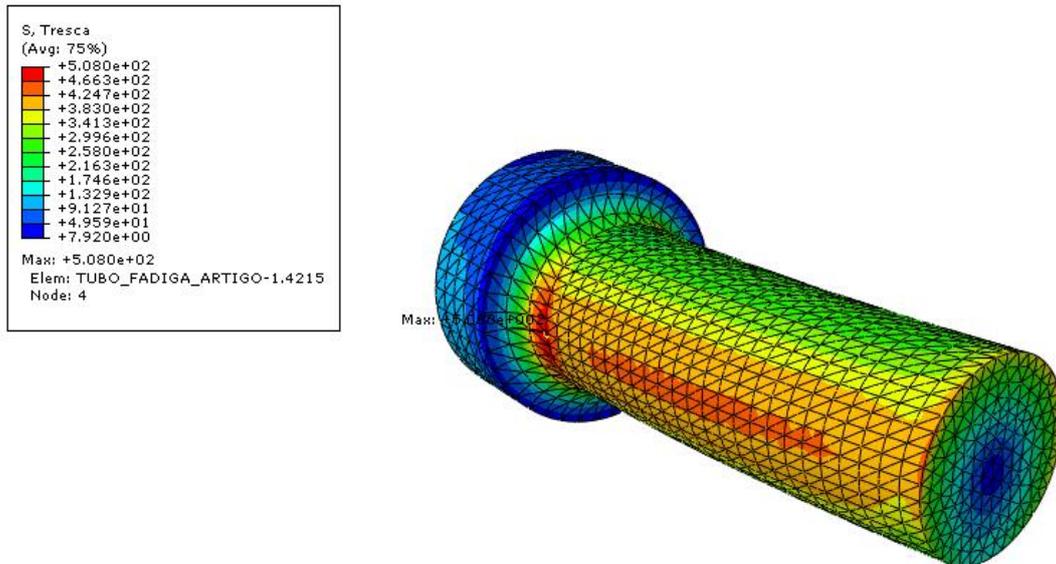
Fonte: Association, 2015.

Figura 53 – Malha aplicada no tubo.



Fonte: Próprio autor.

Figura 54 – Resultados das tensões de Tresca no tubo.



Fonte: Próprio autor.

Os resultados de tensão obtidos no tubo são bem próximos aos do Peixoto (2013), demonstrando assim que o método de solução para análise de fadiga pode ser aplicado para os ensaios da bicicleta.

#### 4.2 Dimensionamento do Quadro

A Tabela 8 apresenta as dimensões do quadro que cumprem com os requisitos da UCI. Os tubos possuem formas ovais e redondas, com seções transversais constantes e ocas, com processo de junção por soldagem. Com essas dimensões o quadro apresenta massa de 1,10 kg<sup>9</sup>, enquadrando-se dentro da categoria de quadros leves. A Figura 55 apresenta as dimensões da estrutura.

---

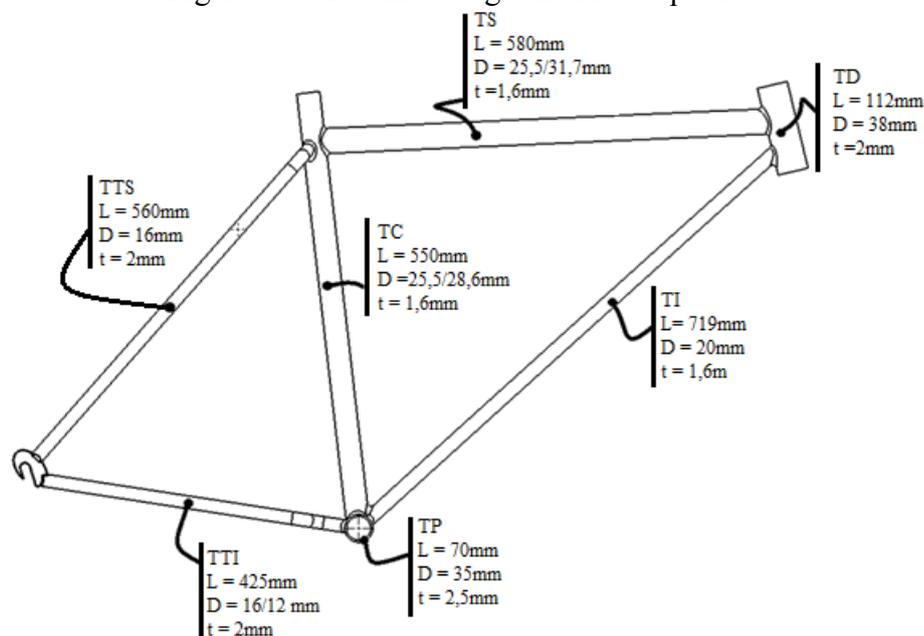
<sup>9</sup> Segundo a UCI a bicicleta não pode ter menos de 6,8kg.

Tabela 8: Dimensões dos componentes do quadro [mm]<sup>10</sup>.

Tubos	Comprimento (L)	Tamanho ( $D_{ext} - t$ )
Tubo da direção (TD)	112	38 - 2,0
Tubo superior (TS)	580	25,5/31,7 - 1,6
Tubo do canote (TC)	550	25,5/28,6 - 1,6
Tubo inferior (TI)	719	20 - 1,6
Tubo do pedivela (TP)	70	35 - 2,5
Tubo do triângulo traseiro superior (TTS)	560	16 - 2,0
Tubo do triângulo traseiro inferior (TTI)	425	16/12 - 2,0

Fonte: Próprio autor.

Figura 55 – Detalhes da geometria do quadro.



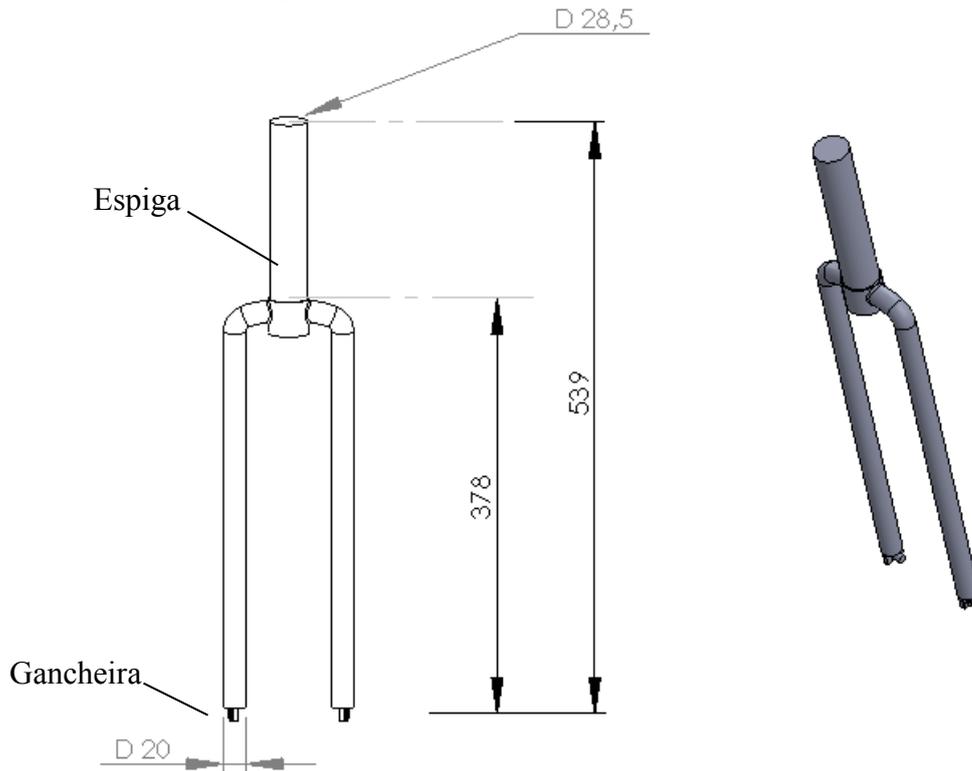
Fonte: Próprio autor.

Para os testes que são aplicados segundo a norma ISO 4210, deve constar um garfo falso, conforme Figura 56, que tem suas dimensões iniciais que não seguem as normas da UCI, ou seja, será utilizado como uma parte com rigidez elevada apenas para aplicação das cargas que deverão ser suportadas apenas pelo quadro. A espiga do garfo segue o padrão *oversize* com 1 1/8 polegadas de diâmetro externo. O comprimento do garfo<sup>11</sup> é de 378 mm medido desde o assento até o centro do eixo da gancheira.

<sup>10</sup> As dimensões do quadro são baseadas em dados de quadros reais de bicicletas de *Mountain bike* e no catálogo do Anexo A.

<sup>11</sup> O garfo é utilizado para uma roda de 26 in.

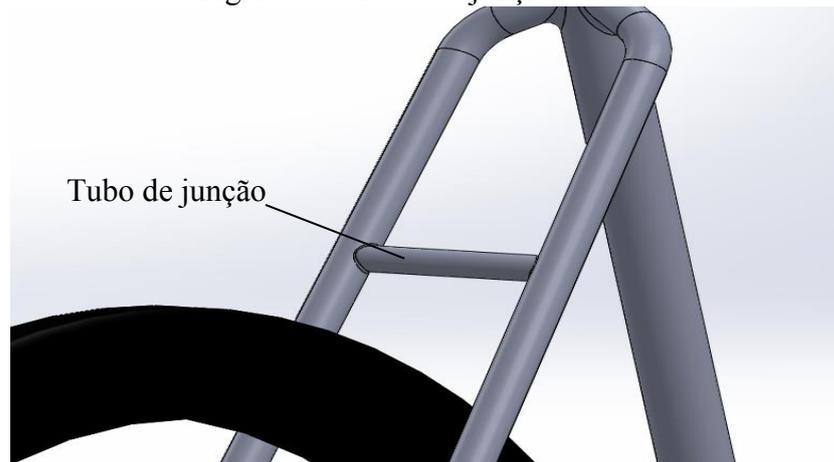
Figura 56 – Garfo falso com medidas em mm.



Fonte: Próprio autor.

A junção dos tubos superiores, que geralmente apoia os freios, tem 80 mm de comprimento e está em uma distância que não intercepta a roda traseira, conforme Figura 57.

Figura 57 – Tubo de junção.

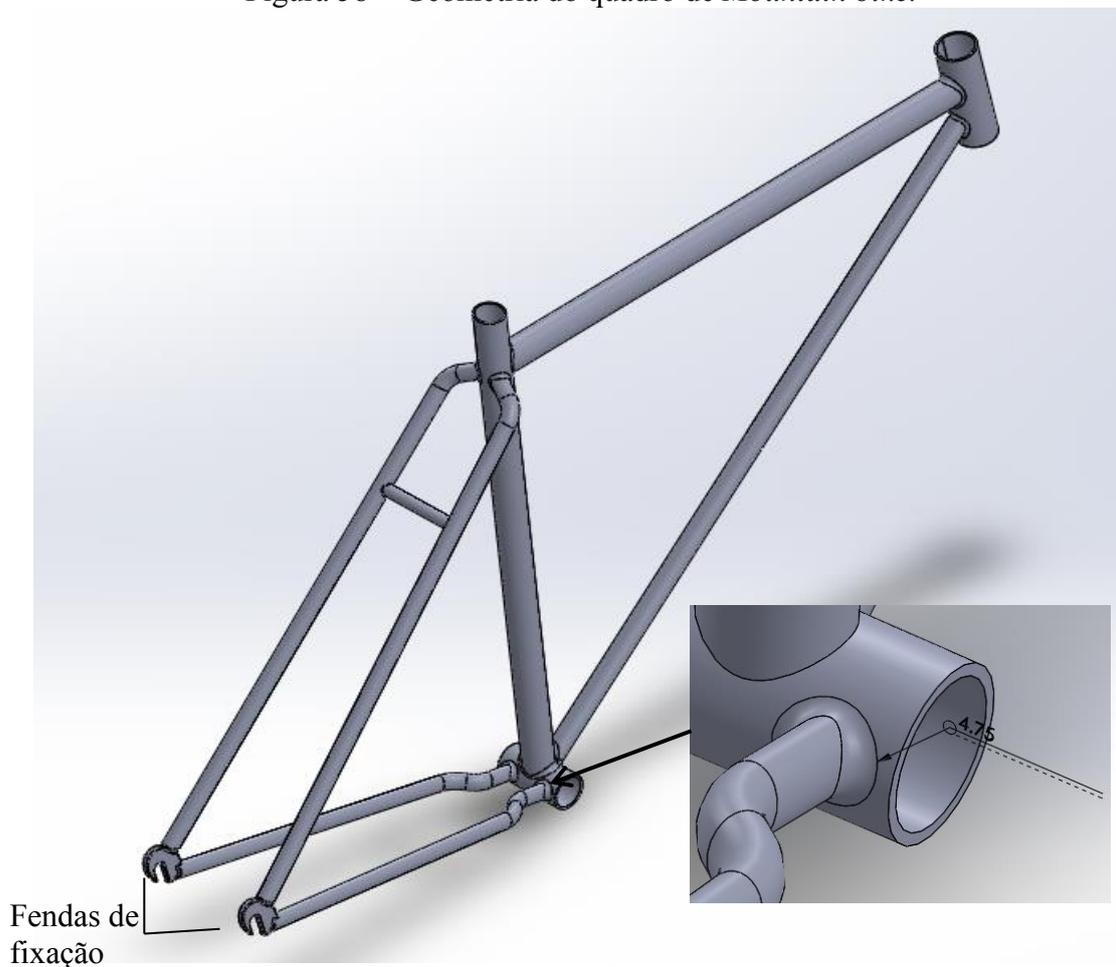


Fonte: Próprio autor.

A Figura 58 apresenta a geometria ilustrativa do quadro a ser analisado. Todas as junções apresentam solda com raio de 4,75 mm com exceção da região de junção das fendas de fixação das rodas, onde os tubos sofrem certo amassamento, em que para evitar

concentradores de tensão, foram aplicados filetes de raio de 3 mm. Para simular o processo de junção, os tubos passaram por *miter cut* para que não ultrapassassem os outros tubos de conexão, como se tivessem sido soldados. Os desenhos técnicos da estrutura quadro/garfo encontram-se no Apêndice A.

Figura 58 – Geometria do quadro de *Mountain bike*.

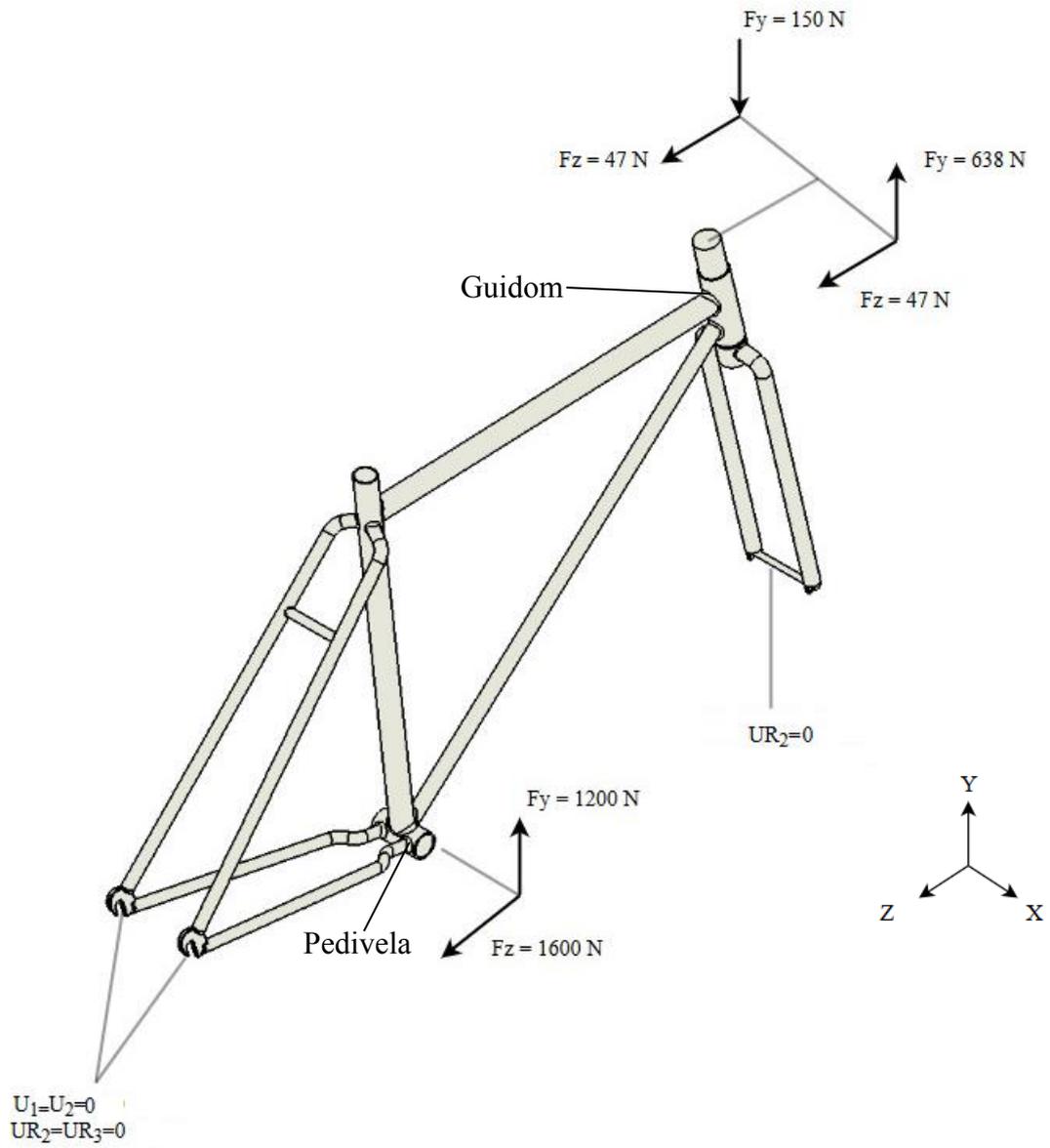


Fonte: Próprio autor.

### 4.3 Resultados das Cargas Estáticas

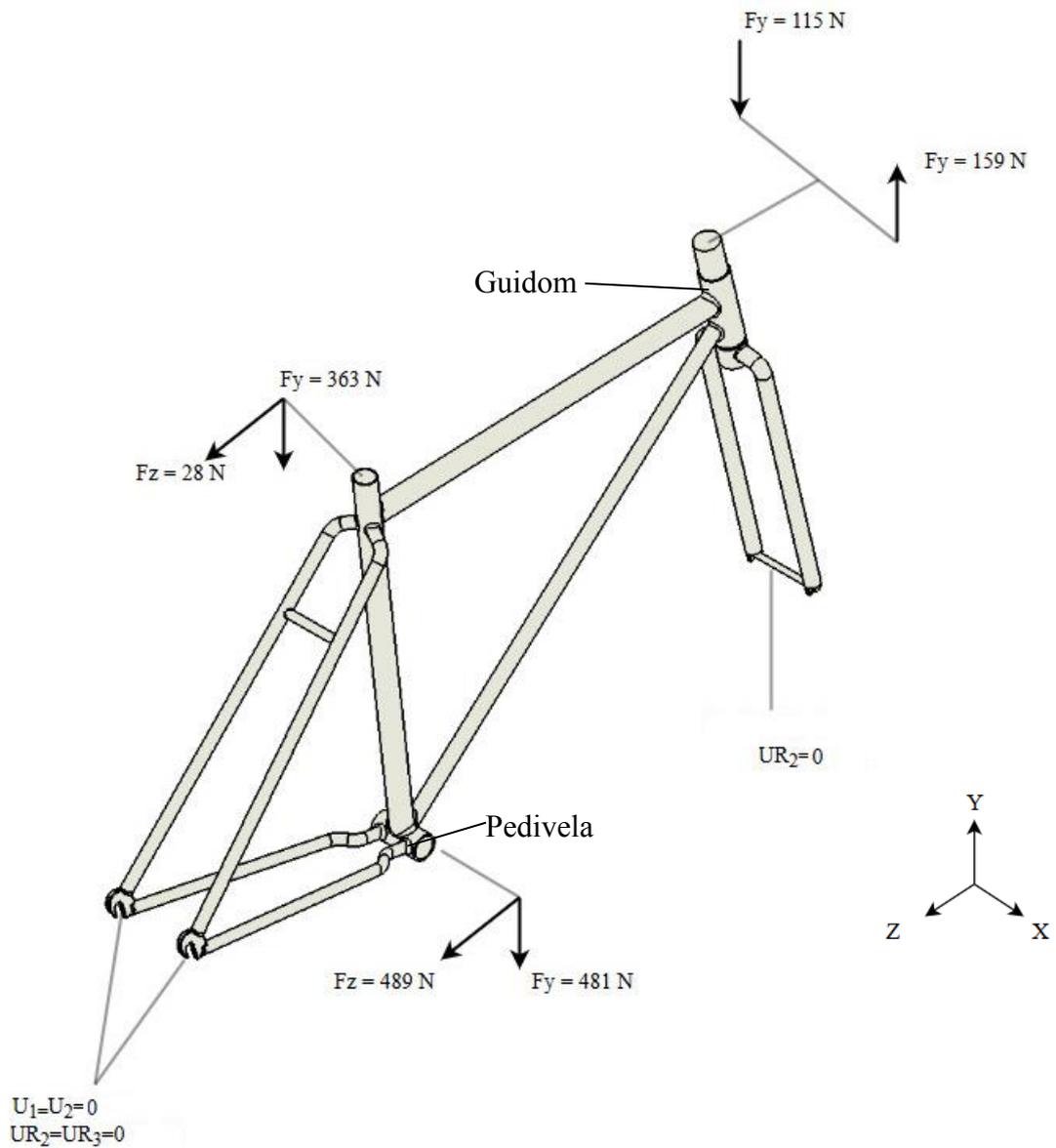
Para a aplicação das cargas estáticas propostas na literatura, conforme Figuras 59 e 60 nas situações 1 (*sprint*) e 2 (*sitting*), foram calculadas as reações nos rolamentos do tubo do pedivela e tubo da direção para a aplicação das forças diretamente nos tubos. Os termos  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$  e  $UR_1$ ,  $UR_2$ ,  $UR_3$  correspondem respectivamente aos deslocamentos e rotações nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ .

Figura 59 – Diagrama de corpo livre na situação 1.



Fonte: Próprio autor.

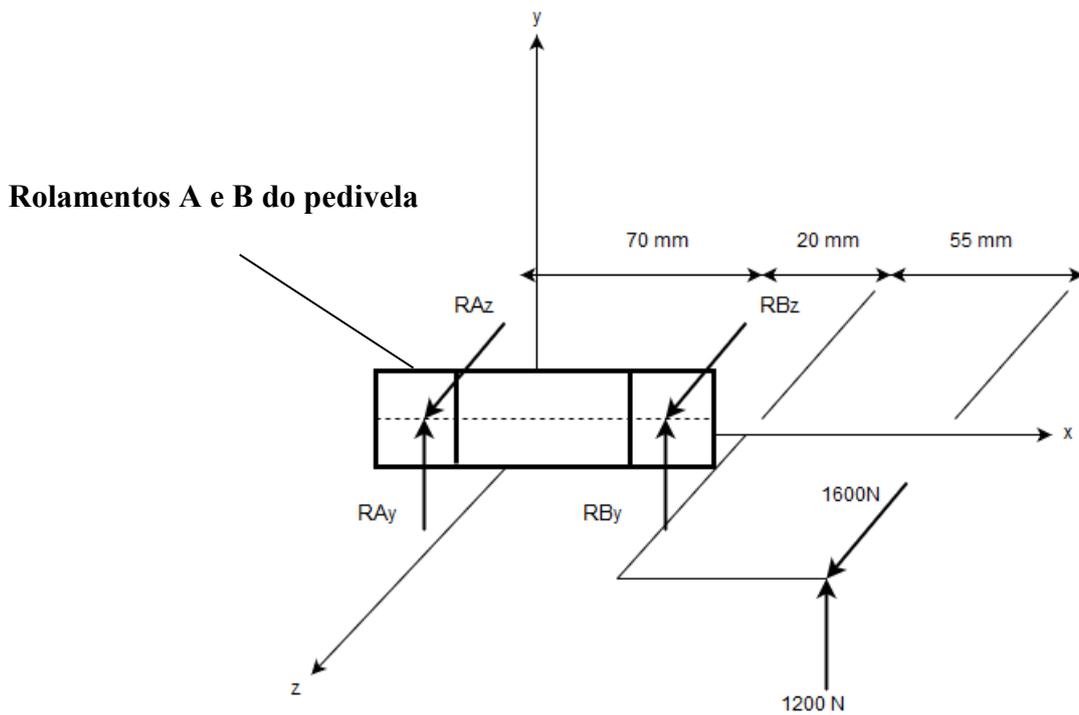
Figura 60 – Diagrama de corpo livre na situação 2.



Fonte: Próprio autor.

A Figura 61 apresenta o desenho esquemático do diagrama de corpo livre para os rolamentos A e B do pedivela (um a esquerda e outro a direita dentro do tubo) no caso em que o atleta está em pé na bicicleta (situação 1).

Figura 61 – Diagrama de corpo livre para o rolamento do pedivela na situação 1.



Fonte: Próprio autor.

Aplicando as equações de equilíbrio nos rolamentos A e B do pedivela, obtêm-se as seguintes forças radiais:

$$R_{Bz} = 3314,285 \text{ N } \nearrow$$

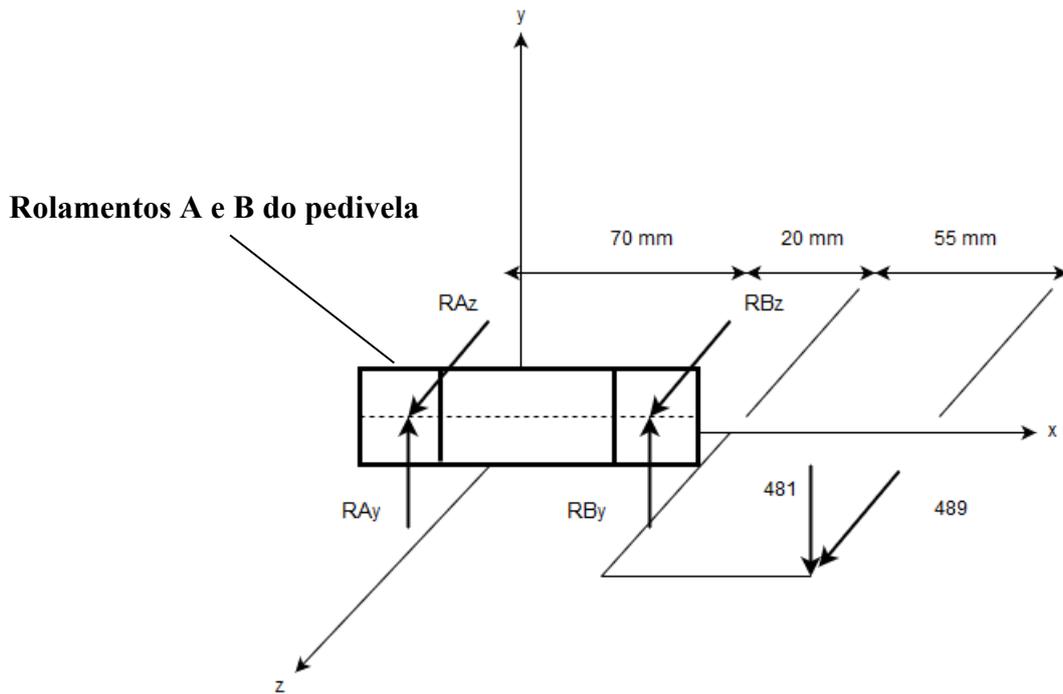
$$R_{By} = 2485,714 \text{ N } \uparrow$$

$$R_{Az} = 1714,285 \text{ N } \swarrow$$

$$R_{Ay} = 1285,714 \text{ N } \downarrow$$

A Figura 62 apresenta o diagrama para os rolamentos A e B do pedivela (um a esquerda e outro a direita dentro do tubo) na situação em que o atleta está sentado no selim (situação 2).

Figura 62 – Diagrama de corpo livre para o rolamento do pedivela na situação 2.



Fonte: Próprio autor.

Aplicando as equações de equilíbrio nos rolamentos A e B do pedivela, obtêm-se as seguintes forças radiais:

$$R_{B_z} = 1012,928 \text{ N } \nearrow$$

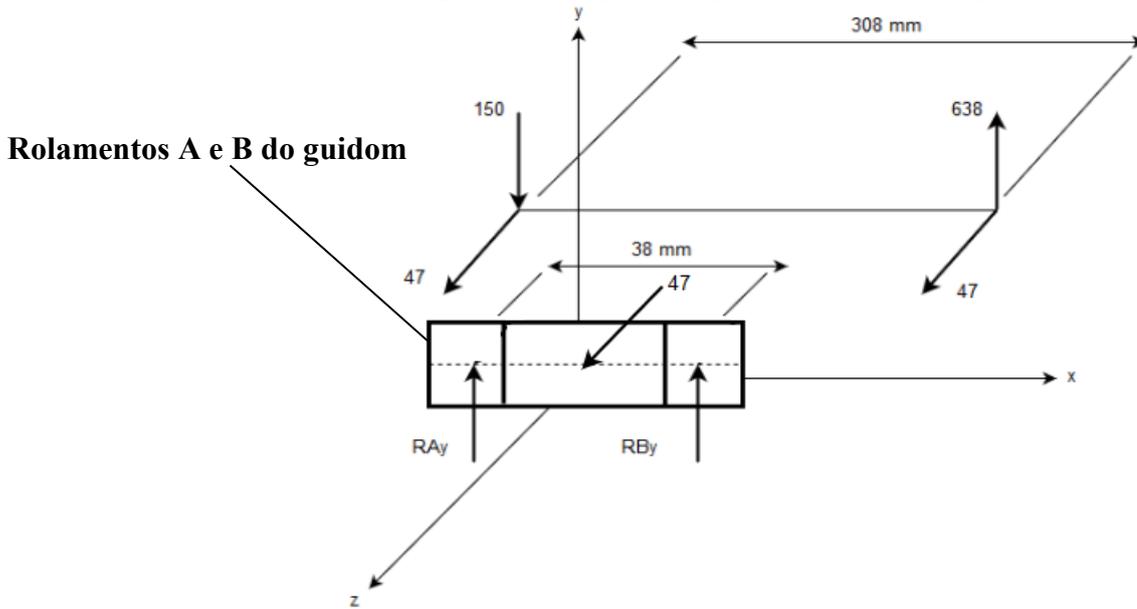
$$R_{B_y} = 996,357 \text{ N } \uparrow$$

$$R_{A_z} = 523,929 \text{ N } \swarrow$$

$$R_{A_y} = 515,357 \text{ N } \downarrow$$

No caso em que o atleta encontra-se em pé na bicicleta também são aplicadas forças no guidom em duas direções, como mostra a Figura 63. Nesta condição existem dois rolamentos de apoio do garfo, um em cima do tubo da direção e outro em baixo, e como o rolamento inferior tem como condições de contorno as restrições de deslocamento em todas as direções e rotação em x e z, este não é considerado no somatório de forças. As reações em z nos apoios em A e B são substituídas por uma única força no centro do tubo com intensidade de 47 N.

Figura 63 – Diagrama de corpo livre para o rolamento do guidom na situação 1.



Fonte: Próprio autor.

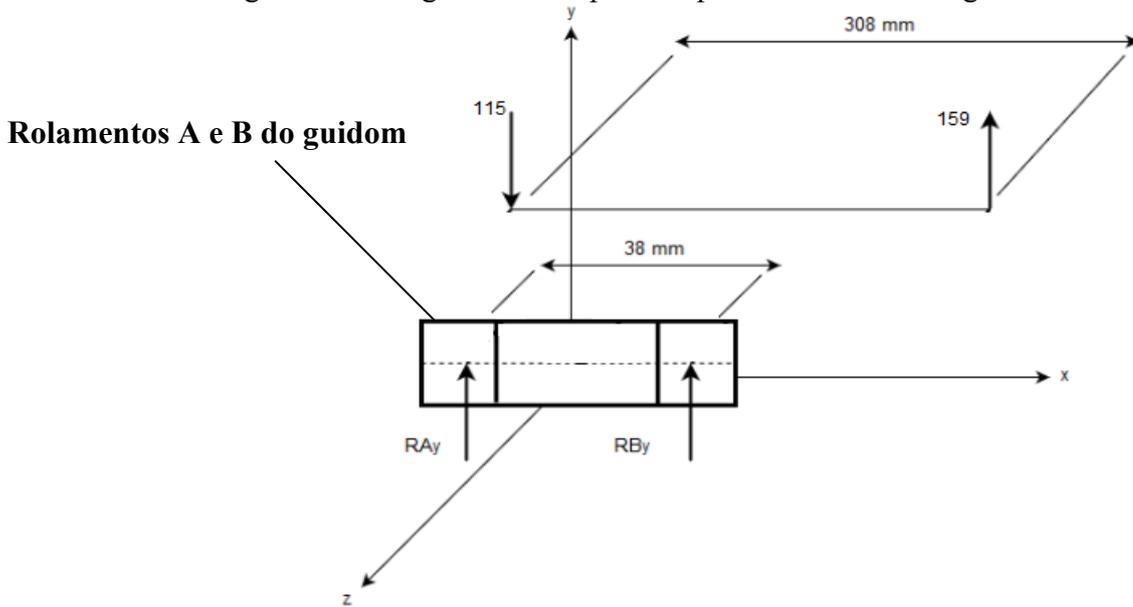
Aplicando as equações de equilíbrio nos apoios superiores A e B do tubo da direção, obtêm-se as seguintes forças radiais:

$$R_{By} = 4\,806,105 \text{ N } \downarrow$$

$$R_{Ay} = 4\,318,105 \text{ N } \uparrow$$

No caso em que o atleta está sentado no selim, existem apenas as forças na direção y, como mostra a Figura 64.

Figura 64 – Diagrama de corpo livre para o rolamento do guidom na situação 2.



Fonte: Próprio autor.

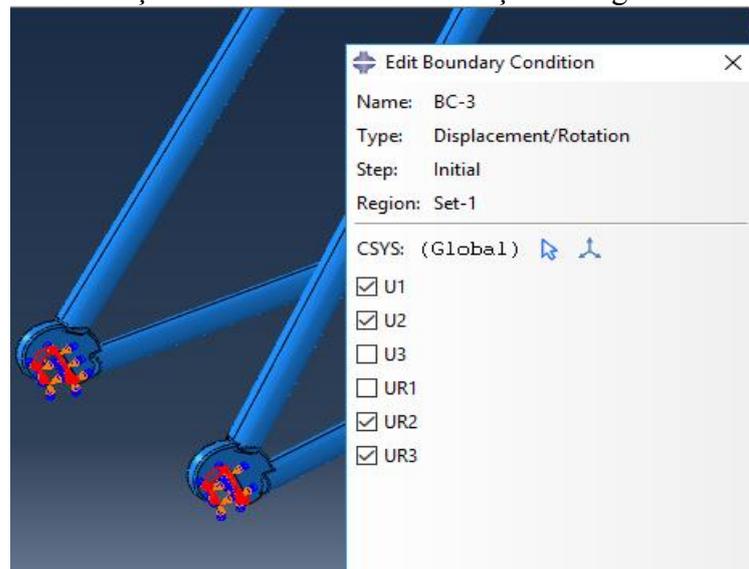
Aplicando diretamente as forças nos apoios superiores A e B do tubo da direção, tem-se que as forças radiais no rolamento são:

$$R_{By} = 159 \text{ N } \uparrow$$

$$R_{Ay} = 115 \text{ N } \downarrow$$

Logo após foram aplicadas as condições de contorno e carregamento no quadro, como mostram as Figuras 65 a 70.

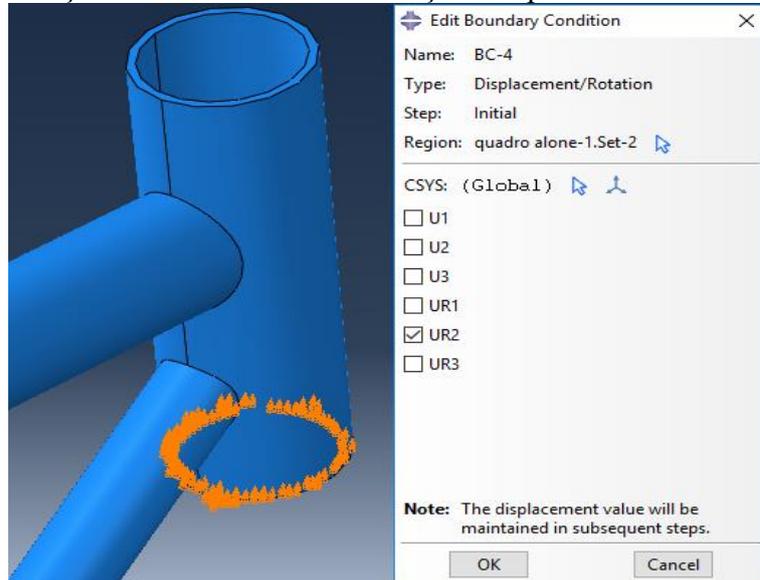
Figura 65 – Restrições de deslocamento e rotações nas ganchetas traseiras.



Fonte: Próprio autor.

Para o rolamento inferior do tubo da direção foram selecionados 104 nós ao redor do tubo e aplicada a condição de engaste nos mesmos.

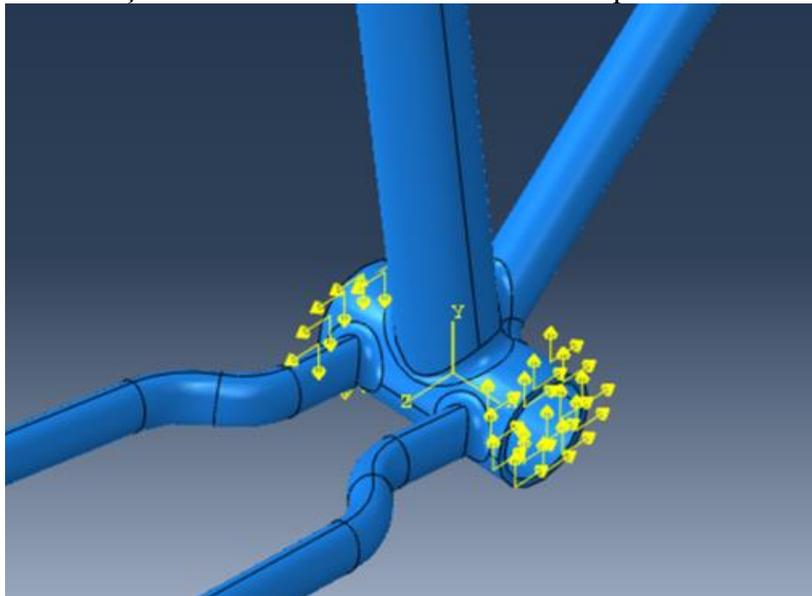
Figura 66 – Restrições de deslocamento e rotações na parte inferior do tubo da direção.



Fonte: Próprio autor.

Para a aplicação das forças nos outros rolamentos selecionou-se 135 nós de cada lado do tubo do pedivela e 49 nós do tubo da direção e dividiram-se as forças pelo número de nós para que se tenha uma distribuição de forças e não cause tensões pontuais.

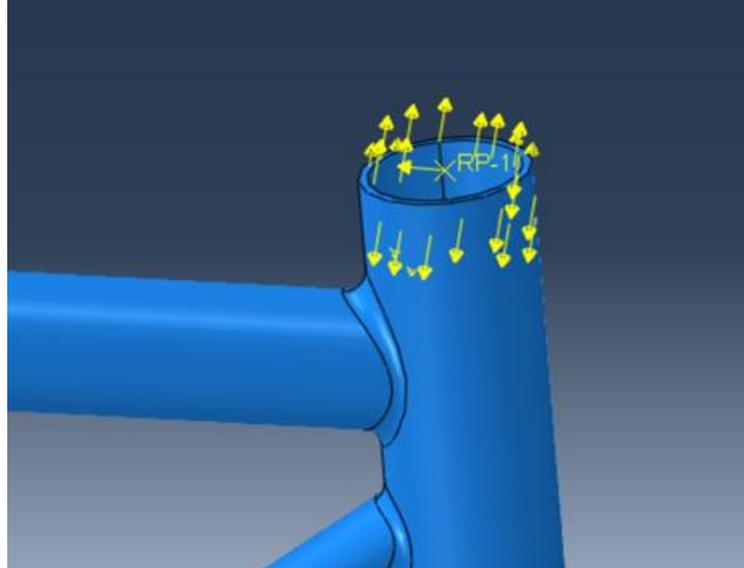
Figura 67 – Forças atuantes nos rolamentos A e B do pedivela na situação 1.



Fonte: Próprio autor.

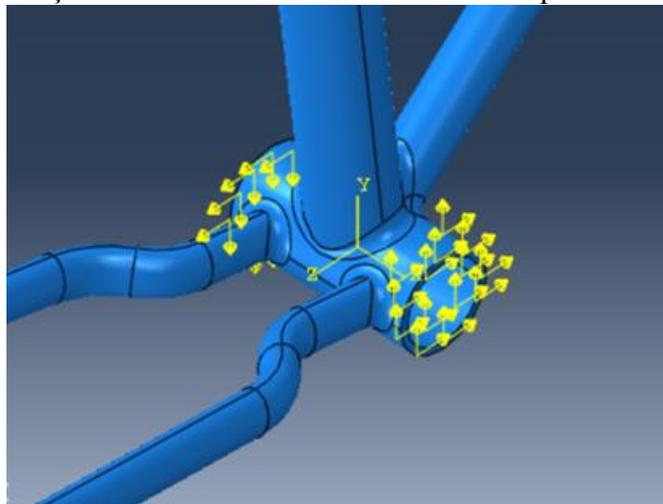
O tubo da direção é inclinado em relação ao eixo de coordenadas adotado, e seria necessário fazer a decomposição das forças, porém foi aplicada uma simplificação, já que as cargas apresentadas nos artigos não especificam o tipo de atleta ou de terreno, podendo dessa forma ocorrer variações significantes na magnitude das cargas.

Figura 68 – Forças atuantes no tubo da direção do rolamento superior na situação 1.



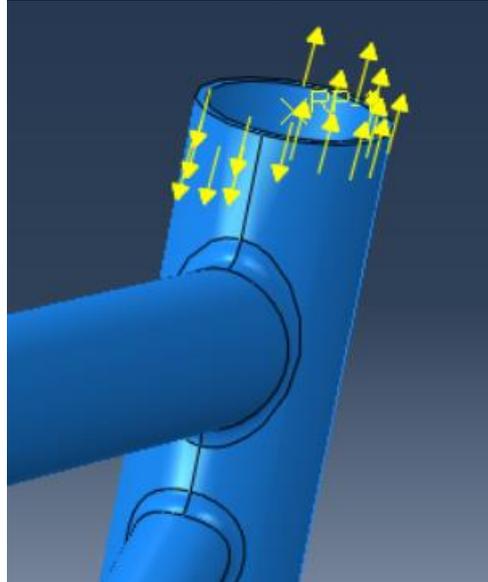
Fonte: Próprio autor.

Figura 69 – Forças atuantes nos rolamentos A e B do pedivela na situação 2.



Fonte: Próprio autor.

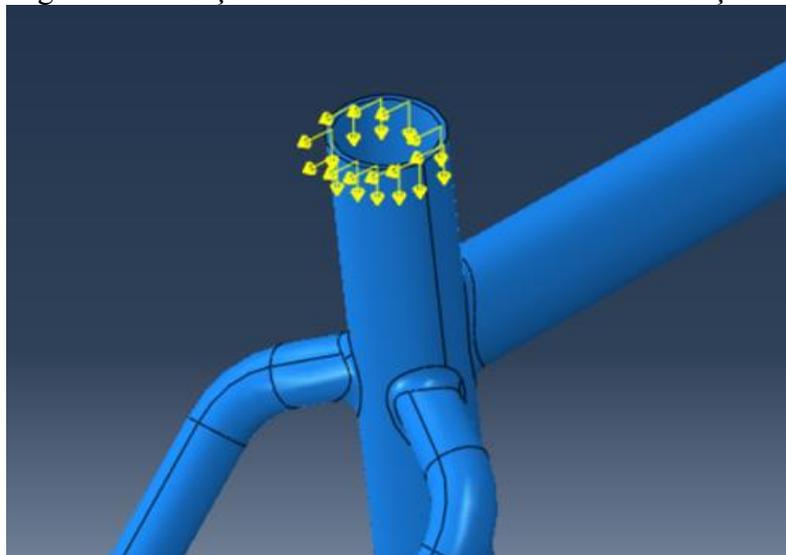
Figura 70 – Forças atuantes no tubo da direção no rolamento superior na situação 2.



Fonte: Próprio autor.

No caso 2 existem também as cargas aplicadas no tubo do canote, onde foram aplicadas em 25 nós selecionados na superfície superior do tubo, as forças de 363 N em y e 28 N em z, como mostra Figura 71.

Figura 71 – Forças atuantes no tubo do canote na situação 2.



Fonte: Próprio autor.

Após a análise de convergência de malha, conforme Tabela 9 e Figuras 72 e 73, é escolhido o elemento de tamanho igual a 3,5 mm. O maior deslocamento ocorreu no tubo do triângulo traseiro inferior perto do tubo do pedivela no nó 269759 com amplitude de 7,687 mm. A tensão de von Mises tem o valor máximo de 1,698 GPa no nó 777, localizado na

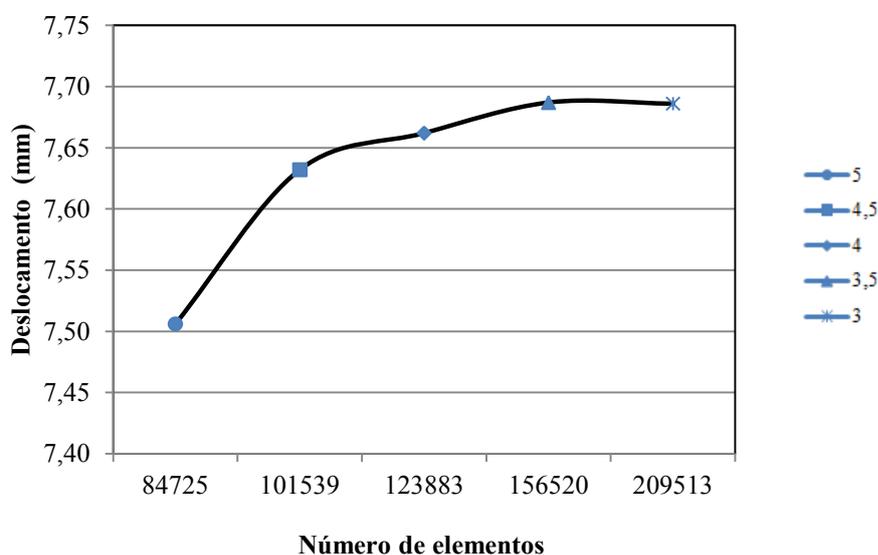
gancheira, porém esse valor aparece como o único pico de tensão no quadro, o que provavelmente se explica pela geometria das fendas de fixação das rodas que apresentam concentradores de tensão (SELHORST e MEYER, 2017). Sendo assim, optou-se por utilizar o próximo valor mais alto que ocorreu no tubo inferior com valor de 236,797 MPa, onde esse valor está abaixo da tensão de escoamento do material (276 MPa), os resultados são apresentados nas Figuras 74 e 75, em que foi utilizado o elemento sólido tetraédrico C3D10M, com uma malha não estruturada.

Tabela 9: Resultados do teste de convergência de malha para a situação 1.

Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Deslocamento total [mm]	Tensão de von Mises [MPa]
5,00	84725	7,506	232,059
4,50	101539	7,632	237,099
4,00	123883	7,662	239,454
3,50	156520	7,687	236,797
3,00	209513	7,686	236,977

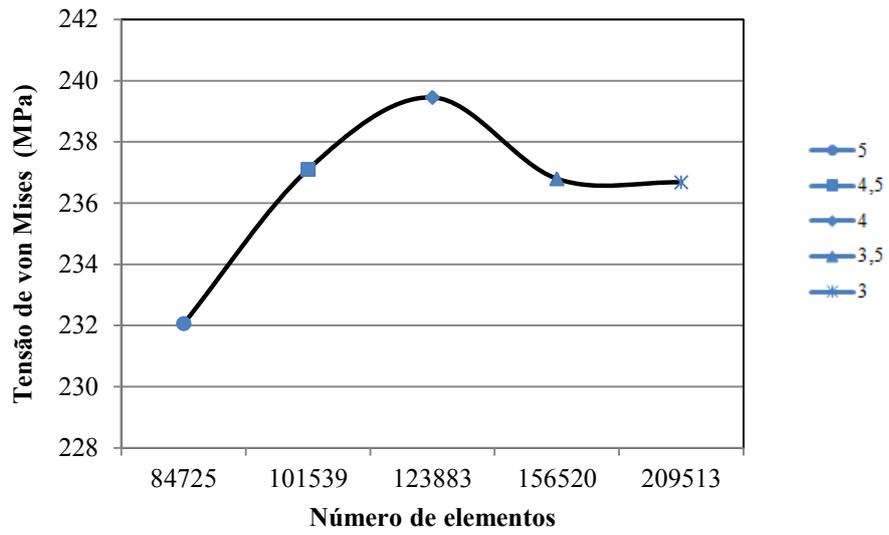
Fonte: Próprio autor.

Figura 72 – Gráfico de convergência de malha para deslocamento na situação 1.



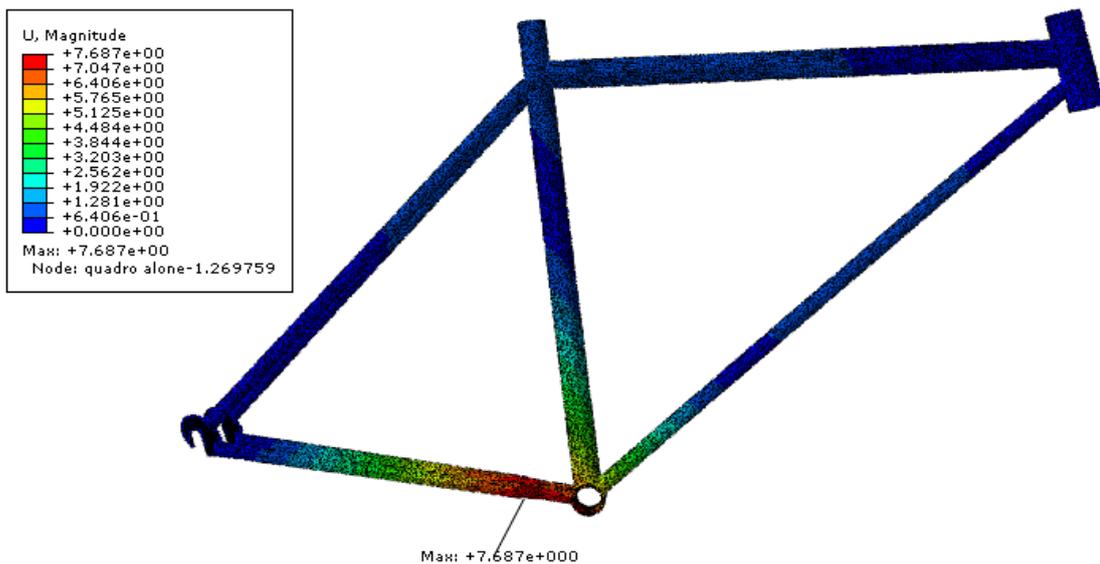
Fonte: Próprio autor.

Figura 73 – Gráfico de convergência de malha para tensão von Mises na situação 1.



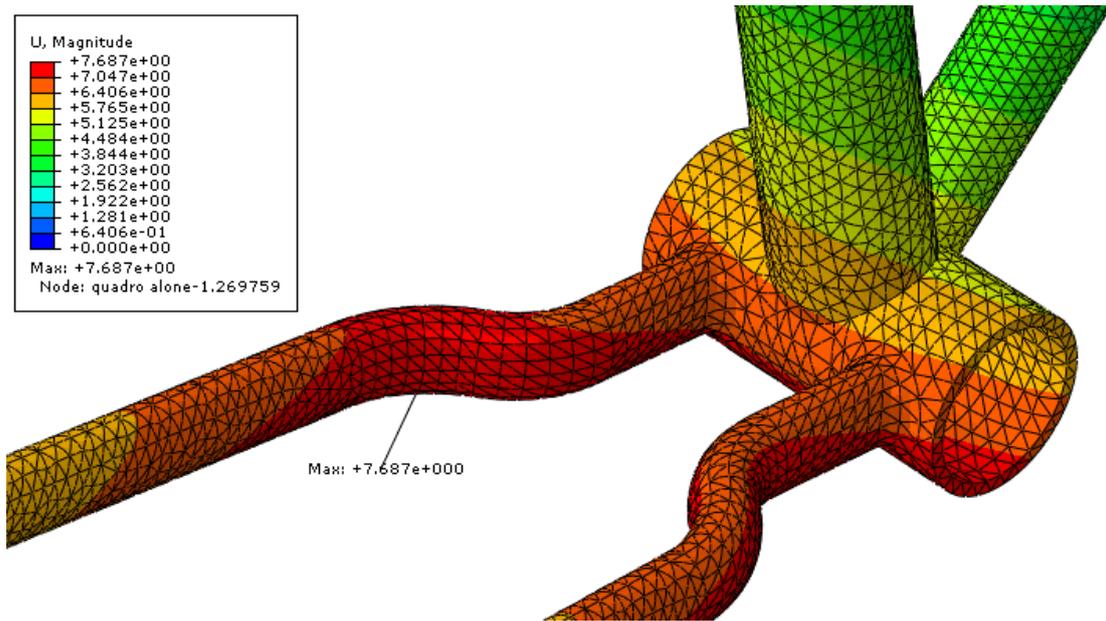
Fonte: Próprio autor.

Figura 74 – Resultado dos deslocamentos na situação 1 com a malha de 3,5 mm.



Fonte: Próprio autor.

Figura 75 – Detalhe do nó com a maior deformação na situação 1.



Fonte: Próprio autor.

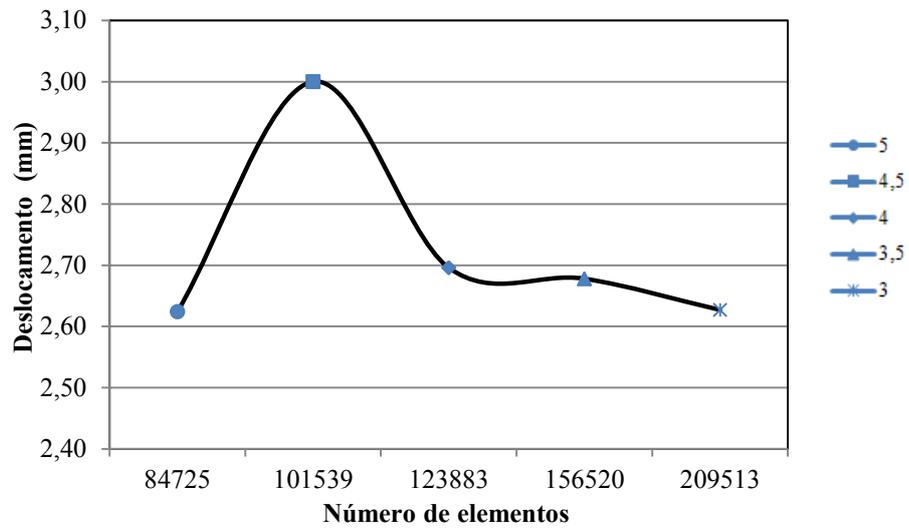
Após a análise de convergência de malha, conforme Tabela 10 e Figura 76 e 77 utilizou-se a malha de 4 mm. O maior deslocamento ocorreu no tubo do triângulo traseiro inferior perto do tubo do pedivela no nó 202437 com amplitude de 2,696 mm. A tensão de von Mises máxima é de 599,32 MPa no nó 746, localizado na gancheira, porém esse valor aparece como o único pico de tensão no quadro, assim como no caso de *sprint*. Portanto, optou-se por utilizar o próximo valor mais alto que ocorreu no tubo do triangulo traseiro inferior com valor de 104,209 MPa, onde esse valor está abaixo da tensão de escoamento do material (276 MPa). Os resultados são apresentados nas Figuras 78 e 79.

Tabela 10: Resultados do teste de convergência de malha para a situação 2.

Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Deslocamento [mm]	Tensão de von Mises [MPa]
5,00	84725	2,624	98,457
4,50	101539	3,000	99,594
4,00	123883	2,696	104,209
3,50	156520	2,678	104,300
3,00	209513	2,627	104,659

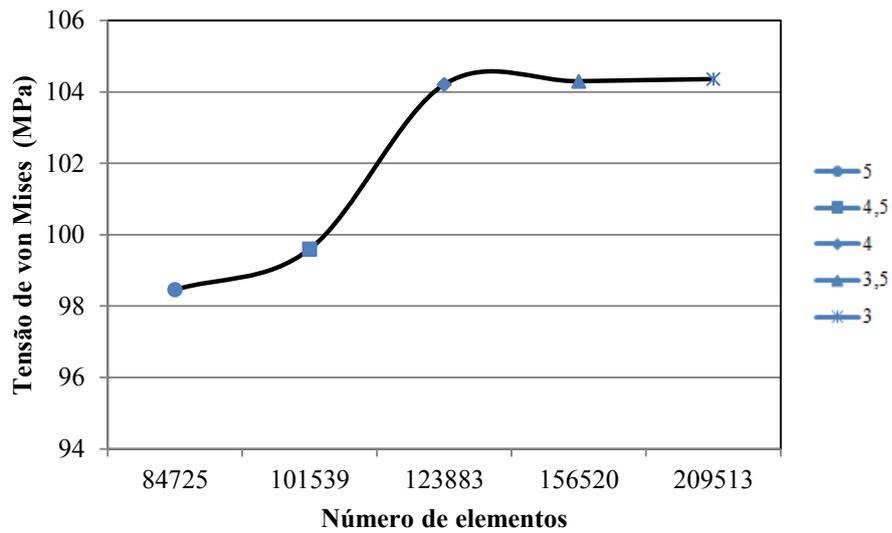
Fonte: Próprio autor.

Figura 76 – Gráfico de convergência de malha para deslocamento na situação 2.



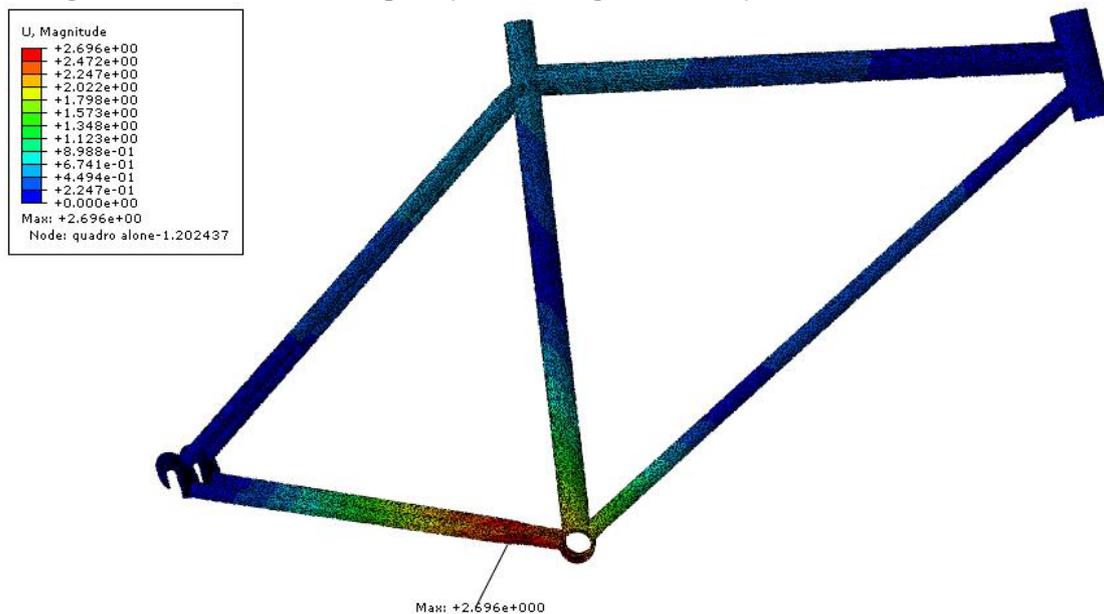
Fonte: Próprio autor.

Figura 77 – Gráfico de convergência de malha para tensão von Mises na situação 2.



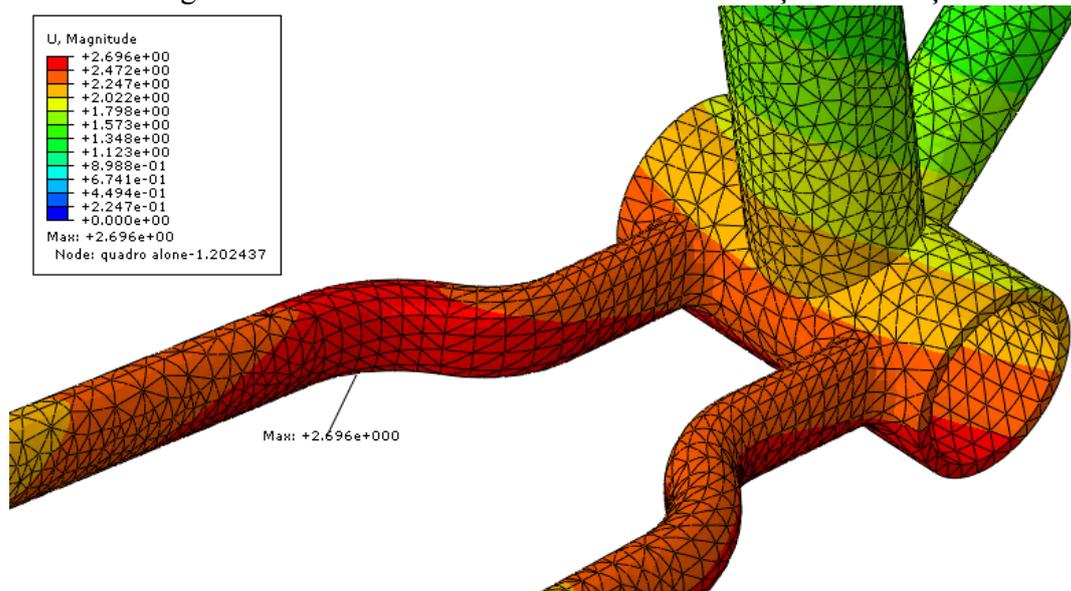
Fonte: Próprio autor.

Figura 78 – Resultado da aplicação das cargas na situação 2 com a malha de 4 mm.



Fonte: Próprio autor.

Figura 79 – Detalhe do nó com a maior deformação na situação 2.



Fonte: Próprio autor.

A Tabela 11 apresenta os resultados dos deslocamentos vertical (eixo y) e lateral (eixo z) em ambos os casos de aplicação de carga, onde os maiores deslocamentos ocorrem com o atleta em pé (*sprint*).

Tabela 11: Deslocamentos vertical e lateral máximos em ambos os casos.

	<b>Deslocamento lateral máximo [mm]</b>	<b>Deslocamento vertical máximo [mm]</b>
Situação 1	7,604	1,707
Situação 2	2,654	0,577

Fonte: Próprio autor.

A Tabela 12 apresenta os valores de deslocamentos em cada um dos tubos do quadro, onde se constata que o deslocamento vertical máximo não ocorre no mesmo tubo onde se tem o valor máximo lateral. Além disso, como esperado os tubos com maiores deslocamentos laterais são o tubo do pedivela e do canote, que absorvem maior parte dos esforços durante o movimento de *sprint*.

Tabela 12: Deslocamentos vertical e lateral máximos em cada tubo no caso de *sprint*.

	<b>Deslocamento lateral máximo [mm]</b>	<b>Deslocamento vertical máximo [mm]</b>
Tubo da direção (TD)	0,392	0,102
Tubo superior (TS)	0,153	0,148
Tubo do canote (TC)	6,488	0,679
Tubo inferior (TI)	5,637	0,486
Tubo do pedivela (TP)	7,228	1,707
Tubo do triângulo traseiro superior (TTS)	0,020	0,147
Tubo do triângulo traseiro inferior (TTI)	7,604	1,563

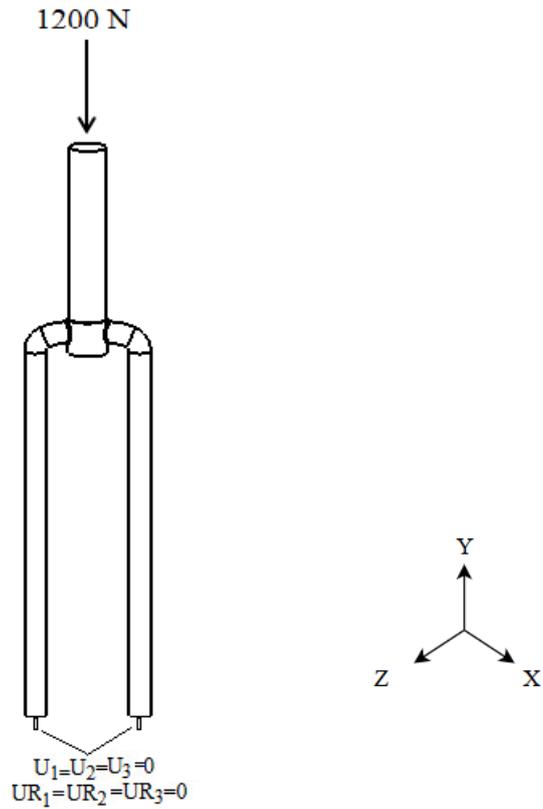
Fonte: Próprio autor.

#### 4.4 Análise do Garfo

Antes de iniciar os testes com o quadro, é verificado se o garfo suporta as condições dos testes. O falso garfo é totalmente sólido e de aço para que o quadro seja a parte mais sensível às cargas e sofra as deformações. Na análise realizada no ABAQUS<sup>®</sup> a carga estática de 1200 N distribuída ao longo da superfície superior da espiga é aplicada na direção do eixo, conforme Figura 80. A Tabela 13 apresenta os resultados da análise de convergência de malha, tendo-se como base as deformações máximas que ocorreram na direção vertical. A variação do deslocamento entre os elementos com tamanho 8 e 7 mm é menor que 1%, ou seja, não apresentam uma variação significativa podendo assim ser usada

a malha com 8 mm sem que haja alteração dos resultados. A Figura 81 mostra o gráfico de convergência da malha. A Figura 82 apresenta o ensaio do garfo com a malha utilizada.

Figura 80 – Condições de contorno no garfo.



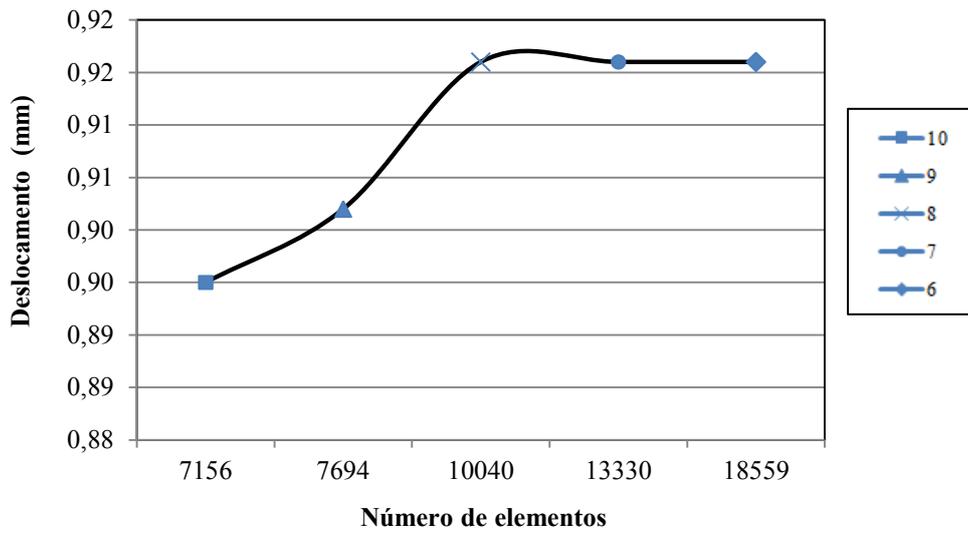
Fonte: Próprio autor.

Tabela 13: Resultados do teste de convergência de malha no garfo.

Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Deslocamento em y [mm]
10	7156	-0,895
9	7694	-0,902
8	10040	-0,916
7	13330	-0,916
6	18559	-0,916

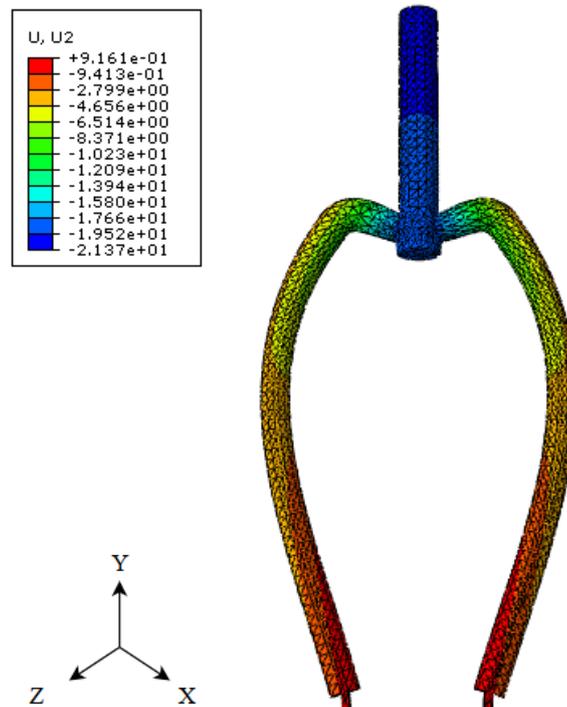
Fonte: Próprio autor.

Figura 81 – Gráfico de convergência de malha para o garfo.



Fonte: Próprio autor.

Figura 82 – Resultado das deformações do garfo.



Fonte: Próprio autor.

O garfo sofreu um deslocamento na direção vertical máximo de 0,916 mm, e com esse valor são aplicadas as Equações (8) e (9) para assegurar o uso do garfo nos ensaios.

$$D_{rf} = \frac{1417 \times 10\ 000 \times 0,916}{378^3} = 0,240$$

$$D_{rc} = \frac{709 \times 10\,000 \times 0,916}{378^3} = 0,120$$

De acordo com a norma ISO 4210, as razões de deflexão não devem ultrapassar o valor de 1,0, sendo assim o garfo utilizado encontra-se dentro dos parâmetros para os ensaios.

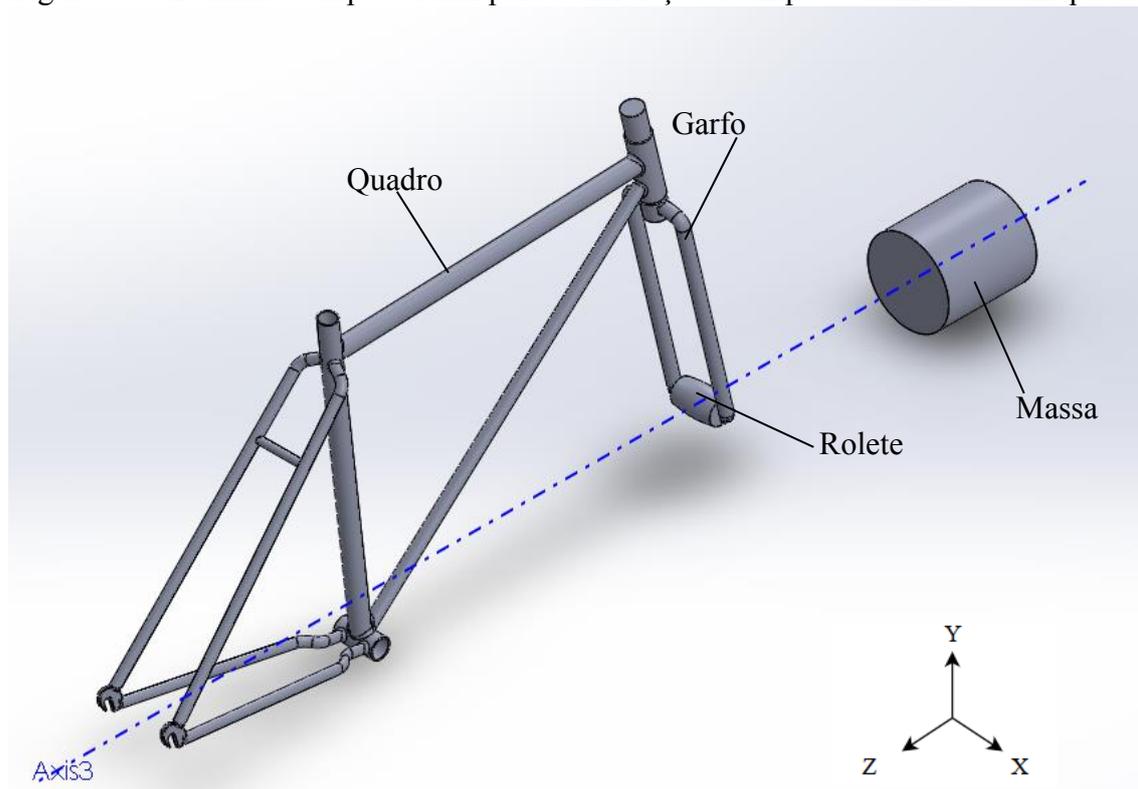
#### 4.5 Resultados das Análises de Impacto

Nesta etapa são apresentados os resultados das simulações de impacto com queda de massa e com queda do quadro.

##### 4.5.1 Análise de Impacto com Massa em Queda

Para esta análise é necessário dividir o domínio computacional em 4 partes para poder executar os parâmetros de impacto. O quadro é definido com o material Al 6061 T6 e o resto dos componentes: garfo, rolete e massa com a liga de aço inoxidável 304 totalmente sólidos para que o quadro seja a parte mais solicitada da estrutura, como mostra a Figura 83.

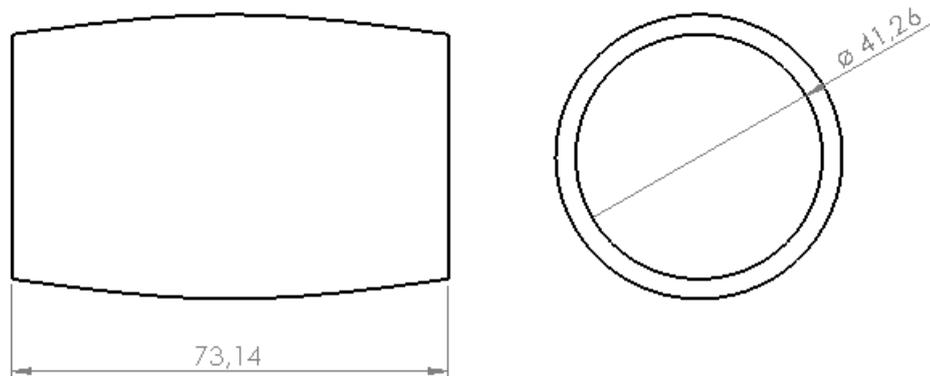
Figura 83 – Domínio computacional para a simulação de impacto com massa em queda.



Fonte: Próprio autor.

A massa possui o diâmetro de 150 mm como estipulado na norma e um comprimento de 162,5 mm, com o valor da massa de 22,5 kg. A Figura 84 apresenta as dimensões do rolete de aço, que segundo a norma tem que apresentar diâmetro exterior igual ou inferior a 55 mm.

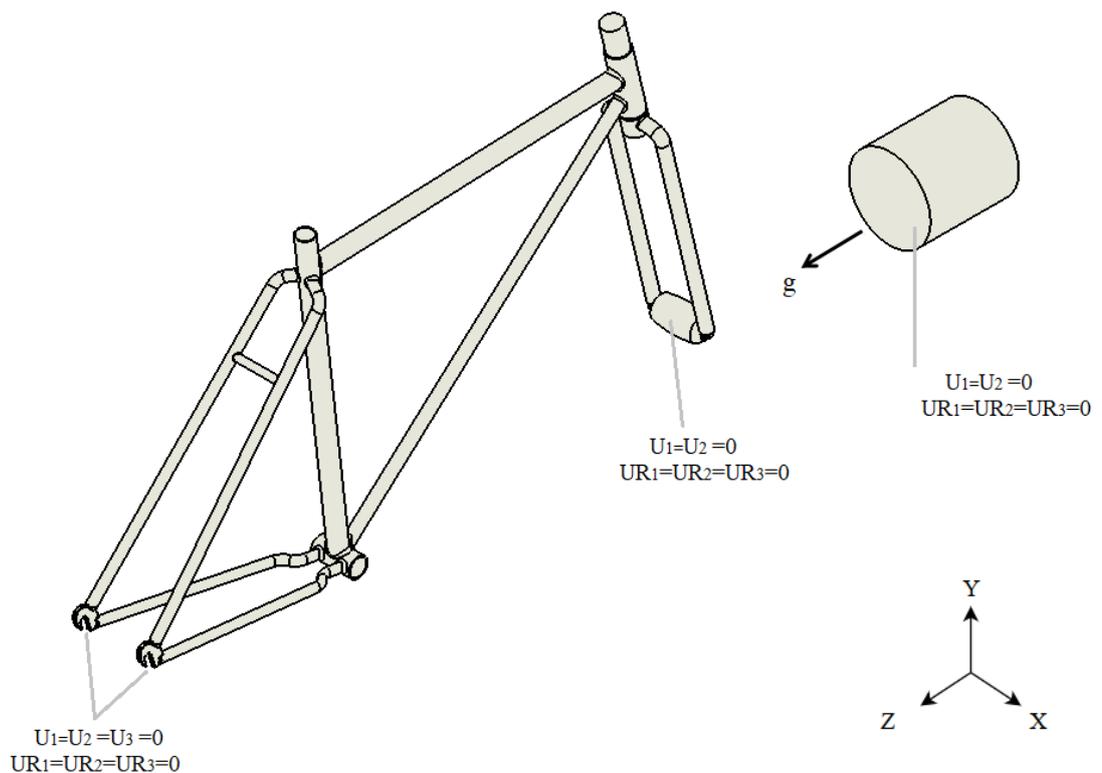
Figura 84 – Dimensões do rolete em mm.



Fonte: Próprio autor.

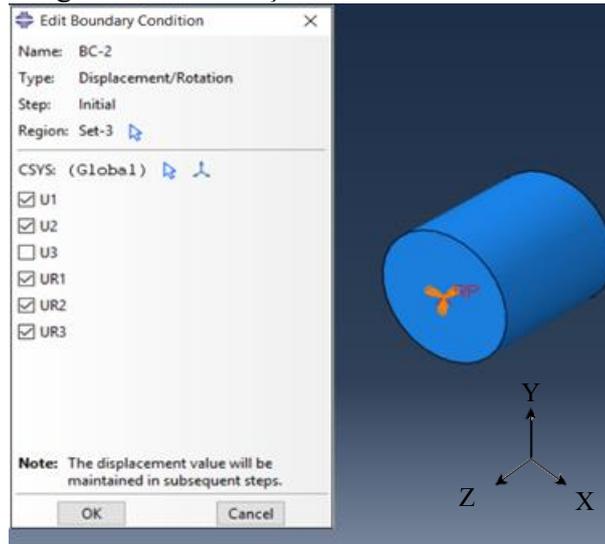
O método utilizado para as análises é o de contato entre as superfícies, onde se aplica as condições de contorno de engaste nas gancherias traseiras (estipulado pela norma) e deslocamento na massa e rolete apenas na direção do eixo z (de modo que a bicicleta só se desloque na direção de aplicação da carga), conforme Figuras 85 a 89 (JACINTO, 2016).

Figura 85 – Esquema das condições de contorno.



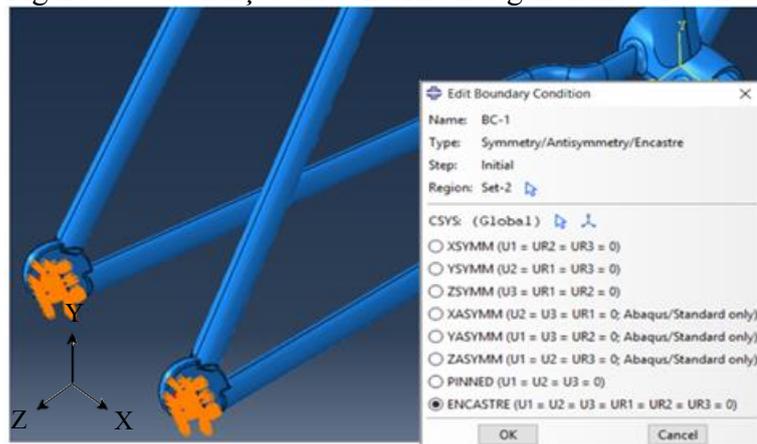
Fonte: Próprio autor.

Figura 86 – Condição de contorno na massa



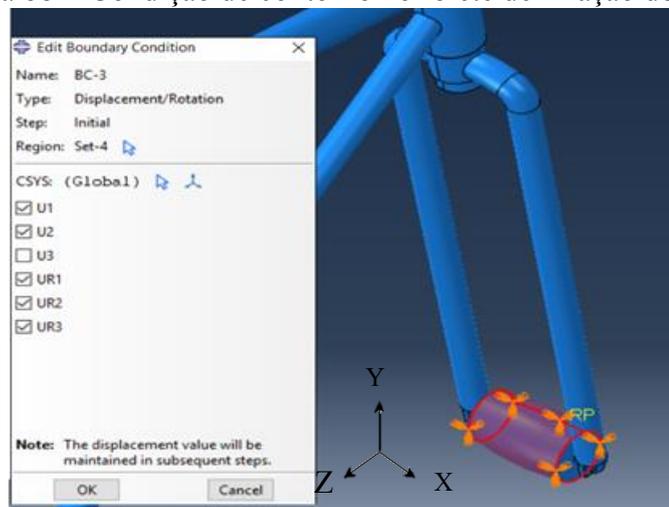
Fonte: Próprio autor.

Figura 87 – Condição de contorno nas gancheiras traseiras.



Fonte: Próprio autor.

Figura 88 – Condição de contorno no rolete de fixação do garfo.

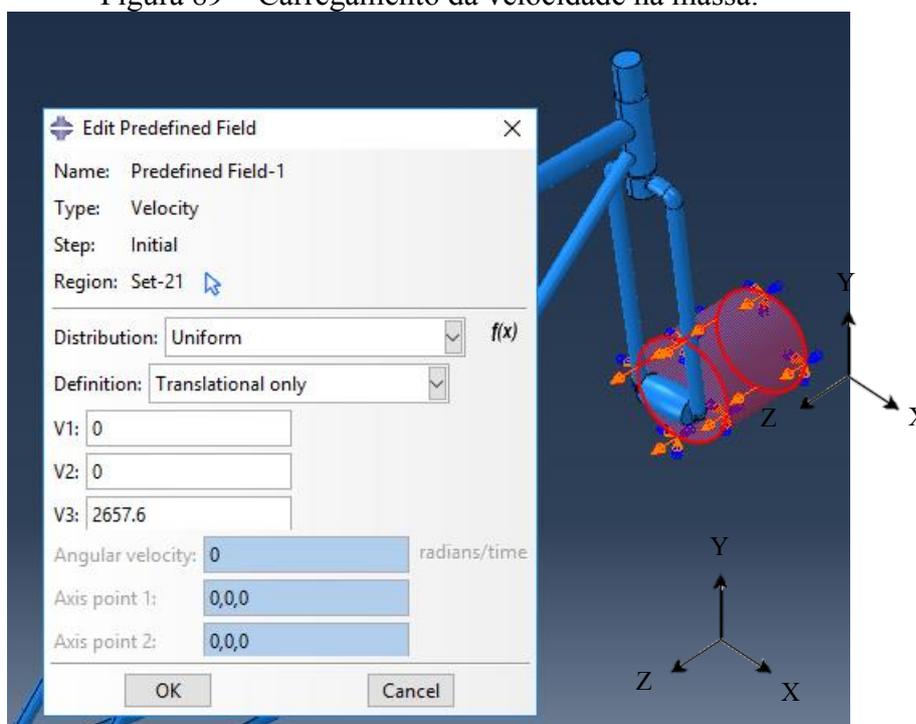


Fonte: Próprio autor.

A velocidade aplicada na massa de impacto é calculada conforme Equação (5):

$$v = \sqrt{2 * 9,81 * 0,36} = 2657,6 \text{ mm/s}$$

Figura 89 – Carregamento da velocidade na massa.



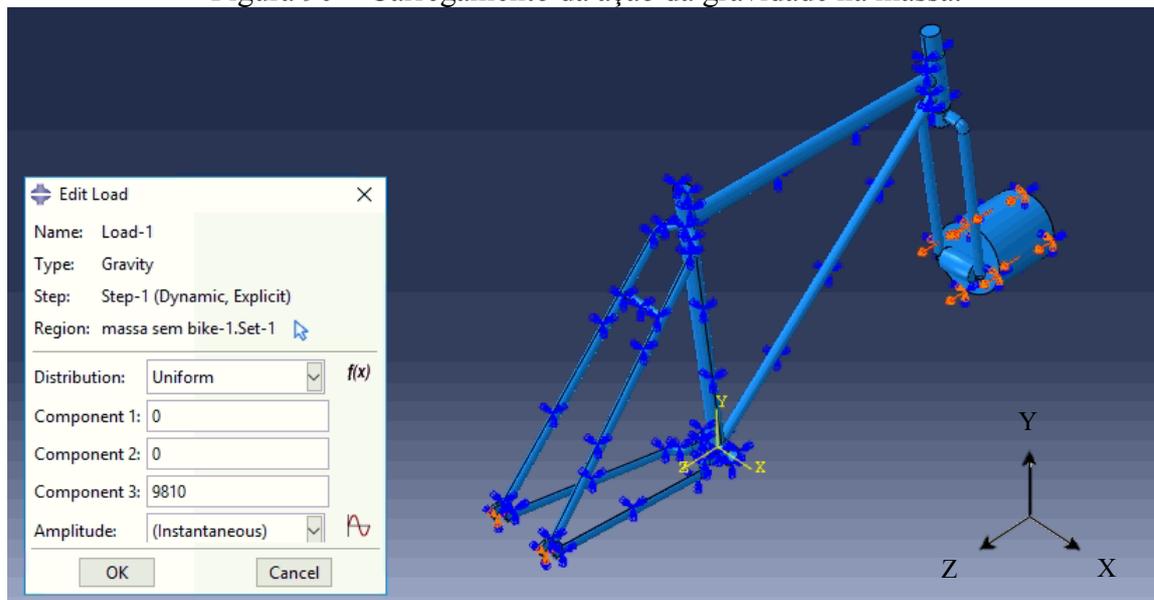
Fonte: Próprio autor.

Na primeira simulação ocorreram problemas de contato entre o garfo e a bicicleta, pois existe uma folga entre o tubo da direção e o garfo para que se possa ter o rolamento. Então para resolver estes problemas, a espiga do garfo foi aumentada para 34 mm para que não haja mais folga, conforme Jacinto (2016). Além disso, teve-se que aplicar contato mecânico cinemático, onde se selecionou comportamento com formulação de penalidade: Contato entre a massa e o rolete; Contato entre o rolete e o garfo e contato entre o garfo e o quadro.

Neste contato é definida a superfície *master* como a massa e a espiga do garfo, enquanto a *slave* é o rolete e a superfície interior do tubo da direção.

Além da velocidade também é aplicada como o único carregamento a ação da gravidade na massa na direção z, conforme Figura 90.

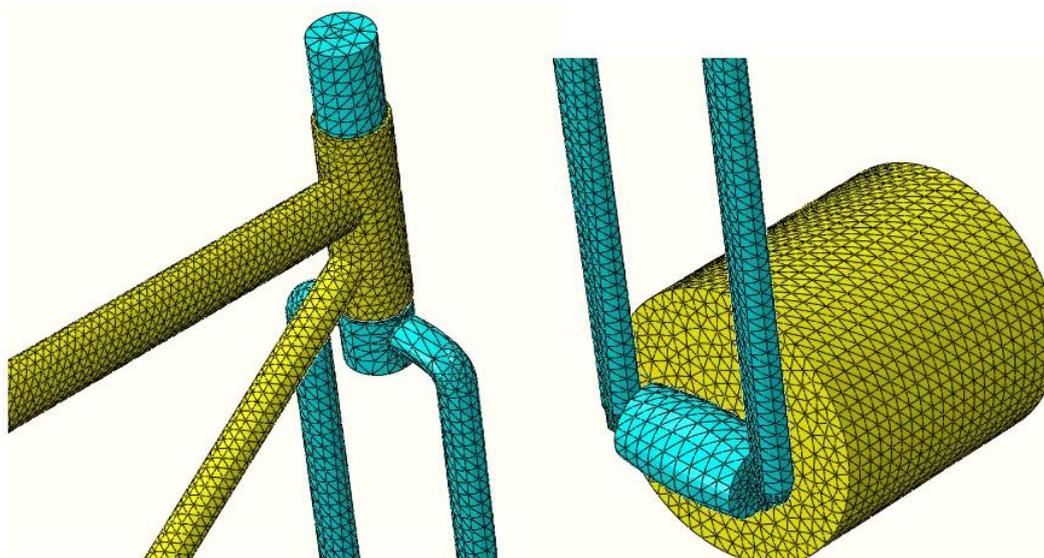
Figura 90 – Carregamento da ação da gravidade na massa.



Fonte: Próprio autor.

A Figura 91 apresenta a malha que é estabelecida na simulação, onde são usados elementos tetraédricos quadráticos C3D10M.

Figura 91 – Malha aplicada no domínio computacional antes do refino.

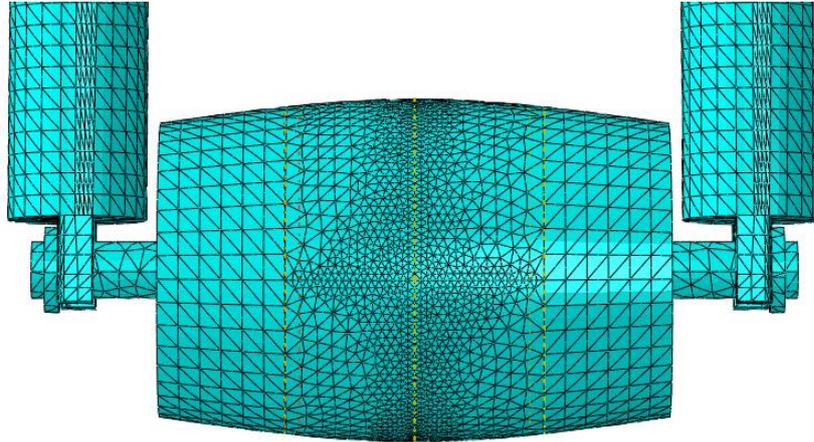


Fonte: Próprio autor.

Na zona de contato massa/rolete houve uma maior preocupação com o refino da malha por se tratar de uma região de impacto e para poder caracterizar melhor as deformações, tensões e pressões que ocorrem no local. As Figuras 92 a 94 apresentam uma vista pormenorizada com o detalhe do refinamento na zona de impacto, onde o tamanho de

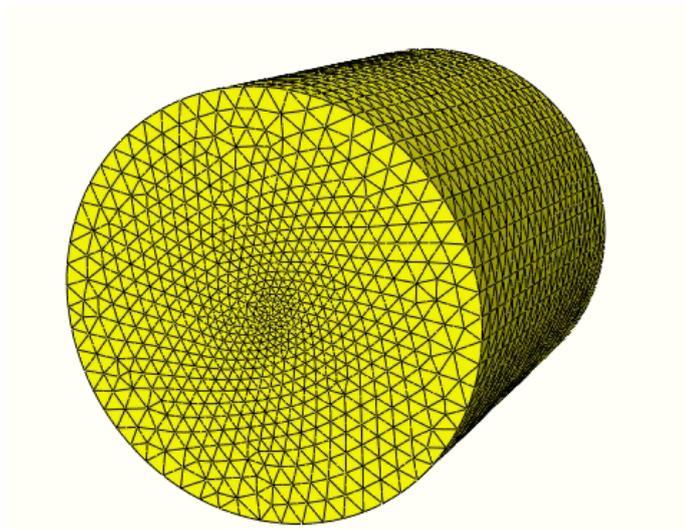
elementos varia de 8 a 2 mm no centro do rolete e da massa. No contato entre o garfo e o tubo da direção<sup>12</sup> foi aplicado o refino de malha com elementos de 1 mm no tubo da direção e 2 mm no garfo, após ser realizado um teste de independência de malha para essa região.

Figura 92 – Malha refinada na zona de impacto no rolete.



Fonte: Próprio autor.

Figura 93 – Malha refinada na zona de impacto na massa.

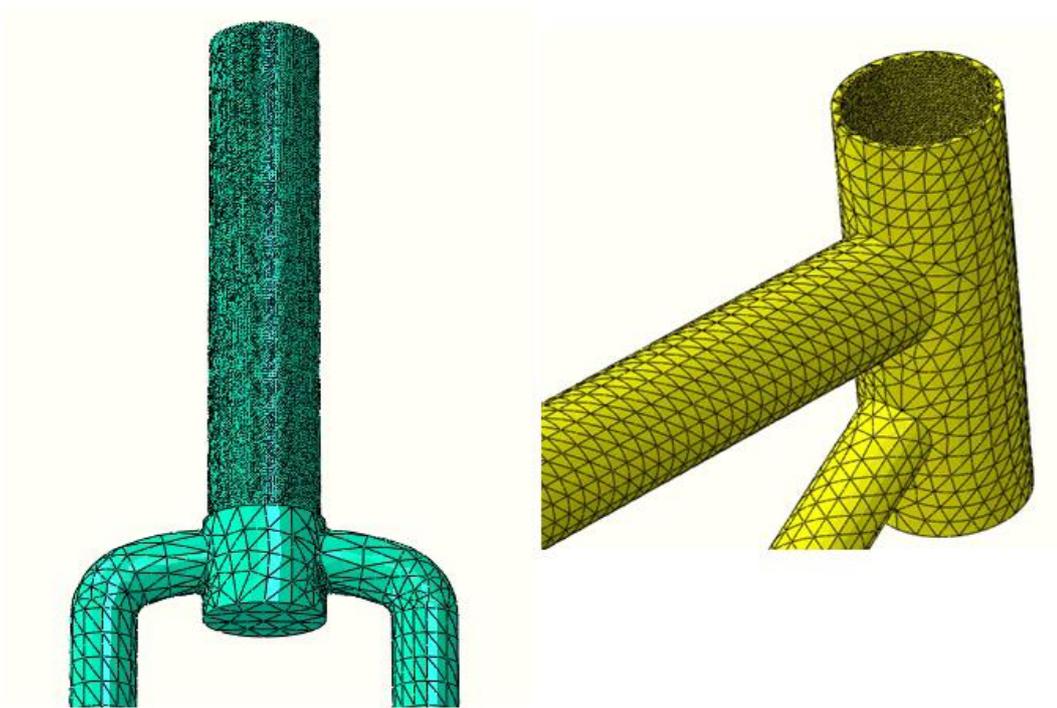


Fonte: Próprio autor.

---

<sup>12</sup> Esse refino se aplica a todas as simulações com contato entre garfo e quadro.

Figura 94 – Malha refinada na zona de contato do garfo com o tubo da direção.



Fonte: Próprio autor.

A Tabela 14 apresenta os resultados do teste de convergência para impacto com queda de massa para tensão de von Mises e deslocamentos máximos na direção z, com garfo, massa e rolete com elementos de tamanho 8 mm fixo, variando apenas os elementos do quadro, conforme pode ser visto nas Figuras 95 e 96. Para o elemento que não convergiu foram realizados 3 ensaios resultando no mesmo valor de deslocamento, o que concluí como sendo um erro numérico.

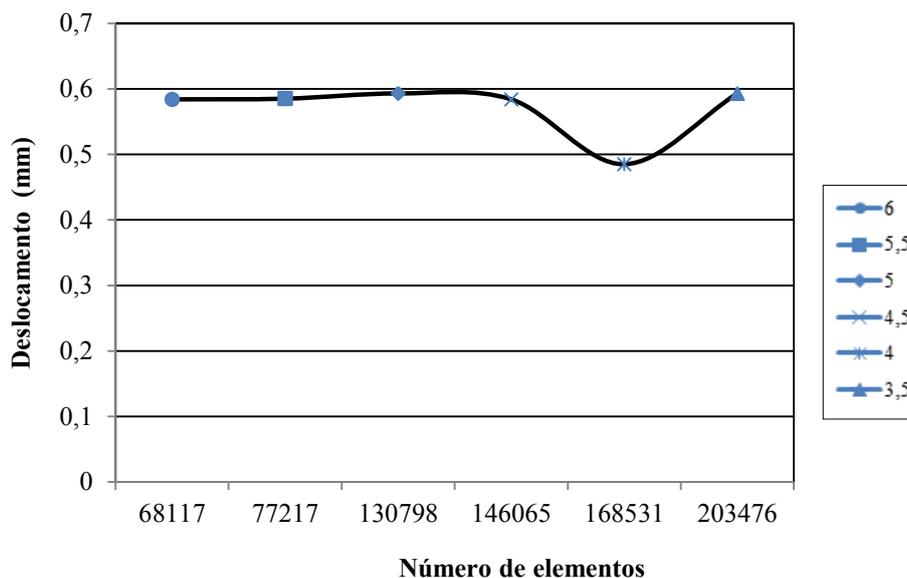
Tabela 14: Resultados do teste de convergência com massa em queda<sup>13</sup>.

Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tensão de von Mises [MPa]	Deslocamento em z [mm]
6,0	68117	306,5	0,584
5,5	77217	223,8	0,585
5,0	130798	224,7	0,593
4,5	146065	229,4	0,584
4,0	168531	229,4	0,485
3,5	203476	224,7	0,593

Fonte: Próprio autor.

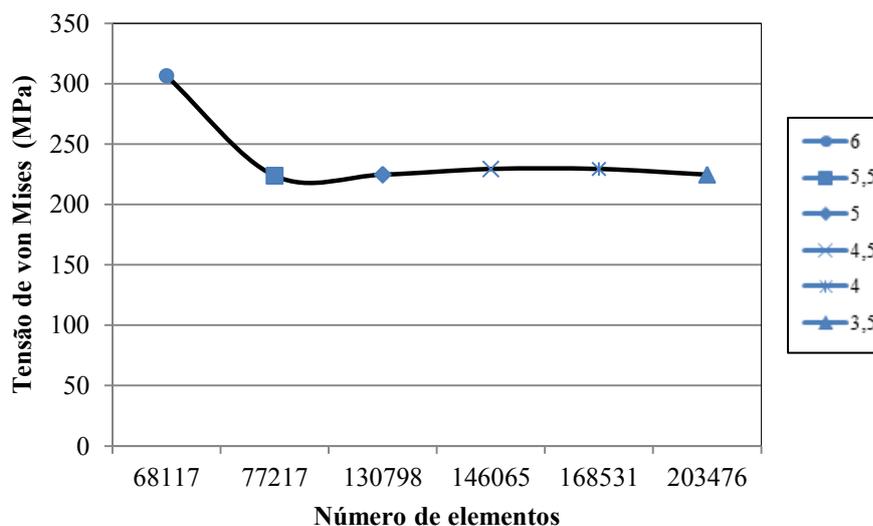
<sup>13</sup> Os valores do teste de convergência são referentes aos resultados encontrados no garfo.

Figura 95 – Gráfico de convergência de malha para deslocamento com massa em queda.



Fonte: Próprio autor.

Figura 96 – Gráfico de convergência de malha para tensão de von Mises com massa em queda.

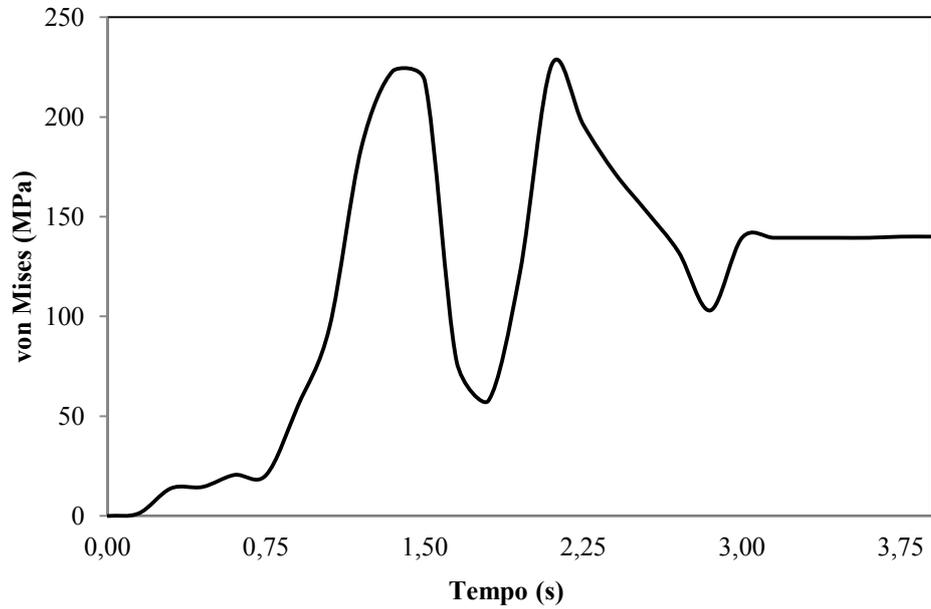


Fonte: Próprio autor.

As Figuras 97 a 99 apresentam as tensões de von Mises e os deslocamentos apresentados após o impacto da massa, com a malha de 5,5 mm, onde se obteve um deslocamento máximo na direção z de 0,585 mm e uma tensão de von Mises máxima de 223,8 MPa que é menor que a tensão de escoamento do material. O tempo total estabelecido

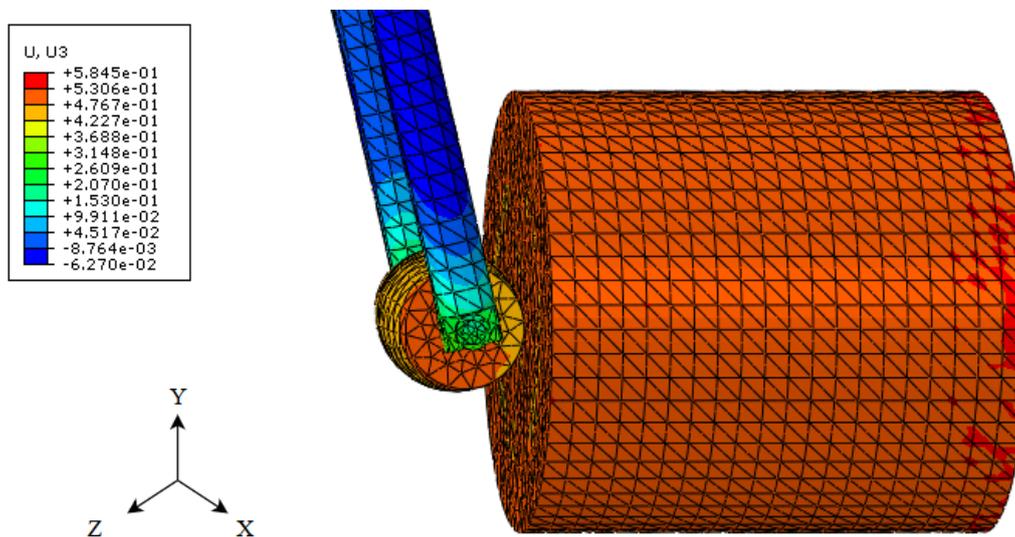
foi de 3,75 segundos<sup>14</sup> para que a massa possa ressaltar e estabilizar em cima do rolete (JACINTO, 2016).

Figura 97 – Tensões de von Mises no garfo ao longo da simulação.



Fonte: Próprio autor.

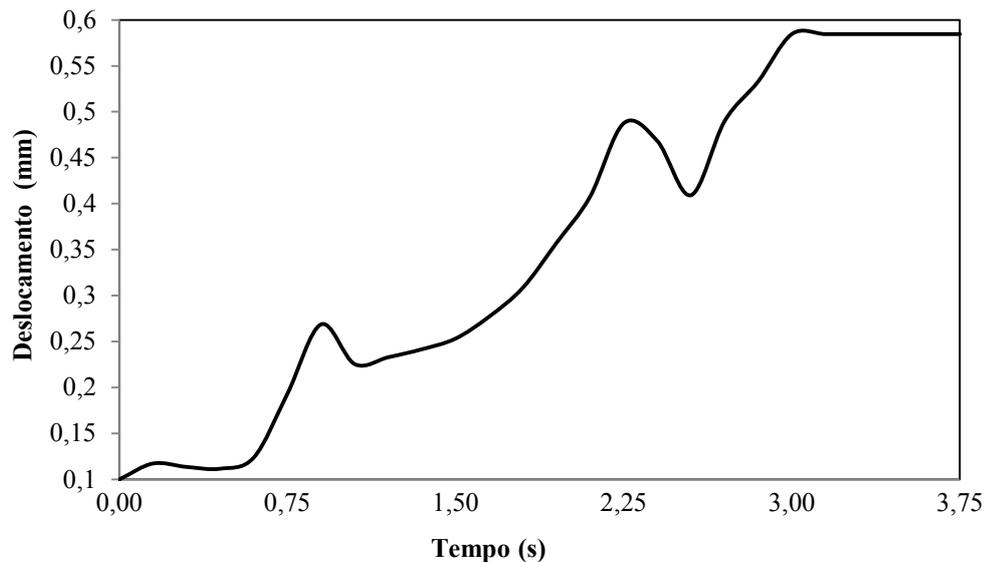
Figura 98 – Deslocamentos na direção z.



Fonte: Próprio autor.

<sup>14</sup> O tempo total de 3,75 é dividido em incrementos de 0,01 s.

Figura 99 – Gráfico dos deslocamentos no garfo no ponto de maior deslocamento.



Fonte: Próprio autor.

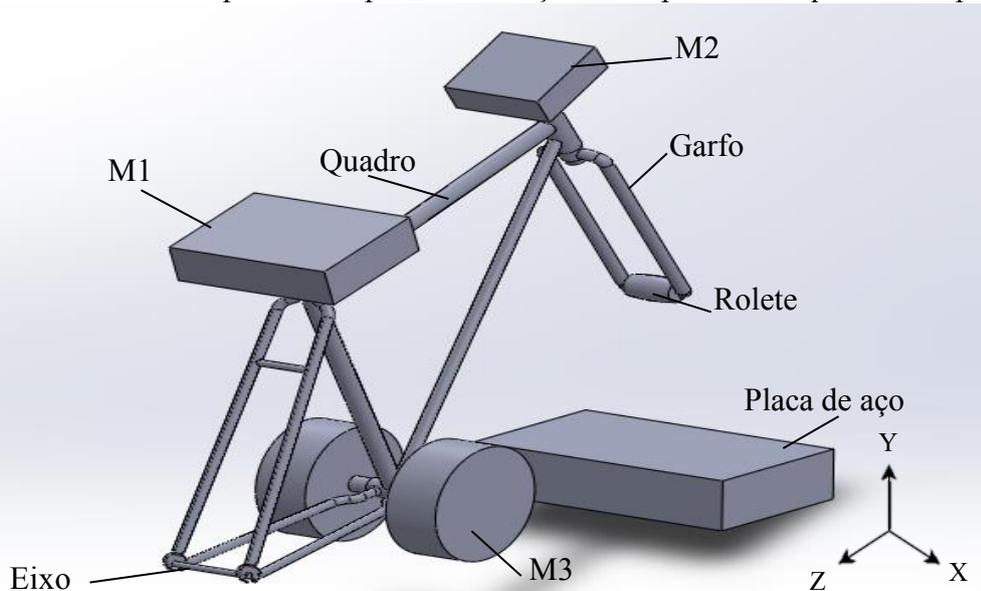
A norma estabelece que seja necessário primeiro assentar a massa no rolete e medir a distância entre eixos, dessa forma é aplicada uma carga estática e medido o deslocamento apresentado.

A massa corresponde ao valor de 22,5 kg, imposta pela norma, e a aceleração é a da própria gravidade de  $9,81 \text{ m/s}^2$ , obtendo-se assim a força de 220,725 N, conforme Equação (4). O resultado de deslocamento na direção z após a aplicação da carga tem valor máximo de 0,0602 mm. Para saber o resultado final de deslocamento ocorrido subtraem-se os resultados apresentados, obtendo-se:  $0,585 - 0,060 = 0,525 \text{ mm}$ . Como o deslocamento máximo de 0,525 mm é menor que os 10 mm estipulados pela norma, o quadro está aprovado no teste de impacto com massa em queda.

#### 4.5.2 Análise de Impacto com Quadro em Queda

Nesta análise é necessário dividir o domínio computacional em 9 partes para que se possa executar os parâmetros de impacto. Como mostra a Figura 100 o modelo exportado para o ABAQUS<sup>®</sup> é formado pelas partes: quadro, garfo, rolete, placa de aço, massas e eixo de conexão das gancheiras traseiras. A massa  $M_3$  é dividida em duas para que possa ficar em equilíbrio, resultando em duas massas de 25 kg em cada lado do tubo do pedivela.

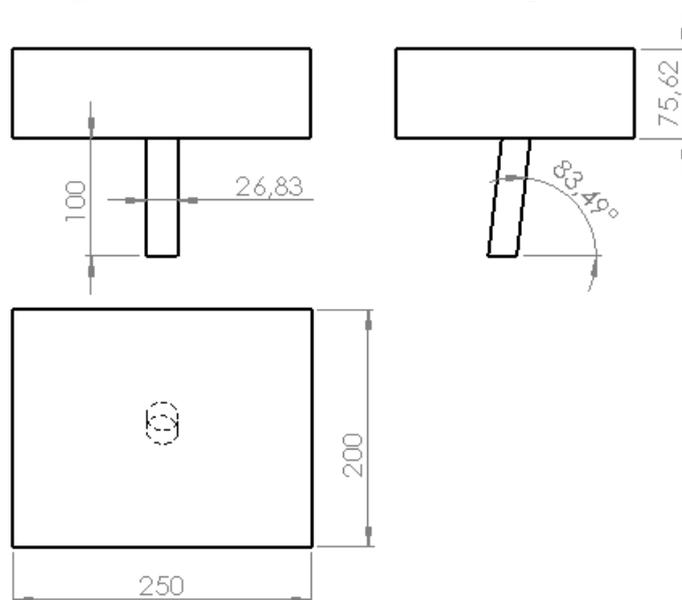
Figura 100 – Domínio computacional para a simulação de impacto com quadro em queda.



Fonte: Próprio autor.

As Figuras 101 a 106 mostram as dimensões dos componentes auxiliares: massas  $M_1$ ,  $M_2$  e  $M_3$ <sup>15</sup>, bem como a placa de aço onde o quadro sofre impacto. Essas dimensões são calculadas para que estas partes tenham o volume que coincidissem com a massa exigida em norma, onde somente para a placa é definido na norma o material como sendo de aço.

Figura 101 – Dimensões da massa  $M_1$  em mm<sup>16</sup>.

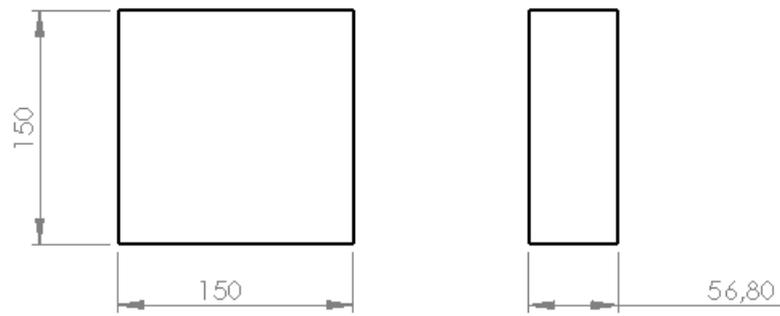


Fonte: Próprio autor.

<sup>15</sup> A norma não impõe nenhuma limitação relativa as dimensões das massas.

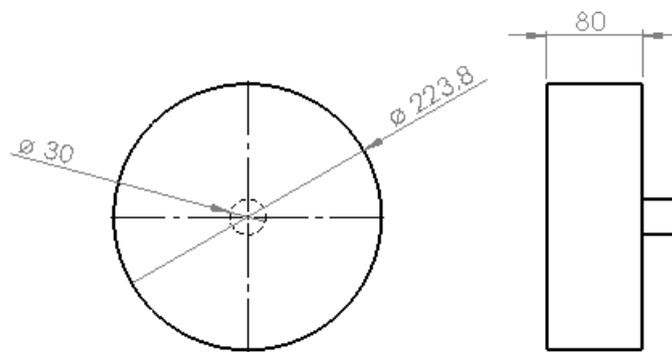
<sup>16</sup> A massa  $M_1$  tem a mesma inclinação do tubo do canote.

Figura 102 – Dimensões da massa  $M_2$  em mm.



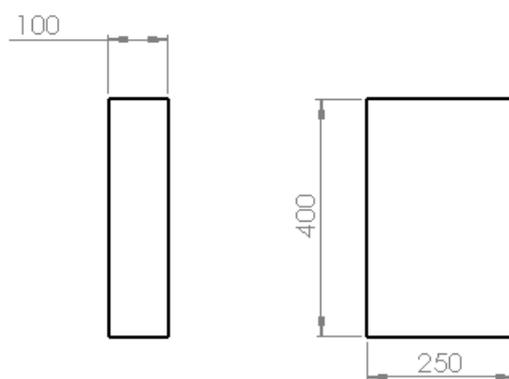
Fonte: Próprio autor.

Figura 103 – Dimensões da massa  $M_3$  em mm.



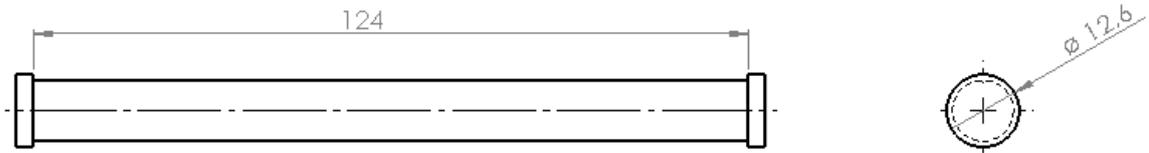
Fonte: Próprio autor.

Figura 104 – Dimensões da placa de aço em mm.



Fonte: Próprio autor.

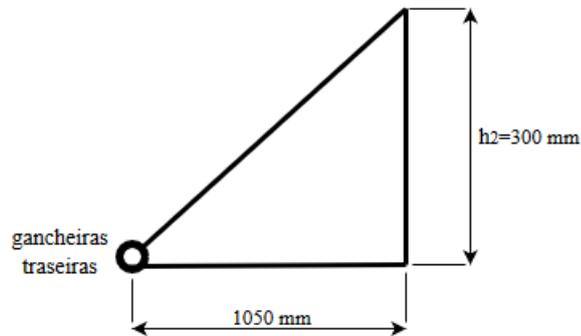
Figura 105 – Dimensões do eixo traseiro em mm.



Fonte: Próprio autor.

Para a aplicação de contato no segundo caso de impacto, calcula-se a velocidade angular do quadro com uma distância de queda na placa de aço de 300 mm, conforme pode ser visto na Figura 106.

Figura 106 – Esquema para o impacto de quadro em queda.



Fonte: Próprio autor.

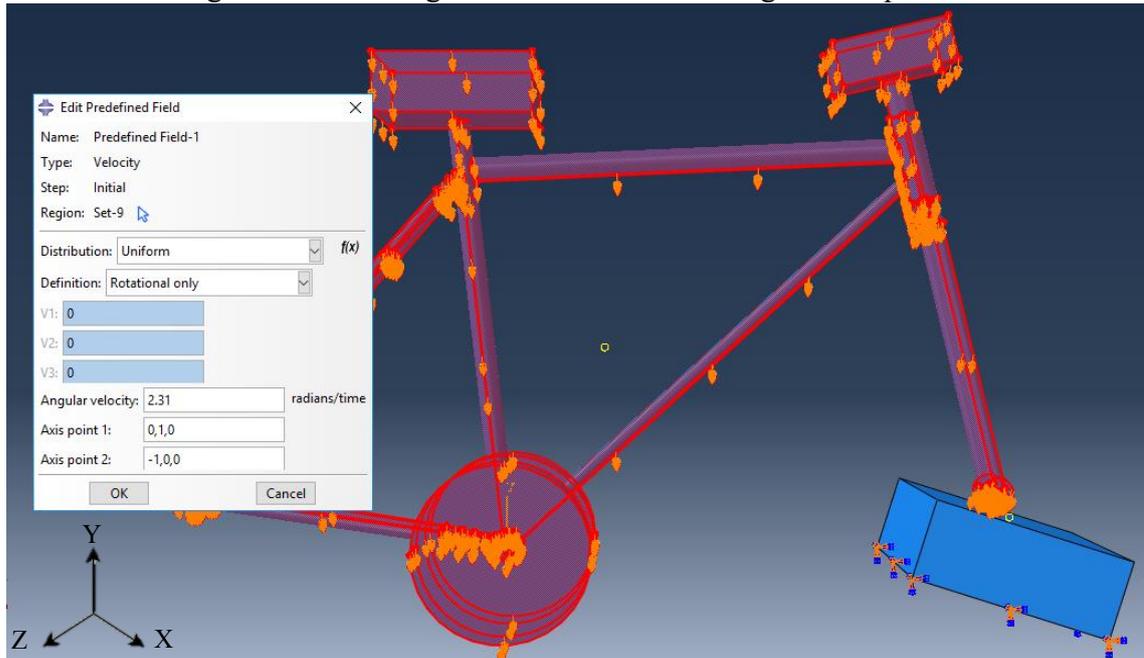
Através da Equação (7) novamente é calculada a velocidade linear:

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,30} = 2426,1 \text{ mm/s}$$

Relaciona-se a velocidade linear com a angular através da Equação (6), onde o raio corresponde à distância entre eixos que é de 1050 mm. Assim, obtém-se a velocidade angular, aplicada conforme Figura 107, como sendo:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{2426,1 \text{ mm/s}}{1050 \text{ mm}} = 2,31 \text{ rad/s}$$

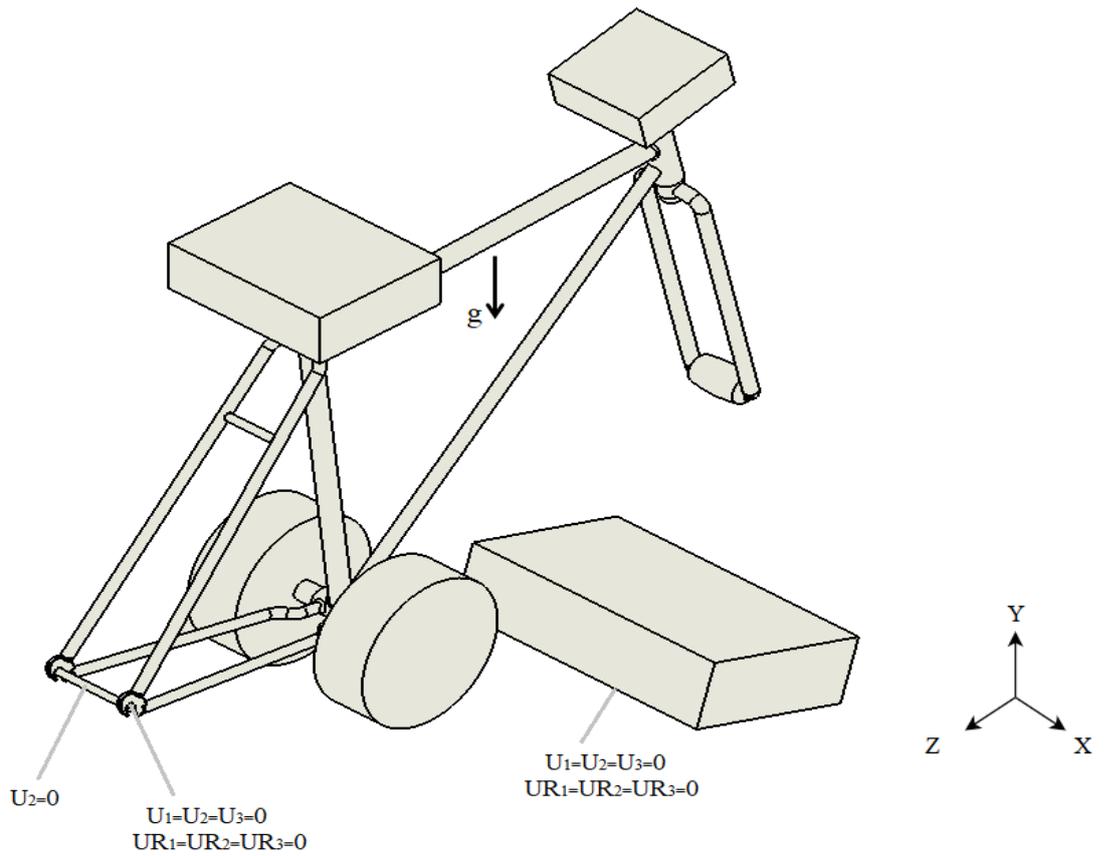
Figura 107 – Carregamento da velocidade angular no quadro.



Fonte: Próprio autor.

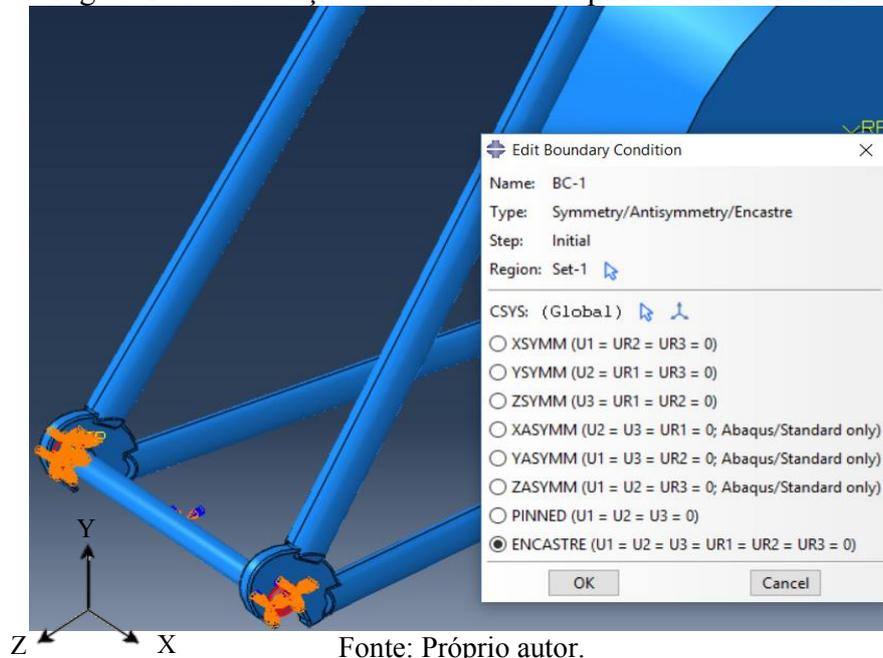
As condições de contorno utilizadas são: a fixação da superfície inferior da placa de aço e do suporte do eixo traseiro e a restrição de deslocamento em y do eixo traseiro, de modo que o quadro gire em torno deste, bem como a aplicação da aceleração da gravidade no quadro (aplicada no eixo y), conforme Figuras 108 a 112. Foi aplicada a restrição de translação em y no eixo e não diretamente nas gancheiras para não ocorrerem problemas de contato e rotação. Além disso, é inserida a condição de contato entre o eixo e as gancheiras e entre o eixo e o suporte (ISO, 2015; JACINTO, 2016).

Figura 108 – Esquema das condições de contorno.



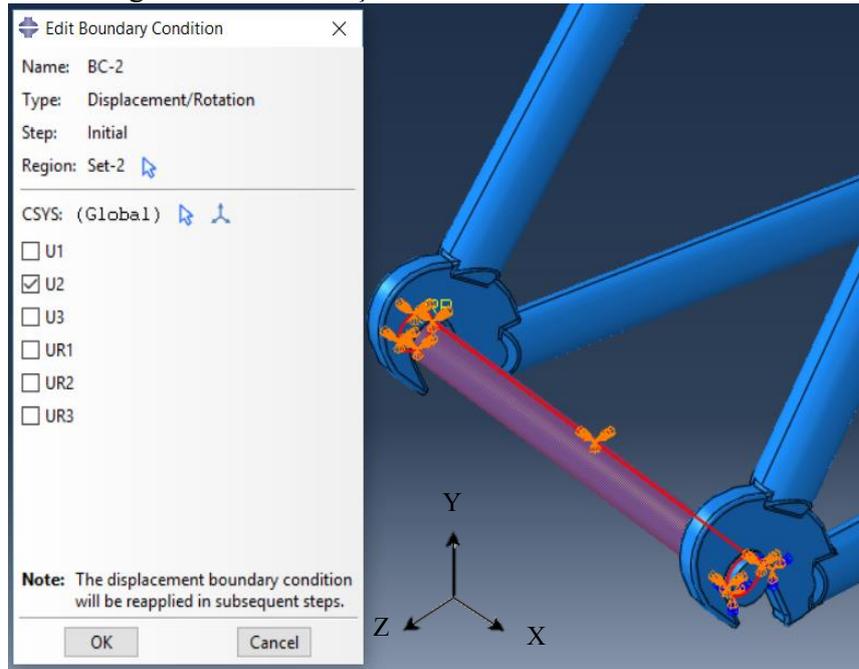
Fonte: Próprio autor.

Figura 109 – Condição de contorno do suporte do eixo traseiro.



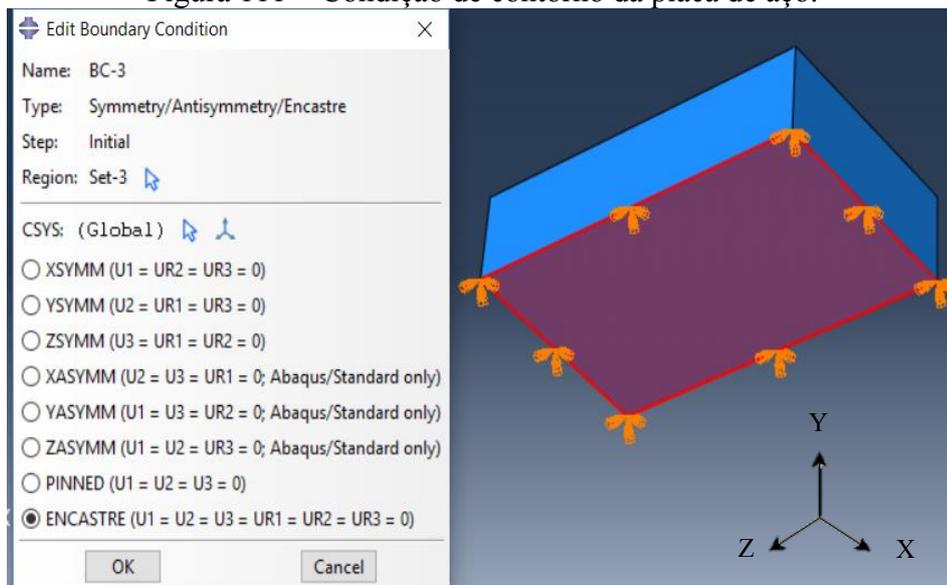
Fonte: Próprio autor.

Figura 110 – Condição de contorno do eixo traseiro.



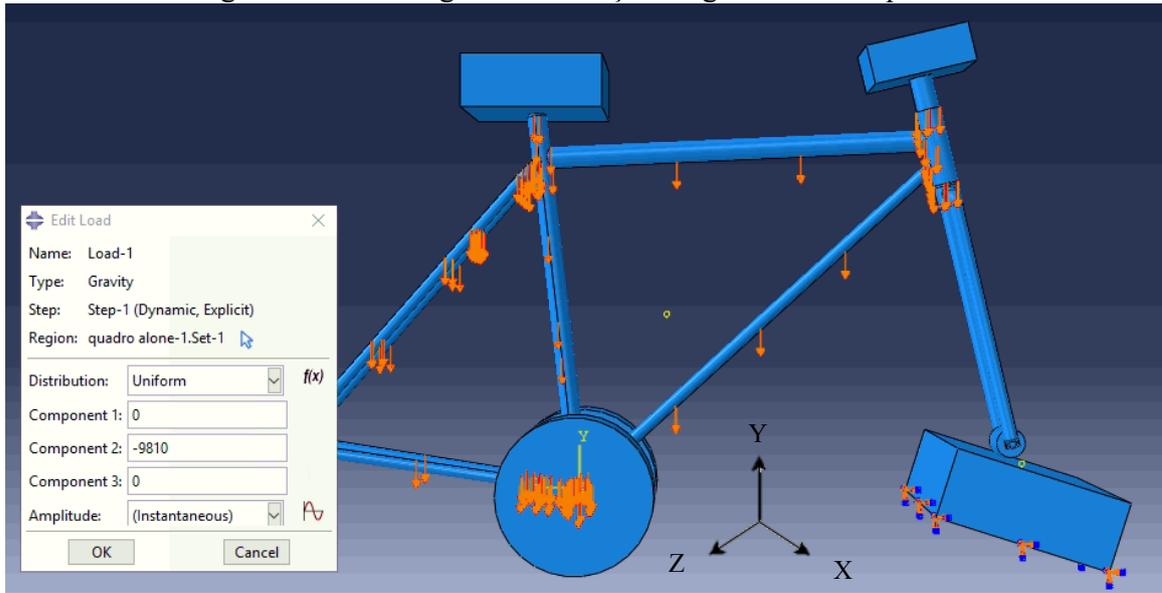
Fonte: Próprio autor.

Figura 111 – Condição de contorno da placa de aço.



Fonte: Próprio autor.

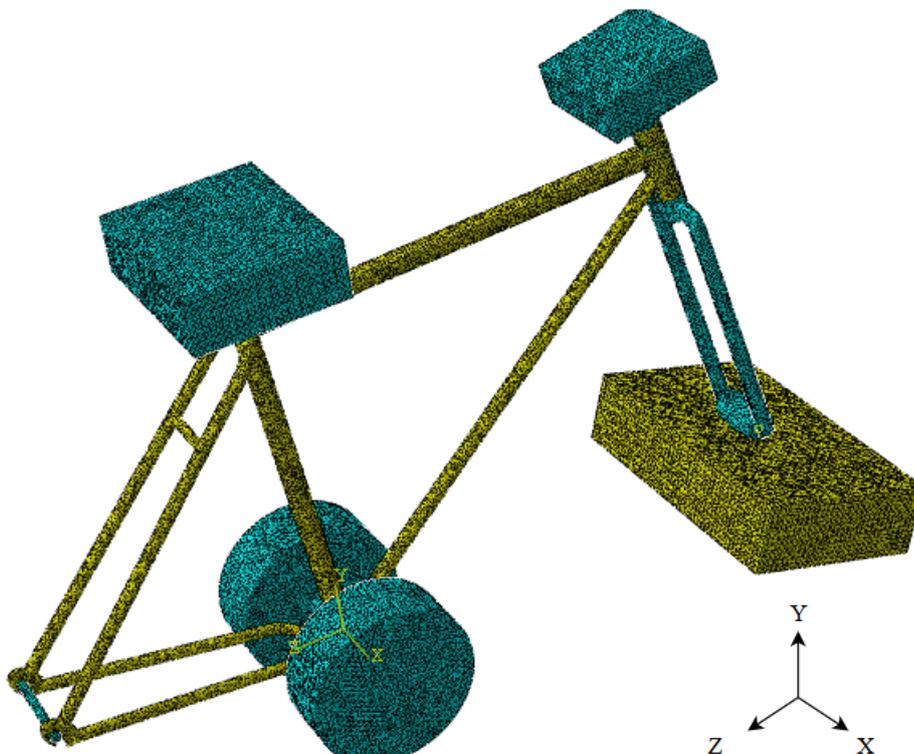
Figura 112 – Carregamento da ação da gravidade no quadro.



Fonte: Próprio autor.

São aplicados tamanhos de elementos iguais a 4,5 mm no quadro e 8,0 mm nas demais partes, como pode ser visto na Figura 113, através da análise de convergência conforme Tabela 15 e Figuras 114 e 115.

Figura 113 – Malha aplicada no domínio computacional antes do refino.



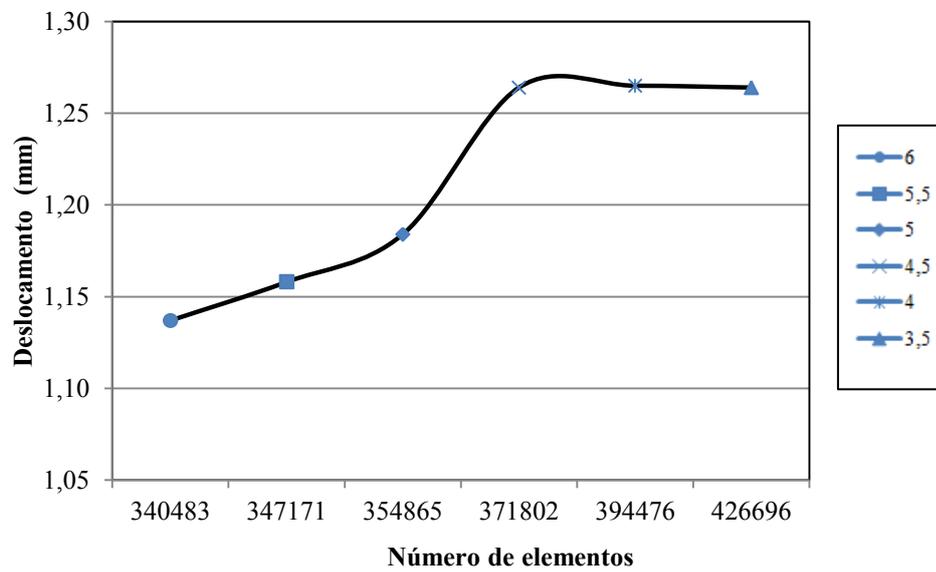
Fonte: Próprio autor.

Tabela 15: Resultados do teste de convergência de malha com quadro em queda.

Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tensão de von Mises [MPa]	Deslocamento em z [mm]
6,0	340483	276,7	1,137
5,5	347171	193,8	0,758
5,0	354865	184,0	0,884
4,5	371802	186,0	1,264
4,0	394476	179,3	1,265
3,5	426696	192,1	1,711

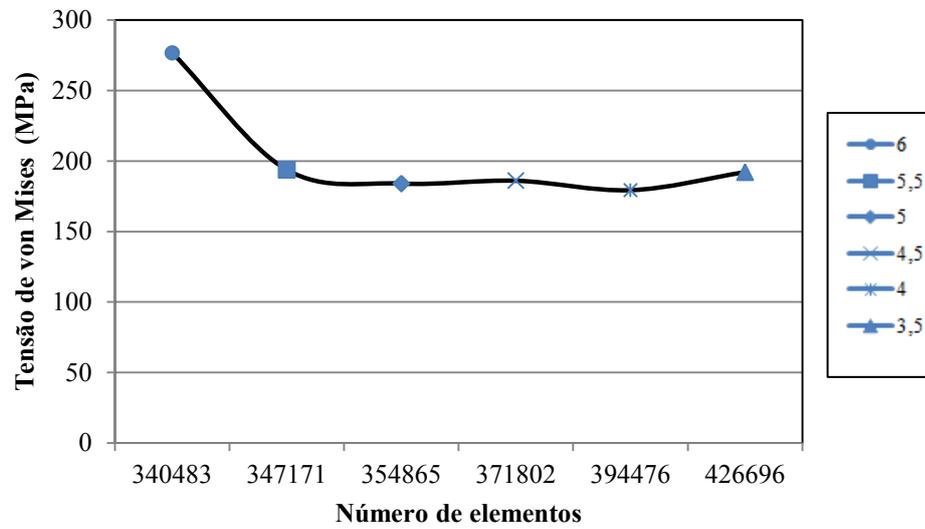
Fonte: Próprio autor.

Figura 114 – Gráfico de convergência de malha para deslocamento com quadro em queda.



Fonte: Próprio autor.

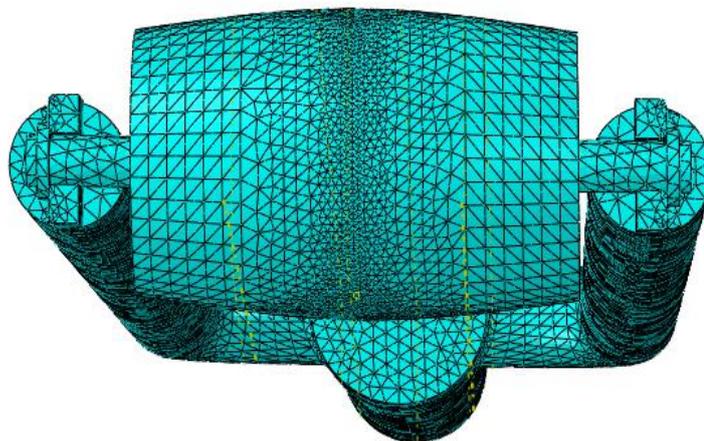
Figura 115 – Gráfico de convergência de malha para tensão de von Mises com quadro em queda.



Fonte: Próprio autor.

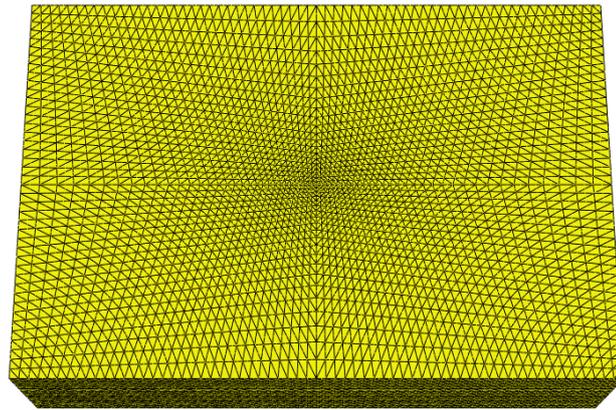
Assim como no teste de massa em queda, é realizado o refinamento na zona de impacto no rolete e na placa de aço, conforme Figuras 116 e 117.

Figura 116 – Detalhe da malha refinada na zona de impacto no rolete.



Fonte: Próprio autor.

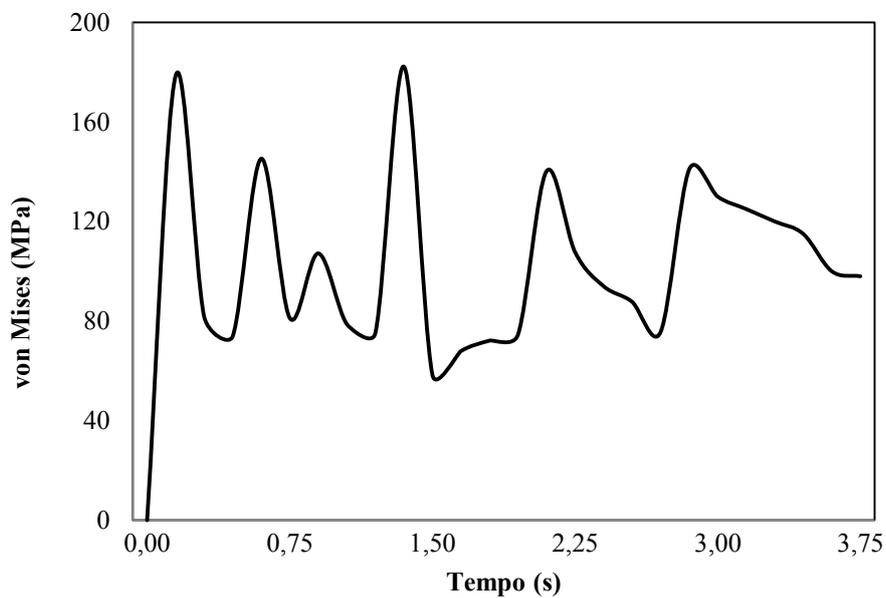
Figura 117 – Detalhe da malha refinada na zona de impacto na placa de aço.



Fonte: Próprio autor.

As Figuras 118 a 120 apresentam as tensões de von Mises e os deslocamentos após o impacto, onde se obteve um deslocamento máximo de 1,264 mm localizado no garfo e uma tensão de von Mises máxima de 186,0 MPa, que é menor que a tensão de escoamento do material. O tempo total estabelecido é de 3,75 segundos<sup>17</sup>.

Figura 118 – Tensões de von Mises.

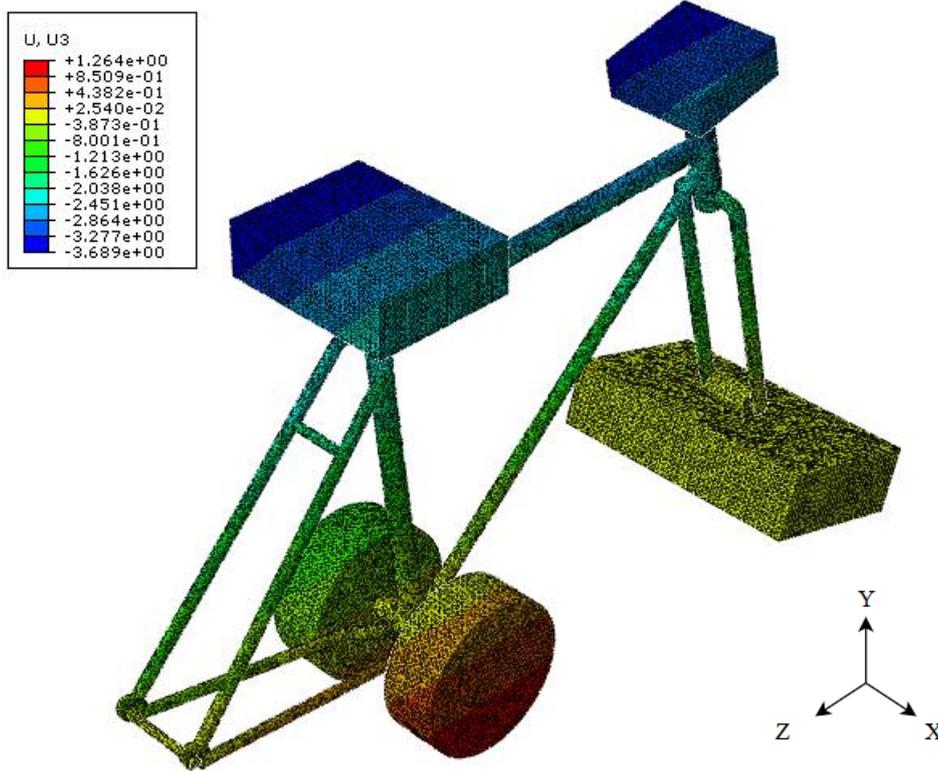


Fonte: Próprio autor.

---

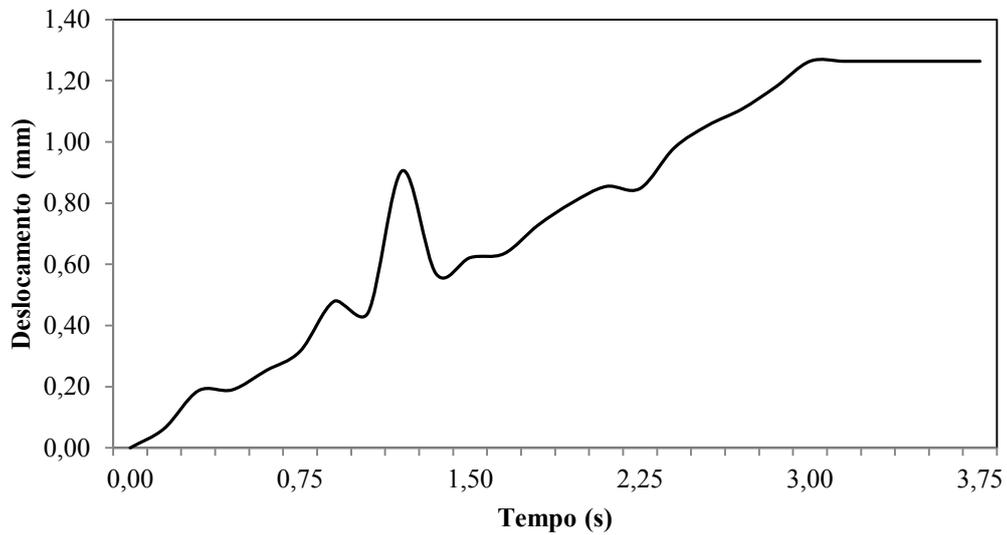
<sup>17</sup> O tempo total de 3,75 é dividido em incrementos de 0,01 s.

Figura 119 – Deslocamentos na direção z.



Fonte: Próprio autor.

Figura 120 – Gráfico dos deslocamentos no garfo no ponto de maior deformação.



Fonte: Próprio autor.

Assim como no teste de massa em queda, é necessário efetuar o ensaio estático, onde a massa tem ao valor de 91,10 kg, correspondente a soma da massa do quadro e as massas impostas pela norma, e a aceleração é a da própria gravidade de  $9,81 \text{ m/s}^2$ , obtendo-se

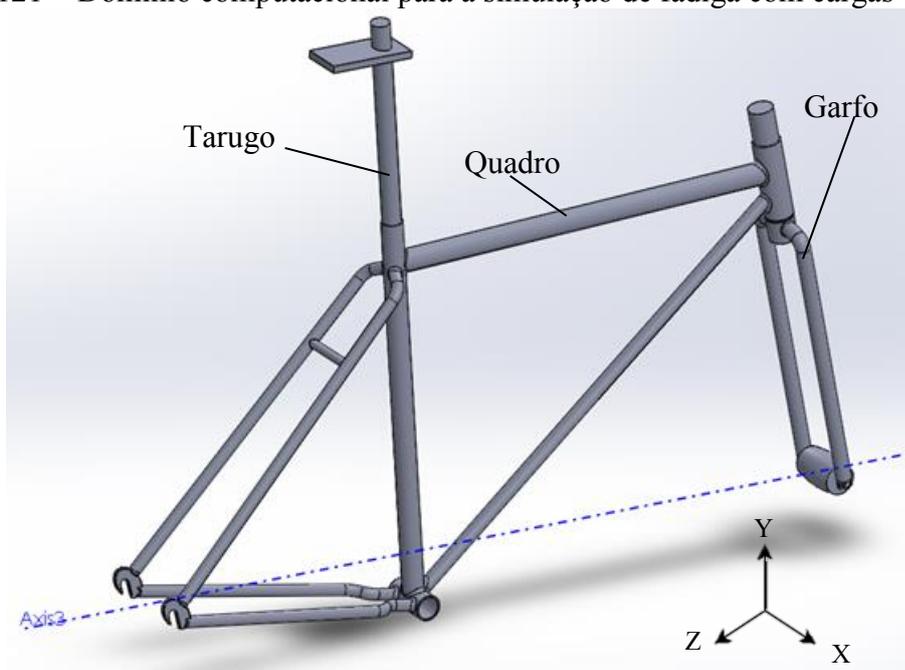
assim a força de 893,691N, conforme Equação (6). O resultado de deslocamento na direção z após a aplicação da carga tem o valor máximo de 0,115 mm. Para saber o resultado final de deslocamento ocorrido subtraem-se os resultados apresentados, obtendo-se:  $1,264 - 0,115 = 1,149$  mm. Como o deslocamento máximo de 1,149 mm é menor que os 10 mm estipulados pela norma, o quadro está aprovado no teste de impacto com massa em queda.

#### 4.6 Resultados das Análises de Fadiga

##### 4.6.1 Análise de Cargas Verticais

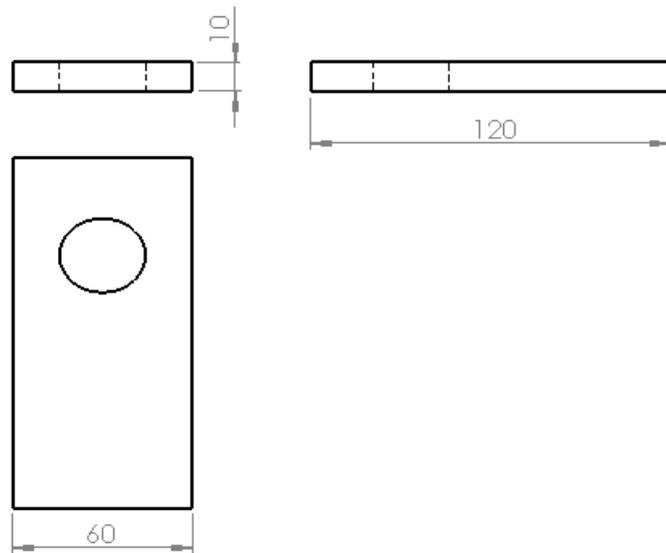
Nesta simulação é adicionado ao tubo do selim um tarugo de aço que entra 75 mm dentro do quadro, e a ele é encaixada uma placa onde é aplicada uma força de 1200 N dinâmica a 50.000 ciclos com uma frequência de 2 Hz (segundo aplicação da ABIMOTA). Tanto o tarugo quanto o garfo são de aço 304 e o quadro de alumínio 6061 T6. É aplicado contato de penalidade entre o tubo da direção e o garfo, entre o tubo do canote e o tarugo e entre o garfo e o rolete com coeficiente de fricção de 0,3. A Figura 121 apresenta o quadro montado com o tarugo que tem o mesmo diâmetro interno do tubo do canote com comprimento de 250 mm, e com uma placa de aço onde é aplicada a carga a 70 mm do centro do tarugo, onde suas dimensões são mostradas na Figura 122.

Figura 121 – Domínio computacional para a simulação de fadiga com cargas verticais.



Fonte: Próprio autor.

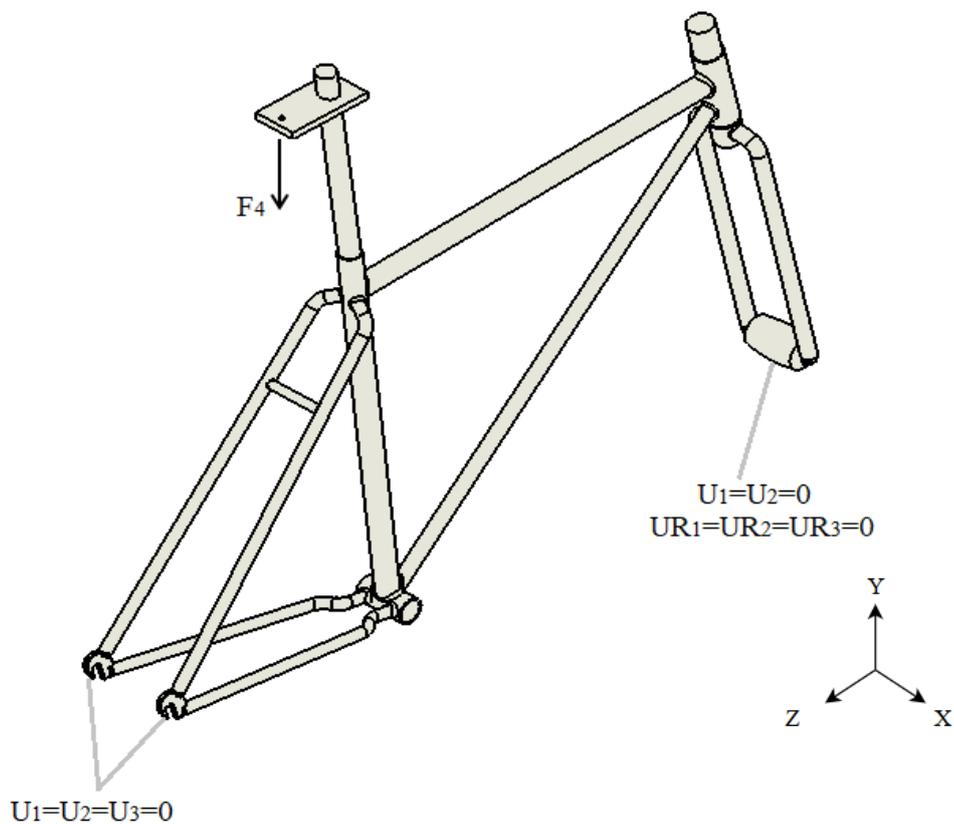
Figura 122 – Dimensões da placa de aço em mm.



Fonte: Próprio autor.

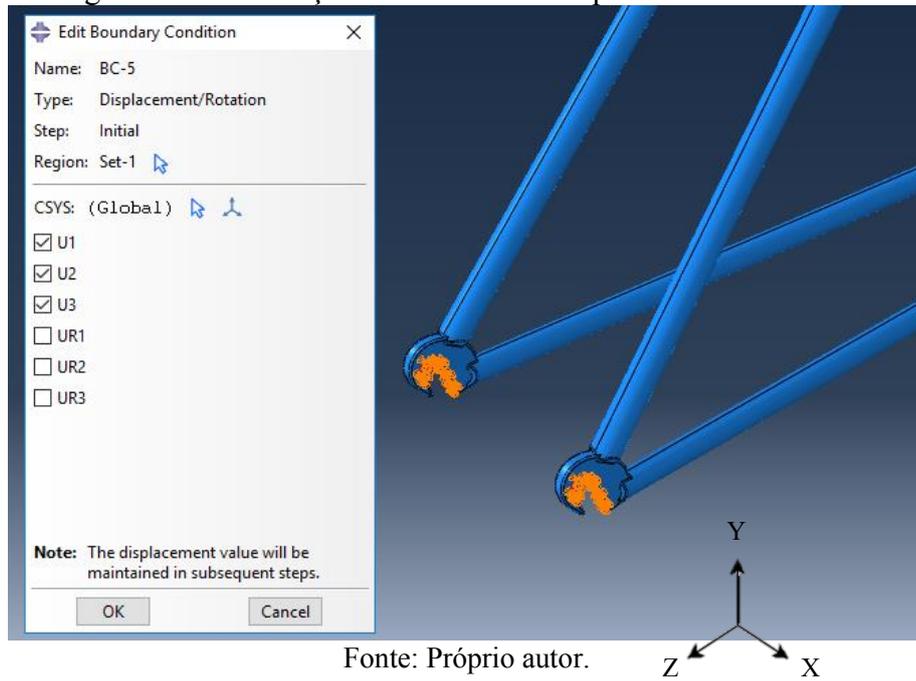
Como condição de contorno são permitidas apenas as rotações no eixo traseiro e apenas o deslocamento na horizontal no eixo dianteiro, de modo que o quadro possa fletir através de um movimento de avanço/retrocesso, conforme Figuras 123 a 125.

Figura 123 – Esquema das condições de contorno.



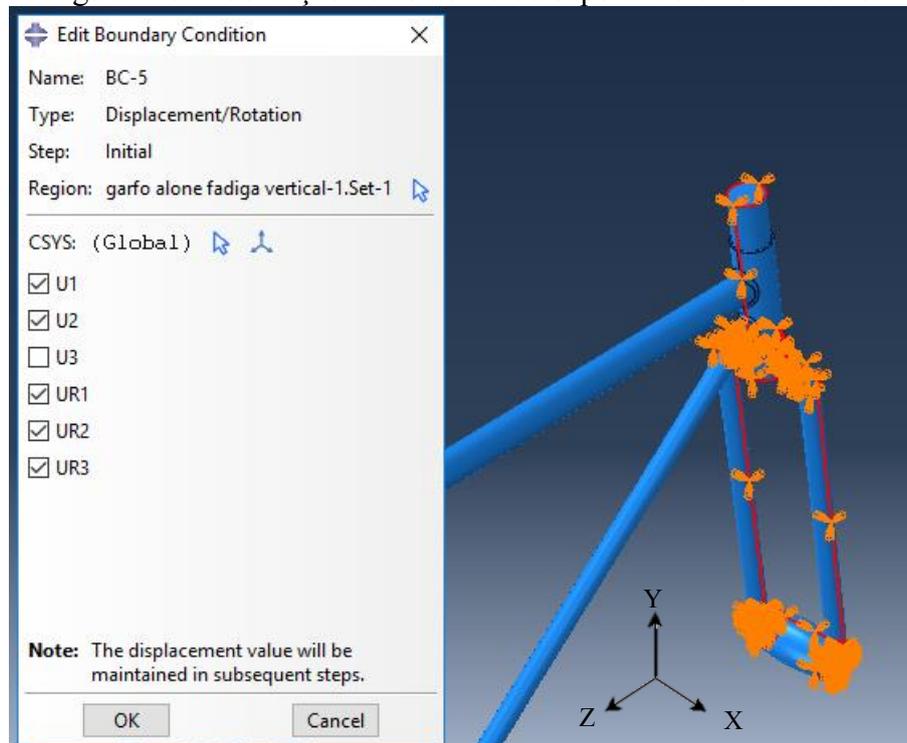
Fonte: Próprio autor.

Figura 124 – Condição de contorno do suporte do eixo traseiro.



Fonte: Próprio autor.

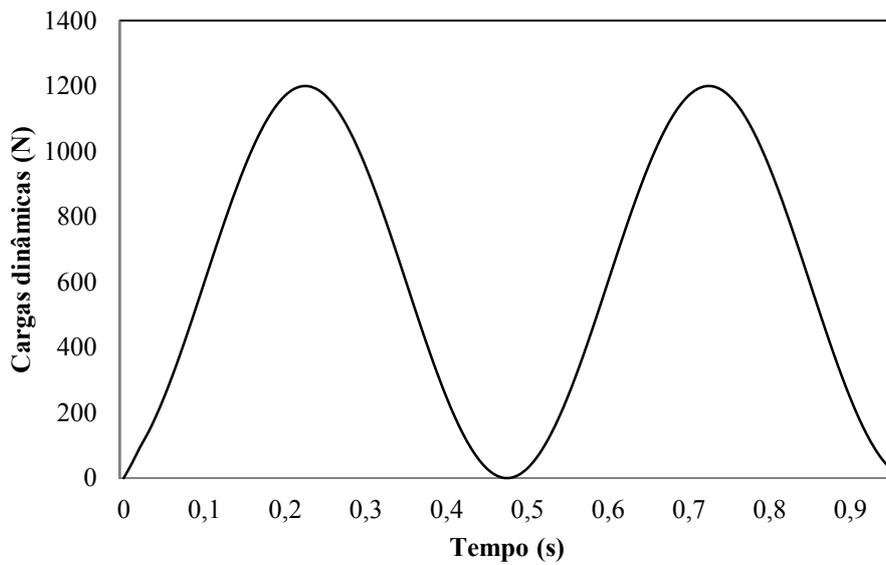
Figura 125 – Condição de contorno do suporte do eixo dianteiro.



Fonte: Próprio autor.

Para a aplicação das cargas dinâmicas é utilizada como função a série de Fourier da Equação (9) de modo que a carga se comporte como o gráfico da Figura 126.

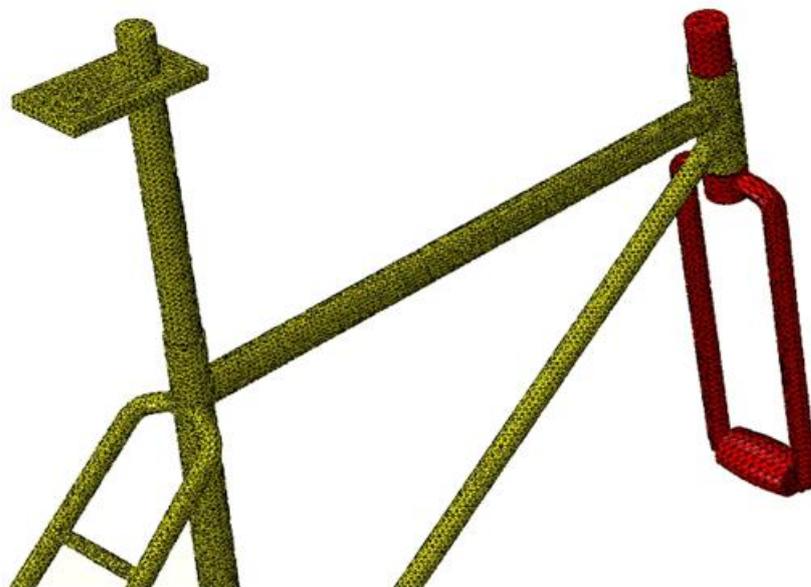
Figura 126 – Gráfico de aplicação das cargas dinâmicas.



Fonte: Próprio autor.

Conforme a Figura 127, o tamanho de elementos do garfo e tarugo são de 8 mm e não variam, enquanto o tamanho dos elementos do quadro variam de 5 a 3 mm. No contato entre tarugo e quadro é realizado um refino com elementos de 1 mm e na área de aplicação da carga o refino foi com elementos de 3 mm, estipulados após teste de independência de malha.

Figura 127 – Malha aplicada no domínio computacional antes do refino.



Fonte: Próprio autor.

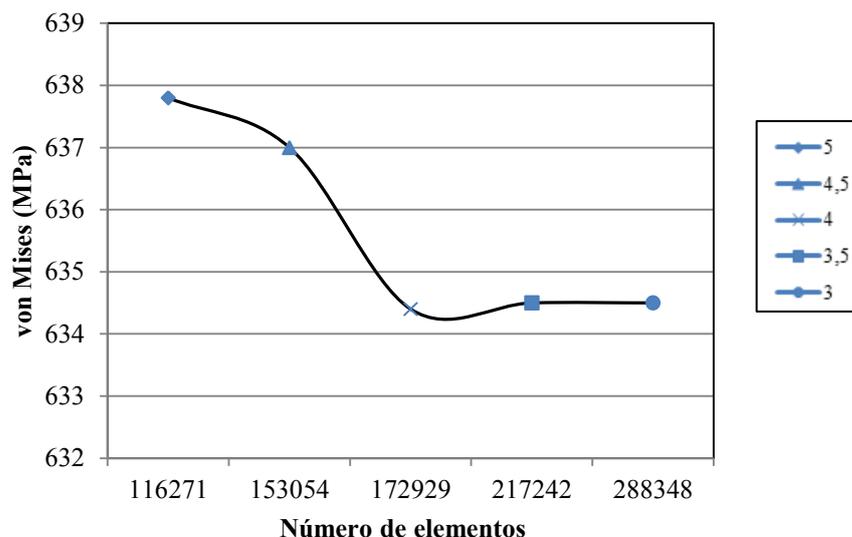
A Tabela 16 e Figura 128 apresentam os resultados de convergência para 50.000 ciclos, onde os resultados de tensão consideram os valores máximos encontrados fora da área de aplicação das cargas (parte superior da placa de aço), ou seja, foi aplicado o princípio de Saint-Venant.

Tabela 16: Resultados do teste de convergência de malha com cargas verticais<sup>18</sup>.

Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tensão de von Mises (MPa)	Variação da tensão [%]
5	116271	637,8	-
4,5	153054	637,0	0,125
4	172929	634,4	0,408
3,5	217242	634,5	-0,016
3	288348	634,5	0,000

Fonte: Próprio autor.

Figura 128 – Gráfico de convergência de malha para teste de cargas verticais.

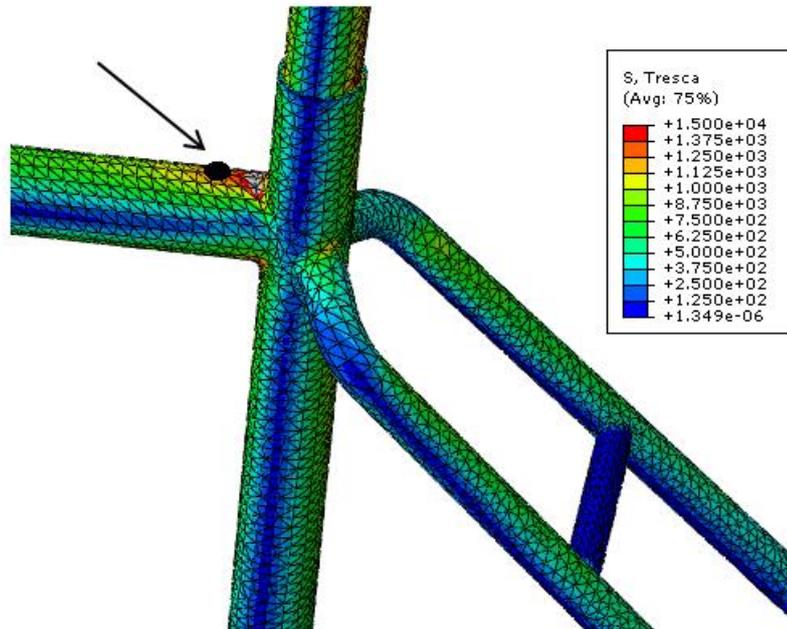


Fonte: Próprio autor.

Para a aplicação do critério de Dang Van é analisado um ponto no quadro em que ocorre a tensão de corte máxima, localizado no tubo superior, conforme Figura 129. A Figura 130 apresenta o ciclo de carregamento bem como a curva de Dang Van para o ponto em que ocorre o maior valor de Tensão de Tresca.

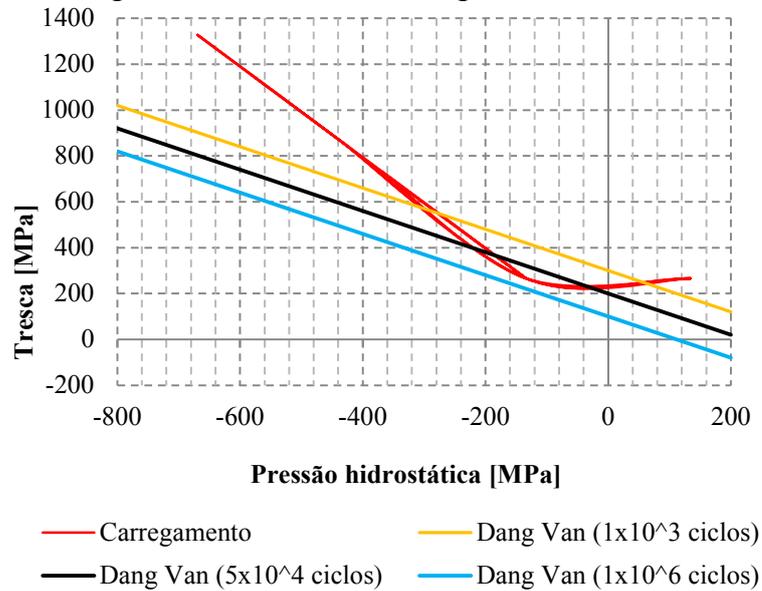
<sup>18</sup> Valores máximos encontrados no tubo do canote.

Figura 129 – Localização do ponto de maior tensão de Tresca.



Fonte: Próprio autor.

Figura 130 – Gráfico de Dang Van vertical.

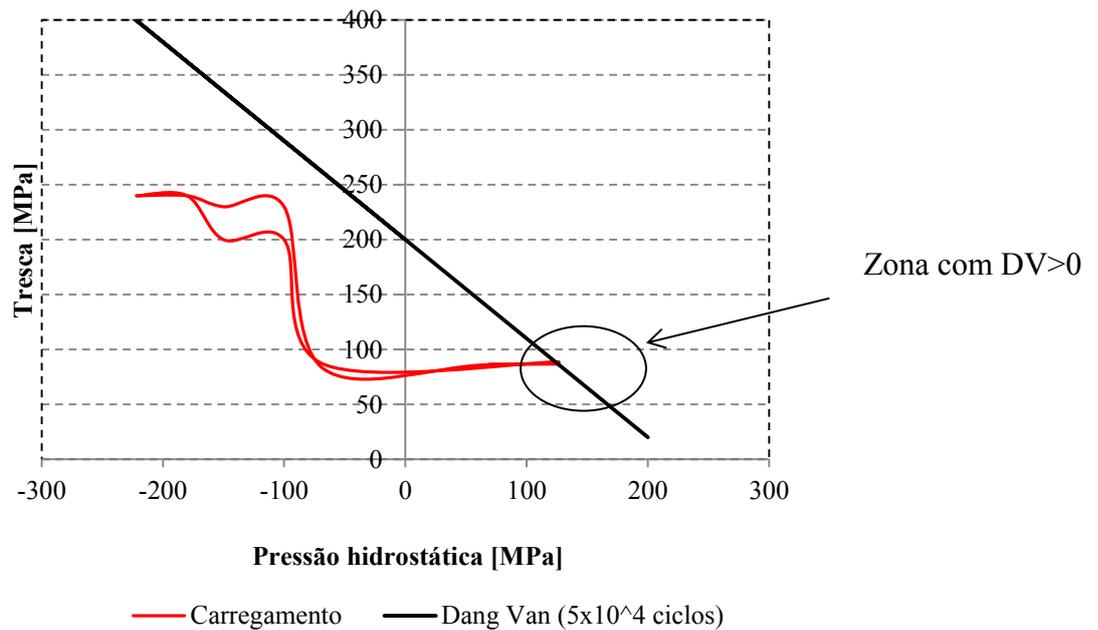


Fonte: Próprio autor.

Para o ponto onde ocorre o maior valor de tensão de corte (onde foi descartado um pico de tensão que ocorreu em um nó), o carregamento encontra-se parcialmente na região de risco de falha por fadiga acima de 50.000 ciclos, porém a maior parte e os maiores valores do carregamento se encontram do lado das tensões de compressão. Na Figura 130 são apresentadas a curvas de Dang Van para 1.000, 50.000 e 1.000.000 de ciclos.

Como a região que apresentou os maiores valores de tensão de Tresca não corresponde à região em que ocorrem em geral os problemas de falha por fadiga, foi analisado também uma segunda região no TTI próximo do tubo do pedivela, apresentada na Figura 131, em que segundo o critério de Dang Van apresenta risco de falha por fadiga em apenas uma pequena região do carregamento (CALLENS e BIGNONNET, 2012); (CICERO, LACALLE, *et al.*, 2011).

Figura 131 – Gráfico de Dang Van vertical para região com solda.

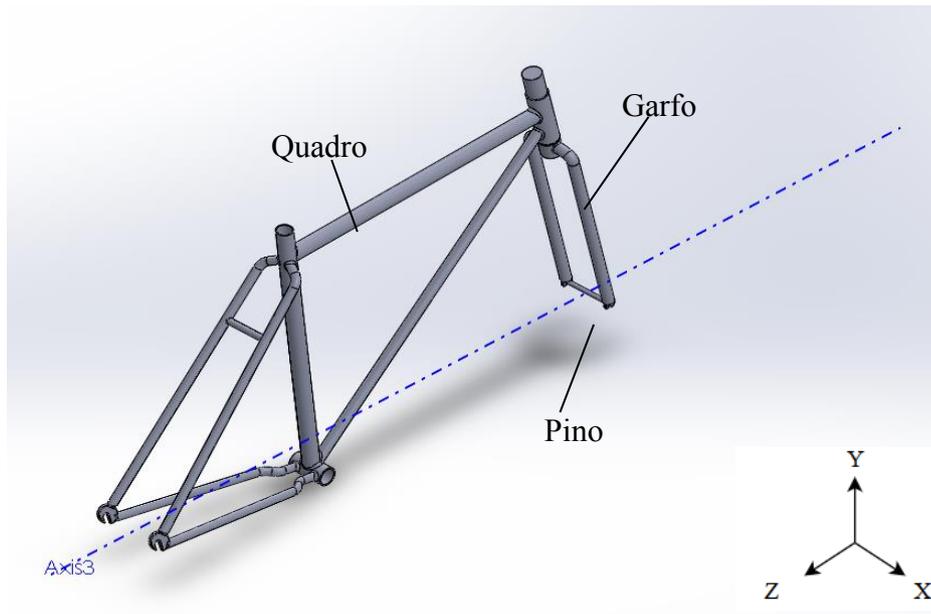


Fonte: Próprio autor.

#### 4.6.2 Análise de Cargas Horizontais

O eixo de rotação *Axis3* (eixo *z*) está alinhado com a horizontal, conforme Figura 132, de maneira que a dianteira e a traseira estejam niveladas. É aplicada a condição de contato de penalidade, com coeficiente de fricção igual a 0,3, entre a espiga do garfo e a parte interior do tubo da direção, bem como entre as pernas do garfo e o pino. Tanto o garfo quanto o pino são de aço 304 enquanto o quadro da bicicleta é de alumínio 6061.

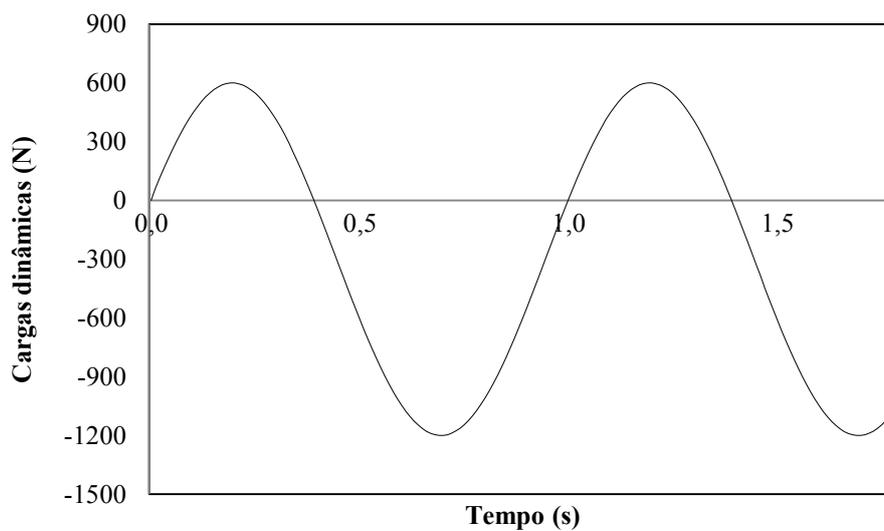
Figura 132 – Domínio computacional para a simulação de fadiga com cargas horizontais.



Fonte: Próprio autor.

As gancheiras traseiras são fixadas sem restrição de rotação e as cargas de 1200 N e 600 N são aplicadas de forma cíclica a 50.000 ciclos numa frequência de 1 Hz, com amplitude conforme Figura 133, no pino de união das pernas do garfo ao longo do eixo z no sentido da dianteira e traseira, respectivamente, onde o garfo é restringido de tal forma que apenas haja translação ao longo do eixo z e rotação em torno de x.

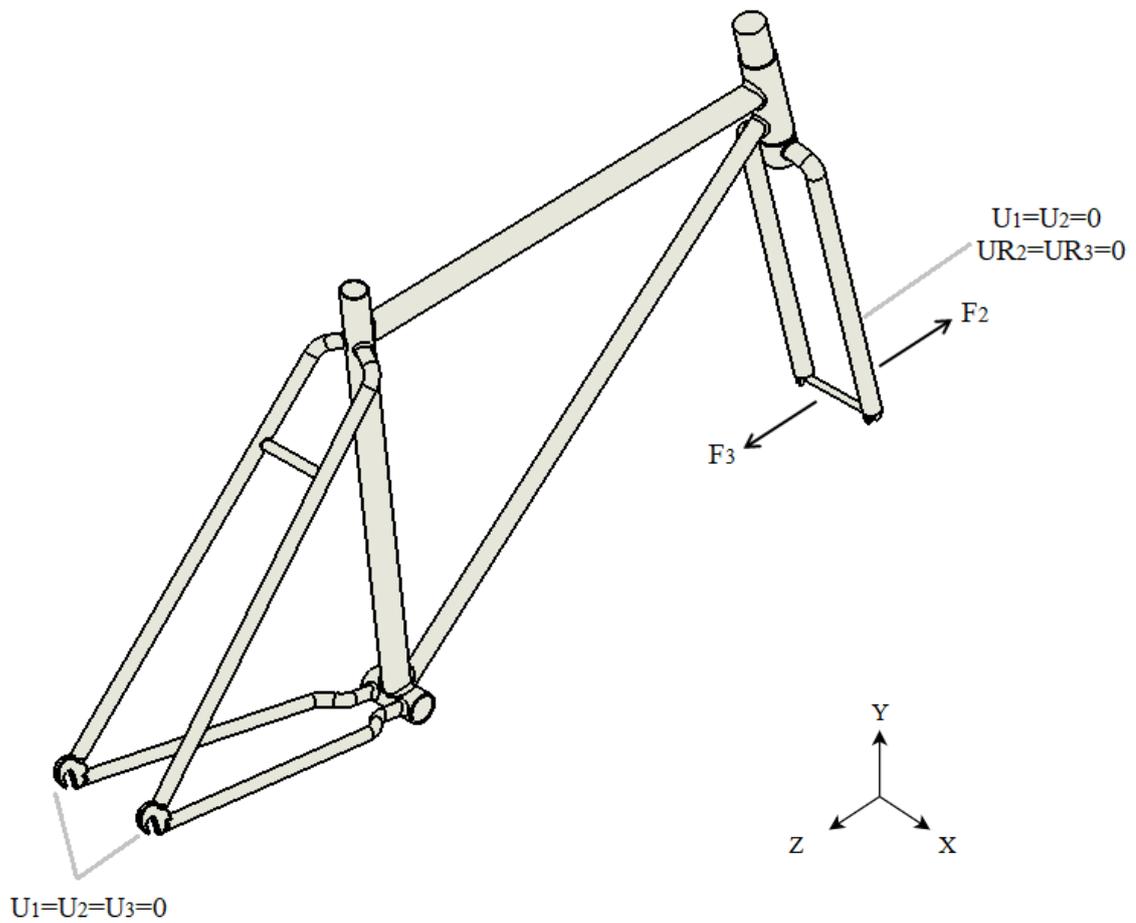
Figura 133 – Gráfico de aplicação das cargas dinâmicas.



Fonte: Próprio autor.

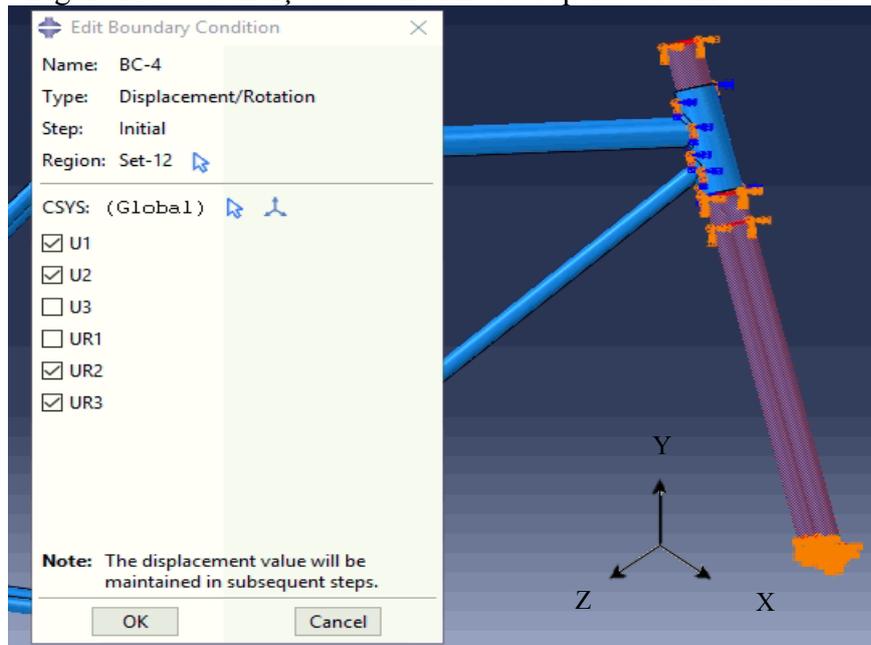
As Figuras 134 a 136 apresentam as condições de contorno impostas.

Figura 134 – Esquema das condições de contorno.



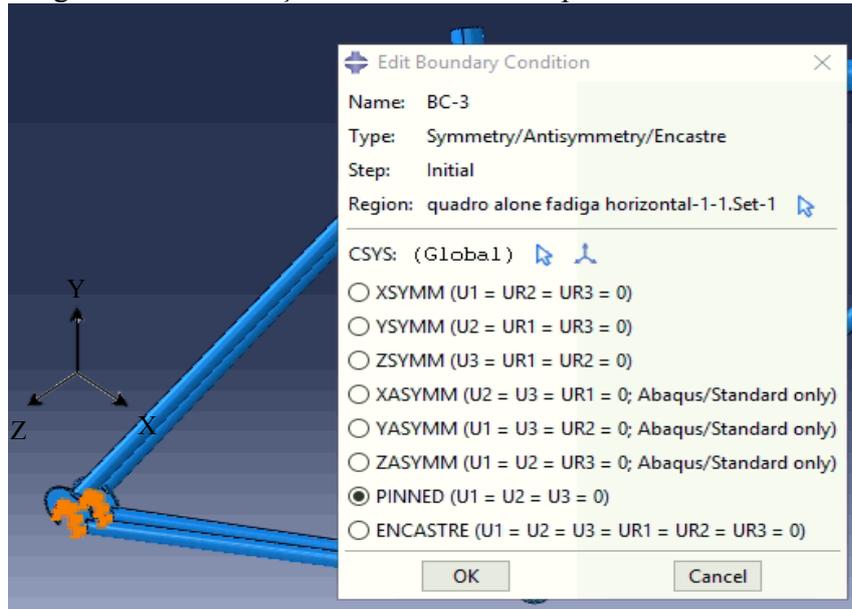
Fonte: Próprio autor.

Figura 135 – Condição de contorno do suporte do eixo dianteiro.



Fonte: Próprio autor.

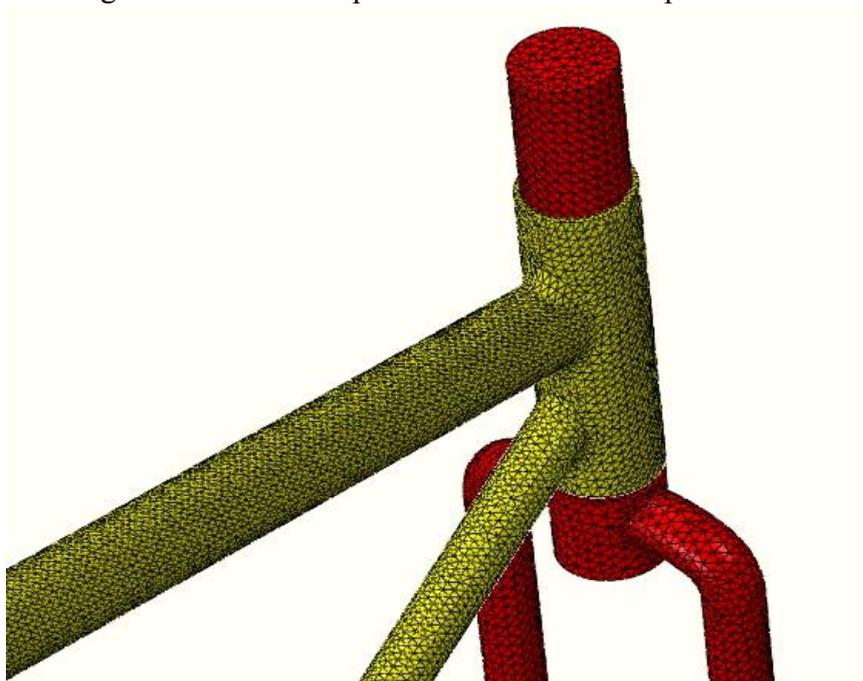
Figura 136 – Condição de contorno do suporte do eixo traseiro.



Fonte: Próprio autor.

Na aplicação da malha, conforme a Figura 137 é mantido o tamanho de 8 mm para o garfo e variado para o teste de convergência as dimensões dos elementos do quadro. Nesta etapa houve vários problemas de distorção de malha, onde foi necessário selecionar a opção de controle de distorção. Assim como nos outros testes é realizado um refino na área de contato entre o garfo e o tubo da direção, bem como o refinamento do pino de união das pernas do garfo.

Figura 137 – Malha aplicada no domínio computacional.



Fonte: Próprio autor.

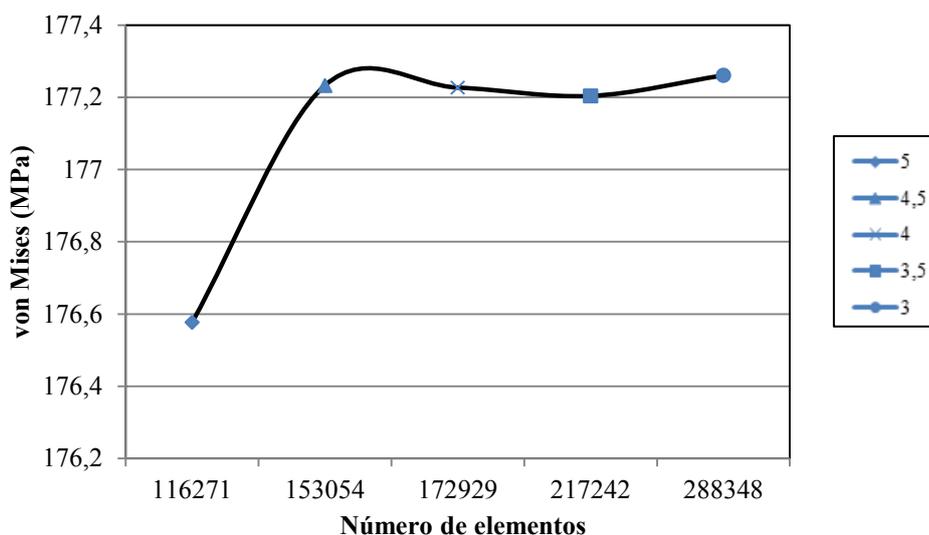
A Tabela 17 apresenta os resultados de convergência de malha, onde melhor podem ser analisados na Figura 138.

Tabela 17: Resultados do teste de convergência de malha com cargas horizontais.

Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tensão de von Mises (MPa)	Variação da tensão [%]
5	107852	176,577	-
4,5	124134	177,233	-0,372
4	147164	177,227	0,003
3,5	182770	177,204	0,013
3	235647	177,261	-0,032

Fonte: Próprio autor.

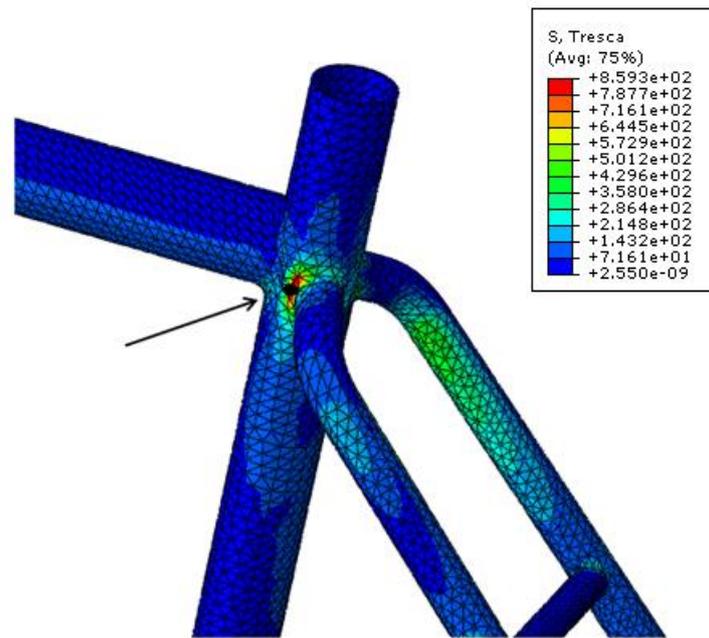
Figura 138 – Gráfico de convergência de malha para a análise de cargas horizontais.



Fonte: Próprio autor.

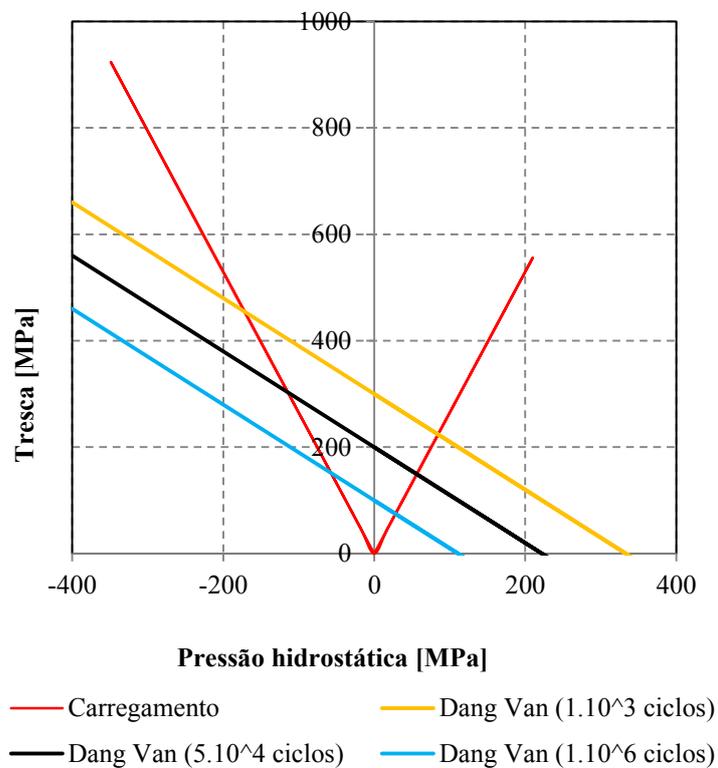
Para a aplicação do critério de Dang Van é analisado um ponto no quadro em que ocorre a tensão de corte máxima, localizado no tubo do canote, conforme Figura 139. A Figura 140 apresenta o ciclo de carregamento bem como a curva de Dang Van para o ponto em que ocorre o maior valor de Tensão de Tresca.

Figura 139 – Localização do ponto de maior tensão de Tresca.



Fonte: Próprio autor.

Figura 140 – Gráfico de Dang Van horizontal.



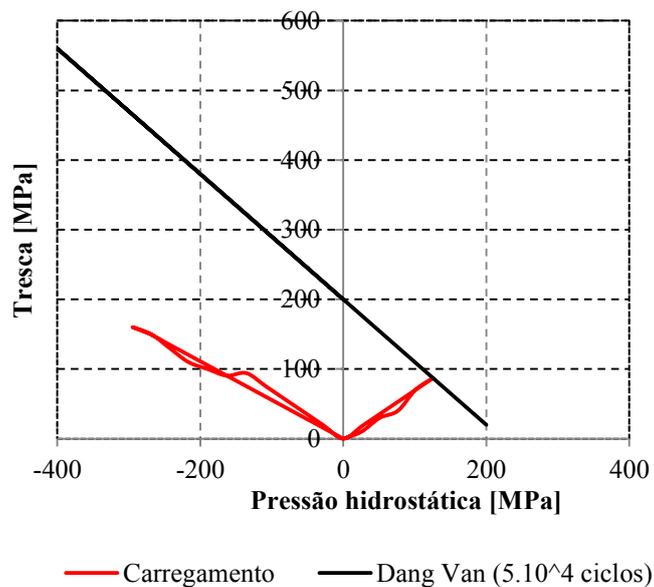
Fonte: Próprio autor.

Para o ponto onde ocorre o maior valor de tensão de corte, o carregamento encontra-se parcialmente na região de risco de falha por fadiga para 50.000 ciclos (de acordo com a

norma), com as maiores amplitudes localizadas na área das tensões de compressão. Na Figura 140 são apresentadas as curvas de Dang Van para 1.000, 50.000 e 1.000.000 de ciclos.

Como a região que apresentou os maiores valores de tensão de Tresca não corresponde à região em que ocorrem em geral os problemas de falha por fadiga, foi analisado também uma segunda região no TTI próximo do tubo do pedivela, apresentada na Figura 141, em que segundo o critério de Dang Van não apresenta risco de falha por fadiga.

Figura 141 – Gráfico de Dang Van horizontal na região da solda.

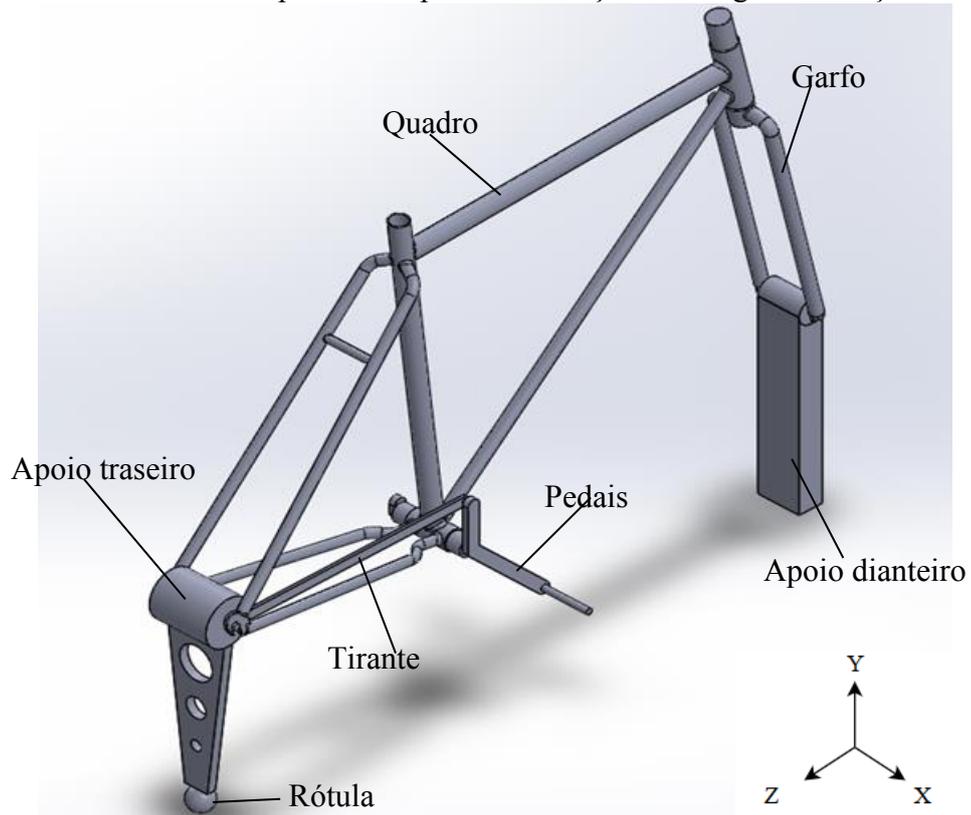


Fonte: Próprio autor.

#### 4.6.3 Análise de Pedaleira

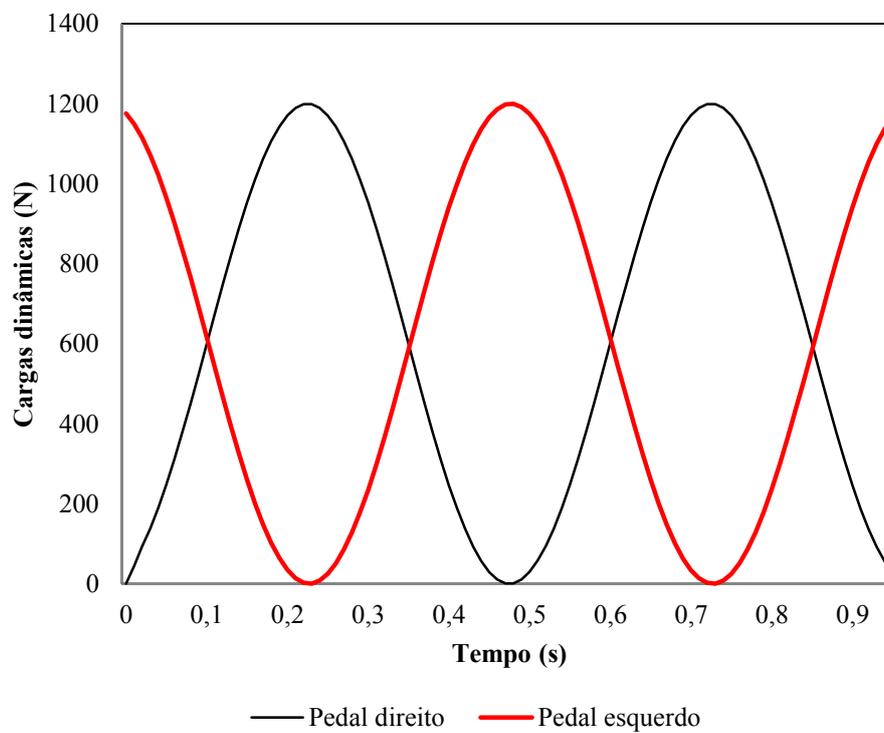
O último teste de fadiga a ser executado é o de aplicação de forças nos pedais, conforme mostra a Figura 142. As cargas de 1200 N são aplicadas de forma cíclica a 100.000 ciclos numa frequência de 2 Hz nos pedais com defasagem, conforme Figura 143.

Figura 142 – Domínio computacional para a simulação de fadiga com forças nos pedais.



Fonte: Próprio autor.

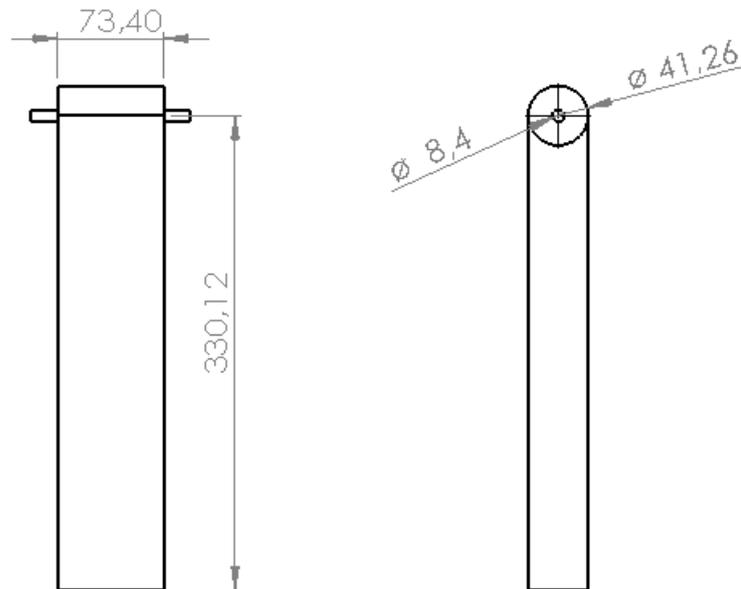
Figura 143 – Gráfico de aplicação das cargas dinâmicas.



Fonte: Próprio autor.

Primeiro são calculadas as dimensões dos dispositivos auxiliares que são impostos pela norma. Os primeiros a serem dimensionados são os apoios de comprimento  $R_w$ , que correspondem ao raio do conjunto roda e pneu. Para esta bicicleta é utilizada uma roda de 26 pol que corresponde a 660,4 mm, obtendo-se um  $R_w$  de 330,2 mm com um cubo livre para girar em torno do seu eixo, como pode ser visto na Figura 144.

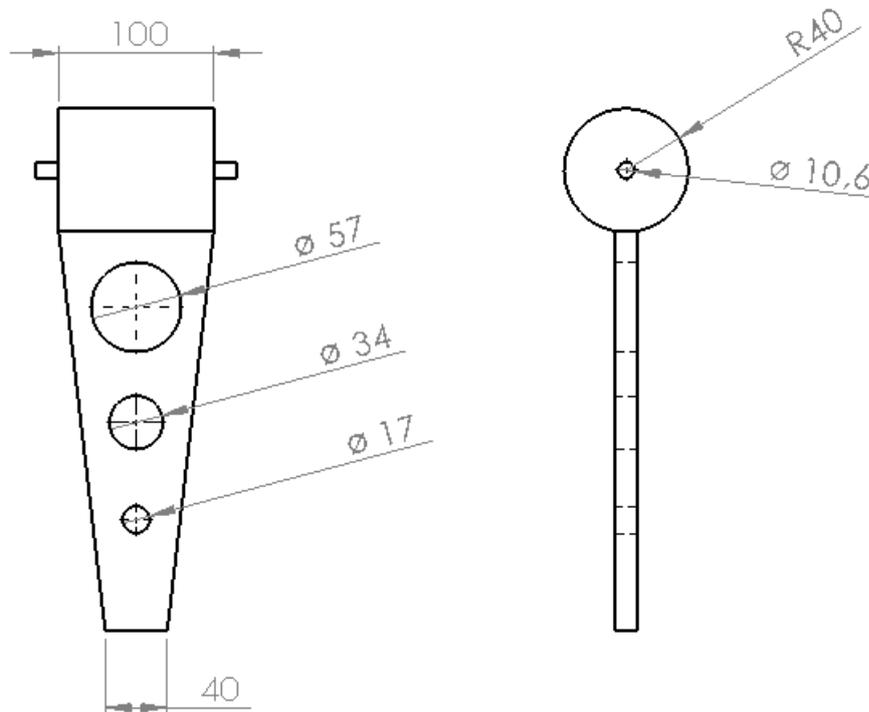
Figura 144 – Dimensões do apoio dianteiro em mm.



Fonte: Próprio autor.

Para o apoio traseiro, que também é rígido e permite o cubo girar livre, é preciso desenhar também uma rótula, que tem que ser levada em conta para calcular  $R_w$ , pois este é a soma do raio da esfera superior e o diâmetro de 40 mm da rótula mais a parte reta. A Figura 145 mostra as dimensões dos componentes do apoio traseiro.

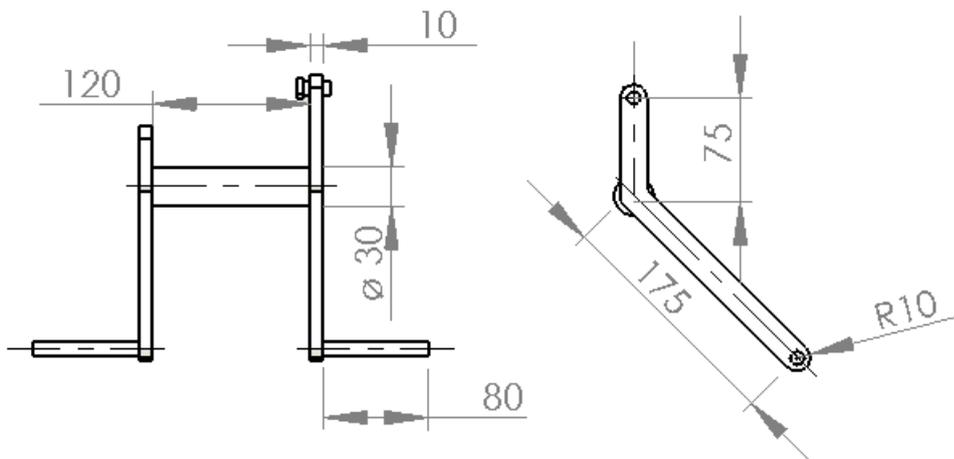
Figura 145 – Dimensões do apoio traseiro em mm.



Fonte: Próprio autor.

Para aplicação da força  $F_1$ , é necessário criar pedais auxiliares de modo que atendam às recomendações da norma conforme Figura 146. Dessa forma, são desenhados dois braços com ângulo de  $45^\circ$  com a horizontal e comprimento de 175 mm e no lado em que estaria o movimento central com a corrente é acoplado um tirante de modo que conecte o pedal auxiliar ao eixo traseiro, onde a norma estipula que a rigidez seja superior a dos outros componentes. Os pedais apresentam 80 mm de comprimento para atender a especificação de que se deve ter 150 mm do centro do tubo do pedivela até a força  $F_1$ , e facilitar a aplicação da mesma na extremidade.

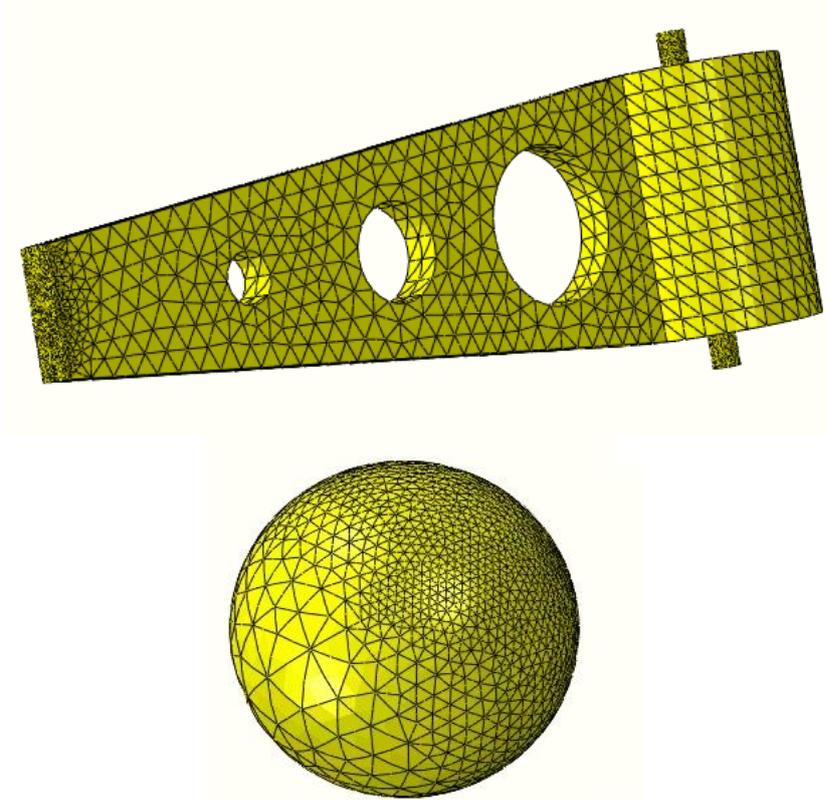
Figura 146 – Dimensões dos pedais auxiliares em mm.



Fonte: Próprio autor.

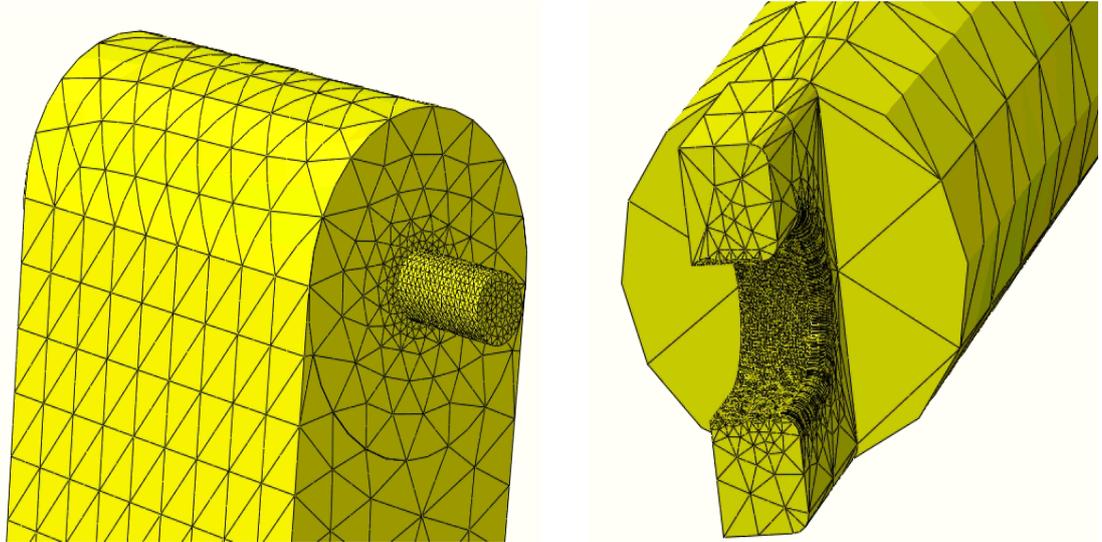
No processo de refinamento teve-se o cuidado de se aplicar uma malha capaz de caracterizar não só a pressão na superfície de contato, mas também as tensões no interior de cada um dos corpos. Dessa forma o refinamento acontece não só na área de contato, mas também numa área ligeiramente próxima com elementos de tamanho de 1 mm, como pode ser visto nas Figuras 147 a 149.

Figura 147 – Refino na malha aplicado no contato do apoio traseiro.



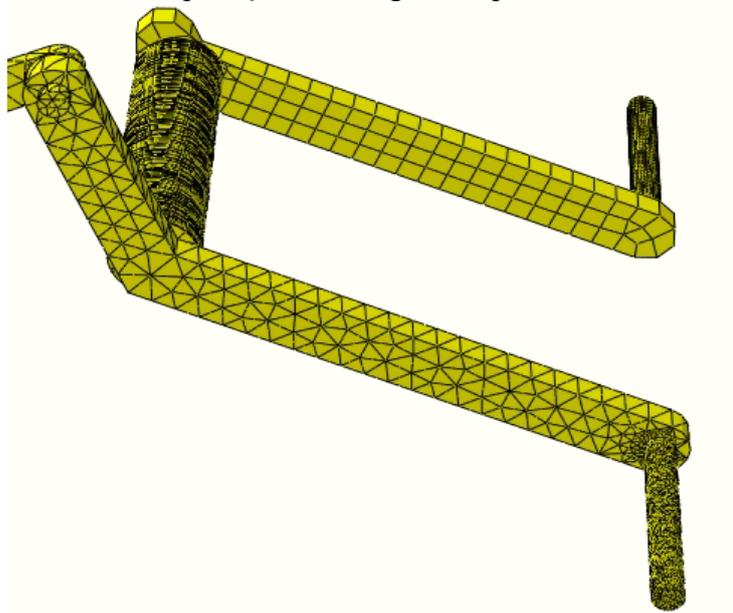
Fonte: Próprio autor.

Figura 148 – Refino na malha aplicado no contato do apoio dianteiro.



Fonte: Próprio autor.

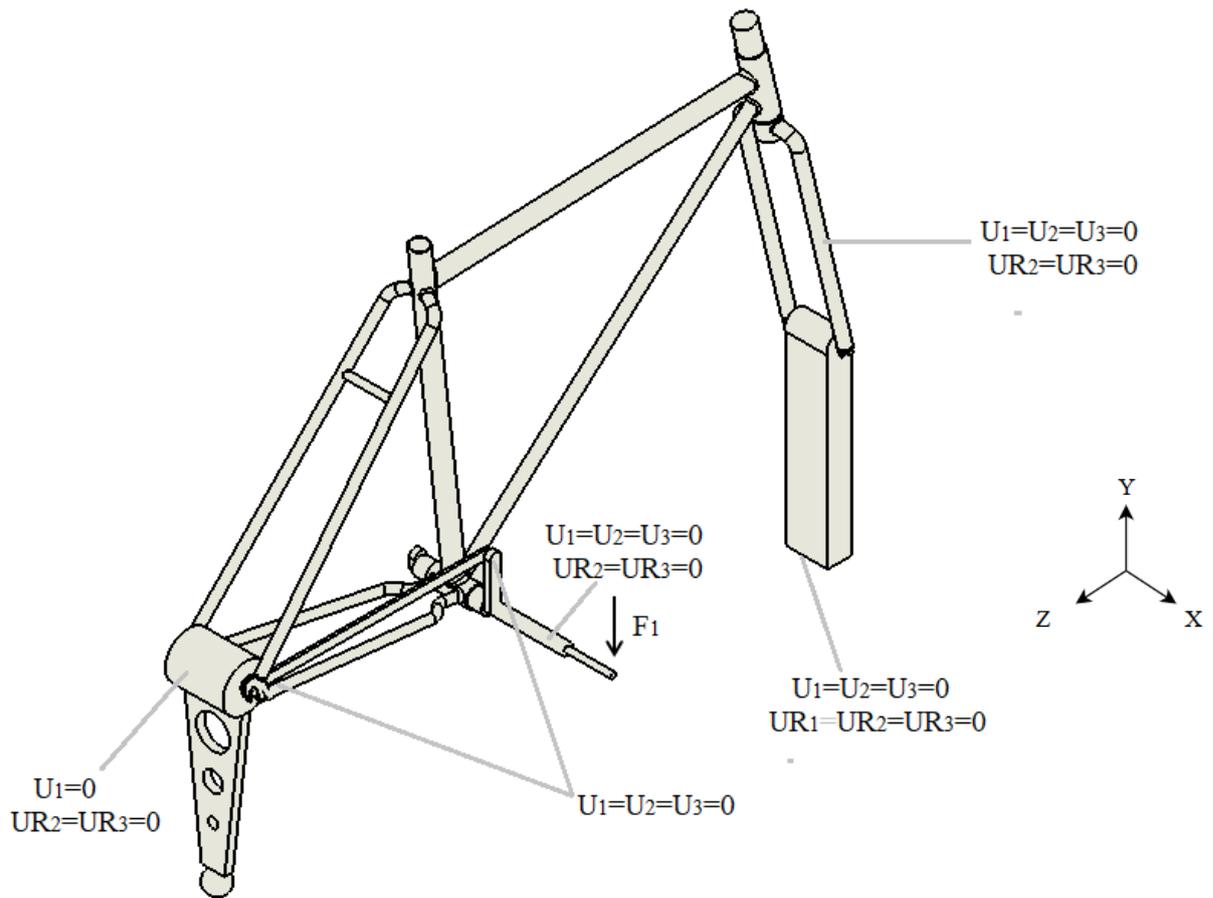
Figura 149 – Refino na malha aplicado no contato do tubo do pedivela e na área de aplicação das cargas nos pedais.



Fonte: Próprio autor.

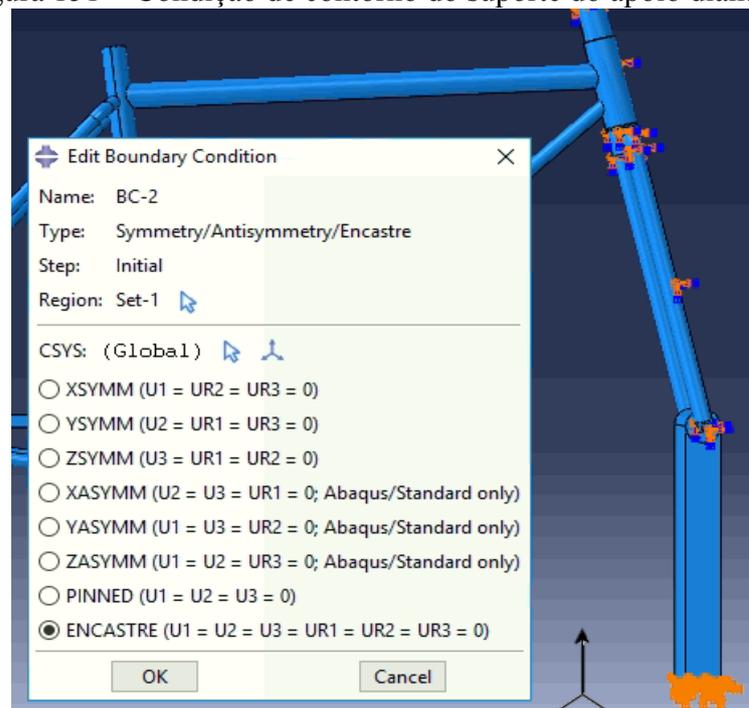
As Figuras 150 a 155 apresentam as condições de contorno impostas, onde o garfo é fixado ao apoio dianteiro, que é fixo no plano horizontal, permitindo a rotação em torno do seu eixo. Nas gancheiras traseiras é permitida a rotação em torno do eixo, mas restringido o movimento no plano lateral. O adaptador gira livremente em torno do eixo do tubo do pedivela e o tirante tem rotação livre em suas extremidades.

Figura 150 – Esquema das condições de contorno.



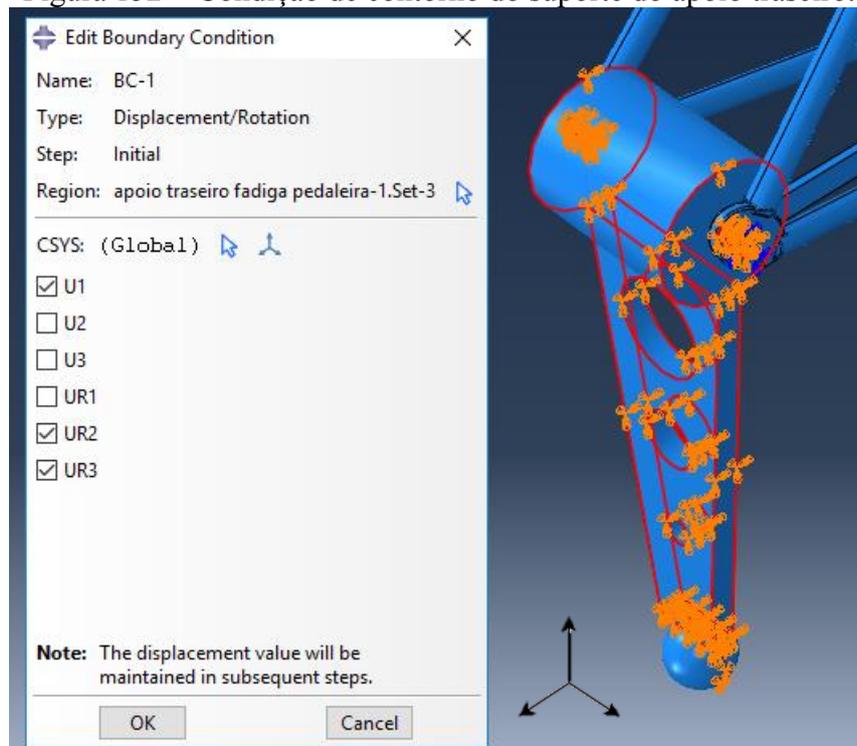
Fonte: Próprio autor.

Figura 151 – Condição de contorno do suporte do apoio dianteiro.



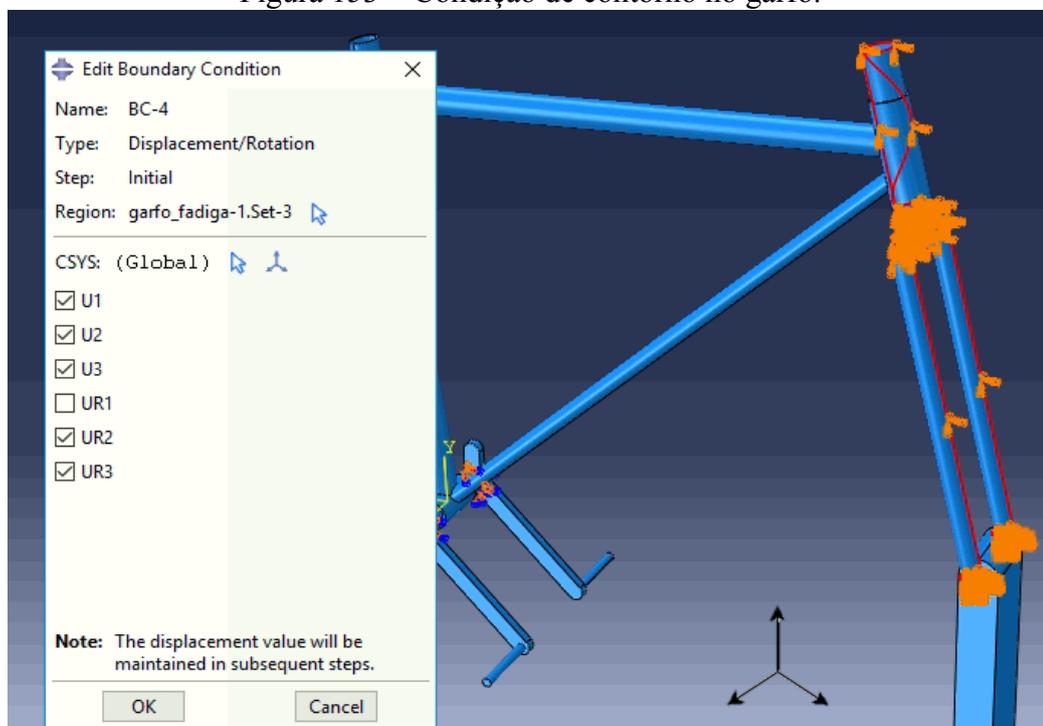
Fonte: Próprio autor.

Figura 152 – Condição de contorno do suporte do apoio traseiro.



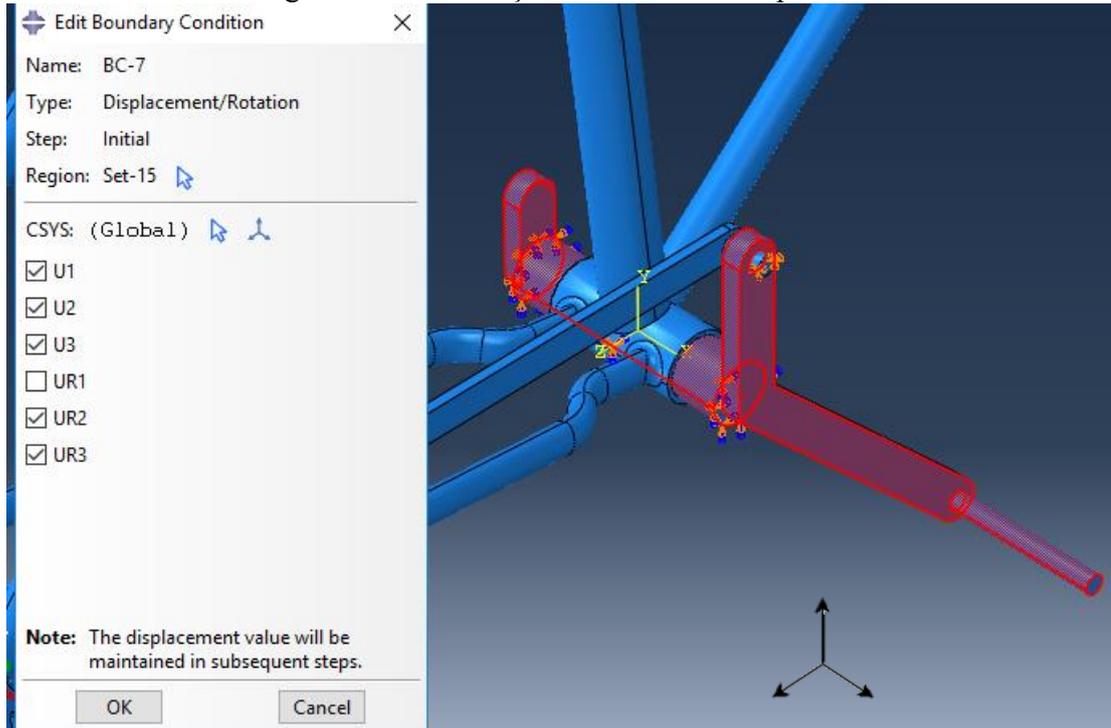
Fonte: Próprio autor.

Figura 153 – Condição de contorno no garfo.



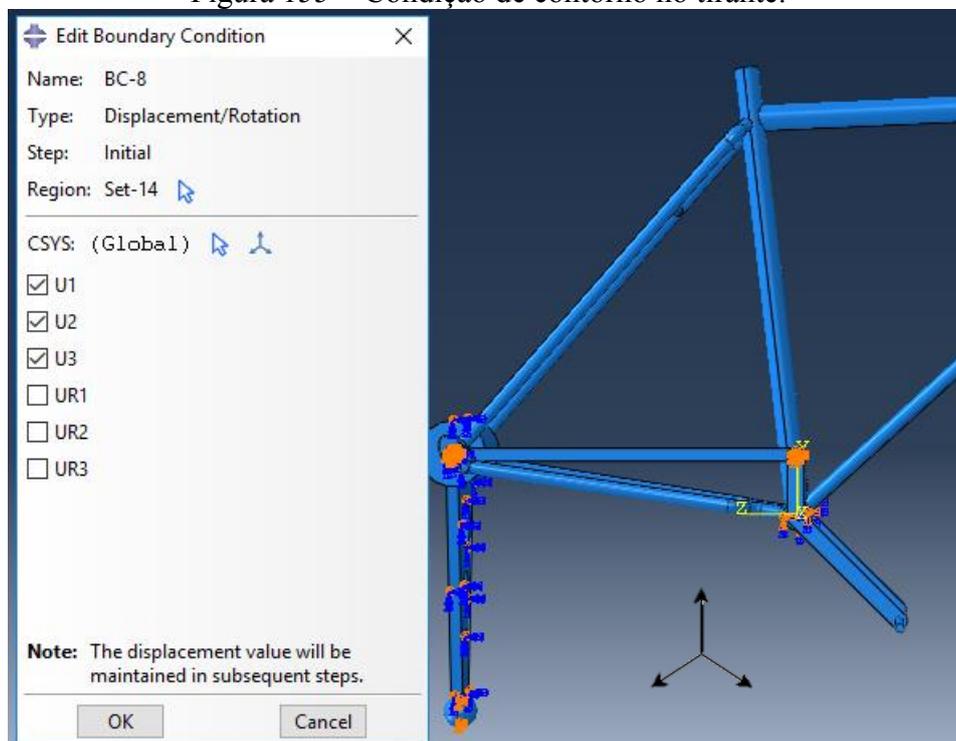
Fonte: Próprio autor.

Figura 154 – Condição de contorno nos pedais.



Fonte: Próprio autor.

Figura 155 – Condição de contorno no tirante.



Fonte: Próprio autor.

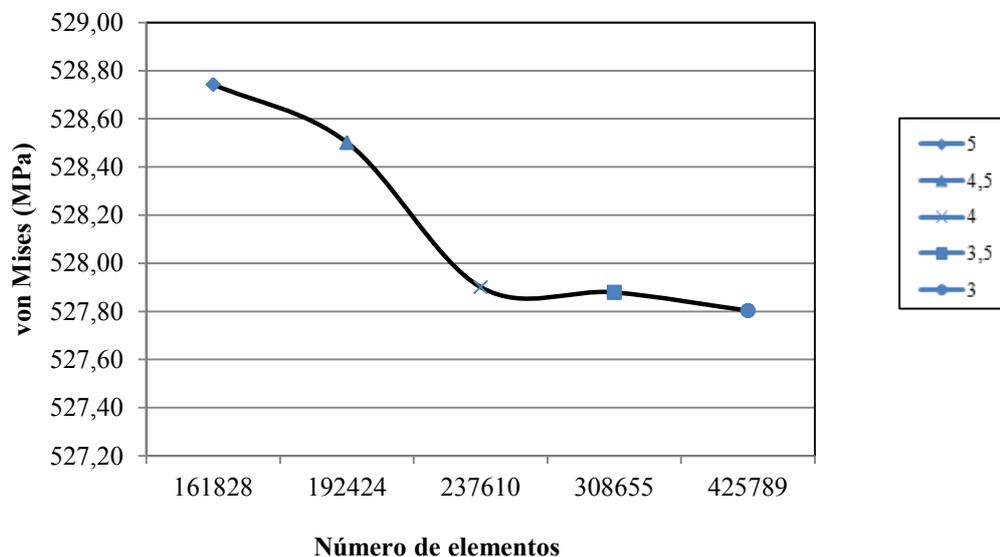
A Tabela 18 apresenta os resultados de convergência de malha, onde melhor podem ser analisados na Figura 159.

Tabela 18: Resultados do teste de convergência de malha para a análise de pedaleira.

Tamanho do elemento [mm]	Número de elementos	Tensão de von Mises (MPa)	Varição da tensão [%]
5	161828	528,743	-
4,5	192424	528,502	0,046
4	237610	527,901	0,114
3,5	308655	527,879	0,004
3	425789	527,803	0,014

Fonte: Próprio autor.

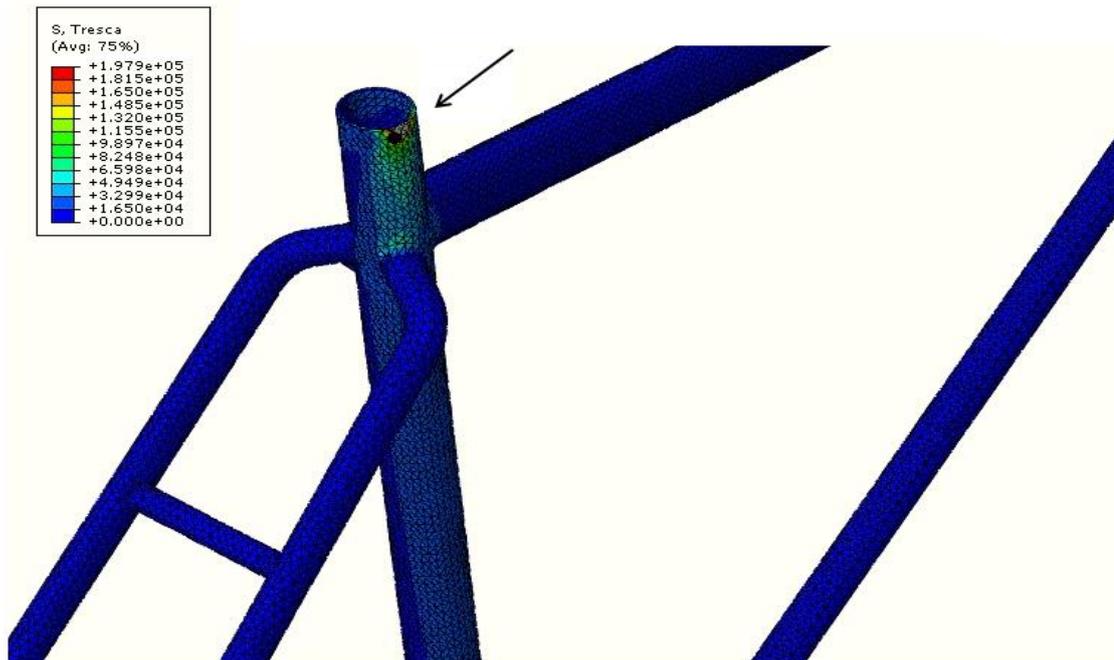
Figura 157 – Gráfico de convergência de malha para o teste de pedaleira.



Fonte: Próprio autor.

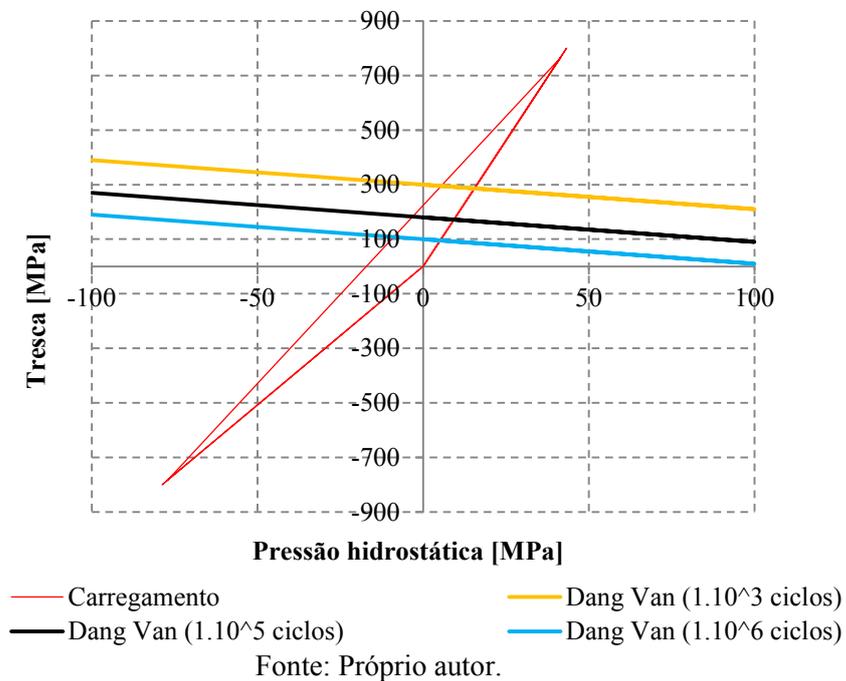
Para a aplicação do critério de Dang Van foi analisado um ponto no quadro em que ocorre a tensão de corte máxima, localizado no Tubo do canote, conforme Figura 158. A Figura 159 apresenta o ciclo de carregamento bem como a curva de Dang Van para o ponto em que ocorre o maior valor de Tensão de Tresca.

Figura 158 – Localização do ponto de maior tensão de Tresca.



Fonte: Próprio autor.

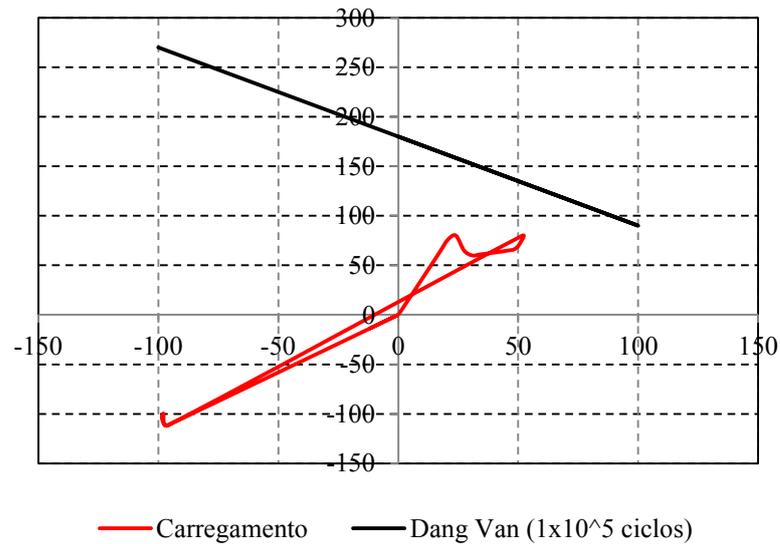
Figura 159 – Gráfico de Dang Van pedaleira.



Para o ponto onde ocorre o maior valor de tensão de corte, o carregamento encontra-se parcialmente na região de risco de falha por fadiga para 100 000 ciclos (de acordo com a norma). Na Figura 161 são apresentadas as curvas de Dang Van para 1000, 100 000 e 1 000 000 de ciclos.

Como a região que apresentou os maiores valores de tensão de Tresca não corresponde à região em que ocorrem em geral os problemas de falha por fadiga, foi analisado também uma segunda região no TTI próximo do tubo do pedivela, apresentada na Figura 162, em que segundo o critério de Dang Van não apresenta risco de falha por fadiga.

Figura 160 – Gráfico de Dang Van pedaleira na área de solda.



Fonte: Próprio autor.

## 5 – CONCLUSÕES

No presente trabalho foi desenvolvida uma metodologia de aplicação das normas UCI e ISO 4210 que regem as especificações necessárias para bicicletas de competição. O quadro apresentou áreas com concentradores de tensão, como nas gancheiras que obtiveram picos cerca de 4 vezes maior do que as demais regiões nos ensaios de cargas estáticas, porém nas demais regiões ocorreram tensões menores que a de escoamento do material. Dessa forma, foram excluídos os pontos com esses picos. Os testes de impacto obtiveram resultados dentro do permitido pela norma, que são de no máximo 10 mm.

O fato de não haver sido considerada a variação na resistência do material na zona termicamente afetada, alterou os resultados, pois em geral os pontos de maior tensão ocorrem no triângulo traseiro próximos das soldas, onde existe uma mudança da microestrutura do material com aumento de concentradores de tensão que são responsáveis por propagações de trinca.

Os resultados dos testes de fadiga demonstraram que o quadro não foi devidamente projetado para suportar cargas cíclicas entre 50.000 e 100.000 ciclos, visto que o material é alumínio e este não apresenta limite de resistência à fadiga. Os tubos do canote e superior apresentaram as maiores tensões de Tresca, o que não é comum de acontecer nos quadros reais, demonstrando um possível erro no dimensionamento dos mesmos. Foi avaliado se na região de frequentes trincas (próximo ao tubo do pedivela) ocorreriam falhas, e observou-se que as tensões são bem menores que nos tubos do canote e superior, portanto dentro da especificação de Dang Van. Dessa forma, conclui-se que para tornar o projeto seguro deve-se considerar não somente as cargas estáticas, mas também as dinâmicas, visto que a fadiga é responsável por cerca de 90% das falhas em materiais metálicos. Apesar de o quadro ter apresentado alto risco de falha por fadiga, segundo Dang Van, a maior parte do carregamento se encontrou na zona de tensões de compressão, onde não se contribui para uma propagação de trinca.

As principais dificuldades encontradas na realização deste trabalho foram em relação a aplicação da malha e ao contato. Além de ser extremamente demorado o processo de análise de convergência para obter a melhor malha de uma maneira geral, foram necessários também inúmeros refinamentos em áreas de contato e aplicação de forças, nas quais houve necessidade de testes de independência de malha novamente. Os problemas de contato estavam intimamente relacionados com o refino das malhas, bem como na escolha correta no tipo de contato e das superfícies envolvidas.

Em relação à aplicação da norma ISO 4210 foi de grande ajuda o trabalho do autor Jacinto (2016), pois a norma é bem rasa em esclarecimentos mais profundos de aplicações de contorno, e principalmente no que se refere a modelagem computacional do ensaio, visto que muitas condições aplicadas nas simulações necessitaram de um aprofundamento tanto de utilização de *software* quanto de ensaios de bicicletas.

No que se refere ao uso do ABAQUS<sup>®</sup>, minhas maiores dificuldades foram em relação a aplicação dos ensaios de fadiga, visto que existem poucos materiais disponíveis, como tutoriais, que ajudam a entender como funciona a etapa de análise de fadiga. Da mesma forma, como foi difícil aplicar o método de Dang Van em minhas análises, pois são poucas as literaturas que tratam de maneira mais abrangente o método demonstrando como obter as curvas.

## 6 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros indicam-se os seguintes aspectos a serem avaliados:

- Analisar o comportamento das soldas de união dos tubos do quadro em testes de fadiga, pois se tratam de regiões que possuem alto risco de falha em quadros reais;
- Aplicar um processo de otimização no quadro visando melhorar sua resistência à fadiga bem como reduzir o material utilizado;
- Estudar os domínios computacionais propostos em outros materiais;
- Estudar os domínios computacionais propostos com outros tratamentos térmicos;
- Analisar outros casos de cargas estáticas propostos pela literatura;
- Comparar outros métodos de verificação de fadiga;
- Fazer um estudo mais aprofundado do comportamento do quadro em relação aos deslocamentos verticais e laterais.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABAQUS. **ABAQUS User's Manual**. Dassault Système. Providence, Rhode Island, USA, p. 1137. 2012.

ADAKE, B.; DESAI, A. D. Cost and Structural Optimisation of Modular Bicycle Frame. **International Engineering Research Journal**, Pune, p. 5915-5917, Novembro 2015.

AHMETOGLU, M. et al. Tube hydroforming: current research, applications and need for training. **Materials processing technology**, Columbus, p. 224-231, 2000.

ASSOCIATION.INC., T. A. **International Alloy Designations and Chemical Composition Limits for Wrought Aluminum and Wrought Aluminum Alloys**. [S.I.]. 2015.

BOONMA, J. et al. Post-Weld Heat Treatment Effects on Hardness and Impact Strength of Aluminum Alloy 6061 Friction Stir Butt Weld. **Materials Transactions**, v. 56, p. 1072 - 1076, 2015.

BUHA, J. . L. N. . C. G. Microstructural Development and Mechanical Properties of Interrupted Aged Al-Mg-Si-Cu Alloy. **Metallurgical and Materials Transactions**, v. 37, p. 3119-3130, 2006.

BUI, Q. H. et al. Investigation of the formability limit of aluminium tubes drawn. **Journal of Materials Processing Technology**, Saguenay, p. 402-414, 2011.

CALLENS, A.; BIGNONNET, A. Fatigue design of welded bicycle frames using a multiaxial criterion. **Procedia engineering**, Beaulieu, p. 640-645, 2012.

CHENG, Y.-C.; LEE, C.-K.; TSAI, M.-T. Multi-objective optimization of an on-road bicycle frame by uniform design and compromise programming. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 8, p. 15, 2016.

CICERO, S. et al. Analysis of the cracking causes in an aluminium alloy bike frame. **Engineering Failure Analysis**, Cantabria, p. 36-46, 2011.

CORTASSA, M. E. **Simulación numérica de ensaios para bicicletas de montaña según UNE-EN 14766**. PROYECTO INTEGRADOR (INGENIERÍA MECÁNICA) - Universidad Nacional de Córdoba. Córdoba, p. 249. 2015.

COVILL, D. et al. Parametric finite element analysis of bicycle frame geometries. **Procedia Engineering**, Brighton, p. 441-446, 2014.

COVILL, D. et al. An Assessment of Bicycle Frame Behaviour under Various Load Conditions Using Numerical Simulations. **Procedia Engineering**, p. 665-670, 2016.

DANG VAN, K.; BIGNONNET, A.; FAYARD, J.-L. Assessment of welded structures by a structural multiaxial fatigue approach. **European Structural Integrity Society**, v. 31, p. 3-21, 2003.

DWYER, F.; SHAW, A.; TOMBARELLI, R. **Material and Design Optimization for an Aluminum Bike Frame**. Projeto -Worcester Polytechnic Institute. Worcester, p. 101. 2012.

ERICSSON, M.; SANDSTROM, R. Influence of welding speed on the fatigue of friction stir welds, and comparison with MIG and TIG. **International journal of fatigue**, Stockholm, p. 1379-1387, 2003.

FAHIMPOUR, V.; SADRNEZHAAD, S. K.; KARIMZADEH, F. Corrosion behavior of aluminum 6061 alloy joined by friction stir welding and gas tungsten arc welding methods. **Materials and Design**, v. 39, Agosto 2012.

FALCO, B., 2013. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=CPuB6LNRIO0>>. Acesso em: Outubro 2017.

FALLER, J. **Fadiga multiaxial aplicada na análise de um componente agrícola**. Dissertação (Dissertação em engenharia mecânica) -DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA UFRGS. Porto Alegre, p. 24. 2017.

FERREIRA, A. D. B. L. **Seleção de materiais para quadros de bicicletas**. Porto. 2014.

FRAME Fatigue with Pedalling Forces Test. **ACT Lab**, 2016. Disponível em: <[https://www.youtube.com/watch?v=8blo6O\\_KIAs](https://www.youtube.com/watch?v=8blo6O_KIAs)>. Acesso em: 15 nov. 2017.

G.R.LIU; S.S.QUEK. **The Finite Element Method: a practical course**. 1. ed. [S.l.]: Elsevier Science Ltd., 2003.

GONÇALVES, N. D. F. **Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas**. Dissertação(Dissertação em engenharia matemática) - Faculdade de Ciências da Universidade do Porto. Porto, p. 71. 2007.

HANDBOOK, A. **Aluminum and Aluminum Alloys**. [S.l.]: ASM International (American Society for Metals), v. 1, 1993. 784 p.

HANS LÖFFLER, D. B. **Structure and Structure Development of Al-Zn Alloys**. [S.l.]: Akademie Verlag, 1995. 487 p.

HIBBLER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2009.

HOFMANN, F. et al. Numerical exploration of the dang van high cycle fatigue criterion: application to gradient effects. **Journal of mechanics of materials and structures**, v. 4, Fevereiro 2009.

HUŇADY, R.; BELIŠKO, M. Structural Design and Impact Test of a Suspension Mountain Bicycle Frame by Using FEM Analysis. **American Journal of Mechanical Engineering**, v. 3, n. 6, p. 211-214, 2015.

INTERNATIONAL, A. **ASM Handbook, Properties and Selection: Irons, Steels, and High Performance Alloys**. [S.l.], p. 1618. 2005.

IRGENS, F. **Continuum Mechanics**. 1. ed. [S.l.]: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.

ISO, 4. **Requisitos de seguridad para bicicletas - Parte 6: Métodos del ensaio del cuadro y la horquilla**. Madrid, p. 29. 2015.

JACINTO, A. S. **Desenvolvimento de modelos para análise estrutural do quadro tubular de uma bicicleta pelo método de elementos finitos**. Dissertação (Dissertação em engenharia mecânica) - Universidade de Coimbra. Coimbra, p. 78. 2016.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamental of machine component design**. 5th. ed. Nova Jersey: John Wiley & Sons, 2005.

KANO, S. et al. Microstructure and mechanical property in heat affected zone (HAZ) in F82H jointed with SUS316L by fiber laser welding. **Nuclear Materials and Energy**, p. 1-6, Agosto 2016.

KOLIN, M. J.; ROSA, D. M. D. L. **The custom bicycle: BUYING, SETTING UP, AND RIDING**. [S.l.]: [s.n.], 1979. 288 p.

KUROWSKI, P. M. **Finite Element Analysis for Design Engineers**. [S.l.]: SAE International, 2004. 212 p.

LAB, A., 2016. Disponível em: <[https://www.youtube.com/watch?v=-5\\_Sh3y1Kk](https://www.youtube.com/watch?v=-5_Sh3y1Kk)>. Acesso em: Outubro 2017.

LEE, M. H.; SHIN, Y.-C.; YOON, D.-J. Effect of Heat Treatment Conditions on Tube Hydroforming. **Key Engineering Materials**, p. 275-278, 2013.

LEE, S. H. et al. Microstructures and mechanical properties of 6061 aluminum alloy. **Materials Science and Engineering**, p. 228-235, 2002.

LIESHOUT, P. S. V.; BESTEN, J. H. D.; KAMINSKI, M. L. Validation of the corrected Dang Van multiaxial fatigue criterion applied to turret bearings of FPSO offloading buoys. **SHIPS AND OFFSHORE STRUCTURES**, v. 12, p. 521-529, 2017.

LIM, P. H. **Fatigue Behaviour of 6061 Aluminium Alloy and Its Composite**. Dissertação - I School of Mechanical and Manufacturing Engineering Dublin City University. [S.l.]. 2001.

LIMA, L. O. R. D. **Estudo sobre tratamento térmico de envelhecimento interrompido T6I4-65 e influência na propagação de trinca por fadiga em uma liga**

**de alumínio AA.** Dissertação (Dissertação em engenharia e ciência dos materiais) - Universidade Estadual de Ponta Grossa. Ponta Grossa, p. 99. 2014.

LIN, S.-L.; HUANG, B.-H.; CHEN, F.-K. Strength and formability designs of tube-hydroformed automotive front sub-frame. **Procedia engineering**, p. 2198-2204, Outubro 2014.

LUMLEY, R. **Fundamentals of Aluminium Metallurgy: Production, Processing and Applications.** [S.l.]: Elsevier, 2010. 864 p.

LUMLEY, R. N. . I. J. . J. Development of properties during secondary ageing of aluminum alloys. **Materials Science Forum**, p. 303-308, 2003.

LUMLEY, R. N. . P. I. J. . M. A. J. Temper Developments Using Secondary Ageing. **Institute of Materials Engineering Australasia Ltd.** , Austrália, v. 28, p. 85-95, 2004.

MACHADO, P. **Avaliação da resistência estrutural de juntas soldadas de um quadro de uma bicicleta.** Dissertação (Dissertação em engenharia da produção) - Instituto Politécnico de Setúbal. Setúbal, p. 134. 2010.

MAESTRELLI, L.; FALSINI, A. **Bicycle frame optimization by means of an advanced gradient method algorithm.** [S.l.]. 2008.

MASOUDIAN, A. et al. Microstructure and mechanical properties of friction stir weld of dissimilar AZ31-O magnesium alloy to 6061-T6 aluminum alloy. **Transactions of Nonferrous Metals Society of China**, v. 24, p. 1317-1322, Maio 2014.

MEHAR, S.; MAGIKAR, A. DESIGN AND ANALYSIS OF BICYCLE FRAME WITH WEIGHT OPTIMIZATION. **International Journal of Modern Trends in Engineering and Science**, Pune, 2016.

MEI, Y. et al. Effect of base metal and welding speed on fusion zone microstructure and HAZ hot-cracking of electron-beam welded Inconel 718. **Materials design**, v. 89, p. 964-977, Janeiro 2016.

MENDES, M. F. R. **Estimativa do limite de fadiga sob condições de fretting consierando o método da distância crítica do ponto em uma abordagem por elementos finitos.** Dissertação (Dissertação em ciências mecânicas) - Departamento de engenharia mecânica de Brasília. Brasília, p. 93. 2006.

MENDES, M. F. R.; ARAÚJO, J. A. ABORDAGEM MESOSCÓPICA ASSOCIADA À ANÁLISE DE. **Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica**, v. 12, p. 3-13, 2008.

MORAR, T. E. et al. Numeric simulation of the hydroform process for a tubular in a bicycle frame. **Acta Technica Napocensis**, v. 57, Setembro 2014.

MRÓWKA-NOWOTNIK, G.; SIENIAWSKI, J. Influence of heat treatment on the microstructure and mechanical properties of 6005 and 6082 aluminium alloys. **Materials Processing Technology**, Polônia, p. 367-371, 2005.

MURASHKIN, M. et al. Fatigue Behavior of an Ultrafine-Grained Al-Mg-Si Alloy Processed by High-Pressure Torsion. **Metals** , p. 578-590, Abril 2015.

NETO, D. M. S. **Numerical Simulation of frictional contact problems using Nagata patches in surface smoothing**. Tese (Tese em engenharia mecânica) - Universidade de Coimbra. Coimbra, p. 360. 2014.

OZTURK, F. et al. Influence of aging treatment on mechanical properties of 6061 aluminum alloy. **Materials and Design**, p. 972-975, 2010.

PARDESHIL, S. S.; S.DESLE, P. Design and development of Effective Low weight racing bicycle frame using FEA, alternate material. **International Engineering Research Journal**, Pune, p. 2022-2027, 2015.

PEIXOTO, D. F. C. **Estudo do contacto roda/carril: análise de tensões e fadiga**. Dissertação (Dissertação em engenharia mecânica) - Universidade do Porto. Porto, p. 87. 2008.

PEIXOTO, D. F. C.; FERREIRA, L. A. A.; CASTRO, P. M. S. T. D. Application of the Dang Van Fatigue Criterion to the Rail/Wheel Contact Problem. **Materials Science Forum**, v. 636-637, p. 1178-1185, 2010.

PEIXOTO, D. F. C.; FERREIRA, L. A. A.; CASTRO, P. M. S. T. D. The Dang Van Criterion for Fatigue Design. **Materials Science Forum**, Switzerland, v. 730-732, p. 555-560, 2013.

PRATEEK SIBAL, G. D. B. M. N. R. Use of strain energy density W and Qo as quality indices for rating the quality of cast aluminium alloy 354 as a function of processing parameters. **Advanced Materials Research**, v. 704, p. 189-194, 2013.

REZAEI, M. R.; TOROGHINEJAD, M. R.; ASHRAFIZADEH, F. Effects of ARB and ageing processes on mechanical properties and microstructure. **Journal of Materials Processing Technology**, Isfahan, p. 1184-1190, 2011.

RUI, Y. et al. Biomimetic Design of Lightweight Vehicle Structures Based on Animal Bone Properties. **Advanced Materials Research** , v. 633, p. 3-14, 2013.

SANTA Cruz Bicycles - Test Lab. **Pinkbike**, 2012. Disponível em: <<https://www.pinkbike.com/news/santa-cruz-bicycles-test-lab.html>>. Acesso em: 15 nov. 2017.

SELHORST, A. H. B.; MEYER, R. E. **DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO COMPUTACIONAL PARA AVALIAR O COMPORTAMENTO MECÂNICO DE UM QUADRO DE BICICLETA**. FURG. Rio Grande, p. 105. 2017.

SEO, Y. H.; KANG, C. G. Effects of hot extrusion through a curved die on the mechanical properties of SiCp/Al composites fabricated by melt-stirring. **Composites Science and Technology**, p. 643-654, 1999.

SILVA, A. D. D. M. M. et al. **Análise estrutural do quadro de uma bicicleta.** Dissertação (Dissertação em Engenharia Mecânica) - Universidade do Porto. Porto, p. 55. 2014.

SODEN, P. D. et al. Loads, Stresses, and deflections in Bicycle Frames. **The Journal of Strain Analysis for Engineering Design**, 1986.

SODEN, P. D.; ADEYEFA, B. A. Forces applied to a bicycle during normal cycling. **Journal of strain biomechanics**, v. 12, p. 527-541, 1979.

TAKAHASHI, B. X. **Metodologia moderna para análise de fadiga baseada em elementos finitos de componentes sujeitos á fadiga uni e multiaxia.** Dissertação (Dissertação em engenharia mecânica) - Escola politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 374. 2014.

TEIXEIRA, G. M. **Análise de impacto em vigas usando-se o método de integração explícita no tempo.** Dissertação (Dissertação em engenharia mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos. São Carlos, p. 142. 2002.

UCI. **Part 1 General Organisation of cycling as a sport.** Union Cycliste Internationale. Suíça, p. 85. 2017.

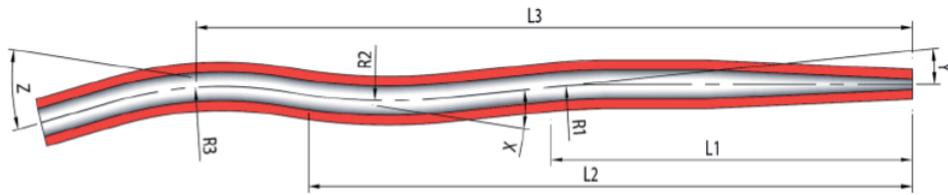
WCB-R-066 Frame and front-fork assembly - Impact test (falling mass). **Workswell.** Disponível em: <<http://www.workswellbikes.com/>>. Acesso em: 02 nov. 2017.

## ANEXO A – CÁTALOGO DE TUBOS DA *COLUMBUS*

CHAIN STAYS Single Bend										
CODE	L1	L2	L3	R1	R2	R3	X	Y	Z	FAMILY
ZON114V10425	300			320			10°			Zona
ZON114V12425	300			320			12°			Zona
ZON114OV440C10	300			320			10°			Zona

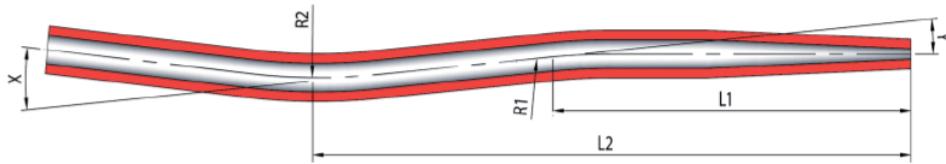
CHAIN STAYS double bend										
CODE	L1	L2	L3	R1	R2	R3	X	Y	Z	FAMILY
XCR 114OV425133CR**	150	310		320	320		5°	5°		XCR
SLF114OV410133E	150	310		320	320		4°	8°		Life
SLF114OV410133CR	150	310		320	320		8°	8°		Life
SLF114OV4101133E	150	310		320	320		4°	8°		Life
SLF114OV4101133CR	150	310		320	320		8°	8°		Life
ZON114OV425133	150	310		230	230		12°	8°		Zona
ZON114OV425133CR	150	310		320	320		8°	8°		Zona
ZON114OV425133E	150	310		320	320		4°	8°		Zona
ZON114OV44029	150	345		230	230		12°	8°		29r
ZON114OV470FAT	150	350		230	150		20°	7°		FAT

### CHAIN STAYS Triple Bend



CODE	L1	L2	L3	R1	R2	R3	X	Y	Z	FAMILY
ZON1140V47029	150	330	420	230	230	230	15°	7°	15°	29'r

### SEAT STAYS Double Bend



CODE	L1	L2	L3	R1	R2	R3	X	Y	Z	FAMILY
XCR615560133CR	210	335		250	250		8°	8°		XCR
SLF715560133E	210	330		320	320		4°	8°		Life
ZON615560133	220	335		320	320		15°	8°		Zona
ZON615560133CR	210	335		250	250		8°	8°		Zona
ZON615560133E	210	330		320	320		4°	8°		Zona
ZON915560133	220	335		250	250		15°	8°		Zona
ZON915560133CR	210	335		250	250		8°	8°		Zona
ZON915560133E	210	330		250	250		4°	8°		Zona
ZON91556029	220	345		250	250		18°	8°		29'r

SEAT TUBE Single Bend							
CODE	L1	L2	R1	X	Y	Z	FAMILY
ZON113550110F	290	70 (BB)	800				29'r

DOWN TUBE Single Bend							
CODE	L1	R1	X	Y	Z	FAMILY	
ZONA12750001110E	30	150	25°			29'r	

SEAT STAYS single bend							
CODE	L1	R1	X	FAMILY			
ZON915560FAT	345	250	18°	FAT			

SEAT TUBES - external butted											
CODE	O.D.	LENGHT	BUTT TH. PROFILE			BUTT LENGTHS					FAMILY
			R1	RC	R2	L1	T1	LC	T2	L2	
SLFM13635001	31,7	635	0,7	0,5	0,9	160	40	315	40	80	HSS
SLFM13710001	31,7	710	0,7	0,5	0,9	160	40	240	40	230	HSS
SLFM13560001	31,7	560	0,7	0,5	0,9	160	40	240	40	80	HSS
ZBSRID27,2			<i>Alloy reduction sleeve for 27,2mm seat tube</i>								
SLF113520001	28,6	520	0,8	0,6	1	150	40	210	40	80	Life
SLF113635001	28,6	635	0,8	0,6	1	150	40	325	40	80	Life
ZON113550	28,6	550	0,8*	0,6	1,2	245	40	150	40	75	29'r
ZON113550110F			= ZON113550 + R800 bend for rear wheel clearance								
ZON113620	28,6	620	0,8*	0,6	1,2	245	40	220	40	75	Zona
ZON113640	28,6	640	0,8*	0,6	1,2	245	40	220	40	95	Zona
ZON113560002	31,7	560	0,7	0,5	0,9	160	40	240	40	80	Zona
ZON113635002	31,7	635	0,7	0,5	0,9	160	40	315	40	80	Zona
ZON113715	28,6	715	0,8	0,6	1	150	40	215	40	270	Zona
ZON113560001	32,7	560	0,7	0,5	0,9	160	40	240	40	80	Zona
ZON113635001	32,7	635	0,7	0,5	0,9	160	40	315	40	80	Zona
ZON113550001	32,7	550	0,7	0,5	0,9	245	40	145	40	80	Zona
735FD33			<i>Columbus CNC aluminum front derailleur clamp ø33 for ZON113635001 &amp; ZON113550001 tubes</i>								
CXB113575	28,6	575	0,9	0,6	1,2	250	25	170	30	100	Cromor
CXB113635	28,6	640	0,9	0,6	1,2	250	25	235	30	100	Cromor

(\*) : Thickness can be 1,05mm in the first 15mm of R1

# APÊNDICE A – VISTAS TÉCNICAS DO QUADRO/GARFO

