HENRY FIGUEREDO LOSADA

**ANÁLISE DE FADIGA EM PRÓTESES ODONTOLÓGICAS
IMPLANTO-SUPORTADAS SOB CARREGAMENTOS
MULTIAXIAIS**

São Paulo
2018

HENRY FIGUEREDO LOSADA

**ANÁLISE DE FADIGA EM PRÓTESES ODONTOLÓGICAS
IMPLANTO-SUPORTADAS SOB CARREGAMENTOS
MULTIAXIAIS**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
Título de Doutor em Ciências.

São Paulo
2018

HENRY FIGUEREDO LOSADA

**ANÁLISE DE FADIGA EM PRÓTESES ODONTOLÓGICAS
IMPLANTO-SUPORTADAS SOB CARREGAMENTOS
MULTIAXIAIS**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
Título de Doutor em Ciências.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Projetos de
Fabricação

Orientador:
Prof.Dr.Edison Gonçalves

São Paulo
2018

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Losada, Henry

ANÁLISE DE FADIGA EM PRÓTESES ODONTOLÓGICAS IMPLANTO
SUPORTADAS SOB CARREGAMENTOS MULTIAXIAIS / H. Losada -- versão
corr. -- São Paulo, 2019.
186 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Fadiga Multiaxial 2.Carregamentos Multiaxiais 3.Próteses 4.FEM 5.FEA
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de
Engenharia Mecânica II.t.

Agradecimentos

Agradeço ao professor Dr. Edison Gonçalves, pela orientação e pelo constante estímulo durante todo o trabalho, que sem seu apoio científico e pessoal não poderia ser realizado.

Agradeço também de forma especial ao professor Dr. Valin, por sua ajuda e colaboração.

Aos professores Dr. Moris, Dr. Luis da Faculdade de Odontologia da USP a empresa DentoFlex por todo apoio prestado para realização deste trabalho.

Aos professores Dr. Marcilio e Dr. Miguel, pelas contribuições que fizeram durante a banca de qualificação.

À minha mãe, por todo o apoio e ajuda durante todo período em que estive focado no trabalho.

À minha companheira, Natalia Dias Tadeu, por todo apoio, incentivo e compreensão.

Agradeço de forma especial à essa grande família que ganhei no Brasil, Vera, Tadeu, Amanda, Thiago, vó.

À minha filha, por sua compreensão por todo o tempo que lhe roubei durante meu trabalho.

Ao Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica pela utilização dos laboratórios.

Ao Centro de Estruturas Navais e Oceânicas (CENO) da USP por ter me proporcionado um espaço muito valioso para realização deste trabalho.

Agradeço também a todos meus amigos, colegas e pessoas que de uma forma ou outra colaboraram, na execução deste trabalho.

À CAPES que, por meio da bolsa, tornou possível a realização deste trabalho.

Finalmente, gostaria de agradecer à EPUSP por sua acolhida desde minha chegada ao Brasil.

*Divide as dificuldades que encontras em tantas partes quantas for possível, para uma
melhor solução. René Descartes.*

RESUMO

Próteses odontológicas são estruturas que restituem a função mastigatória e substituem componentes dentários danificados. A maioria dos estudos em próteses odontológicas que envolve métodos analíticos clássicos de análise de estrutura são inviáveis e situações nas quais a experimentação é dificultosa. Estas próteses, sob condições reais de carregamentos cíclicos (mastigação), são repetidamente sujeitas à estados de tensões multiaxiais cíclicas. Neste sentido, a natureza cíclica do carregamento, a qual os componentes das próteses são submetidos, sugere que o modo de falha por fadiga possui maior relevância neste tipo de estrutura. O desenvolvimento da computação eo aumento das capacidades de processamentos tem permitido maior implementação dos métodos numéricos, como o Métodos de Elementos Finitos (MEF). Através deste método (MEF) se realiza a modelagem do comportamento mecânico ajustadas à realidade física dos fatores biomecânicos envolvidos. Em uma revisão bibliográfica, verificou-se que a maioria dos livros e artigos encontrados não apresentam informação detalhadas sobre a previsão da vida baseado em análises de fadiga multiaxial que utilizem o MEF para cálculo das próteses odontológicas. O objetivo deste trabalho foi propor um modelo numérico computacional utilizando o MEF para avaliar a vida à fadiga em próteses odontológicas submetidas a carregamentos multiaxiais. Para isso, foi empregada a manipulação de imagens adquiridas, ensaios experimentais normativos, Análise por Elemento Finitos (FEA) na previsão de vida à fadiga aplicada tanto em carregamento uniaxial ou multiaxial, a contabilização do dano por fadiga em carregamento multiaxial de amplitude variáveis, otimização e implementação de subrotina para as interfaces APDL -MATLAB. Os resultados mostraram que, através das técnicas de aquisição de dados de imagens (Micro-CT) e medições mecânicas combinadas com métodos numéricos consegue-se modelar uma estrutura complexa como uma prótese dental.

Palavras-chave: Fadiga, FEA, Próteses odontológicas.

ABSTRACT

Dental prostheses are structures that restore the masticatory function and replace damaged dental components. Most studies on dental prostheses involve that classical analytical methods of structure analysis are infeasible and situations in which experimentation is difficult. These prostheses, under real conditions of cyclic loading (chewing), are repeatedly subjected to cyclic multiaxial stress states. In this sense, the cyclical nature of the loading, to which the components of the prosthesis are submitted, suggests that the fatigue failure mode has greater relevance in this type of structure. The development of computation and the increase of processing capacities have allowed greater implementation of numerical methods, such as Finite Element Methods (FEM). Through this method (FEM) it is performed the modeling of the mechanical behavior which is adjusted to the physical reality of the involved biomechanical factors. In a bibliographical review, it was verified that most of the books and articles found do not present detailed information about the prediction of life based on analyzes of multiaxial fatigue that use the FEM to calculate the dental prostheses. The objective of this research was to propose a computational numerical model using the FEM to evaluate the life to the fatigue in dental prostheses submitted to multiaxial loads. For this, we used the manipulation of acquired images, normative experimental tests, Finite Element analysis (FEA) in the prediction of life to the fatigue applied in either uniaxial or multiaxial loading, the counting of the fatigue damage in multiaxial amplitude variable loading, optimization and implementation of the subroutine for the APDL -MATLAB interfaces. The results showed that, through the techniques of image data acquisition (Micro-CT) and mechanical measurements combined with numerical methods, it is possible to model a complex structure such as a dental prosthesis.

Keywords: Fatigue, FEA, Dental prostheses.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Fluxograma proposto para análise de fadiga em próteses implanto-suportadas.	4
Figura 3.1 – Mecanismos básicos de falha	19
Figura 3.2 – Falhas típicas causadas por fadiga no parafuso devido à flexão unidirecional repetida (BUDYNAS; NISBETT, 2012).	21
Figura 3.3 – a) Representação das superfícies características de uma fratura causada por fadiga com distinção de nucleação, propagação e instabilidade de trinca (MEYERS; CHAWLA, 2009) e b) diferentes fases da vida em fadiga e de outros fatores (SCHIJVE, 2003).	22
Figura 3.4 – Ciclos de tensão típicos na fadiga. (a) tensão alternada; b) tensão flutuante; c) ciclo de tensão irregular ou aleatória. (DIETER, 1981)	23
Figura 3.5 – Diagrama S-N baseado nos resultados dos ensaios de fadiga axial - completamente invertida- em aço UNS G41300 normalizado (BUDYNAS; NISBETT, 2012).	25
Figura 3.6 – Limite de fadiga (Se) de 49 ligas de titânio. Adaptado de (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009)	26
Figura 3.7 – Diagramas S-N (Ti-6AL-4V) e Liga Co-Cr. (KAYABAŞI et al., 2006).	27
Figura 3.8 – Registro de um carregamento axial sobre a prótese.	30
Figura 3.9 – Fluxograma para estimativa de vida em fadiga sob carregamentos de amplitude variável baseado no método de S-N. Adaptado de (STEPHENS et al., 2000).	30
Figura 3.10–Critério para identificação de um ciclo de carregamento segundo o método rainflow.	31
Figura 3.11–Princípio de acúmulo de dano linear (Palmgren-Miner)	32
Figura 3.12–Duas superfícies curvas, de raios diferentes, pressionadas uma contra a outra. Adaptado de (BORESI; SCHMIDT, 2003).	33
Figura 3.13–Contato entre dois cilindros	34
Figura 4.1 – Esquema de análises de tensão no elemento diferencial na superfície do entalhe	36
Figura 4.2 – a) Análise da ocorrência de carregamento no eixo de seção circular sob tração + torção que gerou ocorrência das tensões na superfície do componente. a) Carregamento em fase. b) Carregamento fora de fase (em 90°).	38
Figura 4.3 – Corpo em estado de tensão.	39
Figura 4.4 – Carregamento proporcional	39
Figura 4.5 – Carregamento não proporcional; representação das tensões e do ângulo principal no círculo de Mohr.	40

Figura 4.6 – Ocorrência de carregamentos proporcionais e não proporcionais. Diferença de fases.	41
Figura 4.7 – Exemplos de ocorrência de carregamentos não proporcionais.	41
Figura 4.8 – Resumo da verificação do tipo de carregamento. $L_{NP}=a$ e ϕ_p é o ângulo principal. (TAKAHASHI, 2014).	42
Figura 4.9 – Modelo adoptado de dano por fadiga. Adaptado de (SUSMEL, 2009). . .	43
Figura 4.10–Análises de plano crítico. a) e b) Plano de corte no nó; os planos foram distribuídos uniformemente entre 0 e 180^0 , em torno da superfície normal c) Projecção do vetor tensão $\tau(t)$ em um plano material Δ para um ciclo de carregamento complexo que gerou uma curva fechada C (vermelha). Adaptado de http://fatiguetoolbox.org/documentation/theory-reference . . .	45
Figura 4.11–a) Definição da amplitude do esforço de cisalhamento b) Inconsistência na representação da tensão cisalhante média. (SUSMEL, 2009)	46
Figura 4.12–Carregamento proporcional: a) Tensão totalmente reversa. b) Amplitude da tensão com tensão meia. Adaptado de (ENGINEERS, 1997)	47
Figura 4.13–Histórico das tensões σ_x e τ_{xy} . Extraído de (LEE; BARKEY; KANG, 2012). .	50
Figura 4.14–Tensão normal no plano material Δ	51
Figura 4.15–Gama de tensão normal e cisalhante em um ciclo de carregamento. . .	52
Figura 4.16–Entrada da subrotina (APDL) enviada para o APDL Mecânica ANSYS (MAPDL).	53
Figura 5.1 – Relação dos componentes da prótese implanto suportada. Coroa (1), Parafuso (2), Pilar/abutment (3), Implante (4).	55
Figura 5.2 – Forma do implante: cilíndrica, cônica, híbrida. Adaptado de (ELIAS, 2011)	56
Figura 5.3 – Interface implante-pilar: hexagonal externa, cone Morse. Adaptado de (ELIAS, 2011)	56
Figura 5.4 – Esquema de carregamento segundo a norma ABNT NBR ISO 14801/2012.	58
Figura 5.5 – Ocorrência de tensões de acordo com efeito do carregamento de mastigação	59
Figura 5.6 – Tetraedro quadrático de 10 nós (a) elementos com caras planas e nós localizado em pontos médios laterais; (b) elementos com caras e lados curvos.	61
Figura 5.7 – Representação do elemento de contato (CONTA174).	61
Figura 5.8 – Vista isométrica. Contato entre o cilindro e a superfície plana.	63
Figura 5.9 – Malha de elementos finitos – Contato entre cilindro e superfície plana .	65
Figura 5.10–Ocorrência da tensão para caso A	67
Figura 5.11–Ocorrência da tensão para caso B.	68
Figura 5.12–Comparação entre as vidas observadas e as estimadas através dos modelos descritos pela SAE.	71
Figura 5.13–Curva S-N (R50) do aço estrutural (ASME BPV).	73

Figura 5.14—Espécime não entalhada de fadiga utilizada nos ensaios de fadiga multiaxial aplicados sob HCF. (ASTM E606 / E606M - 12, 2004).	74
Figura 5.15—Ocorrência de tensões multiaxiais "nó crítico".	75
Figura 5.16—Vista da proveta isométrica ilustrando a seção de aplicação da força constante (B) e o Momento torçor cíclico (A). A indicação (C) mostra a localização do possível "nó crítico".	75
Figura 5.17—Evolução da direção principal vs tempo.	76
Figura 5.18—Variação do parâmetro de dano de Findley vs ângulo θ	77
Figura 5.19—Resultados do parâmetro de dano de Findley dos ângulos θ e φ . Valor máximo igual 178,83 (MPa)	78
Figura 5.20—Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 963.	81
Figura 5.21—Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 882	82
Figura 5.22—Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 4529	82
Figura 5.23—Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 4508	83
Figura 5.24—Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 4509	83
Figura 5.25—Tensão equivalente alternada da proveta no nó 963 alcançou o valor máximo.	84
Figura 5.26—Estimativa da vida à fadiga no número de ciclos realizados no programa Ansys. O nó 963 alcançou o valor mínimo.	85
Figura 6.1 – Curva S-N para testes com poucas amostras. Adaptado de LEE(2005)	88
Figura 6.2 – Esquema de configuração do sistema para ensaios de componente	89
Figura 6.3 – Bloco de Poliacetal com 15 implantes para ensaio de fadiga em flexão	91
Figura 6.4 – Curva obtida no ensaio de tração uniaxial	92
Figura 6.5 – Implante depois do ensaio de tração (implante fraturou durante o ensaio)	93
Figura 6.6 – Detalhes das mostras após ensaio de fadiga. A- Mostras após ensaio com as fraturadas. B- Amostras CP-1, CP-2, CP-3 fraturadas durante o ensaio (detalhes C e D mostram o aspecto da fratura). E Amostras CP-7, CP-8, CP-10 e CP11 fraturadas durante o ensaio (detalhes F e G mostram o aspecto da fratura)	94
Figura 6.7 – Dados experimentais e curva S-N para uma confiabilidade de 50%	96
Figura 6.8 – Curva S–N (R95C90) baseada no método de limite da tolerância de Owen	99
Figura 6.9 – Curvas S–N com limites de confiança de acordo com a norma ASTM E739-10 e Método de Owen, vide a Curva S–N (R95C90).	100
Figura 6.10—Esquema de configuração do sistema para ensaios estáticos de componente a torção. Adaptado de (ABNT ISO/TS 13498, 2013).	101
Figura 6.11—Implantes depois dos ensaios de torção.	103
Figura 6.12—Estimativa para curva S-N de cisalhamento segundo equação 6.36	105
Figura 6.13—A- Scanner de contato (MDX-40, Roland) ; B- Escaneamento com ponta calibrada para mesurar detalhes de 0,2 mm.(PEREIRA; OTHERS, 2012)	106

Figura 6.14–Projektor de perfil utilizado na sala de medições tridimensional (Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP)	106
Figura 6.15–(A-D) Exemplos do modelo 3D reconstruído no software Autodesk Inventor 2017®	108
Figura 6.16–Seleção da região para montagem da prótese	109
Figura 6.17–Dimensões da seção da mandíbula e posição do implante	110
Figura 6.18–Relação dos componentes da prótese implanto-suportada	110
Figura 6.19–Condições de carregamento aplicadas ao modelo - Vista isométrica	111
Figura 6.20–Modelo geométrico da seção mandibular - Vista isométrica	112
Figura 6.21–Montagem da prótese na seção do osso mandibular	113
Figura 6.22–Condições de restrições para modelo numérico.	114
Figura 6.23–Regiões de contato de interesse interface osso-implante - Vista isométrica.	115
Figura 6.24–Primeira aproximação de malha. (a) Ensemble do sistema; (b) Malha no implante dental.	116
Figura 6.25–Distribuição das tensões de Von Mises para as condições sem atrito e com atrito.	118
Figura 6.26–Diagrama de Pareto com efeitos principais	119
Figura 6.27–Efeitos principais para o valor da tensão.	120
Figura 6.28–Interação entre os fatores principais para tensão.	120
Figura 6.29–Representação do carregamento axial e oblíquo.	121
Figura 6.30–Resultados das Tensões Máx., Mín., von Mises para coroa da prótese.	122
Figura 6.31–Resultados das Tensões Máx., Mín., von Mises para metal da coroa na prótese.	123
Figura 6.32–Resultados das Tensões Máx., Mín. , von Mises para Parafuso do Intermediário na prótese.	123
Figura 6.33–Resultados das Tensões Máx., Mín. , von Mises para implante na prótese.	124
Figura 6.34–Resultados das Tensões Máx., Mín. , von Mises para Osso Cortical.	124
Figura 6.35–Resultados das Tensões Máx., Mín. , von Mises para Osso Trabecular.	125
Figura 6.36–Ocorrência de carregamentos aplicados a próteses	126
Figura 6.37–a) Posição dos primeiros 3 nós críticos;. b) Posição dos nós críticos 649194 e 651156.	127
Figura 6.38–Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 649194 da prótese.	128
Figura 6.39–Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 649194.	129
Figura 6.40–Ocorrências de tensões multiaxiais no nó 651156 da prótese	130
Figura 6.41–Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 651156.	131
Figura 6.42–Valores das tensões equivalentes de Von Mises no implante. Valores dos nós 649194 e 651156.	132
Figura 6.43–Valores das tensões principais máximas no implante. Valores dos nós 649194 e 651156.	133

Figura 6.44–Valores das tensões máximas cisalhantes no implante. Valores dos nós 649194 e 651156.	134
Figura 6.45–Posição dos nós críticos 200938 e 200957.	135
Figura 6.46–Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 200938 da prótese	135
Figura 6.47–Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 200938.	136
Figura 6.48–Valores das tensões equivalentes de Von Mises no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.	137
Figura 6.49–Valores das tensões principais máximas no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.	138
Figura 6.50–Valores das tensões máximas cisalhantes no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.	139
Figura 6.51–a) Posição dos primeiros 4 nós críticos; b) Posição dos nós críticos 3652 e 217 - Vistas isométrica.	139
Figura 6.52–Valores das tensões equivalentes de Von Mises. Valores dos nós críticos 3652 e 217.	140
Figura 6.53–Valores das tensões principais máximas. Valores dos nós críticos 3652 e 217.	140
Figura 6.54–Valores das tensões máximas cisalhantes. Valores dos nós críticos 3652 e 217.	141
Figura 6.55–Ocorrência de carregamentos aplicados na prótese.(KAYABAŞI et al., 2006).	142
Figura 6.56–a) Posição dos primeiros 5 nós críticos;. b) Posição dos nós críticos 649194 e 651082.	143
Figura 6.57–Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 649194 da prótese.	144
Figura 6.58–Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 649194.	145
Figura 6.59–Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 651082 da prótese.	146
Figura 6.60–Valores de biaxialidade e evolução da direção principal nó 651082.	147
Figura 6.61–Valores das tensões equivalentes de Von Mises no implante. Valores dos nós 649194 e 651082.	148
Figura 6.62–Valores das tensões principais máximas no implante. Valores dos nós 649194 e 651082.	149
Figura 6.63–Valores das tensões máximas cisalhantes no implante. Valores dos nós 649194 e 651082.	150
Figura 6.64–Posição dos nós críticos 200938 e 200957.	151
Figura 6.65–Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 200938 da prótese.	151
Figura 6.66–Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 200938.	152
Figura 6.67–Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 200957 da prótese.	153
Figura 6.68–Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 200957.	154

Figura 6.69–Valores das tensões equivalentes de Von Mises no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.	155
Figura 6.70–Valores das tensões principais máximas no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957	156
Figura 6.71–Valores das tensões máximas cisalhantes no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.	157
Figura 6.72–a) Posição dos primeiros 4 nós críticos;b) Posição dos nós críticos 3652 e 217 - Vista isométrica.	157
Figura 6.73–Valores das tensões equivalentes de Von Mises. Valores dos nós críticos 3652 e 217.	158
Figura 6.74–Valores das tensões principais máximas. Valores dos nós críticos 3652 e 217.	158
Figura 6.75–Valores das tensões máximas cisalhantes. Valores dos nós críticos 3652 e 217.	159
Figura 6.76–Posição dos primeiros 3 nós críticos - Vista isométrica.	161
Figura 6.77–Posição dos primeiros 3 nós críticos - Vista isométrica.	162
Figura 6.78–Posição dos primeiros 3 nós críticos - Vista isométrica.	163
Figura 6.79–Posição dos primeiros 3 nós críticos - Vista isométrica.	164
Figura 6.80–Ocorrência de tensões baseado na tensão equivalente de von Mises. . .	168
Figura B.1 –	186

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Estimativa do limite de resistência à fadiga para cisalhamento	44
Tabela 4.2 – Estimativa da constante de sensibilidade à tensão normal.	45
Tabela 4.3 – Resultado da contagem de Reversão Multiaxial baseado na tensão equivalente à tensão de von Mises.	50
Tabela 5.1 – Parâmetros de contato.	64
Tabela 5.2 – Propriedades do modelo.	65
Tabela 5.3 – Propriedades do modelo.	66
Tabela 5.4 – Materiais estudados e constantes de curvas de tensão-vida baseadas em ensaios realizados sob tensão média zero (0).	68
Tabela 5.5 – Caso A	68
Tabela 5.6 – Caso B	69
Tabela 5.7 – Estimativa da vida em fadiga dos diferentes materiais sob carregamentos proporcionais.	69
Tabela 5.8 – Material utilizado nas curvas de tensão-vida em ensaios sob tensão meia zero ($\sigma_m = 0$).	70
Tabela 5.9 – Resultados de fadiga em ensaios de peças cilíndricas de aço AISI 4340 sem entalhe sob tração-compressão completamente alternada (R=-1) (DOWLING, 1973).	70
Tabela 5.10–Propriedades da Curva S-N azul	71
Tabela 5.11–Resultados de ensaios de fadiga da peça cilíndrica, sem entalhe, sob tensão completamente alternada (R=-1) (ASME BPV).	72
Tabela 5.12–Propriedades da Curva S-N do aço estrutural (ASME BPV)	73
Tabela 5.13–Cálculo numérico do parâmetro de dano de Findley.	79
Tabela 5.14–Estimativa da vida em fadiga baseada no parâmetro de dano proposto por Findley.	81
Tabela 5.15–Cálculo numérico da vida à fadiga.	85
Tabela 6-1 – Número mínimo de espécimes segundo Norma ASTM E739-10 (2015) .	89
Tabela 6-2 – Parâmetros–Ensaio de tração	90
Tabela 6-3 – Parâmetros–Ensaio de fadiga	91
Tabela 6-4 – Resultados do Ensaio Estático	93
Tabela 6-5 – Resumo de ensaio de fadiga em flexão	95
Tabela 6-6 – Coeficientes empírico b_i (i=1, 2, 3, 4) para K_{owen}	97
Tabela 6-7 – Coeficientes empírico c_i (i=1,2,3) para K_{owen}	98
Tabela 6-8 – Parâmetros – Ensaio de torção	101
Tabela 6-9 – Resumo de ensaio estático de torção	102
Tabela 6-10–Propriedades dos materiais utilizados no modelo.	111

Tabela 6-11–Análises da convergência numérica.	116
Tabela 6-12–Variáveis e nível de desenho fatorial.	117
Tabela 6-13–Resultados do planejamento experimental.	118
Tabela 6-14–Valores das forças avaliadas.	122
Tabela 6.15–Estimativa da vida à fadiga utilizando parâmetro de dano proposto por Findley para o componente do implante (Carregamento Aleatório). . . .	160
Tabela 6.16–Estimativa da vida à fadiga utilizando parâmetro de dano proposto por Findley para o componente do implante (Carregamento da literatura). . .	160
Tabela 6.17–Estimativa da vida à fadiga utilizando parâmetro de dano proposto por Findley para o componente do parafuso (Carregamento da Aleatório). . .	160
Tabela 6.18–Estimativa da vida à fadiga utilizando parâmetro de dano proposto por Findley para o componente do parafuso (Carregamento literatura). . . .	160
Tabela 6.19–Estimativa da vida à fadiga utilizando método proposto pela SAE NB-3216.2 para o componente do implante (Carregamento Artigo).	161
Tabela 6.20–Resumo para alguns passos do cálculo segundo modelo proposto pela SAE para nó 649095.	162
Tabela 6.21–Estimativa da vida à fadiga utilizando método proposto pela SAE NB-3216.2 para o componente do implante (Carregamento Aleatório).	163
Tabela 6.22–Estimativa da vida à fadiga utilizando método proposto pela SAE NB-3216.2 para o componente do parafuso (Carregamento Artigo).	163
Tabela 6.23–Estimativa da vida à fadiga utilizando método proposto pela SAE NB-3216.2 para o componente do parafuso (Carregamento Aleatório).	164
Tabela 6.24–Valores das tensões principais para nós críticos em implante.	165
Tabela 6.25–Valores das tensões principais para nós críticos em parafuso.	165
Tabela 6.26–Contagem de ciclos, número de ocorrências e faixa de tensões de importâncias.	169
Tabela A.1 – Código do programa APDL para extrair os nós superficiais da geometria.	184
Tabela A.2 – Código do programa APDL para extrair as informações das tensões dos Nós.	185

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MEF Método dos Elementos Finitos.

CAE Engenharia Assistida por Computador.

FEA Análise por Elementos Finitos.

STL Stereolitográficos.

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas.

NBR Denominação de Norma da ABNT.

ISO Organização Internacional de Normalização.

MEV Microscopia Eletrônica de Varredura.

S-N Gráfico de Tensão vs Número de Ciclos.

ASTM Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos.

PSBs Bandas de Deslizamento Persistentes.

HFC Fadiga de Alto Ciclo.

APDL Ansys Parametric Design Language.

CAD Desenho Assistido por Computador.

SAE Sociedade de Engenheiros Automotivos.

LISTA DE SÍMBOLOS

- a, b Semi-eixos da elipse envoltória.
- k Relativo a semi-eixos da elipse envoltória no contato.
- A, B Constantes positivas que dependem do raio de curvatura.
- b Comprimento do contato ou expoente de resistência à fadiga (ou inclinação) da Curva S-N.
- d Distância total entre pontos correspondente em qualquer das superfícies em uso.
- d_m Diâmetro médio de parafuso.
- λ Ângulo de avanço no parafuso
- D_i Dano por fadiga para cada intervalo de carga.
- D_{max} Dano por fadiga no plano crítico.
- N_{blocos} Número de bloco que ocasionam a falha do material.
- F_{np} Fator de não proporcionalidade.
- α_f Fator de sensibilidade à tensão normal de Findley.
- α_s Fator de sensibilidade à tensão normal de Sines.
- β_s Limite de fadiga de Sines.
- β_f Limite de fadiga de Findley.
- σ_{hm} Componente hidrostática das tensões médias.
- σ_{xx} Tensão normal.
- t Tempo.
- τ_{yz} Tensão de cisalhamento.
- $\tau_{Findley}$ Tensão de Findley.
- τ_f' Coeficiente de resistência à fadiga
- τ_a Máxima amplitude de tensão cisalhante.
- $\Delta\tau(\theta)$ Amplitude da tensão cisalhante no plano crítico.

τ_{Mises} Tensão cisalhante de Mises

τ_R Limite de fadiga da peça obtido com torção.

f_R Limite de fadiga da peça obtido com carregamento axial.

F_i Força no parafuso.

σ Tensão de tração uniforme.

δ_{yz} Ângulo de fase.

L_{np} Razão de Biaxialidade.

S_e Limite de Resistência à Fadiga de um componente.

S_u Resistência à ruptura.

k_a Fator de modificação de condição de superfície.

k_b Fator de modificação de tamanho.

k_c Fator de modificação de carga.

k_d Fator de modificação de temperatura.

k_e Fator de confiabilidade.

k_f Fator de modificação por efeitos variados.

σ Tensor de Cauchy.

ϕ_p Orientação da tensão principal máxima.

σ_1 Tensão principal máxima.

σ_2 Tensão principal intermediária.

σ_3 Tensão principal mínima.

σ_a Amplitude da tensão normal.

σ_m Amplitude da tensão média.

$\sigma_{n,max}$ Máxima tensão normal ao plano de corte.

σ_{hm} Componente hidrostática das tensões médias.

$\sigma_{\perp}$ Tensão normal perpendicular ao plano crítico.

σ_{τ_f} Limite de fadiga da Curva S-N obtida com carregamento de torção alternada.

σ_f Limite de fadiga da curva S-N obtida com carregamento de tração-compressão alternada.

$\sigma_{a,eff}$ Amplitude efetiva reversa.

n_i Número de reversões em cada intervalo de carga i.

n_f Reversões para falha para cada intervalo de carga.

N Número de ciclos para um determinado S ou vida à fadiga.

S_a Resistência à fadiga.

θ Ângulo da tensão principal máxima.

σ_y Limite de resistência ao escoamento.

σ_u Limite de resistência à tração.

σ_r Limite de resistência à ruptura.

$S_{eq,a}$ Amplitude da tensão equivalente Von Mises.

$S_{eq,m}$ Amplitude da tensão média equivalente.

SALT Parâmetro de tensão equivalente Tresca.

SEQA Parâmetro de tensão equivalente Von Mises.

f Coeficiente de fricção.

f_r Coeficiente de fricção no colar.

σ_{aeq} Tensão alternada equivalente.

σ_{min} Tensão mínima.

σ_{max} Tensão máxima.

$\Delta\sigma$ Faixa de tensão.

R_σ Razão de Tensão.

$\Delta\epsilon$ Gama de deformação.

ϵ_a Amplitude de deformação.

ϵ_m Deformação média.

R_ϵ Razão de deformação.

S Tensão.

S_N Limite de fadiga da Curva S-N.

T Momento Torçor.

ϵ Deformação.

ϵ_f Coeficiente de ductilidade à fadiga.

R_1, R_2 Raio de cilindro.

R Rádio do círculo de Mohr

N_f Quantidade total de ciclos até a fratura.

N_i Número de ciclos para a iniciação da trinca.

n Exponente de encruamento da equação de Ramberg-Osgood.

N_p Número de ciclos de propagação da trinca.

z_1, z_2 Distância da ponto de contato ao plano comum tangente.

x, y Coordenadas com respeito a eixos.

w Carga por unidade de longitude.

w_λ Comprimento de onda.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos da Pesquisa	2
1.2	Relevância e Justificativas	3
1.3	Escopo do Trabalho	3
2	REVISÃO DA LITERATURA	5
2.1	Modelagem por Elementos Finitos	6
2.2	Modelagem e Verificação do Modelo	11
2.3	Falhas em Próteses Odontológicas	13
2.4	Conclusões	18
3	MECANISMO DE FALHA	19
3.1	Mecanismo de Falha por Fadiga	20
3.2	Fadiga sob Carregamento de Amplitude Variável	29
3.3	Modelagem do Problema de Contato	32
3.4	Conclusões	35
4	ANÁLISE DE FADIGA MULTIAXIAL BASEADA EM TENSÃO	36
4.1	Introdução.	36
4.2	Modelos Multiaxiais de Fadiga Baseado em Tensão	42
4.2.1	Modelo de Sines	43
4.2.2	Modelo de Findley	44
4.2.3	Modelo para estimativa de vida à fadiga sob carga multiaxial proporcional NORMA NB-3216.1.	47
4.2.4	Modelos de estimativa de vida em fadiga sob carregamento não proporcional (NORMA NB-3216.2).	49
4.3	Contagem de Ciclos em Históricas Multiaxiais de Amplitude Variável.	49
4.4	Descrição das Etapas para Análise de Fadiga Multiaxial Baseada em Tensão.	51
4.4.1	Implementação numérica (APDL-MATLAB)	53
4.5	Conclusões	54
5	MODELO PROPOSTO	55
5.1	Modelo para Análise de Fadiga em Próteses Implanto-Suportada.	55
5.1.1	Configuração geométrica e dimensional	55
5.1.2	Materiais	56

5.1.3	Carregamentos	57
5.1.4	Análises do carregamento produzido pela mastigação	57
5.1.5	Condições das tensões residuais	59
5.1.6	Condições de implantologia	60
5.2	Modelo de Elementos Finitos para Análise de Fadiga em Próteses Implanto-Suportadas	60
5.2.1	Discretização e seleção do tipo de elemento	60
5.2.2	Condições de contorno	62
5.2.3	Aplicação de carregamento	62
5.2.4	Modelação constitutiva do comportamento de materiais	62
5.2.5	Estudo e seleção da densidade de malha (convergência).	62
5.2.6	Verificação do modelo numérico na análise de problema do contato	63
5.2.7	Componentes da prótese odontológica analisada	66
5.2.8	Modelo de fadiga	66
5.2.9	Modo de carregamento	66
5.3	Ensaaios Experimentais	66
5.3.1	Corpos de provas para os Ensaios	67
5.4	Metodologia Experimental	67
5.5	Modelo Multiaxial para Estimar a Vida em Fadiga sob Carregamento Proporcional, Segundo a SAE NB-3216.1. Verificação.	67
5.6	Modelos Multiaxial para Previsão da Vida em Fadiga sob Carregamento Não-proporcional segundo SAE NB-3216.2. Verificação.	69
5.6.1	Comparação entre vidas observadas e estimadas.	70
5.7	Identificação de Parâmetros	72
5.7.1	Parâmetros dos modelos de fadiga	72
5.8	Análise de Fadiga Multiaxial Baseada nas Tensões Solicitantes.	74
5.9	Cálculo de Vida à Fadiga N (ciclos) Realizado no Software Ansys.	84
5.9.1	Comparação dos resultados de vida em fadiga.	85
5.10	Conclusões	85
6	CASO EXEMPLO: PRÓTESE IMPLANTO SUPORTADA	87
6.1	Introdução	87
6.2	Seleção da Prótese Implanto-suportada Para Análise de Fadiga	87
6.3	Requisitos Normativos e Características do Implante	88
6.3.1	Requisitos normativos para caracterizar o implante	89
6.3.2	Resultados de ensaio de tração uniaxial	92
6.3.3	Resultados dos ensaios de fadiga em flexão	93
6.3.4	Resultados dos ensaios de torção	101
6.3.5	Relação entre as curvas S—N de tensão e cisalhamento	104
6.4	Modelação Geométrica dos Componentes da Prótese	105

6.5	Propriedades dos Materiais no MEF	111
6.6	Carregamentos MEF	111
6.7	Condições de Contorno	112
6.7.1	Modelação das condições de contorno	113
6.8	Condições de Contato	114
6.9	Estudo Paramétrico dos Componentes da Prótese Através de um Planejamento de Experimento Fatorial	116
6.9.1	Resultado do estudo paramétrico	117
6.10	Modelação dos Materiais em Regime Elástico-linear: Análises Estático	121
6.11	Modo de Carregamento	125
6.11.1	Parafuso do intermediário	134
6.11.2	Metal da Coroa	139
6.12	Análise Numérica de Vida à Fadiga	159
6.13	Resultados da Análise de Previsão da Vida à Fadiga Utilizando Técnicas de Projeto Mecânico	164
6.14	Estimativa de Vida à Fadiga sob Carregamentos de Amplitude Variável Baseado no Método de S-N	167
6.15	Conclusões	169
7	CONCLUSÕES E RECOMENDACÕES	171
7.1	Conclusões	171
7.2	Recomendações para Trabalhos Futuros	171
	APÊNDICE A – CÓDIGOS DOS PROGRAMAS PARA APDL	184
	APÊNDICE B – NORMA NB-3216.1 E NB-3216.2	186

1 Introdução

As complicações mais comuns na utilização de próteses implanto-suportadas estão relacionadas com as condições biomecânicas. Dentre estas, as falhas na cicatrização dos implantes podem ser resultado de micromovimentações do implante por muita tensão e perda óssea precoce¹. Não obstante, os parafusos de pilares podem afrouxar por flexão. A fratura do implante ou do componente pode ocorrer por condições de fadiga. Além disso, a manifestação das cargas biomecânicas nos implantes dentais (momentos, tensão e pressão) controla a saúde da interface osso-implante a longo prazo (MISCH, 2015).

Quando se analisa a resistência mecânica de próteses odontológicas, procura-se determinar os gradientes de tensões e deformações dos componentes estruturais na região óssea. Esta distribuição é requerida para selecionar a geometria apropriada e o material do implante dental (MISCH, 2015; TOPKAYA; SOLMAZ, 2015; U.R.PATIL; P.N.DHATRAK; B.M.SHINDE, 2016). Sem dúvidas, muitas falhas nos implantes são causadas por um carente conhecimento da biomecânica na interação no material do implante com o osso, pois, através desta, consegue-se o processo de osseointegração, o qual é de primordial importância para determinar o resultado protético (LIN et al., 2009; MERDJI et al., 2010; MISCH, 2015; SANIVARAPU et al., 2016).

A maioria dos estudos sobre próteses odontológicas implica em análises extremamente complexas, em função da quantidade de fatores mecânicos e biológicos que influenciam sobre estas. Ademais, envolve situações onde a experimentação é dificultosa e os métodos clássicos analíticos de estruturas são inviáveis (MISCH, 2015).

As próteses odontológicas sob condições reais de carregamentos cíclicos (mastigação) estão repetidamente sujeitas a estado de tensões multiaxiais cíclicas. Com o desenvolvimento da computação e da capacidade de processamento torna-se possível modelar o comportamento mecânico ajustado à realidade física desses fatores biomecânicos. É possível abordar esses fatores complexos acoplando-os em um modelo numérico computacional, possibilitando assim a coexistência entre eles, muitas vezes através dos métodos numéricos. No caso de estudos de próteses odontológicas, o método mais recorrente é o Método dos Elementos Finitos (MEF) (ARAT BILHAN et al., 2015; AYLLÓN et al., 2014a; BICUDO et al., 2016; CHEN et al., 2015; GHADIRI et al., 2015; HERNANDEZ-RODRIGUEZ et al., 2015; JAMSHIDINIA et al., 2015; KAYABAŞI et al., 2006; LIN et al., 2009; MACEDO et al., 2017; MINATEL et al., 2017; MOHAMMED et al., 2016; PRADOS-PRIVADO et al., 2017; SANTIAGO et al., 2016b; TOPKAYA; SOLMAZ, 2015; WOLFF et al., 2014).

A resolução de um problema real através da modelagem para as análises estruturais

¹ A perda óssea pode estar relacionada com as condições de sobrecarga oclusal

de situações biomecânicas é um processo complexo que passa por vários estágios com especificidades diferentes. Isto porque, os modelos matemáticos devem abordar as muitas variáveis que compõem o problema real, tais como, a geometria, as solicitações e os materiais. Assim, estes modelos matemáticos devem ser gerados, analisados e verificados.

Deve-se ressaltar que os métodos experimentais apresentam os resultados de maior confiabilidade, contudo possuem o inconveniente do elevado custo para a realização dos ensaios, além dos equipamentos necessários. O MEF é utilizado com êxito para resolver diversos problemas, sendo necessários calibração e validação a partir de resultados experimentais prévios. Desta forma, o MEF e os ensaios experimentais se complementam. Após esta calibração, pode-se realizar uma extrapolação das análises a partir das variações das variáveis envolvidas e a avaliação das novas situações.

Na avaliação das próteses odontológicas implanto-suportadas alguns fatores biomecânicos precisam ser considerados para ampliação de sua vida útil, tais como: a estabilidade das interfaces implante-pilar, implante-osso e pilar-prótese, as quais desempenham um papel essencial; também, a escolha do desenho da prótese e materiais adequados para resistir a carga esperada; a escolha do tamanho ideal, forma, número e localização do implante e a avaliação da qualidade e quantidade de osso para suportar a tensão ou deformação (ARAT BILHAN et al., 2015; BORDIN et al., 2015; CHUN et al., 2002; DJEBBAR et al., 2010; HERNANDEZ-RODRIGUEZ et al., 2015; ILIES et al., 2008; KAYABAŞI et al., 2006; KOHN, 1991; LEE et al., 2005; MACEDO et al., 2017; MINATEL et al., 2017; PAN et al., 2015; PRADOS-PRIVADO et al., 2015; ŞAHİN; ÇEHRELİ; YALÇIN, 2002; SANIVARAPU et al., 2016; SHEMTOV-YONA et al., 2014a, 2014b, 2014c; SKALAK, 1983; TOPKAYA; SOLMAZ, 2015; U.R.PATIL; P.N.DHATRAK; B.M.SHINDE, 2016; WU et al., 2017).

As próteses odontológicas estão sujeitas a falhas, assim, seus componentes mecânicos encontram-se frequentemente submetidos a tensões e deformações cíclicas (mastigação), que podem causar frequentes falhas por fadiga, as quais não são detectadas por nenhum procedimento clínico. Por isso, a utilização do MEF pode auxiliar e aprofundar a compreensão do processo de falha em próteses odontológicas (AYLLÓN et al., 2014a; BICUDO et al., 2016; BORDIN et al., 2017; HERNANDEZ-RODRIGUEZ et al., 2015; KAYABAŞI et al., 2006; PÉREZ, 2012; PRADOS-PRIVADO et al., 2017; SHEMTOV-YONA et al., 2014a; SHEMTOV-YONA; RITTEL, 2015; U.R.PATIL; P.N.DHATRAK; B.M.SHINDE, 2016).

1.1 Objetivos da Pesquisa

Este trabalho tem o objetivo de propor um modelo numérico computacional, que permita a análise da vida à fadiga em prótese implanto-suportada, utilizando o MEF.

1.2 Relevância e Justificativas

A análise de resposta das próteses odontológicas implanto-suportadas, que surgem devido a carregamentos (mastigação) atuantes, possui grande relevância no estudo da biomecânica das próteses e está vinculado, intrinsicamente, ao fenômeno da falha, o qual é de difícil estudo. As complicações mais comuns na utilização de próteses implanto-suportadas, sobretudo em restaurações de um único dente, estão relacionadas com as condições biomecânicas das interfaces. Porém, para obter comportamento mecânico mais próximo dos que ocorrem em condições reais, pretende-se representar este através da modelagem utilizando-se o MEF. Ao utilizar o MEF torna-se possível tratar os estados de tensões e incorporar fenômenos que coexistam, como: escoamento, fadiga, dano e outros.

Uma extensa revisão bibliográfica foi realizada, o que permitiu observar que maioria dos livros e artigos encontrados não apresentam análises de fadiga multiaxial baseada em elementos finitos para cálculo das próteses odontológicas entre seus métodos.

Posto isto, percebe-se a relevância da inclusão de conceitos de fadiga multiaxial na análise dos resultados a partir da aplicação do MEF para determinar a falha em próteses odontológicas implanto-suportada. Neste trabalho estima-se o tempo de vida de uma prótese odontológica implanto-suportada envolvendo o fenômeno da vida à fadiga sobre estados de tensões multiaxiais cíclicas.

1.3 Escopo do Trabalho

Após a Introdução, no capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre estado atual das próteses e análise das falhas.

O capítulo 3 foca os mecanismos de falha relevantes dos implantes e diferentes critérios de análise para cálculo da vida à fadiga.

O capítulo 4 apresenta as análises para fadiga multiaxial baseada em tensão (vide Figura 1.1) e levará em conta a falha em todo o conjunto da prótese.

O capítulo 5 enfoca na proposta de um modelo numérico computacional para análise de diferentes formas dos carregamentos atuantes (mastigação) sobre próteses em estado de tensões multiaxiais cíclicas no cálculo da vida à fadiga dos componentes.

O capítulo 6 foca aplicação do modelo numérico computacional proposto a uma prótese implanto suportada hexagonal externa para estimar a vida à fadiga.

Figura 1.1 – Fluxograma proposto para análise de fadiga em próteses implanto-suportadas.

2 Revisão da Literatura

O conceito de osseointegração foi introduzido pelo Professor Per-Ingvar Brånemark, o qual estava à frente de um grupo de pesquisadores em 1960. Dada sua eficácia, tal conceito revolucionou a prática clínica da odontologia (ADELL et al., 1981; BRÅNEMARK et al., 1969)

Implantes de titânio osseointegráveis tornaram-se um método amplamente aplicado na reconstrução protética de pacientes total, ou parcialmente, desdentados (CHEN et al., 2015). Algumas pesquisas têm relatado estudos de longo prazo favoráveis a diferentes sistemas de próteses (BHERING et al., 2016; HUANG; CHEN; LIN, 2016; SRINIVASAN et al., 2016). Assim, outros pesquisadores começaram a estudar a relação entre próteses e osseointegração.

Tal relação foi analisada por (SKALAK, 1983), uns dos primeiros a estudar o comportamento biomecânico de próteses odontológicas. O autor destacou a importância de variáveis que influenciam a osseointegração. Segundo (SKALAK, 1983), o sucesso, ou fracasso, do implante está diretamente relacionado à forma como esse recebe e transfere a tensão para o osso. Sua conclusão sugere que tanto a prótese quanto o tecido ósseo devem estar submetidos a carregamentos que não excedam as tensões admissíveis.

O autor analisou a importância dos componentes de próteses, pois eles constituem uma unidade que, quando fixada adequadamente, fará com que as tensões sejam transferidas de maneira uniforme através do sistema. Qualquer variação relativa entre componentes resultará em tensões internas que alterarão a correta distribuição de tensão entre prótese, implante e osso. (SKALAK, 1983)

Rangert et al 1989 analisaram a influência da geometria das próteses na carga mecânica de implantes baseados em sistema do tipo Brånemark. Os autores avaliaram a influência de diferentes tipos de cargas como: flexão, torção, forças cisalhante e da união implante-pilar. Segundo conclusão dos pesquisadores, a carga máxima oclusal de 300 N na região molar pode ser segura e gerar coeficiente de segurança 2 para o parafuso intermediário (material oro). (RANGERT; JEMT; JÖRNEUS, 1989)

Morgam et al. (1993), estudaram a causa de falhas mecânicas no componente de fixação de um implante dental osseointegrado. Eles compararam cinco amostras clínicas fraturadas com amostras fraturadas em laboratório sob carregamentos monótonos e cíclicos. A análise foi realizada através de microscopia de varredura. Os autores encontram estrias nas superfícies fraturadas das amostras clínicas, semelhantes àsquelas em amostras de fadiga geradas em laboratório. A fratura no corpo do implante ocorreu no nível da

extremidade do parafuso do intermediário. De acordo com sua conclusão, a fratura do parafuso do intermediário foi causada por fadiga dos carregamentos fisiológicos, agravada pela reabsorção do osso ao redor da fixação (MORGAN; JAMES; PILLIAR, 1993).

Segundo (MISCH, 2015), uma vez estabelecida a fixação rígida inicial, as causas mais comuns de falha de curto prazo do implante seriam: sobrecargas biomecânicas, as quais aumentam a força aplicada sobre o implante e levam à perda óssea; mobilidade do implante e fratura de componentes (parafuso de fixação ou do implante, próteses, implante).

Fratura do parafuso protético é uma complicação de extrema significância, pois a remoção de fragmentos do interior do corpo do implante, quando possível, pode danificar o interior desse (MISCH, 2015; SANIVARAPU et al., 2016)

O vasto uso de implantes resultou em uma grande diversidade de conexões odontológicas aplicadas aos crescentes desafios clínicos (BINON, 2000).

2.1 Modelagem por Elementos Finitos

O MEF, tem sido amplamente utilizado em estudos sobre próteses odontológicas implanto-suportadas.

Rieger et al (1989), utilizaram esse método para avaliar três implantes baseados em padrões de rosca diferentes. Eles adotaram dez módulos de elasticidade para cada geometria e usaram as tensões equivalentes de von Mises avaliar mudanças nos padrões de distribuição de tensão na interface implante-osso cortical. De acordo com sua conclusão, implantes cônicos com elevado módulo de elasticidade seriam os mais adequados para implante dentário, pois não causam concentração de tensão no pescoço do implante, fato que comumente leva a reabsorção óssea (RIEGER et al., 1989).

Chun et al. (2002) empregaram o MEF para estudar tipos de aparelhos com pequenos raios de curvatura, triangulares, quadrados e quadrados descabeçados com pequenos raios. Eles buscavam uma forma que possibilitasse uma distribuição de tensão capaz de reduzir a perda óssea. Para tanto, modelaram implantes hexágonos externos de mesmo diâmetro e comprimento nesses aparelhos, variaram a forma das roscas (tamanho, largura, altura, passo) e aplicaram ao modelo ósseo da mandíbula com carregamento oblíquo e vertical a 100 N e 15°. Seus resultados demonstraram que a rosca quadrada de raio pequeno (largura e altura de 0.5p e 0.46p, respectivamente) registrou tensão mínima. Além disso, a tensão efetiva diminuiu à medida em que o passo da rosca diminuiu e aumentou quando o comprimento do implante aumentou (CHUN et al., 2002).

Geng et al (2004^a, 2004b) usaram o MEF para estudar alguns tipos de rosca utilizados em implantes. Os pesquisadores os aplicaram a dois modelos de osso cortical e trabecular para sob carregamento oblíquo e vertical. Segundo conclusão dos autores, a configuração

da rosca somente influenciou na distribuição de tensão no osso trabecular (GENG et al., 2004a, 2004b).

Motoyoshi et al (2005) empregaram o método MEF em mini implantes de titânio com passos de rosca de 0,5 a 1,5 mm em um modelo de osso cortical sob força de tração de 2 N a 45° na superfície de osso. Eles concluíram que não há diferenças notáveis nos padrões de distribuição de tensão, independentemente de variações no passo de rosca. No entanto, observaram que a distribuição de tensão foi notavelmente diferente entre modelos com e sem pilar/"abutment". O suporte foi significativamente útil na diminuição da concentração de tensão sobre o osso, embora o efeito no passo de rosca tenha sido incerto.(MOTOYOSHI et al., 2005).

Ma et al. (2007) usaram o MEF 3D para analisar implantes idênticos submetidos a diferentes passos de roscas (0,8; 1,6; 2,4mm) e a carregamentos verticais e horizontais. Seus resultados mostraram que o passo da rosca de 0,8mm gerou maior resistência na força vertical. O ângulo hélice da rosca mostrou que um único roscado é mais estável que dois, e que o de três roscado é ainda menos estável (MA et al., 2007).

F.J. de Cos Juez et al (2008) estudaram o uso do MEF, ao presumir um contato não linear entre a interface do implante-osso. Seu objetivo foi avaliar o efeito de um implante cônico, com dupla rosca, do implante no deslocamento vertical e na distribuição de tensão. Tomaram uma seção do modelo geométrico da mandíbula incluindo a separação entre osso cortical e esponjoso. Segundo eles, o modelo apresentou propriedades anisotrópicas e comportamento linear elástico em diferentes zonas dos ossos envolvidos. Eles utilizaram elementos do tipo SOLID187 (elemento tetraédrico de 10 nós, com função de interpolação de forma quadrática) para investigar a interface osso-implante. Modelaram a zona de contato baseados no método de restrição direto e no modelo para atrito conhecido como "Coulomb strick-slip model". Os coeficientes de atrito entre implante e osso esponjoso e cortical, foram de 0.72 e 0.64, respectivamente. Eles aplicaram uma carga de 150 N em direção vertical e de 15 N na horizontal. Segundo sua conclusão, o incremento no parâmetro passo teve maior influência sobre os deslocamentos finais, não somente na mandíbula, mas também na rosca do implante dentário. Os valores mínimos de deslocamento adequaram-se a modelos com maiores áreas e mais contato; o mesmo aconteceu com a tensão, embora seu efeito tenha sido menos intenso. (DE COS JUEZ et al., 2008).

Chen et al. (2011) adotaram o método MEF para comparar o efeito da estrutura, do módulo de elasticidade e da espessura de diferentes tipos de titânio poroso na distribuição de tensão na interface implante-osso. Eles concluíram que a distribuição de tensão na interface foi fortemente dependente da estrutura dos implantes e que a tensão na interface variou significativamente dependendo das alterações no módulo de elasticidade do implante (CHEN et al., 2011).

Streckbein et al (2012) analisaram diferentes tipos de conexão implante-abutment (intermediário) submetidos a distribuição de tensão no tecido ósseo através MEF. Eles avaliaram sete modelos tridimensionais de implantes baseados em análises não lineares. Levaram em consideração os elementos de contato entre as faces de abutment (intermediário) e do implante para simular o atrito, assim como a tensão residual (pré-carga) do parafuso intermediário e a influência do ângulo de cone na deformação do osso. Sua conclusão mostrou que diferentes formas de implante influenciam a correta distribuição de tensão para melhorar a estabilidade no longo prazo (STRECKBEIN et al., 2012).

Tang et al (2012) utilizaram o MEF para analisar a influência de diferentes tipos de desenhos de interface implante-abutment (intermediário) nas características mecânicas do conjunto prótese. Eles adotaram a modelagem não-linear para analisar três modelos tridimensionais de implante comercial submetidos a carregamentos oblíquos e para avaliar sua tensão. De acordo com eles, as características mecânicas do implante dentário estão relacionadas à ligação entre implante e abutment (intermediário). Em seu estudo, o implante com diâmetro reduzido e conexão hexagonal foi o mais estável (TANG et al., 2012).

Hao-Sheng Chang et al (2013) adotaram o MEF para avaliar a distribuição de tensão no implante, no abutment (intermediário), no parafuso intermediário, na restauração da coroa de próteses e no osso de suporte. Para tanto, utilizaram diferentes tipos de implantes, várias qualidades ósseas e diferentes carregamentos; além de oito modelos contendo quatro tipos de implantes dentários incorporados suas qualidades em diferentes ossos (tipos II e IV) sob carga de 100 N axial e 30° de força oblíqua. Segundo eles, o sistema Straumann produziu maior tensão que o NobelBiocare em osso cortical (tipo IV). Por outro lado, o sistema NobelBiocare produziu maior tensão que Straumann em osso trabecular, independentemente do tipo de carregamento (ângulo) e da qualidade do osso (CHANG et al., 2013).

Topkaya, T et al (2015) usaram o MEF para avaliar o efeito da conexão esférica entre implante e abutment (intermediário) na distribuição de tensão na mandíbula. Eles aplicaram cinco tipos de configuração em três tipos diferentes de carregamento em próteses suportadas por quatro implantes e em três com próteses suportadas por dois implantes. O modelo apresentou característica elástico-linear e as propriedades dos materiais isotrópicos. Além disso, eles consideraram o implante totalmente osseointegrado e obtiveram a geometria da mandíbula através de imagens por tomografia computadorizada (CT). Baseado em sua conclusão, a tensão na prótese suportada por quatro implantes foi menor do que naquela suportada por dois implantes. A tensão sobre os implantes se intensificou na região cervical; o carregamento no primeiro molar produziu a maior tensão nos implantes (TOPKAYA; SOLMAZ, 2015).

Dimorvan Bordin et al (2015) avaliaram a influência de biofilme multispecies, ou de película salivar, no coeficiente de atrito, o qual é um parâmetro usado na avaliação de

comportamento biomecânico em prótese implanto-suportada unitária. Eles utilizaram a interface entre Ti-Ti e Ti-Zr como parâmetro de controle e registraram o coeficiente de atrito em tribômetro, além de analisar estatisticamente o resultado. Transferiram os dados coletados para um modelo de Elementos Finitos de prótese e estudaram seis modelos de acordo com os materiais de abutment (intermediário) (Ti e Zr), assim como o coeficiente de atrito registrado anteriormente. Simularam o coeficiente de atrito em superfícies de contato entre o implante e o abutment (intermediário), o implante e o parafuso intermediário, e entre o parafuso do intermediário e o abutment, em implante cone Morse realizado na região do incisivo superior. Aplicaram o carregamento de 49 N a 45° e calcularam a tensão usando a tensão máxima e a de cisalhamento em osso cortical e esponjoso. Também utilizaram a tensão equivalente de von Mises no implante, no abutment (intermediário) e no parafuso. Eles concluíram que tanto o biofilme multispecies quanto a película salivar comprometem o comportamento biomecânico de próteses implanto-suportadas unitárias.(BORDIN et al., 2015).

Haddad Arabi Bulaqi et al (2015) avaliaram a dinâmica comportamental dos componentes de próteses e a região óssea peri implantar no aumento da altura da coroa e da relação coroa-implante na concentração de tensão sob forças externas oblíquas. Eles utilizaram quatro modelos de altura da coroa (8,8; 11,2; 13,6 e 16 mm). Consideraram a estrutura de metal fundido da coroa e abutment (intermediário) de forma integrada. Modelaram os componentes do implante para simular o processo de aperto do parafuso de abutment, a criação de pré-carga e a osseointegração, além do atrito entre interfaces de superfícies que registraram coeficiente de atrito cinético de 0,12 para simular o aperto do parafuso e sua condição funcional. O valor de coeficiente de atrito estático de 0,16 foi a condição inicial de aperto do parafuso de abutment dentro do complexo do implante. As propriedades dos materiais envolvidos em seu estudo foram consideradas isotrópicas, homogêneas e com comportamento mecânico dentro das regiões elásticas e plásticas. Aplicaram carregamentos externos de 114,5 N (axial), 17,1 N (vestíbulo-lingual) e 23,4 N (mesiodistal) na coroa da prótese. Segundo seus resultados, houve aumento na altura da coroa, o que causou distribuição não uniforme de tensão e aumento de tensões máximas de compressão e de tração na região osso peri implantar. Além disso, a tensão de von Mises diminuiu no parafuso do abutment e aumentou no abutment e na fixação (BULAQI et al., 2015b).

Dundar et al (2016) avaliaram o MEF na distribuição de tensão utilizando três cargas diferentes em duas geometrias diferentes e dois tipos de rosca de implante dentário. Adotaram, também, dois modelos de implante diferentes, os quais são, atualmente, utilizados em casos clínicos. Obtiveram a geometria da mandíbula através de uma tomografia computadorizada (CT). Colocaram os implantes na região do primer molar e não consideraram o contato entre superfície do implante e tecido ósseo. Assumiram, assim, uma total osseointegração sob força de 150 N em carga axial, e de 200 N em carga oblíqua

15°, quando utilizaram ângulo de 30° sob força de 300 N. Eles concluíram que houve tensão máxima na região do pescoço dos implantes em todos os modelos. Além do mais, observaram que o aumento da ligação entre o implante e a superfície do osso permite uma distribuição mais uniforme de forças do implante dentário e protege a interface osso-implante. Ademais, segundo eles, a variável rosca (cônica) aumenta o contato interface osso-implante. (DUNDAR et al., 2016).

Paul I. Ichim et al (2016) utilizaram o MEF para avaliar a distribuição de tensão no osso peri-implantar. Para tal, aplicaram um revestimento de baixo módulo de elasticidade em um implante dentário de zircônia. Sua intenção era otimizar o projeto e a regra de mistura para estimar o módulo de elasticidade e a porosidade do revestimento para proteger a tensão otimizada. Eles estudaram quatro modelos cilíndricos de implante-abutment (intermediário) em tamanhos diferentes considerados contíguos ao abutment ao implante. Consideraram os materiais envolvidos como isotrópicos e homogêneos. Aplicaram força axial e oblíqua de 100N a 15°, 30° e 45° na parte superior do abutment. Realizaram análises de otimização ao assumir um modelo comportamental linear elástico para obter o módulo ótimo de elasticidade. Concluíram que um revestimento resiliente é capaz de reduzir a tensão máxima de compressão e de tração no osso peri-implantar em até 50 % e a tensão média em até 15 %. Sugeriram que um gradiente de transição entre o núcleo de alto módulo de elasticidade e o revestimento de baixo módulo não é necessário; e que a espessura ótima de revestimento para um composto de Zircônia/HA é 100 μ , com menor valor considerado de 45 GPa (ICHIM et al., 2016).

Santiago Junior et al (2016) adotaram o MEF para estudar o efeito de diferentes projetos de prótese, de tipo de osso, de carregamento e de tratamento de superfície na distribuição de tensão ao redor de um implante. Para tanto, utilizaram doze modelos de prótese do tipo hexágono externo com plataforma padrão hexágono externo e mudança de plataforma e cone Morse, além de tecido ósseo dos tipos (III e IV). Trataram e usinaram a superfície sob carregamento axial e oblíquo. Obtiveram a geometria de tecido ósseo através de tomografia computadorizada (TC). Consideraram a interface superfície implante osso ligadas em todas as interfaces e tecidos ósseos. Além disso, consideraram a superfície usinada como um contato plano entre osso e implante. Utilizaram materiais considerados isotrópicos e homogêneos com comportamento linear elástico. Eles concluíram que o projeto cone Morse teve o melhor comportamento biomecânico, independentemente do tipo de análise. Além disso, o hexágono externo com mudança da plataforma foi mais favorável que aquele com plataforma padrão. Os tipos diferentes de ossos analisados mostraram diferença significativa na distribuição de tensão/deformação. O tratamento de superfícies aumentou a área de concentração de tensão/deformação no osso cortical (SANTIAGO et al., 2016a).

Gungor et al (2016) usaram o MEF para avaliar a tensão máxima e mínima de von Mises em interfaces entre componentes de próteses implanto-suportadas. Os autores utilizaram

quatro modelos com conexão implante-abutment (intermediário zircônia) e geraram a geometria da seção do maxilar através de tomografia computadorizada (TC); a região do osso cortical era do tipo III. Aplicaram carregamento axial de 76,5 N e oblíquo de 534 N. Utilizaram materiais homogêneos e isotrópicos de comportamento linear elástico. Assumiram a interface osso-implante como perfeitamente osseointegrada (100 % de contato osso-implante). Baseado na conclusão dos autores, diferentes tensões foram geradas por diferentes tipos de implante e os materiais prostéticos não alteraram as distribuições de tensão no osso (BANKOĞLU GÜNGÖR et al., 2016) .

Macedo, J. et al (2017) usaram o MEF para avaliar a distribuição de tensão e, consequentemente, o volume de osso afetado. Avaliaram dois modelos de conexão entre implante e abutment, e geraram a geometria da seção da mandíbula através de tomografia computadorizada (TC). Aplicaram carregamento axial de 150 N e oblíquo a 45°. Utilizaram materiais homogêneos e isotrópicos de comportamento linear elástico. Assumiram a interface osso-implante como perfeitamente osseointegrada (100 % de contato osso-implante). Concluíram que a tensão no osso cortical foi maior que no trabecular. Compararam o carregamento oblíquo ao axial, o qual gerou maior tensão no volume de osso cortical. Seus resultados para tensão de von Mises foram menores na configuração de Cone-Morse em todas as condições avaliadas (MACEDO et al., 2017).

Lurian, M et al (2017) avaliaram a distribuição de tensão em diferentes tipos de conexão implante/plataforma. Utilizaram o MEF para simular quatro modelos numéricos de uma prótese implanto-suportada. Aplicaram carregamentos axiais de 200 N divididos em 4 cúspides (50 N) e oblíquos de 100 N, divididos por 50 N, em 2 cúspide linguais. Adotaram materiais homogêneos e isotrópicos de comportamento linear elástico. Assumiram a interface osso-implante como perfeitamente osseointegrado (100% de contato osso-implante). Geraram a geometria da seção da mandíbula através de tomografia computadorizada (TC). De acordo com sua conclusão, o incremento no diâmetro foi favorável à distribuição de tensão. O conceito de PWS apresentou valores mais altos de tensão em parafuso retido intermediário e coroa que a plataforma de implante regular (MINATEL et al., 2017).

2.2 Modelagem e Verificação do Modelo

Assunção et al. (2009) estudaram diferentes métodos utilizados sem análises de tensão e deformação em próteses odontológicas através do MEF aplicado a experimentação em extensômetro e ao método por foto-elasticidade. Concluíram que o método em questão tem vantagem sobre condições que podem ser facilmente alteradas. Ele também ajuda na obtenção de medidas de distribuição de tensão, ou de deformação, em pontos difíceis de serem examinados; clínica e experimentalmente (ASSUNÇÃO et al., 2009).

Sannino et al (2013) avaliaram as propriedades mecânicas e o comportamento dos

componentes de prótese com conexão cônica auto-travante através do MEF; assim, como a falha por tensão última e as análises de carregamento cíclicos de 800 N a 30°. Seus resultados mostraram que análises realizadas através do MEF e dos testes estáticos e dinâmicos, fornecem resultados equivalentes (SANNINO; BARLATTANI, 2013).

Selda Arat Bilhan et al (2015) usaram o MEF em medições realizadas em extensômetro, para avaliar a tensão nos tecidos ao redor de implante desacoplado e ferulizado induzido por força de mordida aplicada à mandíbula; assim como para determinar se o número de implantes suportando as próteses influencia a distribuição de tensão. Eles utilizaram a tomografia de feixe cônico volumétrica dental (CBCT) da mandíbula, incluindo o tecido mole de suporte, para definir a geometria do modelo MEF. Consideraram a mucosa como sendo de espessura constante e igual a 1,5 mm; e o modelo sólido de implante-abutment (intermediário) como uma peça rígida conectada. Analisaram seis modelos diferentes sob três condições diferentes de carregamento estático oblíquo a 100 N. Aplicaram duas condições de contato: ligado e não separação, para descrever as interfaces de contato. Utilizaram materiais isotrópicos e homogêneos e comportamento linear elásticos. Concluíram que o aumento no número de implantes, e o uso de splinted attachment, podem ser positivos na redução de forças emergentes em torno do implante. O uso de duas fixações em caso de boa qualidade óssea e tamanho ideal do implante parecem, a seu ver, soluções seguras e suficientes para as próteses (ARAT BILHAN et al., 2015).

Junning Chen et al (2015) usaram o MEF para avaliar a influência de diferentes tipos de prótese e para prever a remodelação no osso após o tratamento dentário com e sem implantes. Utilizaram tomografia computadorizada (CBCT) para obter dados anatômicos do paciente e para caracterizar as propriedades dos tecidos envolvidos. Consideraram as propriedades da mandíbula como heterogêneas e caracterizaram o tecido de suporte (mucosa) como material hiperelástico. Simularam a mastigação com um par de carregamentos aplicados a 63 N na direção vertical sobre a próteses. Mediram clinicamente a remodelação em implantes de próteses. Concluíram que as próteses em implante imprimiram mais tensão hidrostática em mucosas retenias de dois e quatro implantes, devido ao efeito-balanço, se comparadas à prótese completa. A pressão hidrostática gerada na mucosa demonstrou ser o principal determinante biomecânico responsável pela reabsorção óssea correlacionada a resultados de modelagem em MEF em medição conduzida *in vivo* (CHEN et al., 2015).

Anami et al (2015) adotaram o MEF e fotoelasticidade (PA) para avaliar a distribuição de tensão gerada ao redor de implante com diferentes tipos de abutment (intermediário) de cone interno. Adotaram o MEF na modelação sob condições simétricas durante o carregamento axial; um quarto do modelo foi digitalizado, os materiais envolvidos eram isotrópicos e homogêneos de comportamento linear. Consideraram o contato entre as superfícies do roscado como perfeito, e como imperfeito, em outras áreas de contato. Aplicaram carregamento de 140 N em ponta de 8 mm de diâmetro no centro da superfície de abutment

(intermediário); desprezaram a tensão residual. Prenderam o abutment (intermediário) ao longo dos implantes até conseguir um torque de 20 N-cm para o teste de fotoelasticidade. Concluíram que abutments sólidos transferem a carga para a interface osso-implante de forma mais homogênea que o abutment hexagonal nos dois métodos analisados. Seus resultados da análise fotoelástico foram semelhantes aos obtidos para FEA em sistemas de bloco de resina; entretanto, os resultados obtidos através de MEF mostraram diferenças significativas na distribuição de tensão ao redor de implante, entre a resina e os blocos de osso (ANAMI et al., 2015).

2.3 Falhas em Próteses Odontológicas

Próteses são um conjunto unido mecânico submetido a carregamentos cíclicos (mastigação) que podem sofrer falhas por fadiga. Porém, análises de fadiga referem-se à prótese como um todo.

Oğuz Kayabaşı et al. (2006) usaram o MEF para avaliar a vida útil de um implante dentário submetido a fadiga causada pelo efeito das forças mastigatórias. Assumiram as condições de pré-carga no contato entre as interfaces colocadas no modelo: osso-implante e implante-abutment. Adotaram a distância de 0,005 mm entre as superfícies em contato e coeficiente de atrito de 0,3. Aplicaram carregamento externo de 17,1 N; 114,6 N e 23,4 N no sentido lingual, axial e mesiodistal, respectivamente. As tensões e a vida em fadiga foram calculadas de acordo com as teorias de Goodman, Soderberg, Gerber e de tensão média de fadiga para calcular tensão e vida útil devido a fadiga. Segundo eles, os implantes analisados sob carregamento estático e dinâmico, assim como a análise de fadiga, mostraram tensão menor que a de escoamento, e que os implantes foram duráveis (KAYABAŞI et al., 2006).

Horea T. Ilies et al. (2008) propuseram uma metodologia baseada no MEF para avaliar a vida útil devido a fadiga e para verificar os resultados das previsões analíticas e medições físicas. Segundo eles, o ensaio proposto era simples e barato, o que estimulava seu uso para medir a fadiga de pequenas peças como: implantes dentários submetidos a cargas cíclicas unidirecionais. Além disso, através da aplicação do MEF em modelo geométrico idêntico do implante de ensaio, puderam prever numericamente a vida útil do implante devido a fadiga. Utilizaram o critério de Goodman para confirmar a expectativa de vida média demonstrada pelos dados experimentais. De acordo com sua conclusão, as previsões quanto ao modelo numérico de Elemento Finito utilizado tiveram boa correlação com os resultados experimentais obtidos. O método foi consistente para prever a localização de falhas nos implantes (ILIES et al., 2008).

Lee et al. (2009) estudaram a influência da frequência de ciclos e do ambiente em testes de fadiga aplicados a implantes dentários baseados na norma ABNT NBR ISO 14801:2007.

Eles conduziram testes a seco, e úmidos, utilizando dois níveis de frequência entre 2 e 30 Hz. Testaram vinte e quatro (24) implantes do tipo Straumann e realizaram todos os ensaios de fadiga até a falha, ou até cinco milhões de ciclos. Capturaram o número de ciclos e os deslocamentos dos implantes durante todo o ensaio. Analisaram as superfícies da fratura através de microscopia eletrônica de varredura (MEV). Desenvolveram dois métodos para estimar as taxas de crescimento de trincas causadas por fadiga. Segundo eles, foram necessários de 1100 a 1400 ciclos até a falha após a formação inicial das trincas. De acordo com sua conclusão, a falha em implantes submetidos a fadiga envolve o mecanismo clássico de dano. Os testes a seco e úmidos, foram equivalentes quanto à probabilidade de fratura. A probabilidade de fratura por fadiga foi maior a 2 Hz que a 30 Hz; contudo, a probabilidade de falha não funcionou (LEE; KARL; KELLY, 2009).

Bae et al. (2012) estudaram o efeito das propriedades do material e do formato do furo na vida útil devido a fadiga, em próteses odontológicas através de ensaios baseados na norma ABNT NBR ISO 14801:2007 e da modelagem numérica através de MEF. Baseados nos ensaios, os pesquisadores concluíram que o implante foi fortemente afetado pelas condições de adesão entre osso-implante. A vida útil, devido a fadiga foi similar, pois a tensão exercida sobre o implante foi altamente concentrada no osso cortical superior. Por outro lado, houve pouca concentração de tensão no osso trabecular. A fratura ocorreu no implante adjacente à área superior das guias, independentemente dos desenhos do furo ou das propriedades do material. Logo, os autores inferiram que a concentração de tensão afetou muito a vida em fadiga. O ponto fraco do implante estava acerca de 3 mm da reabsorção óssea. Portanto, também foi necessário um teste de fadiga para simular diferentes graus de reabsorção óssea e para fornecer uma avaliação mais exata do desempenho da prótese (BAE; JEONG, 2012).

Pérez (2012) avaliou a aproximação probabilística para prever a vida à fadiga de três tipos de implantes dentários comerciais. Ele considerou a variabilidade e as incertezas nas propriedades dos materiais envolvidos e nas condições dos carregamentos, além de avaliar a influência do diâmetro na fadiga em um dos implantes. Concluíram que a probabilidade de falha foi influenciada pelas condições do carregamento e pelas propriedades dos materiais do implante. Após simular seis milhões de ciclos, as probabilidades de falhas previstas foram diferentes entre os três implantes considerados. Porém, em todos os casos, houve maior probabilidade de falha na rosca superior do parafuso (PÉREZ, 2012)

Ali et al. (2013) compararam o comportamento mecânico de uma prótese dentária submetida a dois tipos de cargas: uma dinâmica e outra dinâmica sob sobrecarga. Empregaram um modelo numérico de elementos finitos 3D e avaliaram a relação entre sobrecarga, falha do implante e perda óssea. Concluíram que o fator carregamento foi o mais importante, pois afetou as condições biomecânicas do implante. Os autores registraram a maior tensão na interface osso-implante, sempre perto do primeiro segmento do implante dentário. A

magnitude da tensão foi maior no osso cortical que no esponjoso; o implante pareceu durável sob todas as condições de carga dinâmica e de sobrecarga (ALI et al., 2013).

J. M. Ayllon, et al. (2014) propuseram uma metodologia baseada nas propriedades do material e no modelo numérico do implante para estimar a vida em fadiga. Eles analisaram a influência de diferentes fatores, tais como: concentração de tensão na rosca externa e tratamento da superfície. A tensão no implante foi modelada de acordo com o MEF (Ansys). Baseados nos resultados de MEF, os pesquisadores calcularam o fator concentração de tensão e analisaram as fases de iniciação e propagação da trinca. Segundo seus resultados, o tratamento da superfície em implantes dentários reduz a resistência à fadiga, assim como aumenta a concentração de tensão na raiz da rosca, onde iniciam-se as trincas (AYLLÓN et al., 2014a).

Jan Wolff et al. (2014) adotaram o MEF para avaliar as possíveis causas de perda óssea ao redor de implantes dentários de próteses e suas falhas. Avaliaram, também, a perda óssea progressiva sobre deformações induzidas pelo implante dental através do método de aplicações, assim como a deformação efetiva produzida na interface osso-implante submetida a carregamento axial. Tais simulações envolveram 4 tipos de implantes, os quais exibiram desempenho reduzido sob condições de perda óssea circulares e horizontais. Eles concluíram que implantes são projetados para funcionar sob condições quase ideais de inserção, até a osseointegração. No entanto, quando o osso circundante sofre remodelação, as geometrias dos implantes podem apresentar desempenho variado, o qual, em alguns casos, pode aumentar a perda óssea. Esse processo indica a importância de avaliar as geometrias de implantes submetidos às condições clinicamente observadas de perda óssea progressiva (WOLFF et al., 2014).

Shemtov et al. (2014) analisaram detalhadamente a falha sistemática em Ti-6Al-4V e CP-Ti (componente de titânio comercialmente puro), a qual foi recuperada de implantes dentários *in vivo*. Utilizaram 18 amostras (entre 10 CP-Ti e 8 Ti-6Al-4V) recuperadas de implantes fraturados e de partes de implantes. Identificaram a composição metálica por SEM-EDX (espectroscopia dispersiva de raios-X de energia) e identificaram os mecanismos de falha em implantes recuperados ao comparar as superfícies de fratura em implantes recuperados com as superfícies de implantes fraturados em laboratório *in vivo*. A fratura em laboratório foi gerada em ambiente natural, o qual imitou o ambiente intraoral, incluindo saliva artificial e fluoreto. Os pesquisadores fizeram as análises através de Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV). Segundo eles, os mecanismos gerais da fratura em Ti-6Al-4V e CP-Ti nas superfícies fraturadas por fadiga em laboratório foram iguais e não houve evidências de corrosão na superfície do metal. Tal resultado eliminou a participação da corrosão na formação de trincas. Concluíram que o processo de fadiga é o principal mecanismo responsável pelas falhas Ti-6Al-4V e CP-Ti nos implantes dentários coletados. Suas análises de fractografia mostraram que os implantes, e suas partes, podem sofrer fraturas sob níveis

relativamente baixos de carga cíclica, similar ao tipo de nível de cargas geradas durante a mastigação (SHEMTOV-YONA; RITTEL, 2014).

M. A. L. Hernandez-Rodriguez et al. (2015) avaliaram a falha no parafuso do intermediário de um implante dentário ocorrida 6 meses após o procedimento. Utilizaram inspeção visual, análise química, metalografia, teste de microdureza, observações fractográficas macroscópicas e microscópicas em microscópio eletrônico de varredura com EDS (espectroscopia de raios-X de energia dispersiva) para analisar a falha. Além disso, usaram o MEF para analisar as condições da falha. Adotaram a análise estática (MEF) baseada em dois carregamentos estáticos (98N e 250N) sobre um implante em balanço a 30° e torque de aperto do parafuso intermediário de 20 N-cm. Consideraram as propriedades dos materiais como isotrópicas e o modelo linear elástico baseado em coeficiente de atrito de 0,30 na interação de contato entre componentes de implante. Segundo seus resultados, a falha foi causada pela reabsorção óssea e levou à condição de balanço. Tal processo resultou em sobrecarga no sistema devido a tensão de alto ciclo e no revestimento áspero da superfície do parafuso do intermediário. O fator de concentração derivativo da modificação na geometria causou a fissura que propagou-se até a ruptura do componente (HERNANDEZ-RODRIGUEZ et al., 2015).

Prados-Privado et al. (2015) adotaram um modelo probabilístico para avaliar o efeito de variáveis aleatórias na vida em fadiga de um implante dentário através do MEF. Utilizam as incertezas acerca das propriedades do material (defeitos) ao modificar os valores da constante elástica, as dimensões e o histórico de carga do implante. Também utilizaram um caso particular de processo estocástico - com estados discretos (cadeia de Markov, DTMC) -, os modelos de dano acumulado de Bogdanoff e Kozin e Métodos Probabilísticos de Elementos Finitos (SMEF) para mensurar tais incertezas. Avaliaram o ensaio sobre a fadiga, proposto pela norma ABNT NBR ISO 14801:2007, através de métodos convencionais (Goodman, Soderberg e Gerber) e probabilísticos (Bogdanoff e Kozin, B-K). Eles concluíram que o procedimento proposto permitiu conhecer a análise estatística de vida em fadiga (média e variância) e a probabilidade de falha (vida em fadiga vs probabilidade de falha) (PRADOS-PRIVADO et al., 2015).

Jamshidinia et al. (2015) estudaram as propriedades da fadiga de um abutment dentário executado como uma estrutura de treliça. Usaram Electron Beam Melting (EBM) para produzir os abutments (feitos de Ti-6Al-4V) das próteses dentárias. Dividiram os carregamentos em quatro tipos de nível de carga cíclica: 100 N, 200 N, 300 N e 500 N, aplicadas a 15 Hz. Usaram uma forma de onda sinusoidal e razão de carga de 10%. Segundo eles, o resultado do ensaio de fadiga para abutment dentário foi consistente com os cinco milhões de ciclos de carga a 100 N. De acordo com sua conclusão, os resultados de fractografia mostraram que as trincas causadas por fadiga podem ser iniciadas por partículas de pó, parcialmente sintetizadas, anexadas à superfície da treliça. A comparação entre dados experimentais e

modelos numéricos sugeriu que o critério de Soderberg foi mais conservador para a média de correlação de tensão (JAMSHIDINIA et al., 2015).

Shao-Fu Huang et al. (2016) estudaram as interações biomecânicas em próteses em implantes de dentes tratados endodonticamente (TISP). Consideraram as variações no sistema de implante ao monitorar as cargas cíclicas dinâmicas através da técnica de emissão acústica (AE). Utilizam uma macroestrutura de implantes com 2 peças (cone integrado de rosca, TIS) e uma retenção de parafuso (RS, implante de 3 peças), o qual foi ligado a um pilar para possibilitar a avaliação de suas respectivas resistências mecânicas de acordo com a norma ABNT NBR ISO 14801:2007. Gravaram o número de sinais acumulados (AE) em ensaios para avaliar a resistência mecânica. Eles concluíram que não houve dano visível nas amostras de tratamento endodonticamente TISP usadas no implante RS. Contudo, dois dos correspondentes implantes TIS sofreram fratura no abutment/pilar (HUANG; CHEN; LIN, 2016).

Tingting Wu et al. (2017) estudaram os efeitos de vários lubrificantes na estabilidade de conexão entre implante e abutment. Avaliaram o coeficiente de atrito total, a força de aperto, o desenvolvimento da fadiga e o torque da união combinada com os carregamentos dinâmicos cíclicos sob diferentes condições de lubrificação. Adotaram o MEF, com carregamento de 250 N a 30° sobre a coroa, para analisar as distribuições de tensão através de imagens experimentais. Utilizaram 18 peças, e seis níveis de carregamento, para induzir a fratura. Determinaram o limite da fadiga por limite de carregamento cíclico de $5 \cdot 10^6$ ciclos. Concluíram que o lubrificante reduz o coeficiente de atrito total, o qual aumenta a força de aperto. A diminuição no carregamento incrementa a vida em fadiga no parafuso do intermediário. O uso do lubrificante sob altas cargas reduziu a vida útil devido a fadiga. A fratura dúctil ocorreu no primeiro fio da rosca do parafuso do intermediário, o que tornou-se o modo principal de falha. Altos níveis de tensão ocorreram no grupo tratado com lubrificante, mas ele não aumentou a confiabilidade na conexão entre implante e abutment (WU et al., 2017)

Dimorvan Bordin et al (2017) avaliaram a confiabilidade e os modos de falhas de implantes com diferentes diâmetros. Utilizaram 42 implantes em ensaios de fadiga. Apertaram abutments idênticos utilizando o mesmo torque nos implantes. Cimentaram uma coroa de maxilar standard e submeteram o sistema ao teste de vida acelerada (SSALT) em água. Calcularam o uso das curvas de Weibull para o nível de probabilidade e confiabilidade em 50.000 e 100.000 ciclos a 50 N, 100 N, 150 N e 180 N. Geraram dois modelos virtuais através do MEF para simular os ensaios de fadiga sob carregamentos de 50 N e 100 N a 30° sobre a coroa. Adotaram as tensões de von-Mises para avaliar as distribuições de tensão. Concluíram que os grupos estudados sob carregamento de 50 N e 100 N registraram alta confiabilidade (superior a 97,5 %). Os carregamentos de 150 e 180 N registraram menor confiabilidade (82,3 %), mais não houve diferença significativa entre ambos grupos. O modo

de falha na fratura de abutment foi similar nos dois grupos (BORDIN et al., 2017).

2.4 Conclusões

Este capítulo realizou uma revisão bibliográfica e descreveu os aspectos relacionados sobre próteses dentais e estudos vinculados a falhas mais comuns, assim como aspectos biomecânicos, sobre métodos numéricos e experimentais mais utilizados para verificação de resultados.

Não foram encontradas, na revisão bibliográfica desta tese, referências sobre a utilização de critérios multiaxiais para estimar a vida à fadiga sob próteses dentais. Além disso, a quantidade de artigos científicos que abordam os critérios de fadiga multiaxial utilizando os MEF para próteses implantares dentais são escassos, constatações que ilustram a necessidade e relevância da proposta deste trabalho.

3 MECANISMO DE FALHA

Introdução

Ao projetar uma prótese dental tornamos seus componentes mecânicos sujeitos a falhas, tanto estáticas como dinâmicas, em suas funções. Determinar os modos possíveis das falhas de próteses dentárias e estabelecer critérios adequados de falha - em geral, a determinação do modo de falha -, requer extenso conhecimento sobre a resposta da prótese às cargas utilizadas, aos parâmetros críticos relacionados com o início da falha (que pode ser a tensão), à deformação, aos deslocamentos, às cargas, ao número de ciclos de cargas ou à combinação de todos esses fatores.

O carregamento cíclico referente à mastigação a que são submetidas as próteses odontológicas e as interfaces entre diferentes componentes, levam à necessidade de avaliar-se profundamente as falhas e o fenômeno de fadiga, o qual aponta para o aumento da segurança e durabilidade delas (as próteses).

A Figura 3.1 agrupa as cinco categorias do mecanismo de falha: sobrecarga, fratura, fadiga, desgaste e corrosão.

Figura 3.1 – Mecanismos básicos de falha

É evidente que os mecanismos de corrosão e desgaste geralmente removem material e causam a falha devido a variações sensíveis na seção. Os mecanismos na metade esquerda da Figura 3.1 são, essencialmente, tensões no material.

Escoamento

Todos os materiais estruturais submetidos ao ensaio simples de tração exibiram certa extensão devido a seu comportamento elástico ou plástico. O ponto de transição separando esses comportamentos é o limite de escoamento. Normalmente, estruturas submetidas a carregamentos externos registram tensões e deformações que não superam os valores estabelecidos para tal ponto. Quando os carregamentos cessam, a estrutura tem sua

situação original restabelecida. É comum ocorrerem deformações permanentes na maior parte das estruturas, dada a degradação no módulo elástico, a qual pode ser considerada uma falha. Estruturas tais como implantes dentários, com deformações não permanentes fora dos limites previstos pelo projeto, também podem ser consideradas falhas.

3.1 Mecanismo de Falha por Fadiga

Fenômeno da fadiga

Os componentes mecânicos e as estruturas encontram-se, frequentemente, submetidos a tensões e deformações cíclicas capazes de causar falhas devido a fadiga. Nessas circunstâncias, o metal rompe sob tensão muito inferior à necessária para ocasionar fratura devido a aplicação de carga estática. Normalmente, tal carga começa na superfície da peça, em pontos de concentração de tensão, como no canto vivo ou no entalhe, ou ainda em um concentrador metalúrgico de tensão como, por exemplo, na inclusão (DIETER, 1981).

De acordo com Dieter (1981), os fatores básicos necessários para causar falha devido fadiga são:

- Tensão de tração máxima suficientemente alta;
- Variação ou flutuação suficientemente grande na tensão aplicada;
- Número suficientemente grande de ciclos de aplicação da tensão.

Existem também outras variáveis que tendem a alterar as condições para a ocorrência de fadiga, tais como: concentração de tensão, corrosão, temperatura, sobrecarga, estrutura metalúrgica, tensões residuais e combinadas.

A Figura 3.2 mostra a falha devido a fadiga no parafuso, a qual começou na raiz da rosca (ponto A) propagou-se pela seção transversal até o ponto C e ficou evidente através das marcas de praia no ponto B. O ponto C também mostra a fratura rápida que pode levar à ruptura final da peça.

Figura 3.2 – Falhas típicas causadas por fadiga no parafuso devido à flexão unidirecional repetida (BUDYNAS; NISBETT, 2012).

Estágios da fadiga

Segundo (BUDYNAS; NISBETT, 2012) existem três estágios na falha causadas por fadiga:

1. Nucleação da trinca: ocorre geralmente na superfície livre de material. É gerada por defeitos ou por inclusão no material, ou seja, em pontos de concentração de tensão, em locais não homogêneos e em pontos onde há variação abrupta na geometria da estrutura;
2. Propagação da trinca até o tamanho crítico: geralmente as trincas se propagam perpendicularmente, de modo estável, na direção da máxima tensão principal, até certa extensão;
3. Ruptura final do material: caracterizada pela propagação da trinca, de modo instável, o que resulta na ruptura da estrutura quando a trinca supera um determinado tamanho crítico.

As fases de uma falha causada por fadiga e os fatores importantes para cada estágio estão mostradas na Figura 3.3.

Figura 3.3 – a) Representação das superfícies características de uma fratura causada por fadiga com distinção de nucleação, propagação e instabilidade de trinca (MEYERS; CHAWLA, 2009) e b) diferentes fases da vida em fadiga e de outros fatores (SCHIJVE, 2003).

A nucleação e a propagação de trincas ocupam boa parte da vida do componente. A duração de cada estágio contribui para a vida em fadiga do componente. A vida em fadiga, N_f , assim como a quantidade total de ciclos até a fratura, é representada pela soma do número de ciclos para a iniciação da trinca, N_i , e para a propagação da trinca N_p .

$$N_f = N_i + N_p \quad (3.1)$$

Em geral, o projeto precisa prever a falha por fadiga, assim como o surgimento e o crescimento da trinca, além de determinar a duração do componente.

Três enfoques principais do projeto devem ser utilizados para prever a vida em fadiga: o método da vida sob tensão, o da vida sob deformação e o da mecânica da fratura linear elástica (BUDYNAS; NISBETT, 2012). Aqui adotaremos o primeiro desses métodos para substantiar as análises e cálculos.

Tipos de carregamentos

O ciclo de tensão de fadiga é a variação da tensão aplicada devido ao tempo ou ao número de ciclos de aplicação de carga. Os campos de tensão podem ser uniaxiais ou multiaxiais. As variações de tensão mais comuns estão mostradas na Figura 3.4.

Figura 3.4 – Ciclos de tensão típicos na fadiga. (a) tensão alternada; b) tensão flutuante; c) ciclo de tensão irregular ou aleatória. (DIETER, 1981)

Alguns parâmetros importantes da fadiga podem ser definidos da seguinte maneira:

$$\text{Faixa de tensão: } \Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (3.2)$$

$$\text{Amplitude de tensão: } \sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 \quad (3.3)$$

$$\text{Tensão média: } \sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 \quad (3.4)$$

$$\text{Razão de Tensão: } R_\sigma = (\sigma_{min}/\sigma_{max}) \quad (3.5)$$

O ciclo é chamado de *alternado puro* quando $R = -1$, designado como *repetida* quando $R = 0$ e como *flutuante* quando está baseado em outros valores.

Expressões análogas a deformação:

$$\text{Faixa de tensão: } \Delta\epsilon = \epsilon_{max} - \epsilon_{min} \quad (3.6)$$

$$\text{Amplitude de tensão: } \epsilon_a = (\epsilon_{max} - \epsilon_{min})/2 \quad (3.7)$$

$$\text{Tensão média: } \epsilon_m = (\epsilon_{max} + \epsilon_{min})/2 \quad (3.8)$$

$$\text{Razão de Tensão: } R_\epsilon = (\epsilon_{min}/\epsilon_{max}) \quad (3.9)$$

Resistência e limite de resistência à fadiga (curva S-N)

Para se estabelecer o limite de resistência à fadiga de um material dada a natureza estatística da fadiga é necessário um grande número de ensaios (DIETER, 1981).

A curva S-N é o método básico de apresentação dos dados experimentais da fadiga em gráficos de tensão S contra o número de ciclos necessários para a fratura N.

A Figura 3.5 apresenta a curva S-N típica do ensaio de fadiga aplicado a números grandes de ciclos ($N > 10^3$ ciclos). Os ensaios foram conduzidos com ciclos controlados de deformação elástica mais plástica em regiões de fadiga de baixo-ciclo ($N < 10^4$ ciclos). Chamou-se de resistência à fadiga (S) a ordenada do diagrama S-N; o número de ciclos N ao qual ela corresponde foi explicitado.

Figura 3.5 – Diagrama S-N baseado nos resultados dos ensaios de fadiga axial - completamente invertida- em aço UNS G41300 normalizado (BUDYNAS; NISBETT, 2012).

No caso de aço e titânio (ligas), a curva S-N tornou-se horizontal sob uma determinada tensão limite Figura 3.5. Abaixo dessa tensão limite, também chamada de limite de resistência à fadiga (S_e), não ocorreu falha, não importando o número de ciclos (DIETER, 1981). Entretanto, (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009) os limites de fadiga de uma amostra com 49 ligas de titânio foram analisados (Figura 3.6), mas seus dados foram dispersos demais e registraram coeficiente de variação de $V=36\%$. Os dados analisados estavam na faixa $(0,1 < \frac{S_e}{S_u} < 0,8)$, e por serem tão dispersos, não permitiram uma estimativa razoável do limite de fadiga baseado no limite de resistência à ruptura. Portanto, evitou-se o uso de estimativas do limite de fadiga em componentes estruturais feitos destas ligas de titânio.

Figura 3.6 – Limite de fadiga (S_e) de 49 ligas de titânio. Adaptado de (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009)

Figura 3.7 – Diagramas S-N (Ti-6AL-4V) e Liga Co-Cr. (KAYABAŞI et al., 2006).

Desta forma, pudemos gerar um gráfico, como o diagrama S-N apresentado na Figura 3.7, para dois materiais utilizados na fabricação dos componentes de próteses odontológicas.

No caso de próteses dentárias, o ideal é trabalhar com fadigas de altos ciclos, pois o objetivo deve ser alcançar uma vida à fadiga alta (AYLLÓN et al., 2014a; KAYABAŞI et al., 2006; U.R.PATIL; P.N.DHATRAK; B.M.SHINDE, 2016).

Limite de resistência à fadiga de um componente (Se)

O diagrama nas figuras 3.5 e 3.7, resultou dos ensaios conduzidos com corpos de prova padronizados e cuidadosamente preparados. Porém, na prática, houve algumas variáveis que afetaram os limites de resistência encontrados experimentalmente. Segundo (CAMPBELL, 2012) algumas dessas variáveis são:

- Material: composição, base de falha, variabilidade;
- Manufatura: método, tratamento térmico, corrosão por microabrasão, condição de superfície, concentração de tensão;
- Ambiente: corrosão, temperatura, estado de tensão, tempo de relaxação;
- Projeto: tamanho, forma, vida, estado de tensão, concentração de tensão, velocidade, microabrasão, escoriação.

Os resultados foram quantificados como fatores de modificação no gráfico S-N, a saber: equação de Marin. O Limite de Resistência à Fadiga de um Componente (S_e) pode ser dado por (CAMPBELL, 2012):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (3.10)$$

Em que

k_a : Fator de modificação de condição de superfície;

k_b : Fator de modificação de tamanho;

k_c : Fator de modificação de carga;

k_d : Fator de modificação de temperatura;

k_e : Fator de confiabilidade;

k_f : Fator de modificação por efeitos variados;

S'_e : Limite de Resistência à Fadiga do Componente nas condições de uso e em locais crítico na geometria de uma peça.

Critérios de Falha. Efeito da tensão média na fadiga

A maior parte dos dados sobre fadiga (curvas S-N) foram obtidos sob ciclos de tensão alternados em que ($\sigma_m=0$). Existem vários métodos para determinar-se um diagrama S-N quando a tensão média é diferente de zero. Sempre que a tensão média for diferente de zero, é necessário encontrar um valor de amplitude de tensão alternada equivalente (σ_{eqv}) para ser utilizada na curva S-N. Assim, foram criados critérios de falha que levaram em consideração a influência da tensão média no comportamento da fadiga. As quatro formulações mais utilizadas para obtenção de amplitude de tensão alternada equivalente são apresentadas a seguir:

Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{eqv}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1 \quad (3.11)$$

Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{eqv}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1 \quad (3.12)$$

Gerber:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{eqv}} + \frac{\sigma_m^2}{\sigma_y^2} = 1 \quad (3.13)$$

Morrow:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{eqv}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} = 1 \quad (3.14)$$

Em que:

σ_y : corresponde ao limite de resistência ao escoamento;

σ_u : corresponde ao limite de resistência à tração.

σ_r : corresponde ao limite de resistência à ruptura.

Segundo (CAMPBELL, 2012) as seguintes observações podem ser feitas acerca dos métodos:

- Soderberg é muito conservador;
- Testes práticos tendem a apresentar resultados entre Goodman e Geber;
- Goodman é o mais utilizado (U.R.PATIL; P.N.DHATRAK; B.M.SHINDE, 2016).

3.2 Fadiga sob Carregamento de Amplitude Variável

A maior parte dos componentes mecânicos e de implantes dentários em condições reais são submetidos a carregamentos de amplitude variável.

A Figura 3.9 representa um carregamento de amplitude variável gerado aleatoriamente a partir de um programa adotado para simular o registro do carregamento sob a prótese durante a mastigação. A estimativa de vida em fadiga sob carregamentos de amplitude variável baseados no método de S-N requer os procedimentos mostrados no fluxograma da Figura 3.8.

Figura 3.8 – Registro de um carregamento axial sobre a prótese.

Figura 3.9 – Fluxograma para estimativa de vida em fadiga sob carregamentos de amplitude variável baseado no método de S-N. Adaptado de (STEPHENS et al., 2000).

Histórico de carregamentos

Dentre as técnicas para contagem de ciclos, vários métodos foram propostos, entre eles destaca-se o método rainflow (MATSUISHI; ENDO, 1968), é o mais amplamente aplicado para identificar eventos críticos de fadiga útil para a compreensão básica do comportamento do material tais como os efeitos de memórias (ENGINEERS, 1997; SUNDER, 2003). O critério empregado para contagem dos ciclos está demonstrado na Figura 3.10, conforme descrito nas Regras de Identificação e Contagem de Ciclos da norma (ASTM E1049-85, 2017).

Figura 3.10 – Critério para identificação de um ciclo de carregamento segundo o método rainflow.

O dano causado por fadiga durante carregamentos de amplitude variáveis no longo prazo pode ser calculado através da regra linear de Palmgren-Miner (FATEMI; YANG, 1998), segundo a expressão:

$$D_i = \frac{n_i}{N_f} \quad (3.15)$$

Em que

D_i : Dano causado por fadiga em cada intervalo de carga;

n_i : Número de reversões em cada intervalo de carga;

N_f : Reversões de falha em cada intervalo de carga.

Figura 3.11 – Princípio de acúmulo de dano linear (Palmgren-Miner)

Segundo essa regra linear, o dano total é igual à soma dos danos produzidos em cada intervalo de carga aplicada Figura 3.11, Ela prevê falhas do material quando a soma dos danos for $D=D_c$ (dano crítico). Geralmente, assume-se a falha quando $D_c=1$.

$$\sum_{i=0}^N D_i = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots \frac{n_q}{N_q} \approx 1 \quad (3.16)$$

Outras regras também podem ser usadas para prever o acúmulo de dano em fadiga, as mais utilizadas encontram-se listadas em (FATEMI; YANG, 1998).

3.3 Modelagem do Problema de Contato

Introdução ao contato mecânico

Os problemas do comportamento no contato mecânico foram estudados por muitos investigadores. H.Hertz (1895) foi o primeiro a obter uma solução satisfatória para tal problema (BORESI; SCHMIDT, 2003); a Figura 3.12 mostra dois discos semicirculares, elaborados a partir de diferentes materiais, unidos sob uma força P.

Figura 3.12 – Duas superfícies curvas, de raios diferentes, pressionadas uma contra a outra. Adaptado de (BORESI; SCHMIDT, 2003).

A equação que expressa a distância entre z_1 e z_2 a partir do ponto de contato com o plano comum tangente deve determinar o deslocamento de dois corpos perto do ponto inicial de contato. A equação que aproxima a distância total entre pontos correspondentes, em quaisquer das duas superfícies em uso é:

$$d = z_1 + z_2 \quad (3.17)$$

$$d = Ax^2 + By^2 \quad (3.18)$$

Em que

x, y : são as coordenadas dos eixos x e y , com origem em no ponto de contato. A, B : são as constantes positivas e dependentes dos principais raios de curvatura de dois corpos no ponto de contato e do ângulo entre planos correspondentes das curvaturas principais (BORESI; SCHMIDT, 2003).

As equações 3.3 e 3.20 expressam os valores das constantes A e B .

$$A = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'} \right) - \frac{1}{4} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \sin^2(\alpha)} \quad (3.19)$$

$$B = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right) + \frac{1}{4} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \sin^2(\alpha)} \quad (3.20)$$

O problema de dois cilindros em contato Figura 3.13 está na região de contato, a qual fica próxima a uma linha, antes de o carregamento ser aplicado.

Figura 3.13 – Contato entre dois cilindros

As expressões (3.21)(3.22) e (3.23) de A e B são:

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.21)$$

$$A = 0 \quad (3.22)$$

$$\frac{B}{A} = \infty \quad (3.23)$$

Segundo a solução analítica, as expressões de tensão nos pontos do eixo z em relação às várias distâncias (z/b), a partir da superfície de contato são:

$$\sigma_{yy} = -2\nu \left[\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b} \right)^2} - \frac{z}{b} \right] \frac{b}{\Delta} \quad (3.24)$$

$$\sigma_{xx} = - \left[\frac{\left(\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b} \right)^2} - \frac{z}{b} \right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b} \right)^2}} \right] \frac{b}{\Delta} \quad (3.25)$$

$$\sigma_{zz} = -\left[\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}}\right] \frac{b}{\Delta} \quad (3.26)$$

De acordo com a solução de caso limite em que $k=0$, o valor de b

$$b = \sqrt{\frac{2w\Delta}{\pi}} \quad (3.27)$$

Em que w , é a carga por unidade de distância da área de contato.

$$\Delta = \frac{1}{\frac{1}{2R_1} + \frac{1}{2R_2}} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (3.28)$$

A tensão máxima no ponto da linha de contato pode ser obtida através das expressões (3.24) (3.25) e (3.26) com a colocação de $z=0$.

3.4 Conclusões

Este capítulo descreveu os aspectos de uma fratura por fadiga. A fratura por fadiga pode ser dividida em três estágios: nucleação da trinca, propagação da trinca e fratura. Alguns métodos para previsão de vida à fadiga que são usados para resolver problemas da área: o Método S-N, o Método ϵ -N.

No capítulo foram visto aspectos e métodos de como as estimativas da vida à fadiga são calculadas levando em consideração os parâmetros críticos relacionados com início da falha, carregamentos de amplitude constante e variáveis devido aos efeitos da mastigação, assim como aspectos importantes dos contatos entre componentes das próteses dentais.

4 ANÁLISE DE FADIGA MULTIAXIAL BASEADA EM TENSÃO

4.1 Introdução.

Componentes mecânicos e estruturas submetidas a carregamentos cíclicos encontram-se frequentemente expostas a estados variáveis de tensão biaxiais ou triaxiais devido tanto aos carregamentos externos aplicados quanto à geometria complexa do componente (entalhe na raiz de uma rosca de implantes) e a tensões residuais, as quais são alguns dos principais fatores envolvidos na falha por fadiga. O estudo da falha baseada nas condições expostas acima é chamado de estudo de fadiga multiaxial. Muitos modelos de fadiga multiaxiais foram desenvolvidos recentemente para estimar-se a vida em fadiga. Alguns desses modelos serão descritos no presente capítulo, o qual tem por objetivo apresentar alguns critérios de fadiga multiaxial baseados em tensão.

A Figura 4.1 representa um elemento diferencial na superfície de um entalhe sob um componente sob tração nominal uniaxial. A superfície encontra-se no estado biaxial, ou estado plano de tensões, e permitiu o cálculo das direções e valores das tensões principais através das expressões (4.2) e (4.3), pela construção do Círculo de Mohr.

Figura 4.1 – Esquema de análises de tensão no elemento diferencial na superfície do entalhe

$$\sigma = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ 0 & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad (4.1)$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad (4.2)$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad (4.3)$$

$$2\Phi = \arctan\left(\frac{2\tau_{yz}}{\sigma_y - \sigma_z}\right) \quad (4.4)$$

As tensões multiaxiais estavam nos componentes com entalhe, tanto sob carregamento multiaxial quanto uniaxiais (Figura 4.1), mesmo que o componente estivesse sob estado de tensão uniaxial. (BANNANTINE; COMER; HANDROCK, 1990; STEPHENS et al., 2000; SUSMEL, 2009).

No geral, para um carregamento dinâmico cíclicos as tensões no círculo de Mohr são uma função do tempo, portanto o caso mais geral do tensor de tensão de Cauchy dependente do tempo pode ser expressado como:

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_{xx}(t) & \tau_{xy}(t) & \tau_{xz}(t) \\ \tau_{yx}(t) & \sigma_{yy}(t) & \tau_{yz}(t) \\ \tau_{zx}(t) & \tau_{zy}(t) & \sigma_{zz}(t) \end{pmatrix} \text{ para } t \in p \quad (4.5)$$

Sendo p o período de carregamento.

A história do carregamento é *proporcional* quando gera tensão cujos eixos principais mantêm orientação fixa (estacionário) a longo prazo. O carregamento é *não-proporcional* quando sua história faz com que os eixos principais sofram rotação durante a vida do componente.

As histórias de carregamento de componentes causadas por vários carregamentos periódicos e pela mesma forma da onda (frequência) (Figura 4.2a) permitiram a distinção entre *carregamentos em fase* das cargas e *carregamentos fora de fase*. É importante ressaltar que componentes sob tração e torção, fora de fase, sempre geram histórias não-proporcionais (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009)(Figura 4.2b).

Figura 4.2 – a) Análise da ocorrência de carregamento no eixo de seção circular sob tração + torção que gerou ocorrência das tensões na superfície do componente. a) Carregamento em fase. b) Carregamento fora de fase (em 90°).

Qualquer corpo submetido a um estado de tensão, conforme Figura 4.1, e a carregamentos cíclicos foi analisado através da expressão(4.6):

$$\sigma = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{yy}(t) & \tau_{yz}(t) \\ 0 & \tau_{zy}(t) & 0 \end{pmatrix} \text{ para } t \in p \quad (4.6)$$

Ao assumir uma função senoidal, podemos representar:

$$\sigma_{yy} = \sigma_{yy,m} + \sigma_{yy,a} \sin(w_{\lambda}t) \quad (4.7)$$

$$\tau_{zy} = \tau_{yz,m} + \tau_{yz,a} \sin(w_{\lambda}t + \delta) \quad (4.8)$$

As componentes de tensão $\sigma_{yy,m}$ e $\tau_{yz,m}$ representam as tensões médias normais e cisalhantes, respectivamente; e $\sigma_{yy,a}$ e $\tau_{yz,a}$ são as tensões alternadas, w_{λ} é o comprimento de onda e δ_{yz} o ângulo de fase.

Figura 4.3 – Corpo em estado de tensão.

Qualquer corpo submetido a um estado de tensão, conforme Figura 4.2, deve ser analisado através da expressão(4.6), levando-se em consideração os *carregamentos em fase*

Figura 4.4 – Carregamento proporcional

A dimensão, e o centro, dos círculos de Mohr alteraram-se com o tempo (Figura 4.4); contudo, as direções principais da tensão mantiveram-se invariáveis ao longo do tempo.

Figura 4.5 – Carregamento não proporcional; representação das tensões e do ângulo principal no círculo de Mohr.

O centro do círculo de Mohr alterou-se dada a evolução da história de carga (Figura 4.5); porém, as direções principais da tensão mudaram com o tempo.

Estudos mostraram que alguns materiais podem encruar muito mais do que o previsto através da curva σ - ϵ cíclica tradicional dependendo dos carregamentos não proporcionais (NP) variáveis. O caminho de carregamento fora de fase, em 90° graus, gera o maior grau de encruamento não proporcional e, desse modo, vida em fadiga mais curta (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009) (TAKAHASHI, 2014).

(ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009) afirmam que o fator de não proporcionalidade da carga F_{np} , é medido através de sua forma elíptica, a qual envolve ocorrência das deformações normais ϵ e do cisalhamento γ , induzido no diagrama de Mises. Se a e b ($b \leq a$) são os semi-eixos da elipse envoltória, o fator F_{np} é definido como:

$$F_{np} = \frac{b}{a} \quad (0 \leq F_{np} \leq 1) \quad (4.9)$$

Figura 4.6 – Ocorrência de carregamentos proporcionais e não proporcionais. Diferença de fases.

Podemos criar dezenas de ocorrência de carregamentos não proporcionais ao combinarmos o histórico de tensão normal com o de tensão de cisalhamento. A Figura 4.7 apresenta diversos tipos de carregamento não proporcionais.

Figura 4.7 – Exemplos de ocorrência de carregamentos não proporcionais.

Avaliação do tipo de carregamento conduzida para determinar-se o grau de não proporcionalidade de um tipo de carregamento pode ser feita através de um parâmetro chamado *indicação de biaxialidade*. Tal parâmetro é a tensão principal menor, dividida pela maior tensão principal. Em estado plano de tensão ele é definido pela equação a seguir:

$$L_{np} = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \quad (4.10)$$

Em que

σ_1 : Tensão principal máxima;

σ_2 : Tensão principal mínima.

Podemos definir o valor da indicação de biaxialidade L_{NP} de vários tipos e casos de carregamento, como:

$L_{NP}=0$ =cte: carregamento proporcional (uniaxial);

$L_{NP}=1$ =cte: carregamento proporcional (biaxial puro);

$L_{NP}=-1$ =cte: carregamento proporcional (cisalhamento puro);

$L_{NP} \neq$ cte: carregamento não proporcional ($-1 \leq L_{NP} \leq 0$).

A Figura 4.8 apresenta um resumo da verificação do tipo de carregamento considerado na seleção do modelo de fadiga, o qual deve ser capaz de avaliar o tipo do carregamento.

	ϕ_p	a	
Uniaxial	$\phi_p = \text{cte}$	$a = \text{cte} = 0$	Aumentando dificuldade & Diminuindo confiabilidade ↓
Multiaxial proporcional	$\phi_p = \text{cte}$	$a = \text{cte} \neq 0$ $-1 \leq a \leq 1$	
Multiaxial não proporcional	ϕ_p varia	a varia	

Figura 4.8 – Resumo da verificação do tipo de carregamento. $L_{NP}=a$ e ϕ_p é o ângulo principal. (TAKAHASHI, 2014).

4.2 Modelos Multiaxiais de Fadiga Baseado em Tensão

Alguns dos modelos mais utilizados podem ser encontrados em (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009; DARRELL SOCIE, 2000; SCHIJVE, 2003). O problema da fadiga multiaxial pode ser introduzido através de três abordagens principais: abordagem baseada na tensão, nas deformações e na mecânica da fratura. A tensão principal máxima, a de cisalhamento máxima ou a octaédrica são usadas como parâmetros de fadiga multiaxial em abordagens baseadas na tensão. Critérios de fadiga baseados em tensões são frequentemente usados para prever a vida em fadiga sob regime HCF, quando não ocorre plasticidade significativa na peça.

Abordagens de plano crítico são baseadas em observações experimentais de nucleação e de crescimento de microtrincas em material submetido a carregamento cíclico. A nucleação e o crescimento de microtrincas ocorrem em planos materiais chamados planos críticos, nos quais as microtrincas por fadiga, geralmente, iniciam-se Figura (4.9).

Figura 4.9 – Modelo adoptado de dano por fadiga. Adaptado de (SUSMEL, 2009).

Este capítulo tem por objetivo apresentar modelos de fadiga baseados na abordagem de plano crítico, por ser a mais eficiente análise de fadiga sob regime HCF. As aplicações de modelos baseados em tensão serão apresentadas no contexto de carregamentos de amplitude variável.

4.2.1 Modelo de Sines

Apresentamos dados de ensaios experimentais biaxiais e as combinações simples de tensão estática e alternada para descrever as tensões alternadas biaxiais (GEORGE; SINES, 1955). A tensão cisalhante média não teve efeito significativo na vida em fadiga de peças sujeitas a tensão normal e cisalhante, alternadas, quando a tais tensões não ultrapassaram o limite de escoamento. Portanto, utilizamos o critério de falha sob as tensões multiaxial proporcionais de Sines para prever se a falha causada por fadiga na peça atingiu o valor crítico β_s no ponto da peça, de acordo com (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009) :

$$\left(\frac{\Delta \tau_{mises}}{2} \right) + \alpha_s (3\sigma_{hm}) = \beta_s \quad (4.11)$$

Em que: α_s e β_s são constantes ajustáveis em cada material, sendo

$$\Delta\tau_{mises} = \frac{1}{3}\sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2} \quad (4.12)$$

$$\sigma_{hm} = \frac{(\sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm})}{3} \quad (4.13)$$

4.2.2 Modelo de Findley

Findley (FINDLEY, 1958) propôs um modelo de dano causado por fadiga baseado em tensões, o qual também é aplicável às cargas multiaxiais NP. Ele supôs que a trinca nasce devido à fadiga no plano crítico do ponto crítico da peça, onde o dano é máximo (FINDLEY, 1958). Portanto, usamos o critério de falha sob tensão multiaxial de Findley para prever quando o trincamento na peça atinge o valor crítico no ponto crítico (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009)

$$\left[\frac{\Delta\tau(\theta)}{2} + \alpha_f \sigma_{\perp}(\theta) \right] = \beta_f \quad (4.14)$$

Em que: as constantes α_F e β_F devem ser medidas em pelo menos dois tipos de testes de fadiga. (DARRELL SOCIE, 2000).

O lado direito da equação 4.14 deve ser escrito em função do coeficiente de resistência à fadiga torsional em uma torção completamente reversa ($R=-1$), como por (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009):

$$\beta_F = \sqrt{1 + \alpha_F^2} \frac{\Delta\tau}{2} \quad (4.15)$$

Em que $\frac{\Delta\tau}{2} = \sigma_{\tau_f}$ e σ_{τ_f} é o limite de resistência ao cisalhamento da fadiga. Podemos obter σ_{τ_f} na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Estimativa do limite de resistência à fadiga para cisalhamento

Material	Limite de resistência à fadiga para cisalhamento ¹
Aço e ligas forjadas	$\sigma_{\tau_f} \approx 0,75\sigma_f$
Ferro dúctil	$\sigma_{\tau_f} \approx 0,90\sigma_f$
Ferro maleável/estrutura perlítica	$\sigma_{\tau_f} \approx 1,0\sigma_f$
Ferro forjado	$\sigma_{\tau_f} \approx 0,83\sigma_f$
Ferro fundido	$\sigma_{\tau_f} \approx 1,30\sigma_f$
Alumínio / cobre e ligas	$\sigma_{\tau_f} \approx 0,65\sigma_f$
Outros	$\sigma_{\tau_f} = \frac{\sigma_f}{2(1+\nu)}$

A constante de sensibilidade à tensão normal α_F é determinada pela comparação entre o limite de fadiga de um material sob teste de tensão e testes de fadiga sob torção. O valor de α_F varia entre 0,2 e 0,3 em materiais dúcteis (MARQUIS; SOCIE, 2000).

Em que, α_F pode ser calculado de acordo com dados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Estimativa da constante de sensibilidade à tensão normal.

Material	Limite de resistência à fadiga para cisalhamento
Socie e Marquis	$\alpha_F=0,2857$
Formula Geral	$\frac{f_R}{t_{-1}} = \frac{2\sqrt{1+\alpha_F^2}}{\sqrt{\left(\frac{2\alpha_F}{1-R}\right)^2 + 1} + \frac{2\alpha_F}{1-R}}$
Dang van	$\alpha_F = \frac{3t_{-1}}{f_{-1}} - \frac{3}{2}$
Sines	$\alpha_F = \frac{3t_{-1}(\sigma_u + f_{-1})}{\sigma_u f_{-1}} - \sqrt{3}$
Crossland	$\alpha_F = \frac{3t_{-1}}{f_{-1}} - \sqrt{3}$

Em que f_R é o limite de fadiga da peça sob carregamento axial (tração-compressão) em uma relação de carga R; f_{-1} é o limite de fadiga da peça sob carregamento axial (tração-compressão) totalmente reverso (R=-1) e t_{-1} é o limite de fadiga da peça sob torção totalmente reversa (R=-1).

O Critério de Findley está baseado na idéia de que a tensão cisalhante alternada $\Delta\tau(\theta)$ é a principal responsável pela falha causada por fadiga. A máxima tensão normal $\sigma_{\perp}(\theta)$ medida no plano que contém $\Delta\tau(\theta)$, mas possui influência secundária (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009; MARQUIS; SOCIE, 2000)

Figura 4.10 – Análises de plano crítico. a) e b) Plano de corte no nó; os planos foram distribuídos uniformemente entre 0 e 180°, em torno da superfície normal c) Projeção do vetor tensão $\tau(t)$ em um plano material Δ para um ciclo de carregamento complexo que gerou uma curva fechada C (vermelha). Adaptado de <http://fatiguetoobox.org/documentation/theory-reference>.

O objetivo foi encontrar a orientação de plano material que maximizasse o lado esquerdo

da equação 4.14, através de procedimentos de busca (Figura 4.10).

O cálculo da máxima tensão normal, no plano Δ exigiu um cálculo menos complexo que o cálculo da amplitude da tensão cisalhante τ_a , pois o vetor de tensão de cisalhamento varia tanto em magnitude quanto em direção durante o ciclo de carga.

Vários métodos foram propostos para o cálculo de τ_a , entre os quais destacam-se o Método da Máxima Corda (LEMAITRE; CHABOCHE, 1990; SUSMEL, 2009), o Método da Maior Projeção (GRUBISIC; SIMBÜRGER, 1976), o Método do Mínimo Círculo Circunscrito (MMC) (PAPADOPOULOS, 1998), o Método Mínimo Circunscrito Elipse (LI; SANTOS; FREITAS, 2001)(LI; SANTOS; FREITAS, 2000), o Método do Máximo Envelope Retangular Circunscrito (MERC) (ARAÚJO et al., 2011) e o Método das Curvas Modificadas de WÖHLER (MWCM) (SUSMEL, 2009). Para melhor entender os métodos acima, ver sugestões de diversos autores.

O Método da Máxima Corda é extremamente rápido e fácil de ser implementado; logo, foi nossa opção no presente estudo. Esse método foi elaborado por (LEMAITRE; CHABOCHE, 1990) e calcula $\tau_{n,a}$ através da equação:

$$\tau_{n,a} = \frac{1}{2} \max_{t_1 \in T} [\max_{t_2 \in T} |\tau_n(t_1) - \tau_n(t_2)|] \quad (4.16)$$

Em que t_1 e t_2 são dois instantes da história de carga cíclica em um período igual a T.

Figura 4.11 – a) Definição da amplitude do esforço de cisalhamento b) Inconsistência na representação da tensão cisalhante média. (SUSMEL, 2009)

O critério da máxima corda é realmente eficaz na definição da amplitude de esforço de cisalhamento em relação a um plano de material genérico (Figura 4.11 a); contudo, ele apresenta falhas no cálculo da tensão cisalhante média (Figura 4.11 b) A distância do ponto

O aos pontos M foram diferentes, registraram dois valores distintos para a tensão cisalhante média.

A possível imprecisão no cálculo de tensão cisalhante média não afetou a precisão na estimativa de dano causado por fadiga de alto ciclo (HFC), pois o efeito de tensão média de torção pôde ser desprezado quando o esforço de cisalhamento máximo foi menor que o limite de resistência na torção do material durante o ciclo de carga (SUSMEL, 2009).

4.2.3 Modelo para estimativa de vida à fadiga sob carga multiaxial proporcional NORMA NB-3216.1.

A SAE de 3ª Edição definiu um algoritmo para estimar a vida em fadiga de uma peça em situação de carregamento proporcional (Figura 4.12a). Os três componentes da tensão na superfície estavam em fase e eram totalmente reversos. A tensão flutuou em fase sobre valor médio, que não foi considerada totalmente proporcional (Figura 4.12b).

Figura 4.12 – Carregamento proporcional: a) Tensão totalmente reversa. b) Amplitude da tensão com tensão média. Adaptado de (ENGINEERS, 1997)

Segundo SAE, em ambos os casos, a abordagem de Sines modificada é recomendada e pode ser resumida como se segue: (ENGINEERS, 1997; ROTHBART; BROWN, 2006)

Calcular a amplitude e a média de cada tensão normal:

$$\sigma_{x,a} = \frac{(\sigma_{x,max} - \sigma_{x,min})}{2} \quad (4.17)$$

$$\sigma_{x,m} = \frac{(\sigma_{x,max} + \sigma_{x,min})}{2} \quad (4.18)$$

$$\sigma_{y,a} = \frac{(\sigma_{y,max} - \sigma_{y,min})}{2} \quad (4.19)$$

$$\sigma_{y,m} = \frac{(\sigma_{y,max} + \sigma_{y,min})}{2} \quad (4.20)$$

$$\sigma_{z,a} = \frac{(\sigma_{z,max} - \sigma_{z,min})}{2} \quad (4.21)$$

$$\sigma_{z,m} = \frac{(\sigma_{z,max} + \sigma_{z,min})}{2} \quad (4.22)$$

Calcular a amplitude da tensão de cisalhamento.

$$\tau_{xy,a} = \frac{(\tau_{xy,max} + \tau_{xy,min})}{2} \quad (4.23)$$

Calcular a amplitude da tensão principal das amplitudes da tensão normal e cisalhamento aplicados:

$$\sigma_{1,a} = \left(\frac{\sigma_{x,a} + \sigma_{y,a}}{2} \right) + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{x,a} + \sigma_{y,a}}{2} \right)^2 + \tau_{xy,a}^2} \quad (4.24)$$

$$\sigma_{2,a} = \left(\frac{\sigma_{x,a} + \sigma_{y,a}}{2} \right) - \sqrt{\left(\frac{\sigma_{x,a} + \sigma_{y,a}}{2} \right)^2 + \tau_{xy,a}^2} \quad (4.25)$$

$$\sigma_{3,a} = \sigma_{z,a} \quad (4.26)$$

Calcular a amplitude da tensão equivalente de acordo com Von Mises e com a tensão média equivalente, dadas por:

$$\sigma_{eq,a} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1,a} - \sigma_{2,a})^2 + (\sigma_{2,a} - \sigma_{3,a})^2 + (\sigma_{3,a} - \sigma_{1,a})^2} \quad (4.27)$$

$$\sigma_{eq,m} = \sigma_{x,m} + \sigma_{y,m} + \sigma_{z,m} \quad (4.28)$$

Use $S_{eq,a}$ e $S_{eq,m}$ como as amplitudes e tensão média (em lugar de σ_a e σ_m) para formar um valor efetivo, a amplitude totalmente reversa, $\sigma_{a,eff}$ é dada por:

Goodman:

$$\sigma_{a,eff} = \sigma_a \left(\frac{S_u}{S_u - S_m} \right) \quad (4.29)$$

Smith-Watson- Topper:

$$\sigma_{a,eff} = \sqrt{\sigma_a (\sigma_a + \sigma_m)} \quad (4.30)$$

Note que $\tau_{xy,a}$ não influência nem $S_{eq,a}$ nem $S_{eq,m}$; portanto, não afeta a estimativa de

vida. Se um elemento de superfície sem pressão for considerado, então $\sigma_{3,a}=0$. Podemos simplificar o processo ao eliminar o passo intermediário e o cálculo da amplitude da tensão principal através de:

$$\sigma_{eq,a} = \sqrt{\sigma_{x,a}^2 - (\sigma_{x,a})(\sigma_{y,a}) + \sigma_{y,a}^2 + 3\tau_{xy,a}^2} \quad (4.31)$$

4.2.4 Modelos de estimativa de vida em fadiga sob carregamento não proporcional (NORMA NB-3216.2).

Para o carregamento não- proporcional, o código ASME (BOILER; CODE, 1974) apresenta um procedimento generalizado, mostrado no apêndice B.1, para o carregamento não- proporcional. O parâmetro de tensão equivalente, SALT foi baseado nesse procedimento. Ele resultou de (ENGINEERS, 1997) e foi usado para combinar as amplitudes em fase constante de flexão (ou axial) e a torsional.

$$SALT = \frac{\sigma_{x,a}}{\sqrt{2}} \sqrt{1 + C^2 + \sqrt{1 + 2C^2 \cos(2\theta) + C^4}} \quad (4.32)$$

Em que $\sigma_{x,a}$ e $\tau_{xy,a}$:são os parâmetros elásticos calculados do corpo sem entalhe sob amplitude de tensão de flexão (ou axial) e amplitude de tensão de cisalhamento.

$$C = \frac{2\tau_{xy,a}}{\sigma_{x,a}} \quad (4.33)$$

θ : Amplitude do ângulo de fase entre flexão e torção.

Uma relação similar pode ser definida pelo critério de Von Mises (ENGINEERS, 1997)

$$SEQA = \frac{\sigma_{x,a}}{\sqrt{2}} \sqrt{1 + \frac{3}{4}C^2 + \sqrt{1 + \frac{3}{2}C^2 \cos(2\theta) + \frac{9}{16}C^4}} \quad (4.34)$$

SALT e SEQA, como tensões equivalentes, são usados de maneira similar à tensão efetiva de amplitude $\sigma_{a,eff}$ para estimar a vida em fadiga de acordo com dados adequados à tensão-vida.

4.3 Contagem de Ciclos em Históricas Multiaxiais de Amplitude Variável.

Os métodos de contagem do ciclo são bem estabelecidos para extrair eventos (ciclos) de uma ocorrência de carregamento complexa (ASTM 1990) no caso de carregamentos uniaxial. O Método de Rainflow tradicional (uniaxial) não pode ser utilizado para contar eventos (ciclos) em caso de carregamento não-proporcional nas peças.

Dentre os métodos mais utilizados para esses tipos de carregamentos encontram-se

os métodos de Bannantine & Socie (1991) e o de Wang & Brown (1993). Entretanto, duas variações da técnica de contagem de ciclos do Método de Wang & Brown foram posteriormente desenvolvidas (LEE; BARKEY; KANG, 2012) para ajudar no melhor entendimento do Método de Wang & Brown (ver (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009)).

O Método de Bannantine & Socie (1991) baseia-se na aplicação da técnica de contagem de ciclos rainflow a cada plano material. Uma solução para achar o plano crítico seria projetar as tensões e deformações normais $\sigma_{\perp}$ e $\varepsilon_{\perp}$ em planos que passassem por todas as direções θ no ponto crítico (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009). Em realidade, discretizar os planos que passem pelo ponto crítico de 10^0 em 10^0 aplicando o rainflow a cada história destes laços projetados. É possível achar o plano crítico onde a história de carga causa o maior dano por fadiga (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009).

A aplicação do método (LEE; BARKEY; KANG, 2012) requer conhecimento sobre as histórias do tensor de tensão (Figura 4.13).

Figura 4.13 – Histórico das tensões σ_x e τ_{xy} . Extraído de (LEE; BARKEY; KANG, 2012).

Tabela 4.3 – Resultado da contagem de Reversão Multiaxial baseado na tensão equivalente à tensão de von Mises.

Número de Ciclos	Pontos do ciclo
0,5	A-B-B*-H
0,5	B-C-C*-E
0,5	C-D-C*
0,5	E-F-F*-B*
0,5	F-G-F*
0,5	H-A

4.4 Descrição das Etapas para Análise de Fadiga Multiaxial Baseada em Tensão.

Uma descrição das etapas necessárias para a implementação do método para análise de vida em fadiga é apresentada a seguir:

1. Para cada plano material (orientado segundo os ângulos θ e ϕ)
 - a) Calcular as histórias das tensões cisalhantes e das normais associadas aos nós nas superfícies para encontrar os possíveis pontos, ou planos críticos (Figura 4.14).

Figura 4.14 – Tensão normal no plano material Δ .

- b) Calcular o parâmetro de dano de Findley vs ângulo (θ, ϕ) .

Figura 4.15 – Gama de tensão normal e cisalhante em um ciclo de carregamento.

c) Utilizar o parâmetro de dano de Findley na Curva S-N para obter número de ciclos n_i ;

d) Calcular o dano produzido para cada ciclo identificado usando a expressão:

$$D_i = \frac{1}{n_i} \quad (4.35)$$

e) Calcular o dano total associado; o dano total é igual à soma dos danos produzidos por cada ciclo:

$$D = \sum_{i=1}^n D_i \quad (4.36)$$

Em que n é o número de ciclos identificados.

g) Calcular o dano associado ao plano definido como o maior dentre os danos totais associados às direções (θ, φ) .

2. Dentre os planos investigados, selecionar aquele no qual o dano causado por fadiga foi o máximo (plano crítico).

3. Calcular o número de repetições do bloco de carregamento que ocasionará a falha do material..

$$N_{bloco} = \frac{1}{D_{max}} \quad (4.37)$$

Em que D_{max} é o dano causado por fadiga no plano crítico.

4.4.1 Implementação numérica (APDL-MATLAB)

Na atualidade, a maior parte dos programas comerciais de elementos finitos englobam técnicas de programação que atendem de maneira eficiente as complicações das proporções dos problemas e permitem que o usuário introduza códigos próprios ao aproveitar toda a estrutura restante do programa. Uma das coisas mais poderosas do ANSYS Mecânica é o fato de ele criar um arquivo de entrada enviado para o APDL Mecânica ou para ANSYS (MAPDL) para resolver as três principais áreas do software (pré-processamento, processamento e pós-processamento). Tal processo permite ao usuário ter acesso completo ao Programa MAPDL.

Em nosso trabalho, introduzimos uma otimização no código para extrair os dados necessários das Histórias das tensões com o objetivo de realizar uma análise posterior da vida à fadiga.

Portanto, optamos pela implementação de uma subrotina no programa Ansys, a qual utiliza um código APDL (ANSYS Parametric Design Language) para extrair informações dos nós superficiais das geometrias.

Figura 4.16 – Entrada da subrotina (APDL) enviada para o APDL Mecânica ANSYS (MAPDL).

Os códigos em apêndice [A.1](#) e [A.2](#) mostram as partes do código de programa que extraem as informações a respeito dos nós na superfície dos componentes.

4.5 Conclusões

Este capítulo descreveu como realizar uma análise de fadiga utilizando o método baseado em tensão. Foram apresentados os conceitos de fadiga multiaxial e como carregamentos multiaxiais não proporcionais geram vida em fadigas menores. Foram apresentados vários modelos e critérios para os cálculos de fadiga multiaxial baseadas em tensões, assim como a contagem de ciclos Rainflow para histórias uni e multiaxiais de amplitude variável.

Os modelos baseados em tensão equivalente não consegue contabilizar o efeito na vida em fadiga causado por carregamentos não-proporcionais e portanto os modelos descritos como : o Modelo de Findley, o Modelos propostos pela SAE NB-3216.1 e NB-3216.2 foram apresentados neste trabalho.

Atualmente, é possível implementar os modelos numéricos computacionais em programas comerciais. Particularmente, percebeu-se a dificuldade da leitura de resultados como o aumento da densidade de malha. Neste trabalho, foi implementado no MAPDL um novo código para otimizar a extração dos resultados do software comercial Ansys 16.

Entretanto, estimativas de vida à fadiga computacionais ou analíticas não devem ser consideradas auto-suficientes, principalmente para situações onde fator de segurança é crítico. Recomenda-se ensaios com componentes inteiros devam sempre ser realizados. Entretanto , é importante ter em mente que avaliações analíticas/numéricas podem fornecer excelentes protótipos e salvar tempo e recursos.

5 MODELO PROPOSTO

5.1 Modelo para Análise de Fadiga em Próteses Implanto-Suportada.

Propusemos o modelo apresentado no fluxograma da Figura 1.1 para a análise de fadiga em próteses implanto-suportada.

5.1.1 Configuração geométrica e dimensional

O modelo utilizado neste projeto é uma prótese odontológica implanto-suportada unitária adotada para a reabilitação de pacientes que perderam um, dois ou até todos os dentes (Figura 5.1).

Figura 5.1 – Relação dos componentes da prótese implanto suportada. Coroa (1), Parafuso (2), Pilar/abutment (3), Implante (4).

Existe no mercado uma grande oferta de implantes (Figura 5.2- 5.3).

Figura 5.2 – Forma do implante: cilíndrica, cônica, híbrida. Adaptado de (ELIAS, 2011)

Figura 5.3 – Interface implante-pilar: hexagonal externa, cone Morse. Adaptado de (ELIAS, 2011)

Propusemos que a geometria externa fosse obtida mediante a aquisição de dados de imagens (scanner 3D) e de engenharia reversa das partes através do uso de paquímetro e de projetor de perfil. As imagens foram arquivadas em arquivo tipo STL (Stereoliográficos) para geração de modelos tridimensional em superfícies NURB (Non Uniform Rational Basis Spline) próprias para a modelagem de geometrias complexas.

5.1.2 Materiais

Ligas de titânio como Ti-6AL-AV são materiais muitos utilizados em implantes odontológicos, pois o titânio e suas ligas, apresentam excelente biocompatibilidade devido à sua boa resistência à corrosão em fluidos fisiológicos, a sua aceitável tolerância pelos tecidos e altas propriedades mecânicas.

5.1.3 Carregamentos

Próteses odontológicas estão sujeitas a muitos ciclos de cargas (mastigação), porém falhas mecânicas causadas por fadiga são naturais sob cargas oscilantes, além de dependerem de muitos fatores biológicos e/ou mecânicos (U.R.PATIL; P.N.DHATRAK; B.M.SHINDE, 2016).

Portanto, quando consideramos a resposta da prótese sob cargas oclusais, foi importante considerar os fatores potenciais, tais como: magnitude da tensão, número de ciclos, frequência de carregamentos e ciclo de trabalho.

5.1.4 Análises do carregamento produzido pela mastigação

As cargas mastigatórias no ciclo natural de alimentação estão em média de 0.23-0.3 contatos/s para um período total de aproximadamente 9-17 min por dia (LIN et al., 2009; STANFORD; BRAND, 1999). O valor desse carregamento axial na região posterior ficou entre 390 e 880 N em dentes naturais, e entre 42 e 412 N em um implante de prótese suportada (HUISKES et al., 1987; KHRAISAT et al., 2004; LIN et al., 2009; STANFORD; BRAND, 1999).

As forças mastigatórias em próteses odontológicas variam entre 42 e 412 N em prótese implanto suportadas (LIN et al., 2009). A faixa sugerida destas forças externas corresponde ao valor inferior de 75N; o limite superior da força média de mastigação de um indivíduo pode ser de 150 N (BICUDO et al., 2016; HUANG et al., 2008).

A norma ABNT NBR ISO 14801/2012 (ABNT, 2012) sugere a aplicação da força orientada a 30° em sentido anti-horário a partir do eixo de simetria do implante em estudos de fadiga em próteses odontológicas. (Figura 5.4).

Figura 5.4 – Esquema de carregamento segundo a norma ABNT NBR ISO 14801/2012.

Os carregamentos cíclicos causados pela mastigação em próteses podem ser representados por um ciclo nas altas zonas de tensões máximas e mínimas. No caso das próteses odontológicas, a máxima tensão ocorrerá durante a aplicação da carga (produto da mastigação e da mínima tensão) em ausência de carregamentos de mastigação.

Segundo o tipo de carregamento cíclico, os efeitos das análises de fadiga serão classificados como tensão tipo flutuante (meia tensão diferente de zero); a história das tensões, a tensão máxima (corte do alimento) e o descarregamento (abertura da boca) (Figura 5.5). No entanto, a tensão mínima foi diferente de zero devido a tensões residuais como na pré-carga do parafuso.

Figura 5.5 – Ocorrência de tensões de acordo com efeito do carregamento de mastigação

5.1.5 Condições das tensões residuais

As tensões residuais também podem resultar das forças de reações que se desenvolvem quando os componentes são colocados em posição em sistemas compostos por vários componentes. A relação de componentes das próteses inclui parafusos que, quando apertados, geram tensão nos parafusos e nos componentes presos por eles. Logo, é necessário introduzir a força de aperto. Tal força simulará o torque de aperto para fixar, e unir, os componentes uns aos outros, como nas estruturas reais.

Segundo (BUDYNAS; NISBETT, 2012), o torque em um parafuso pode ser dado por:

$$T = \left[\left(\frac{d_m}{2d} \right) \left(\frac{\tan(\lambda) + f \sec(\alpha)}{1 - f \tan(\lambda) \sec(\alpha)} \right) \right] \quad (5.1)$$

Em que :

T: Torque aplicado ao parafuso (N.mm);

F_i : Força no parafuso, pré-carga sobre o parafuso (N);

d_m : Diâmetro médio de parafuso (mm);

d: Diâmetro do parafuso (mm);

λ : Ângulo de avanço do parafuso;

f: Coeficiente de atrito;

f_c : Coeficiente de atrito no colar.

O coeficiente de atrito tanto em f com em f_c são iguais a 0,15 (BUDYNAS; NISBETT, 2012), em média; quando $f=f_c$ a equação(5.2) pode ser expressada como:

$$T = 0,20 F_i d \quad (5.2)$$

5.1.6 Condições de implantologia

As forças em implantes dependem da localização dele na arcada dentária. Em relato (MERICSKESTERN; ZARB, 1996) investigaram as forças oclusais em um grupo restaurado de pacientes desdentados e registraram força máxima oclusal menor que 200 N no primeiro pré-molar e de 300 N no molar em segundos pré-molares.

Esses dados sugerem que o lugar dos implantes com maior risco de sobrecarga é a região posterior da boca. Logo, é recomendado o uso de implantes mais largos, e mais longos, para tratamento na região posterior (MISCH, 2015).

5.2 Modelo de Elementos Finitos para Análise de Fadiga em Próteses Implanto-Suportadas

Os critérios avaliados para a seleção do programa a ser utilizado na modelagem baseada nos métodos dos elementos finitos, de acordo com os objetivos do trabalho foram:

- Boa comunicação com outros programas como: Desenho assistido por computadores (CAD).
- Tipo de módulos e ferramentas numéricas implementadas (MEF).

A seleção escolheu o programa Ansys® v16, o qual é um sistema de cálculo baseado no método dos elementos finitos de propósito geral.

Esse sistema apresenta as seguintes facilidades:

- Permite resolver problemas relacionados à mecânica dos corpos sólidos, lineares e não lineares;
- Inclui formulações para grandes deformações e problemas de contato;
- Permite fácil aplicação das tensões residuais.

5.2.1 Discretização e seleção do tipo de elemento

Em sua biblioteca de elementos sólidos (3D), o programa Ansys® v16 conta com três tipologias diferentes: prismáticos de seis lados, de cinco lados (cunha) e os tetraedros. Esses últimos podem pertencer às famílias lagrangeanas ou serendípita, indistintamente. O tipo do elemento selecionado para uso deve ser capaz de representar o verdadeiro comportamento físico do modelo com a maior aproximação possível ao sistema real (ARAT BILHAN et al., 2015; BULAQI et al., 2015a; GUVEN et al., 2015; HASAN et al., 2015; TORCATO et al., 2014).

Os elementos utilizados na geração da malha de elementos finitos foram o SOLID187 e o CONTA174, da livreria Ansys® v16. O elemento SOLID187 foi um tetraedro de 10 nós com três graus de liberdade. A função de interpolação foi quadrática e a forma geométrica do elemento permitiu adaptar as geometrias irregulares (Figura 5.6).

Figura 5.6 – Tetraedro quadrático de 10 nós (a) elementos com caras planas e nós localizado em pontos médios laterais; (b) elementos com caras e lados curvos.

O elemento CONTA174 foi usado para representar o contato e o deslizamento entre as superfícies 3-D e as deformáveis. Ele apresenta 8 nós localizado na superfície do elemento solido (Figura 5.7).

Figura 5.7 – Representação do elemento de contato (CONTA174).

5.2.2 Condições de contorno

Como mencionado em itens anteriores 5.2, algumas condições foram inseridas para viabilizar a construção de um modelo, o qual deveria ser o mais parecido possível com as condições reais das próteses. A proposta foi introduzir as regiões de contato, levando em consideração o coeficiente com, ou sem, atrito no implante-osso cortical, no implante osso-medular e no parafuso-implante, além das tensões residuais no parafuso. Entretanto, as outras regiões estavam unidas por contato ligado.

Os carregamentos foram transmitidos durante a mastigação através da superfície da interface entre regiões sob o tecido ósseo da mandíbula e da porcentagem de área de contato, a qual depende dos processos fisiológicos (osseointegração ou remodelação) e é muito importante para o sucesso do implante (ABUHUSSEIN et al., 2010; AYLLÓN et al., 2014b; DUNDAR et al., 2016; FAEGH; MÜFTÜ, 2010; HERNANDEZ-RODRIGUEZ et al., 2015; LEE et al., 2010; LIN et al., 2009; PAN et al., 2015; SHEMTOV-YONA et al., 2014c; WOLFF et al., 2014). A idéia foi aplicar condições de restrição de movimentos para simular condições reais na seção da mandíbula.

5.2.3 Aplicação de carregamento

O carregamento axial foi adotado para esta modelagem e a força de 100 N foi aplicada sobre um elemento rígido, o qual foi definido por uma esfera de 4,0 mm de diâmetro. A aplicação da carga foi definida pelo contato entre a esfera e a coroa da prótese.

5.2.4 Modelação constitutiva do comportamento de materiais

A modelação constitutiva de um material é elemento de extrema importância para a solução de problemas de engenharia. A escolha de um modelo constitutivo inadequado pode gerar resultados inválidos, dado o possível comportamento equivocado do material diante dos efeitos da carga. Logo:

- Deve-se considerar um comportamento isotrópico elástico lineal na modelagem, assim como seus respectivos módulos de elasticidade e coeficiente de Poisson.
- Deve-se considerar um comportamento isotrópico elástico linear no conjunto osso.

5.2.5 Estudo e seleção da densidade de malha (convergência).

A montagem das partes, assim como o tipo de elemento a ser utilizado, as zonas de contato, as tensões residuais e as propriedades dos materiais foram definidas. Foi importante estudar a convergência do modelo numérico para determinar os tipos de elementos e a quantidade ótima a ser utilizada (COOK; MALKUS; PLESHA, 1989).

Foi preciso refinar a malha em algumas regiões de interesse no modelo estudado como, por exemplo, na região do implante e na seção óssea da mandíbula. O modelo virtual, com diferentes formatos de malha, foi submetido às mesmas condições de borda e magnitude do carregamento, assim como a iguais propriedades físicas dos materiais.

5.2.6 Verificação do modelo numérico na análise de problema do contato

A Figura 5.8 mostra um problema de contato entre um cilindro e uma superfície plana.

Figura 5.8 – Vista isométrica. Contato entre o cilindro e a superfície plana.

Usamos as expressões vistas na seção 3.3 para obter a solução analítica:

$$B = \frac{1}{6}, \quad A = 0, \quad \Delta = \frac{1}{A+B} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (5.3)$$

Resultados:

$$b = 0,012in, \quad \Delta = 5,7831 \cdot 10^{-7} \frac{in}{lb} \quad (5.4)$$

O valor da pressão máxima expressão:

$$\frac{b}{\Delta} = 20983,9(psi) \quad (5.5)$$

As tensões principais máximas de contato de Hertz na superfície de contato foram:

$$\sigma_{yy} = -8855,21(psi) \quad (5.6)$$

$$\sigma_{xx} = -20983,92(psi) \quad (5.7)$$

$$\sigma_{zz} = -20983,92(psi) \quad (5.8)$$

A tensão máxima de cisalhamento foi:

$$\tau_{max} = -0,30 \frac{b}{\Delta} = 6295,18(psi) \quad (5.9)$$

Os parâmetros utilizados em análises realizadas no software ANSYS estão na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Parâmetros de contato.

Número de Ciclos	Pontos do ciclo
Fator de rigidez de contato (FKN)	1,0
Fator de tolerância de penetração (FTOLN)	0,1
Fator Pinball Região	Automático
Algoritmo utilizado	Método do Lagrangiano aumentado
Coeficiente de Atrito $\mu=0,2$	

A Figura 5.8 mostra o modelo adotado para analisar problema do contato no software Ansys®. A Figura 5.9 mostra as condições de simetria do problema. O tipo de elemento CONTA174 foi utilizado na modelagem de contato, o resto do modelo utilizou o elemento SOLID187 de Ansys®

Figura 5.9 – Malha de elementos finitos – Contato entre cilindro e superfície plana

Os dados para o modelo estão na Tabela 5.2

Tabela 5.2 – Propriedades do modelo.

Descrição	Cilindro	Superfície plana
Módulo de Elasticidade (psi)	$14,5 \times 10^6$	$30,0 \times 10^6$
Comprimento (in)	2	2
Raio (in)	6	-
Espessura (in)	-	3
Força (lbf)	800	-

Os tipos de elementos, o algoritmo de contato e os métodos de solução foram investigados para representar os resultados analíticos do exemplo proposto anteriormente. O estudo dos tipos de elementos finitos utilizados de acordo com um modelo numérico demonstrou a sua capacidade de representar o comportamento físico do modelo. A comparação de resultados está na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Propriedades do modelo.

Descrição	Solução Analítica(psi)	Solução Numérica(psi)	Error relativo(%)
Tensão σ_{yy}	-8855,21	8564	3,29
Tensão σ_{xx}	-20983,92	20718	1,26
Tensão σ_{zz}	-20983,92	21957	4,63
Tensão τ_{xz}	6295,18	6461	2,63
Distância(in)	0,786	0,7759	1.28

5.2.7 Componentes da prótese odontológica analisada

Três componentes da prótese (implante, parafuso do intermediário e metal da coroa) foram selecionados para a avaliação da falha por fadiga. Os componentes foram selecionados de acordo com sua importância para as distribuições de tensão e deformação no sistema de próteses.

5.2.8 Modelo de fadiga

Como mencionado nos itens anteriores, o método de vida sobre tensão foi aplicado de acordo com as curvas S-N dos materiais em próteses dentárias com o objetivo de alcançar uma vida mais longa em fadiga. Portanto, a fadiga de altos ciclos (HFC) foi trabalhada no modelo.

5.2.9 Modo de carregamento

1. Aplicação de um carregamento de amplitude constante durante a fase conhecida como segundo artigo (KAYABAŞI et al., 2006);
2. Aplicação de um carregamento de amplitude variável, fora da fase de Espectro (geração aleatória).

5.3 Ensaios Experimentais

A estimativa de vida em fadiga foi comparada com os dados de vida em fadiga para avaliar a capacidade preditiva do modelo proposto através do MEF. Os dados de vida em fadiga foram gerados sob condições de carregamento baseadas na norma estabelecida pela (ABNT, 2012) e pela (ABNT ISO/TS 13498, 2013).

Este capítulo apresenta o planejamento dos ensaios experimentais realizados aqui. A metodologia de ensaios e normas seguidas na execução, assim como as características dos equipamentos mais relevantes usados no desenvolvimento do trabalho, serão apresentados ao longo do capítulo.

5.3.1 Corpos de provas para os Ensaios

Os corpos de provas ensaiados foram implantes com montagem baseada no protocolo estabelecido pela (ABNT, 2012) e pela (ABNT ISO/TS 13498, 2013)

5.4 Metodologia Experimental

A metodologia escolhida para o trabalho foi:

1. Uma peça (1) para montagem em um ensaio realizado para caracterizar a estática da peça através de tração uniaxial;
2. 15 peças para montagem do ensaio de fadiga. (ABNT, 2012), 5 peças para montagem dos ensaios de torção. (ABNT ISO/TS 13498, 2013).

5.5 Modelo Multiaxial para Estimar a Vida em Fadiga sob Carregamento Proporcional, Segundo a SAE NB-3216.1. Verificação.

A Figura 5.10 e 5.11 mostram as ocorrências de tensão multiaxiais usadas para estimar a vida em fadiga de acordo com o modelo proposto pela norma SAE NB-3216.1, descrito na seção 4.2.3

Figura 5.10 – Ocorrência da tensão para caso A

Figura 5.11 – Ocorrência da tensão para caso B.

As propriedades dos cinco materiais utilizados estão na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Materiais estudados e constantes de curvas de tensão-vida baseadas em ensaios realizados sob tensão média zero (0).

Material	Limite de resistência(ksi)	$\sigma_{f'}$ (ksi)	b
SAE 1045-1 ¹	220	843	-0,1538
SAE 1045-2 ²	137	421	-0,1607
Ti-6Al-4V ³	142	399	-0.144
Ti-6Al-4V ELI ⁴	155	192	-0,06
Ti-6Al-4V ⁵	179	295	-0,1040

Estimativa da vida em fadiga dos cinco materiais segundo o modelo (SAE NB-3216.1) aplicado sob carregamento proporcional.(vide anexo B)

Tabela 5.5 – Caso A

	Picos	Vales	Amplitude	Média
σ_x	40	-10	25	15
σ_y	20	50	-15	35
τ_{xy}	25	0	12.5	não é necessario

Tabela 5.6 – Caso B

	Picos	Vales	Amplitude	Média
σ_x	40	-10	25	15
σ_y	50	20	15	35
τ_{xy}	25	0	12.5	não é necessario

As estimativas de vida à fadiga foram baseadas em um script escrito em MATLAB®. Os dados de entrada do script foram (i) as tensões prescritas em gráficos (Figura 5.10), e (ii) os parâmetros dos modelos de fadiga descritos na Tabela 5.4.

As estimativas de vida foram feitas através do método SAE NB-3216.1, o qual foi utilizado sob carregamentos proporcionais. Os modelos de Goodman e de Smith-Watson-Topper foram empregados para calcular o número de ciclos; os resultados de $\sigma_{a,eff}$ e N (ciclos) estão na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Estimativa da vida em fadiga dos diferentes materiais sob carregamentos proporcionais.

	Caso A	Caso B
	$\sigma_{a,eff}(ksi)$	$\sigma_{a,eff}(ksi)$
SAE 1045-1		
Goodman	53,26	39,76
SWT	61,25	49,80
SAE 1045-2		
Goodman	64,81	48,38
SWT	61,25	49,80
Ti-6Al-4V (3)		
Goodman	63,52	47,42
SWT	61,25	49,80
Ti-6Al-4V (4)		
Goodman	60,75	45,35
SWT	61,25	49,80
Ti-6Al-4V (5)		
Goodman	57,11	42,63
SWT	61,25	49,80

5.6 Modelos Multiaxial para Previsão da Vida em Fadiga sob Carregamento Não-proporcional segundo SAE NB-3216.2. Verificação.

A estimativa da vida em fadiga do material foi realizada segundo o modelo (SAE NB-3216.2) sob carregamento não proporcional (ver anexo B). Ela foi feita com um script

escrito em MATLAB. Os dados de entrada do script foram (i) as tensões prescritas em gráficos (Figura 5.10a e 5.11b) (ii) os parâmetros dos modelos de fadiga descritos na Tabela 5.4.

O cálculo do número de ciclos empregou o parâmetro equivalente de tensão (Amplitude de tensão equivalente baseada em Tresca), SALT derivado - (ENGINEERS, 1997) ou SEQA (Amplitude de tensão equivalente de von Mises) (ENGINEERS, 1997).

5.6.1 Comparação entre vidas observadas e estimadas.

As vidas observadas e estimadas do aço AISI 4340 estão comparadas na Figura 5.12.

Tabela 5.8 – Material utilizado nas curvas de tensão-vida em ensaios sob tensão meia zero ($\sigma_m = 0$).

Material	Limite de resistência a tração (MPa)	σ'_f	b
AISI 4340	1172	1758	-0,0977

O objetivo foi mostrar a aplicação dos modelos para estimar a vida em fadiga de acordo com a comparação dos resultados de Curva Tensão-Vida, a qual foi estimada em uma peça sem entalhe. A curva Tensão-Vida foi obtida experimentalmente.

Tabela 5.9 – Resultados de fadiga em ensaios de peças cilíndricas de aço AISI 4340 sem entalhe sob tração-compressão completamente alternada ($R=-1$) (DOWLING, 1973).

σ_a (MPa)	N_f (ciclos)
948	222
834	922
703	6004
631	14 130
579	43 860
524	132 150

Segundo os dados dos ensaios de fadiga realizados sob tração-compressão completamente alternada geraram os pontos vermelhos (Figura 5.12). Estes pontos foram construídos de acordo com dados na Tabela 5.9. A Tabela 5.10 contém as propriedades para a construção da curva S-N (azul).

Os métodos descritos através do SAE, nas seções anteriores, foram desenvolvidos para estimar a vida em fadiga sob carregamentos proporcionais, e não proporcionais, calculados com base nas metodologias apresentadas na seção 4.2.3. Os dados na Tabela 5.8 foram utilizados no cálculo e geraram os pontos azuis (Figura 5.12).

Figura 5.12 – Comparação entre as vidas observadas e as estimadas através dos modelos descritos pela SAE.

Tabela 5.10 – Propriedades da Curva S-N azul

Dados experimentais
$S_a = \sigma_f (2N)^b$
$b = -0,0945$
$\sigma'_f = 1695 \text{ (MPa)}$
$A = 1587 \text{ (MPa)}$
Observações
$R = -1$
$K_t = 1$

De acordo com a Figura 5.12, os pontos estimados estavam muito próximos dos pontos obtidos experimentalmente; logo, a metodologia apresentada na seção 4.2.3 pode ser

utilizada para estimar a vida à fadiga fora de casos multiaxiais e gerar resultados precisos.

5.7 Identificação de Parâmetros

5.7.1 Parâmetros dos modelos de fadiga

A norma ASTM E739-10 (ASTM E739-10, 2015; LEE, 2005) foi adotada para ajustar a curva S-N.

Ensaio de fadiga realizados sob atmosfera e temperatura ambiente, sob tração-compressão completamente alternadas ($R=-1$), geraram os dados de um aço estrutural (ASME BPV) apresentados na Tabela 5.11 (curva S-N - Figura 5.13).

Tabela 5.11 – Resultados de ensaios de fadiga da peça cilíndrica, sem entalhe, sob tensão completamente alternada ($R=-1$) (ASME BPV).

Dados Experimentais	
Tensão alternada (σ_a) MPa	Ciclos para falha N(ciclos)
3399	10
2827	20
1896	50
1413	100
1069	200
441	2.000
262	10.000
214	20.000
138	100.000
114	200.000
86.2	1.000.000

Figura 5.13 – Curva S-N (R50) do aço estrutural (ASME BPV).

A Tabela 5.12 contém as propriedades determinadas desta curva, assim como outras propriedades do material.

Tabela 5.12 – Propriedades da Curva S-N do aço estrutural (ASME BPV)

Dados experimentais
$S_a=\sigma_f(2N)^b=AN_f^b$
A=6884 (MPa)
b=B=-0,3384
$\sigma'_f=8703(\text{MPa})$
$S_N=86,2$
$K'=1000(\text{MPa})$
$n'=0,2$
$\epsilon'_f=0,213$
$\sigma_y=250 \text{ (MPa)}$
$\sigma_{yc}=250 \text{ (MPa)}$
$\sigma_u=460 \text{ (MPa)}$

5.8 Análise de Fadiga Multiaxial Baseada nas Tensões Solicitantes.

A Figura 5.14 apresenta a geometria e as dimensões da proveta utilizada nos ensaios de fadiga multiaxial, segundo a norma de ensaio ASTM E606 (ASTM E606 / E606M - 12, 2004), sob fadiga de alto ciclo (HCF).

Figura 5.14 – Espécime não entalhada de fadiga utilizada nos ensaios de fadiga multiaxial aplicados sob HCF. (ASTM E606 / E606M - 12, 2004).

Os critérios Findley e ASME NB-3216.2, descritos nas seções 4.2.3 e 4.2.4, foram implementados para estimar a vida em fadiga multiaxial e as histórias de carregamentos não proporcionais (NP). A proveta na Figura 5.14 foi utilizada como objeto de análise em um estudo sobre a metodologia proposta de um modelo numérico computacional baseado no MEF para analisar a vida em fadiga.

A simulação numérica dos ensaios de fadiga foi feita no programa de elementos finitos Ansys® v16. A proveta na Figura 5.14 foi modelada com elementos sólidos (3D) do tipo SOLID187, de acordo com os mesmos princípios descritos na seção 5.2.1. Assumidamente, o modelo constitutivo de material apresentou comportamento elástico linear e isotrópico; o material apresentou propriedades de aço estrutural (ASME BPV).

As condições de contorno foram aplicadas em uma das faces da proveta sendo engastada. As condições de carregamento foram aplicadas na outra extremidade livre da proveta. A simulação foi realizada com a aplicação de um momento torçor cíclico e uma força axial de valor constante. Tal procedimento teve como objetivo causar uma história de tensões multiaxiais (Figura 5.16). O histórico das tensões de "nó crítico", onde espera-se que deve ter início a trinca por fadiga.

Figura 5.15 – Ocorrência de tensões multiaxiais "nó crítico".

Figura 5.16 – Vista da proveta isométrica ilustrando a seção de aplicação da força constante (B) e o Momento torçor cíclico (A). A indicação (C) mostra a localização do possível "nó crítico".

As seguintes relações podem ser consideradas para a história de tensões multiaxiais na Figura 5.15:

$$\sigma_{yy}(t) = \sigma_{yy} \quad (5.10)$$

$$\tau_{xy}(t) = \sigma_{yy} \sin(t) \quad (5.11)$$

É importante ressaltar que esta história de tensão não foi proporcional, pois a direção principal $\theta_1(t)$ variou ao longo do tempo (Figura 5.17). A equação 5.12 forneceu a direção principal do estado de tensão biaxial (DIETER, 1981).

$$\theta_1(t) = 0,5 \tan\left(\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}\right) \quad (5.12)$$

Figura 5.17 – Evolução da direção principal vs tempo.

As equações 5.13 e 5.14 descrevem as tensões normal e cisalhantes de qualquer plano, através de um ponto, em um corpo sujeito a estado plano de tensões.

$$\sigma'_{yy}(\theta, t) = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2} - \frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2} \cos(2\theta) - \tau_{xy} \sin(2\theta) \quad (5.13)$$

$$\tau'_{xy}(\theta, t) = \frac{\sigma_{yy} - \sigma_{xx}}{2} \sin(2\theta) + \tau_{xy} \cos(2\theta) \quad (5.14)$$

As equações 5.13 e 5.14 foram utilizadas para calcular as tensões normal e cisalhante em um plano inclinado de θ e para substituir as equações 5.10 e 5.11.

Seja o modelo proposto de Findley, seção 4.2.2

$$\left[\frac{\Delta\tau(t)}{2} + \alpha_F \sigma_{\perp}(\theta) \right]_{max} = \beta_F \quad (5.15)$$

$$\sigma_{\perp}(\theta, t) = 0,5\sigma(1 + \cos(2\theta)) - \sigma \sin(2\theta) \sin(t) \quad (5.16)$$

$$\tau(\theta, t) = 0,5\sigma \sin(2\theta) + \sigma \cos(2\theta) \sin(t) \quad (5.17)$$

Ao maximizar as equações 5.15 e 5.16 para t

$$\sigma_{\perp}(\theta) \leq 0,5\sigma(1 + \cos(2\theta)) - |\sigma \sin(2\theta)| \quad (5.18)$$

$$\Delta\tau(\theta) = 2|\sigma \cos(2\theta)| \quad (5.19)$$

O parâmetro de dano de Findley $\left(\tau_{Findley} = \left[\frac{\Delta\tau(t)}{2} + \alpha_F \sigma_{\perp}(\theta) \right]_{max} \right)$ foi:

$$\tau_{Findley} = [|\sigma \cos(2\theta)| + \alpha_F(0,5\sigma(1 + \cos(2\theta)) + |\sigma \sin(2\theta)|)]_{max} \quad (5.20)$$

A Figura 5.18 mostra a variação do parâmetro do dano de Findley para $\alpha_F=0.6$ e $\sigma=100$ (MPa).

Figura 5.18 – Variação do parâmetro de dano de Findley vs ângulo θ

A linhas tracejadas na Figura 5.18 indicam o valor máximo do parâmetro do dano de Findley, o qual foi maximizado em $\theta=\pm 12,6^\circ$ através de valor igual a $\tau_{Findley}=173,2$ (MPa)

A Figura 5.19 mostra os resultados de parâmetro de dano de Findley dos ângulos θ e φ em cada plano de análises com incremento de 1° .

Figura 5.19 – Resultados do parâmetro de dano de Findley dos ângulos θ e φ . Valor máximo igual 178,83 (MPa)

É importante ressaltar o que acontece quando esta carga não proporcional é modelada ao desprezar-se a variação das direções principais através dos modelos de Mises ou de Sines. Os resultados foram não conservativos⁶ em relação à previsão de Findley na história NP, pois os dois modelos não consideraram a variação das direções principais (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009).

Ao comparar o resultado analítico da Figura 5.18 com o da Figura 5.19 os resultados obtidos com o script implementado em MATLAB® foi possível perceber que os resultados apresentaram valores de erros relativos inferiores a 4% em comparação com cálculo analítico. O script utilizou os valores de tensão extraídos do modelo de elementos finitos para calcular o parâmetro de dano de Findley.

O erro relativo entre os dois valores, numérico e analítico, foi contabilizado na Tabela 5.13.

⁶ Estudo de caso, que foi retirado de Pinho de Castro et al (2009, pg 434)

Tabela 5.13 – Cálculo numérico do parâmetro de dano de Findley.

Passo de Ângulo (θ^0 e φ^0)	Solução Parâmetro $\tau_{Findley}$	Erro relativo % (valor analítico)	Tempo do cálculo(s)
1^0	178,83	-3,27	424,39
5^0	178,81	-3,26	18,78
10^0	176,77	-2,08	4,70

Os modelos descritos no capítulo 4 para estimar a vida à fadiga dos componentes foram implementados através de um script gerado em MATLAB®. Assim, a utilização do MEF e a aplicação dos modelos de fadiga multiaxial, permitiu estimar a vida em fadiga de componentes complexos sob estado triaxial de tensão não proporcional com precisão apropriada.

A questão que surgiu durante as análises baseadas no MEF, o qual foi utilizado para calcular a vida em fadiga de um componente complexo, relacionou-se ao conhecimento do *ponto crítico* ou "nó crítico- onde espera-se o início de uma trinca por fadiga.

De acordo com (TAKAHASHI, 2014), deve-se analisar todos os pontos (nós) da superfície da estrutura a fim de verificar onde está o ponto crítico (nó crítico).

A Tabela 5.14 mostra a estimativa de vida em fadiga baseada em todos os pontos (nós) na superfície da estrutura. Tal procedimento teve como objetivo encontrar os possíveis nós críticos.

A análise de fadiga considerou a proveta na Figura 5.16 sob as condições de carregamento descritas na Figura 5.15. A proveta foi fabricada com aço estrutural (ASME BPV). A Curva S-N está demonstrada na Figura 5.13 e as propriedades da Curva S-N na Tabela 5.12. Assim, foi necessário considerar todos os fatores modificadores da equação 3.10 e obter os parâmetros α_F , β_F , τ_f' .

Os fatores modificadores utilizados foram:

$$k_a = 1 \quad (5.21)$$

$$k_b = 1 \quad (5.22)$$

$$k_c = 1 \quad (5.23)$$

$$k_f = 1 \quad (5.24)$$

$$k_d = 1 \quad (5.25)$$

$$k_e = 0,868 \text{ (95\% de confiabilidade)} \quad (5.26)$$

Considerando-se

$$\sigma_f \approx 0,75S_N = 64,65 \text{ (MPa)} \quad (5.27)$$

$$\sigma_{\tau f} = \frac{S_N}{\sqrt{3}} = 49,77 \text{ (MPa)} \quad (5.28)$$

Temos

$$f_{-1} = 56,12 \text{ (MPa)} \quad (5.29)$$

$$t_{-1} = 43,20 \text{ (MPa)} \quad (5.30)$$

$$\alpha_F = 0,2857 \quad (5.31)$$

$$S_{a(1000)} = 576,92 \text{ (MPa)} \quad (5.32)$$

$$\beta_F = 51,76 \text{ (MPa)} \quad (5.33)$$

$$b = -0,349 \quad (5.34)$$

$$\tau_{f'} = 5858,03 \text{ (MPa)} \quad (5.35)$$

Os valores do parâmetro de dano de Findley na Tabela 5.14 derivaram de resultados de uma análise linear realizada através dos elementos finitos de cada nó na superfície da peça baseada nos intervalos de tempo do estudo. O script implementado no MATLAB® foi utilizado para resolver este estudo.

Tabela 5.14 – Estimativa da vida em fadiga baseada no parâmetro de dano proposto por Findley.

Nó	$\max_{\theta,\varphi} (\tau_{Findley})$	Parâmetros da Curva S-N			N(ciclos) $S_a = \tau_f I (2N_f)^b$
		$\tau_f I$	b	β_f	
963	202,77	5858	-0,349	51,8	7665
882	202,65	5858	-0,349	51,8	7678
4509	200,68	5858	-0,349	51,8	7895
4529	102,11	5858	-0,349	51,8	54.724
4508	155,21	5858	-0,349	51,8	16.486

É importante lembrar que a última coluna N (ciclos) representa a estimativa da ocorrência de formação inicial de trinca no *nó crítico* e da propagação dela até a ruptura na seção transversal da proveta.

A Tabela 5.14 mostra que os nós 963 e 882 tiveram a vida à fadiga mais curta.

As figuras 5.20 a 5.24 apresentam a historia das tensões para os nós da Tabela 5.14

Figura 5.20 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 963.

Figura 5.21 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 882

Figura 5.22 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 4529

Figura 5.23 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 4508

Figura 5.24 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 4509

5.9 Cálculo de Vida à Fadiga N (ciclos) Realizado no Software Ansys.

O resultado da implementação do Script (com critério de Findley) na previsão da vida sob carregamento multiaxial foi verificado. O mesmo caso da seção 5.8 foi resolvido no software Ansys® v16 sob carregamento não proporcional. O objetivo deste cálculo foi estabelecer uma análise comparativa dos resultados numéricos. A tensão equivalente alternada nos nós está na Figura 5.25. O nó 963 registrou a maior tensão alternada (285,78 MPa).

Figura 5.25 – Tensão equivalente alternada da proveta no nó 963 alcançou o valor máximo.

A vida em fadiga nos nós do modelo de elementos finitos está na Figura 5.26. A vida mais curta foi registrada no nó 963, o qual alcançou valor igual a 7645 ciclos.

Figura 5.26 – Estimativa da vida à fadiga no número de ciclos realizados no programa Ansys. O nó 963 alcançou o valor mínimo.

5.9.1 Comparação dos resultados de vida em fadiga.

Ao comparar os resultados mostrados na Tabela 5.13 àqueles nos gráficos da Figura 5.20, foi possível perceber erros relativos inferiores a 4% em relação ao cálculo analítico.

O erro relativo entre os dois valores, resultado da implementação do Script (com critério de Findley) e software Ansys® v16, foi contabilizado na Tabela 5.15.

Tabela 5.15 – Cálculo numérico da vida à fadiga.

Nós	Vida à fadiga (N ciclos) ⁷	Erro relativo % (Ansys)
963	7665	0.3
882	7678	0.4

5.10 Conclusões

Este capítulo descreveu análises para vários casos que foram criados para avaliar os modelos propostos no capítulo 4, o qual teve como objetivo aplicar a análise da vida à fadiga aos componentes mais complexos, como a uma prótese implanto suportada odontológica.

A proposta de modelo numérico computacional baseado no MEF apresentou resultados muito próximos aos obtidos via cálculos analíticos, cujos erros relativos para casos planteados não ultrapassaram 4%. Isto permite inferir de que o modelo proposto é adequado para análise. O modelo de Findley gerou boas previsões baseado no plano crítico.

Os códigos implementados no MAPDL-MATLAB foram eficientes na extração dos resultados das ocorrências de tensão de componentes e em propor critérios de falha uni- e multiaxiais para estimar a vida em fadiga deles.

Entretanto, testes experimentais para fadiga requerem longo tempo, elevado número de ensaios e significativos custos. Uma abordagem eficaz para reduzir o tempo de teste, o número de ensaios e os custos é substituir os dados experimentais por modelos numéricos computacionais para a simulação computacional. Esses dados experimentais fornecem os dados de entrada necessários para simulação numérica do problema.

As curvas S-N foram ajustadas ao método dos mínimos quadrados (MMQ) e foi realizada análise de regressão linear para um ajuste aos dados experimentais.

Neste trabalho, foi proposto um novo modelo numérico computacional para estimativa da vida à fadiga baseado na combinação das informações de análises CAE e testes de fadiga para estimar a vida à fadiga de próteses dentais sob carregamentos complexos cíclicos multiaxiais para abordagem da fadiga multiaxial.

Entretanto, neste capítulo apresentou-se de maneira detalhada a utilização e as análises de fadiga utilizando-se o modelo proposto implementado em script APDL-MATLAB, sempre utilizando os critérios e modelos apresentados em capítulos anteriores.

6 CASO EXEMPLO: PRÓTESE IMPLANTO SUPORTADA

6.1 Introdução

Um dos objetivos deste trabalho é aplicar o modelo numérico computacional proposto para estimar a vida à fadiga durante uma abordagem mais próxima ao comportamento real biomecânico dos componentes das próteses odontológicas.

Nesta seção será empregado um modelo numérico computacional utilizando o MEF, com o intuito de calcular os campos de tensões nos modelos numéricos virtuais, submetidos a carregamentos proporcionais ou não proporcionais, para estimar a vida à fadiga.

Em alguns softwares comerciais de elementos finitos, como por exemplo o software ANSYS® v16.0, os módulos principais para análises de fadiga estão baseados nos modelos suportados em tensão equivalente e não satisfazem muitas vezes os cálculos para a fadiga multiaxial com carregamentos não proporcionais. O software nCode DesignLife (FE-Based Fatigue Software) desenvolvido pela empresa HBM é o principal suporte para análises de fadiga fundamentado que utilizam software comercial de elementos finitos ANSYS® v16.0. É são vendidos como um módulo separado de programa principal o que induz custos adicionais.

Por essa razão, foram desenvolvidas nesta tese, funções em linguagem MATLAB® e APDL para fazer parte de um novo módulo de interface acoplado ao programa ANSYS® v16.0, cujo objetivo é realizar a estimativa da vida à fadiga uni e multiaxial de um componente, utilizando os resultados de análises por Elementos Finitos.

Nesse script estão implementados o modelo proposto no capítulo 5.

6.2 Seleção da Prótese Implanto-suportada Para Análise de Fadiga

A prótese é composta por um implante de 4,1 mm de plataforma (diâmetro) por 13,0 mm de comprimento. Para a sua instalação será usado um parafuso protético de titânio, apertado com um torque de 20 N.cm (LIN et al., 2009).

6.3 Requisitos Normativos e Características do Implante

As normas ABNT NBR ISO 14801:2007 e ABNT ISO/TS 13498:2013 (ABNT ISO/TS 13498, 2013) apresentam os requisitos para os ensaios à fadiga e torção das próteses implanto-suportadas. O implante deve ser capaz de suportar todas as cargas de projetos e combinações das próteses em uma vida útil especificada.

Para a determinação do número de espécimes necessários para a realização dos ensaios, utiliza-se a metodologia proposta pela Norma ASTM E739-10 (ASTM E739-10, 2015). De acordo com LEE(2005), o método de teste da mediana S-N com um pequeno tamanho de amostras pode ser usado como guia para determinar uma curva S-N com uma confiabilidade de 50% e um tamanho mínimo de mostra.

Nesse método se requerem 14 espécimes, sendo 8 usados para determinar a região da vida finita da fadiga e 6 para encontrar o limite de fadiga. A curva para a região da vida finita é determinada testando duas espécimes em cada um de quatro níveis diferentes de amplitude de tensão e o limite de fadiga é testado pelo método *Staircase* com 6 espécimes. O método graficamente está representado na Figura 6.1.

Figura 6.1 – Curva S-N para testes com poucas amostras. Adaptado de LEE(2005)

A Norma ASTM E739-10 (ASTM E739-10, 2015) determina o número mínimo de espécimes utilizados para gerar a curva S-N ($\varepsilon - N$), vide Tabela 6-1.

Tabela 6-1 – Número mínimo de espécimes segundo Norma ASTM E739-10 (2015)

Tipo de ensaio	Número Mínimo de Espécimes
Preliminares e exploratórios (pesquisa e ensaio para desenvolvimento)	6 a 12
Testes de pesquisas e desenvolvimento de componentes e espécimes	6 a 12
Dados admissíveis para projeto	12 a 24
Dados de confiabilidade	12 a 24

6.3.1 Requisitos normativos para caracterizar o implante

Para o levantamento da curva S-N do implante selecionado, a qual não foi encontrada na literatura, foram realizados ensaios de fadiga com implantes seguindo a normativa técnica.

As propriedades de fadiga para implante deste trabalho foram obtidas por ensaio de fadiga o qual será executado conforme especificado pela norma ABNT NBR ISO 14801:2007 (ABNT, 2012; ISO, 2007).

Segundo a norma técnica será realizado 1 ensaio de tração e 15 ensaios de fadiga em flexão.

Figura 6.2 – Esquema de configuração do sistema para ensaios de componente

Para o ensaio de tração uniaxial utilizou-se a máquina Shimadzu AG-IS/I/IC/EZGraph

100kN. As características e dimensões dos implantes serão descritas no item 6.2, os implantes foram fixados a um bloco fabricado em Poliacetal como mostra Figura 6.2 elemento número 6.

Os parâmetros para ensaio de tração do implante são descritos na Tabela 6-2.

Tabela 6-2 – Parâmetros—Ensaio de tração

Velocidade de ensaio (mm/min)	5
L (mm)	11
Meio	Ambiente (meio seco em temperatura ambiente)
Bloco de base	Poliacetal
Equipamento de ensaio	Shimadzu(AG—IS/I/IC/EZGraph)

O ensaio de fadiga em flexão foi realizado no equipamento Moog *servomotor G404E1038A*, para 15 implantes fixados a um bloco de material Poliacetal, ver montagem na Figura 6.3. A Tabela 6-3 mostra os parâmetros utilizados no ensaio.

Figura 6.3 – Bloco de Poliacetal com 15 implantes para ensaio de fadiga em flexão

Tabela 6-3 – Parâmetros—Ensaio de fadiga

Força de referência (N)	470,9
Frequência de ensaio (Hz)	15
Razão entre Carregamentos	0,1
Número de Ciclos (ciclos)	5×10^6
Meio	Ambiente (meio seco em temperatura ambiente)
Bloco de base	Poliacetal
Equipamento de ensaio	Moog servomotor G404E1038A

6.3.2 Resultados de ensaio de tração uniaxial

Extraíram-se os resultados do ensaio de tração uniaxial para implante ver Figura 6.4 e Figura 6.5. Com estes dados, consegue-se determinar um valor de referência para o ensaio de fadiga em flexão

Figura 6.4 – Curva obtida no ensaio de tração uniaxial

Figura 6.5 – Implante depois do ensaio de tração (implante fraturou durante o ensaio)

Na Tabela 6-4 resumem-se os resultados obtidos do ensaio de tração axial.

Tabela 6-4 – Resultados do Ensaio Estático

Amostra	Força de escoamento (N)	Momento no escoamento (Nm)	Força Máxima (N)	Momento Máximo (Nm)
1	570	3.14	602.34	3.31

6.3.3 Resultados dos ensaios de fadiga em flexão

Extraíram-se os resultados do ensaio de fadiga em flexão para implante ver Figura 6.6.

Figura 6.6 – Detalhes das mostras após ensaio de fadiga. A- Mostrs após ensaio com as fraturadas. B- Amostras CP-1, CP-2, CP-3 fraturadas durante o ensaio (detalhes C e D mostram o aspecto da fratura). E Amostras CP-7, CP-8, CP-10 e CP11 fraturadas durante o ensaio (detalhes F e G mostram o aspecto da fratura)

A Tabela 6-5 mostra o resumo da componente S-N de ensaio da fadiga em flexão para os corpos de provas.

Tabela 6-5 – Resumo de ensaio de fadiga em flexão

Amplitude da tensão S_a (MPa)	Vida à fadiga $2N_f$ (ciclos)	X Log (S_a)	Y log log($2N_f$)
639,89	3,44E+03	2,80	3,53
479,30	2,14E+04	2,68	4,33
318,71	2,16E+06	2,50	6,33
239,65	5,00E+06	2,38	6,70
239,65	5,00E+06	2,38	6,70
239,65	5,00E+06	2,38	6,70
639,89	9,88E+03	2,80	3,99
479,30	3,33E+04	2,68	4,52
318,71	5,00E+06	2,50	6,70
560,83	1,69E+04	2,75	4,23
560,83	2,17E+06	2,75	4,34

Utilizando o Método dos Mínimos Quadrados (MMQ) foi realizada um análise de regressão linear para um ajuste aos dados experimentais da Tabela 6-5.

Com base nos resultados experimentais e levando em consideração o ajuste pelo MMQ, obtivemos os parâmetros $\hat{A}$ e $\hat{B}$ da curva S–N. Esses resultados estão dispostos a seguir:

$$\hat{A} = 24,25 \quad (6.1)$$

$$\hat{B} = -7,29 \quad (6.2)$$

$$s = 0,34 \quad (6.3)$$

$$b = \frac{1}{\hat{B}} = -0,137 \quad (6.4)$$

$$S_{fI} = 10^{(-\hat{A}b)} = 2327\text{MPa} \quad (6.5)$$

$$C_{s'_f} = \sqrt{10^{b^2 s^2} - 1} = 0,071 \quad (6.6)$$

A Figura 6.7 apresenta dados da Tabela 6-5 com a curva S–N para uma confiabilidade 50% (R50) gerada a partir desses dados experimentais.

Figura 6.7 – Dados experimentais e curva S-N para uma confiabilidade de 50%

A equação para curva S-N (R50) é:

$$S_a = S_f t (2N_f)^b = 2327(2N_f)^{-0,137} \quad (6.7)$$

É importante ressaltar que os testes S-N não são determinísticos, pois a dispersão dos resultados experimentais em geral é grande (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009), assim estimar com uma dada confiabilidade é uma forma para quantificar a dispersão das propriedades mecânicas e das cargas de serviço. Desse modo a natureza estatística da fadiga deve ser considerada.

Segundo LEE(2005), o método de duplo intervalo de confiança proposto (ASTM E739-10, 2015) e o método aproximado de Owen para um limite de tolerância são muito utilizados para lidar com as incertezas em análise de regressão, maiores detalhes sobre análises estatísticas podem ser encontrados em (ANTONIO MEGGIOLARO; CASTRO, 2009; ASTM E739-10, 2015; LEE, 2005)

O método de duplo intervalo de confiança (faixa de confiança para toda a mediana S-N)

proposto (ASTM E739-10, 2015) é definido pelas seguintes equações 6.8 e equação 6.9 :

$$\hat{A} + \hat{B}X \pm \sqrt{2F_{p,(2,n_s-2)}} \left[\frac{1}{n_s} + \frac{(X_i - \bar{X})^2}{\sum_{k=1}^{n_s} (X_i - \bar{X})^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot s \quad (6.8)$$

$$K_{ASTM} \pm \sqrt{2F_{p,(2,n_s-2)}} \left[\frac{1}{n_s} + \frac{(X_i - \bar{X})^2}{\sum_{k=1}^{n_s} (X_i - \bar{X})^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot s \quad (6.9)$$

Sendo $F_{p,(2,n_s-2)}$ a distribuição F, n_s tamanho da mostra.

Para aproximação do método de *limite de tolerância de um lado de Owen*, o valor de K foi derivado dela seguinte expressão:

$$K_{owen} = K_D \cdot R_{owen} \quad (6.10)$$

onde

$$K_D = c_1 K_R + K_c \sqrt{c_3 K_R^2 + c_2 a} \quad (6.11)$$

$$R_{owen} = b_1 + \frac{b_2}{f^{b_3}} + b_4 e^{-f} \quad (6.12)$$

Sendo

$$K_R = \varphi^{-1}(R) \quad (6.13)$$

$$K_c = \varphi^{-1}(C) \quad (6.14)$$

$$f = n_s - 2 \quad (6.15)$$

$$a = \frac{1,85}{n_s} \quad (6.16)$$

A função $\varphi(\cdot)$ é distribuição normal standard acumulada, R e C significam a confiabilidade e nível de confiança, respectivamente.

Tabela 6-6 – Coeficientes empírico b_i ($i=1, 2, 3, 4$) para K_{owen}

Nível de Confiança (C)	b1	b2	b3	b4
0,95	0,9968	0,1596	0,60	-2,636
0,90	1,0030	-6,0160	3,00	1,099
0,85	1,0010	-0,7212	1,50	-1,486
0,80	1,0010	-0,6370	1,25	-1,554

Fonte: (LEE, 2005).

Tabela 6-7 – Coeficientes empírico c_i ($i=1,2,3$) para K_{owen}

	c1	c2	c3
$f < 2$	1	1	$\frac{1}{2f}$
$f \geq 2$	$1 + \frac{3}{4(f-1,042)}$	$\frac{f}{f-2}$	$c_2 - c_1^2$

Fonte: (LEE, 2005).

Recomenda-se o uso destes dois métodos para encontrar limites de confiança adequados sob curva S–N experimental. É fundamental para quantificar a dispersão das propriedades mecânicas e das cargas de serviço neste trabalho.

Dessa forma, os limites de confiança para S–N experimental com 95% de confiabilidade (R95) e 90% de nível de confiança (C90) baseados no método da tolerância de Owen são calculados a seguir:

$$f = n_s - 2 = 9 \quad (6.17)$$

$$a = \frac{1,85}{9} = 0,206 \quad (6.18)$$

$$K_R = \varphi^{-1}(0,95) = 1,64 \quad (6.19)$$

$$K_C = \varphi^{-1}(0,90) = 1,28 \quad (6.20)$$

$$c_1 = 1 + \frac{3}{4(f-1,042)} = 1,094 \quad (6.21)$$

$$c_2 = \frac{f}{f-2} = 1,29 \quad (6.22)$$

$$c_3 = c_2 - c_1^2 = 0,089 \quad (6.23)$$

$$b_1 = 1,0030 \quad b_2 = -6,0160 \quad b_3 = 3,00 \quad b_4 = 1,099 \quad (6.24)$$

Substituindo os valores das equações 6.17 a 6.24 na equação 6.11, temos:

$$K_D = c_1 K_R + K_c \sqrt{c_3 K_R^2 + c_2 a} = 2,702 \quad (6.25)$$

$$R_{owen} = b_1 + \frac{b_2}{f^{b_3}} + b_4 e^{-f} = 0,995 \quad (6.26)$$

$$\therefore K_{owen} = K_D \cdot R_{owen} = 2,69 \quad (6.27)$$

Sendo a equação da curva S–N para R95C90 da vida à fadiga em reversão pode ser determinada pela subtração da vida a fadiga média R50 pelo valor de $K_{owen} \cdot s$, é definida pela seguinte equação 6.10:

$$\log(2N_{f,R95,C90}) = \log(5 \cdot 10^6) - 2,69 \cdot 0,34 \quad (6.28)$$

$$2N_{f,R95,C90} = 608.653 \text{ reversões} \quad (6.29)$$

Assumindo idêntica inclinação, $b = -0,137$, $S_a = 239,65 \text{ MPa}$ e $2N_{f,R95,C90} = 608.653$, calculando o novo parâmetro $S_{f/R95C90}$ é:

$$S_{f/R95C90} = \frac{S_a}{N_{(f,R95,C90)}} \text{ MPa} \quad (6.30)$$

$$\therefore S_a = S_{f/R95C90}(2N_f)^{-b} = 1488 \cdot (2N_f)^{-b} \quad (6.31)$$

A Figura 6.8 apresenta a curva S–N baseada método de limite da tolerância de Owen com (R95C90) , equação 6.10.

Figura 6.8 – Curva S–N (R95C90) baseada no método de limite da tolerância de Owen

Aplica-se o método de duplo intervalo de confiança proposto (ASTM E739-10, 2015).

Para um nível de confiança 95 % (C95) e tamanho da mostra $n_s=11$, utilizam-se as equações (6.8) e (6.9),

$$F_{0,95,(2,n_s-2)} = 4,26 \quad (6.32)$$

$$\bar{X} = 2,60 \quad (6.33)$$

$$\sum_{k=1}^{n_s} (X_i - \bar{X})^2 = 0,31 \quad (6.34)$$

Sendo

$$\hat{Y} = \hat{A} + \hat{B}X = 24,25 - 7,29 \cdot X \quad (6.35)$$

Na Figura 6.9 apresentam-se as diferentes estimativas feitas para as curvas S–N de acordo com método de duplo intervalo de confiança proposto (ASTM E739-10, 2015) e Método de Owen.

Figura 6.9 – Curvas S–N com limites de confiança de acordo com a norma ASTM E739-10 e Método de Owen, vide a Curva S–N (R95C90).

6.3.4 Resultados dos ensaios de torção

Segundo a norma técnica ABNT ISO/TS 13498:2013 (ABNT ISO/TS 13498, 2013), para o ensaio estático de torção tem-se como objetivo determinar o torque máximo o torque no escoamento do parafuso ósseo.

As propriedades mecânicas do implante neste trabalho foram obtidas por ensaio de torção do implante real o qual será executado conforme especificado pela norma ABNT ISO/TS 13498:2013.

Seguindo a norma técnica foram realizados 5 ensaios a torção, vide Figura 6.10 .

Figura 6.10 – Esquema de configuração do sistema para ensaios estáticos de componente a torção. Adaptado de (ABNT ISO/TS 13498, 2013).

Para o ensaio de torção utilizou-se a máquina Shimadzu AG-IS/I/IC/EZGraph 100kN. As características e dimensões dos implantes foram descritas no item 6.2.

Os parâmetros para ensaio estático de torção do implante são descritos na Tabela 6-8.

Tabela 6-8 – Parâmetros – Ensaio de torção

Velocidade de ensaio (rpm)	1
No. Mostras	5
Meio	Ambiente (meio seco em temperatura ambiente)
Equipamento de ensaio	Shimadzu AG–IS/I/IC/EZGraph

A Tabela 6-9 mostra o resumo de ensaio estático de torção, vide figure 6.11 .

Tabela 6-9 – Resumo de ensaio estático de torção

Tensão cisalhamento ($\tau_{a,max}$) (MPa)	Deslocamento angular ($^{\circ}$)
138,36	15,48
161,83	19,69
132,18	12,10
63,00	21,30
117,35	17,89

Figura 6.11 – Implantes depois dos ensaios de torção.

6.3.5 Relação entre as curvas S–N de tensão e cisalhamento

Na Tabela 4.1 usamos relações práticas utilizadas para estimar uma relação entre os limites de resistência a fadiga para tensão normal e tensão de cisalhamento. Assumimos que as curvas S-N do esforço de tração e cisalhamento variam em proporção também aos respectivos limites finais (LEE; BARKEY; KANG, 2012).

A tensão equivalente de von Mises para um estado plano de tensões, está representada pela equação 6.36.

$$\sigma_{eq}^2 = \sigma_{xx}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + 3\tau_{xy}^2 \quad (6.36)$$

Foi considerado o estado plano com tensões de cisalhamento apenas, pois, nesse caso, a equação 6.37 representa a tensão de von Mises como:

$$\sigma_{eq}^2 = 3\tau_{xy}^2 \quad (6.37)$$

Despejando para τ_{xy}

$$\tau_{xy} = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_{eq} \quad (6.38)$$

Portanto, no caso de cisalhamento puro, a tensão de cisalhamento τ_{xy} é igual a $\frac{\sigma_{eq}}{\sqrt{3}}$.

$$\text{Curva S-N cisalhamento} = (\text{Curva S-N tensão})/\sqrt{3} \quad (6.39)$$

Na Figura 6.12 apresentam-se as diferentes estimativas feitas para as curvas S–N cisalhamento assumindo idêntica inclinação, $b=-0.137$, segundo a relação da equação 6.39.

Figura 6.12 – Estimativa para curva S-N de cisalhamento segundo equação 6.36

6.4 Modelação Geométrica dos Componentes da Prótese

Para possibilitar a reconstrução do implante e componentes protéticos neste trabalho, as figuras 6.13 e 6.14 mostram os equipamentos que foram utilizados para reconstrução geométrica. Os componentes da prótese foram modelados no software Autodesk Inventor 2017, para coroa totalmente assimétrica. Por serem de uma geometria mais complexa, foi utilizada a aquisição de dados de imagens (scanner 3D) e engenharia reversa das outras partes com paquímetro e projetor de perfil.

Figura 6.13 – A- Scanner de contato (MDX-40, Roland) ; B- Escaneamento com ponta calibrada para medir detalhes de 0,2 mm.(PEREIRA; OTHERS, 2012)

A geometria externa obtida foi arquivada em arquivo do tipo STL (Stereoliográficos). Os arquivos foram exportados para o software Rhinoceros 5.0 para geração do modelo tridimensional que serviu como padrão da coroa utilizando superfícies NURBS (Non Uniform Rational Basis Spline), próprias para modelagem de geometrias complexas

Figura 6.14 – Projetor de perfil utilizado na sala de medições tridimensional (Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP)

A Figura 6.15 mostra os modelos geométricos reconstruídos dos componentes (CAD)

em ambiente software Inventor 2017®.

Figura 6.15 – (A-D) Exemplos do modelo 3D reconstruído no software Autodesk Inventor 2017®

Para o implante, a rosca foi reproduzida, pois a que essa região de contato entre implante-osso é de relevante importância no estudo. Por esse motivo, o implante foi considerado não totalmente osseointegrado para as análises que foram desenvolvidas, vide Figura 6.15. A seção geométrica da mandíbula total utilizada foi reproduzida mediante um TAC (AMORIM VASCO et al., 2016).

Portanto, para este trabalho foi selecionada a região anterior da boca para uma prótese substituindo os primeiros pré-molares, figuras 6.16 e 6.17, para detalhes dos componentes próteses ensamblados, vide Figura 6.18.

Figura 6.16 – Seleção da região para montagem da prótese

Figura 6.17 – Dimensões da seção da mandíbula e posição do implante

Figura 6.18 – Relação dos componentes da prótese implanto-suportada

6.5 Propriedades dos Materiais no MEF

Os materiais empregados foram considerados isotrópico e homogêneo, com seu respectivo módulo de elasticidade e coeficientes de Poisson, mostrados na Tabela 6-10.

Tabela 6-10 – Propriedades dos materiais utilizados no modelo.

Material	Módulo de Elasticidade (MPa)	Coeficiente de Poisson	Referências
Ti-6Al-4V	110000	0.32	(MACEDO et al., 2017)
Porcelana	68900	0.19	(SCHWITALLA et al., 2015)
Osso medular	1370	0.31	(RICE; COWIN; BOWMAN, 1988)
Osso cortical	13400	0.31	(COWIN, 1989)
Liga Co-Cr	220000	0.30	(KAYABAŞI et al., 2006)

6.6 Carregamentos MEF

Inicialmente para este trabalho, será adotado um carregamento axial e oblíquo utilizando uma força de 100 N aplicada em um elemento rígido, definido mediante uma esfera de 4,0 mm de diâmetro. A aplicação de carga foi definida pelo contato entre esfera-coroa do implante, vide Figura 6.19.

Figura 6.19 – Condições de carregamento aplicadas ao modelo - Vista isométrica

6.7 Condições de Contorno

Para a modelagem do conjunto da prótese, há necessidade de junção dos componentes individuais no software de elementos finitos Ansys® v16. Para a junção do conjunto prótese, os componentes foram montados na disposição mostrada na Figura 6.21. A prótese foi inserida em um modelo geométrico de um segmento de osso mandibular composto pelo osso cortical e medular, ver Figura 6.20.

Figura 6.20 – Modelo geométrico da seção mandibular - Vista isométrica

Figura 6.21 – Montagem da prótese na seção do osso mandibular

Na montagem do implante na seção da mandíbula e criação dos orifícios para passagem dos parafusos utilizaram-se principalmente as operações booleanas com utilização do formato CAD dos programas Inventor 2017® e Ansys® v16.

6.7.1 Modelação das condições de contorno

Como foi mencionado no item anterior, algumas condições foram inseridas para lograr construir um modelo o mais parecido à prótese real; introduziu-se no modelo uma região de contato (implante-osso), além da tensão residual produto a aperto do parafuso de intermediário. As outras regiões foram consideradas unidas. Na seção da mandíbula tanto a base como na lateral foram restringidas em todas suas direções. A Figura 6.22 mostra as condições de fronteira com as restrições aplicadas.

Figura 6.22 – Condições de restrições para modelo numérico.

6.8 Condições de Contato

A superfície escolhida para inserir os elementos de contato é mostrada na Figura 6.23.

Neste estudo, o coeficiente de atrito foi definido com um valor igual a 0.3 (CARVALHO et al., 2014; HUSSEIN; RABIE, 2015; MELLAL et al., 2004; WOLFF et al., 2014; WU et al., 2017).

Os elementos de contato selecionados para as superfícies foram CONTA175 e TARGET 170 (WOLFF et al., 2014). Elementos com capacidade de simular plasticidade e não linearidade.

Figura 6.23 – Regiões de contato de interesse interface osso-implante - Vista isométrica.

Para a representação das forças de aperto na modelagem, é introduzida no parafuso uma tensão residual, gerando uma reação que tracionará o corpo. (ABDUO; JUDGE, 2014; AL-OTAIBI; AKEEL, 2014; BHERING et al., 2016; FARINA et al., 2014; SCHWITALLA et al., 2015; WU et al., 2017; XIA et al., 2014)

Calculando a força de aperto no parafuso intermediário mediante a equação 5.2, seu diâmetro (d) é de 2,00 mm e o torque usualmente empregado nesse parafuso é de 200 N.mm. (LIN et al., 2009).

$$F_i = \frac{T}{0,20 \cdot d} = 686 \text{ N} \quad (6.40)$$

Sendo o valor para gerar a força de aperto (tração) de 686 N.

Definida a montagem das partes, assim como o tipo de elemento a utilizar, zonas de contato, tensões residuais e propriedades dos materiais, foi gerada a primeira malha de elementos finitos. A malha foi mapeada e o tamanho dos elementos está em correspondência

com a média do tamanho de cada parte da estrutura. Essa primeira malha gerou 242.772 elementos mostrados na Figura 6.24.

Figura 6.24 – Primeira aproximação de malha. (a) Ensemble do sistema; (b) Malha no implante dental.

Na Tabela 6-11 se mostram comparativamente os resultados das variáveis de resposta, a partir das soluções numéricas. Para isso, têm-se tomado como referência os valores de carga obtidos em um ponto utilizando as diferentes densidades da malha até menor que 5% de diferença.

Tabela 6-11 – Análises da convergência numérica.

Tipo da malha (Configuração)	Quantidades de Elementos	Quantidades de Nós	Deslocamento total (mm)	Câmbio (%)
MEFa	242 772	356 008	0,0088	
MEFb	496 424	716 864	0,0094	6,42
MEFc	1 216 127	1 707 946	0,0097	3,48

6.9 Estudo Paramétrico dos Componentes da Prótese Através de um Planejamento de Experimento Fatorial

Mediante a utilização de um planejamento de experimento fatorial completo, é realizado um estudo destinado a conhecer os pesos das variáveis: de entrada (1), condições de

contato; e de resposta (2), tensões. Utilizou-se um carregamento axial de valor igual a 100 N como carregamento de controle e variando as condições de contato entre as superfícies (MURAKAMI; WAKABAYASHI, 2014).

Os planejamentos de experimentos fatoriais logram uma grande eficiência devido à combinação dos diversos fatores do experimento, o que propicia estimativa satisfatória mediante a reprodução que surge do arreglo fatorial (MONTGOMERY, 1991).

Foi realizado um planejamento experimental 2x2x2. Os fatores considerados são as 3 interfaces de contato (Figura 6.23 com 2 níveis: (1) com atrito e (-1) sem atrito (Tabela 6-12). O bloco para realizar a modelação mostra-se na Tabela 6-13.

O modelo para desenho fatorial com 3 fatores sem replicação é dado pela equação 6.41

$$y_{ijk} = \mu + \tau_i + \beta_j + \gamma_k + (\tau\beta)_{ij} + (\tau\gamma)_{ik} + (\beta\gamma)_{jk} + (\tau\beta\gamma)_{ijk} + u_{ijk} \quad (6.41)$$

Onde

y_{ijk} : Representa a observação correspondente ao nível (i) do fator Região-1, no nível (j) do fator Região-2 e no nível (k) do fator Região-3.

μ : Efeito constante, denominado média global.

τ_i : Efeito produzido pelo nível i-ésimo do fator Região-1.

β_j : Efeito produzido pelo nível j-ésimo do fator Região-2.

γ_k : Efeito produzido pelo nível k-ésimo do fator Região-3.

$(\tau\beta)_{ij}$: Efeito produzido pela interação entre Região-1 x Região-2.

$(\tau\gamma)_{ik}$: Efeito produzido pela interação entre Região-1 x Região-3

$(\beta\gamma)_{jk}$: Efeito produzido pela interação entre Região-2 x Região-3.

$(\tau\beta\gamma)_{ijk}$: Efeito produzido pela interação entre Região-1 x Região-2 x Região-3.

u_{ijk} : variáveis independentes com distribuição $N(0, \sigma)$

Tabela 6-12 – Variáveis e nível de desenho fatorial.

Desenho Fatorial 23	
Factores	Nível
Região 1	(1,0), (-1,0)
Região 2	(1,0), (-1,0)
Região 3	(1,0), (-1,0)

6.9.1 Resultado do estudo paramétrico

Nas distribuições das tensões de von Mises em um corte para o carregamento axial, observa-se que, na Figura 6.25, os valores das tensões máximas estão sobre parafuso, a

propagação das tensões ocorre até a primeira ou segunda rosca do implante com diferentes distribuições.

Figura 6.25 – Distribuição das tensões de Von Mises para as condições sem atrito e com atrito.

A Tabela 6-13 apresenta os resultados do estudo paramétrico avaliando com a tensão de von Mises no implante, localizados os valores máximos nos primeiros fios de rosca para todas as condições.

Tabela 6-13 – Resultados do planejamento experimental.

No.		Valores Codificados			Valores reais			Tensão
Corrida	Bloco	Região2	Região1	Região3	μ_{12}	μ_{11}	μ_{13}	Eq(MPa)
1	1	1	1	1	0,3	0,3	0,3	570,13
2	1	-1	-1	1	ligado	ligado	0,3	562,05
3	1	1	-1	-1	0,3	ligado	0,3	476,86
4	1	-1	1	1	ligado	0,3	0,3	500,65
5	1	1	-1	1	0,3	ligado	0,3	569,33
6	1	1	1	-1	0,3	0,3	ligado	472,36
7	1	-1	1	-1	ligado	0,3	ligado	471,52
8	1	-1	-1	-1	ligado	ligado	ligado	366,50

Após as modelações, os dados foram agrupados e submetidos à análise estatística descritiva. Realizaram-se diversas análises estatísticas empregando o pacote informático estatístico Minitab. Os testes foram realizados com nível de significância de 5 %.

Figura 6.26 – Diagrama de Pareto com efeitos principais

Na Figura 6.26 mostra-se a variação dos efeitos principais estimados sob o valor da tensão, em ordem decrescente. É notável como a variável de maior significação nos resultados foi a influência da Região—3.

Na Figura 6.27 temos o comportamento dos fatores principais do modelo e na Figura 6.28 temos a interação entre cada um dos fatores principais considerados.

Figura 6.27 – Efeitos principais para o valor da tensão.

Figura 6.28 – Interação entre os fatores principais para tensão.

6.10 Modelação dos Materiais em Regime Elástico-linear: Análises Estático

A análise estática das próteses é necessária para garantir a segurança do projeto. Em um total de nove casos de carga entre carregamentos axiais e oblíquos simulando a mastigação, foi aplicada superfície de oclusão da coroa referente a uma diferença de 15° em duas direções, ver Figura 6.29 e, Tabela 6-14.

Figura 6.29 – Representação do carregamento axial e oblíquo.

Tabela 6-14 – Valores das forças avaliadas.

Valor ângulo	Força X (N)	Força Y (N)
90°	-100	0
60°	-50	-86,60
45°	-70,71	-70,71
30°	-86,60	-50
15°	-25,88	-96,59
-60°	-50	86,60
-45°	-70,71	70,71
-30°	-86,60	50
-15°	-96,59	25,88

Depois de preparado o modelo numérico com todas as condições e características descritas nos itens anteriores, a solução foi gerada. No computador, com as seguintes características: Intel Core-i3, Memória RAM de 32 Gb e sistema operacional de 64 bits, máxima duração foi de aproximadamente 6 horas/caso para ser completada a análise.

Para a avaliação dos resultados de contato nas interfaces da prótese foram utilizados valores das tensões principais máximas, das tensões principais mínimas e das tensões equivalente de von Mises dos componentes da prótese. Todas as condições de carregamentos são apresentadas sob condições de interface com atrito nas três regiões das Figuras 6.30 até 6.35, respectivamente.

Mediante a utilização da combinação de script de programas Ansys® v16- MATLAB® conseguiram-se processar os resultados para uma avaliação quantitativa das propriedades requeridas.

Figura 6.30 – Resultados das Tensões Máx., Mín., von Mises para coroa da prótese.

Figura 6.31 – Resultados das Tensões Máx., Mín., von Mises para metal da coroa na prótese.

Figura 6.32 – Resultados das Tensões Máx., Mín. , von Mises para Parafuso do Intermediário na prótese.

Figura 6.33 – Resultados das Tensões Máx., Mín. , von Mises para implante na prótese.

Figura 6.34 – Resultados das Tensões Máx., Mín. , von Mises para Osso Cortical.

Figura 6.35 – Resultados das Tensões Máx., Mín. , von Mises para Osso Trabecular.

Avaliando os resultados obtidos nas figuras anteriores, percebe-se que todas as tensões do conjunto estão abaixo do limite de escoamento do material, indicando que a prótese cumpre adequadamente sua função para as cargas estáticas.

6.11 Modo de Carregamento

Propõe-se aplicar um carregamento em Espetro (geração aleatória)

A simulação numérica foi realizada seguindo a mesma sequência proposta do modelo numérico computacional descrito no capítulo 5. Com a utilização do programa de elementos finitos Ansys v16, assumiu-se um modelo constitutivo de comportamento linear e isotrópico, e considerou-se que os materiais apresentam as propriedades da Tabela 6-10. A ocorrência dos carregamentos é mostrada na Figura 6.36.

Para obtenção de melhores análises das tensões geradas nos modelos sob os nós identificados como nós críticos, foram utilizadas figuras e gráfico dos ocorrências de tensões multiaxiais.

Figura 6.36 – Ocorrência de carregamentos aplicados a próteses

A Figura 6.37 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através do critério de Findley nos resultados do modelo, segundo a ocorrência de carregamentos mostrada na Figura 6.36.

Na Figura 6.37 aparecem as concentrações de tensão na base de primeiros fios da rosca interior sob implante.

Figura 6.37 – a) Posição dos primeiros 3 nós críticos;. b) Posição dos nós críticos 649194 e 651156.

O gráfico da Figura 6.38 apresenta as ocorrências de tensões multiaxiais obtidas mediante o modelo numérico com MEF para nó 649194. Os maiores valores da tensão superam o valor de 160 MPa e encontram-se sob uma tensão normal na direção S_{yy} (tração).

Figura 6.38 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 649194 da prótese.

O gráfico da Figura 6.39 apresenta as indicações de biaxialidade e ângulo principal para ocorrência de carregamentos aplicados. Segundo a classificação do item 4.1, o indicador de biaxialidade ($0 \leq \mathbb{L}_{NP} \leq 1$) e ângulo principal varia em um pequeno intervalo, que pudesse considerar uma característica constante ($\phi_p = cte$), o que podemos classificar de carregamento de tipo multiaxial proporcional.

Figura 6.39 – Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 649194.

O gráfico da Figura 6.40 apresenta as ocorrências de tensões multiaxiais obtidas mediante o modelo numérico com MEF para nó 651156. Os maiores valores da tensão são superiores a 120 MPa e encontram-se sob tensão normal na direção S_{zz} (tração).

Figura 6.40 – Ocorrências de tensões multiaxiais no nó 651156 da prótese

O gráfico da Figura 6.41 apresentam as indicações de biaxialidade e ângulo principal para ocorrência de carregamentos aplicados. Segundo a classificação do item 4.1, o indicador de biaxialidade ($0 \leq L_{NP} \leq 1$) e ângulo principal varia em um pequeno intervalo, que pudesse considerar uma característica constante ($\phi_p = cte$), o que podemos classificar como carregamento de tipo multiaxial proporcional.

Figura 6.41 – Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 651156.

Na Figura 6.42 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões equivalentes de Von Mises no modelo numérico para a condição de carregamento aplicado em estudo. Entretanto, na rosca interior do implante, a região superior apresenta tensões próximas ao valor de 351 MPa.

Figura 6.42 – Valores das tensões equivalentes de Von Mises no implante. Valores dos nós 649194 e 651156.

Na Figura 6.42 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões principais máximas no modelo para a condição de carregamento aplicado no estudo de caso. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 649194, um valor de 210 MPa.

Figura 6.43 – Valores das tensões principais máximas no implante. Valores dos nós 649194 e 651156.

Na Figura 6.44 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões máximas cisalhantes no modelo numérico para a condição de carregamento aplicado no estudo. Entretanto, o valor de nó crítico coincide com maior valor da tensão cisalhante com valor de 182 MPa.

Figura 6.44 – Valores das tensões máximas cisalhantes no implante. Valores dos nós 649194 e 651156.

6.11.1 Parafuso do intermediário

A Figura 6.45 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através do critério de Findley nos resultados do modelo, segundo a ocorrência de carregamentos no estudo.

O gráfico da Figura 6.46 apresenta as ocorrências de tensões multiaxiais obtidas mediante o modelo numérico com MEF para nó crítico 200938. Os maiores valores da tensão superiores a 700 MPa encontram-se sobre tensão normal na direção S_{xx} (tração).

Figura 6.45 – Posição dos nós críticos 200938 e 200957.

Figura 6.46 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 200938 da prótese

O gráfico da Figura 6.47 apresentam as indicações de biaxialidade e ângulo principal para ocorrência de carregamentos aplicados. Segundo a classificação do item 4.1, o indicador de biaxialidade ($0 \leq L_{NP} \leq 1$) e ângulo principal não varia, apresentando uma característica constante ($\phi_p = cte$), o que podemos classificar de carregamento de tipo multiaxial proporcional.

Figura 6.47 – Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 200938.

Na Figura 6.48 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões equivalentes de Von Mises no modelo numérico para a condição de carregamento no estudo. Entretanto, o valor do nó crítico 200938 coincide com o maior valor da tensão equivalente de von Mises, um valor de 591 MPa.

Figura 6.48 – Valores das tensões equivalentes de Von Mises no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.

Na Figura 6.49 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões principais máximas no modelo para a condição de carregamento aplicado no estudo de caso. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 200938, um valor de 845 MPa.

Figura 6.49 – Valores das tensões principais máximas no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.

Na Figura 6.50 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões máximas cisalhantes no modelo numérico para a condição de carregamento aplicado no caso em estudo. Entretanto, o valor do nó crítico 200938 coincide com o maior valor da tensão cisalhante, um valor de 315 MPa.

Figura 6.50 – Valores das tensões máximas cisalhantes no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.

6.11.2 Metal da Coroa

A Figura 6.51 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através do critério de Findley nos resultados do modelo, segundo a história de carregamentos no estudo.

Figura 6.51 – a) Posição dos primeiros 4 nós críticos; b) Posição dos nós críticos 3652 e 217 - Vistas isométrica.

Na Figura 6.52 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões equivalentes de Von Mises no modelo numérico para a condição de carregamento aplicado no estudo. Entretanto, o valor do nó crítico 3652 apresenta um valor de 165, menor do que o valor maior alcançado da tensão equivalente de von Mises.

Figura 6.52 – Valores das tensões equivalentes de Von Mises. Valores dos nós críticos 3652 e 217.

Na Figura 6.53 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões principais máximas no modelo para a condição de carregamento aplicado no estudo de caso. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 3652, um valor 146 de MPa.

Figura 6.53 – Valores das tensões principais máximas. Valores dos nós críticos 3652 e 217.

Na Figura 6.54 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões máximas cisalhantes no modelo numérico para a condição de carregamento aplicado no caso em estudo. O valor do nó crítico 3652 apresenta um valor de 121 menor do que o maior valor alcançado das tensões máximas cisalhantes.

Figura 6.54 – Valores das tensões máximas cisalhantes. Valores dos nós críticos 3652 e 217.

Propõe-se aplicar um carregamento conhecido, segundo a literatura

A simulação numérica foi realizada com utilização do Ansys v16 para próteses, seguindo os mesmos princípios do modelo proposto numérico computacional, descrito no capítulo 5. Assumiu-se um modelo constitutivo de comportamento linear e isotrópico e considerou-se que os materiais apresentam as propriedades da Tabela 6-10. Ocorrência dos carregamentos é mostrada na Figura 6.55.

Figura 6.55 – Ocorrência de carregamentos aplicados na prótese.(KAYABAŞI et al., 2006).

A Figura 6.56 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através do critério de Findley nos resultados do modelo, segundo ocorrência de carregamentos deste estudo.

Figura 6.56 – a) Posição dos primeiros 5 nós críticos;. b) Posição dos nós críticos 649194 e 651082.

O gráfico da Figura 6.57 apresenta as histórias de tensões multiaxiais obtidas mediante o modelo numérico, com MEF para o nó crítico 649194. Os maiores valores da tensão são superiores a 160 MPa e encontram-se sob tensão normal na direção S_{yy} (tração).

Figura 6.57 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 649194 da prótese.

O gráfico da Figura 6.58 apresentam as indicações de biaxialidade e ângulo principal para ocorrência dos carregamentos aplicados. Segundo a classificação do item 4.1, o indicador de biaxialidade ($-1 \leq L_{NP} \leq 0$) e ângulo principal varia em um pequeno intervalo, que pudesse considerar uma característica constante ($\phi_p = cte$), o que podemos classificar como carregamento de tipo multiaxial proporcional.

Figura 6.58 – Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 649194.

O gráfico da Figura 6.59 apresenta ocorrência de tensões multiaxiais obtidas mediante o modelo numérico com MEF para nó crítico 651082. Os maiores valores da tensão são superiores a 140 MPa encontram-se sob tensão normal na direção S_{zz} (tração).

Figura 6.59 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 651082 da prótese.

O gráfico da Figura 6.60 apresenta as indicações de biaxialidade e ângulo principal para ocorrência de carregamentos aplicados. Segundo a classificação do item 4.1, o indicador de biaxialidade ($-1 \leq L_{NP} \leq 0$) e ângulo principal varia em um pequeno intervalo, o que podemos considerar uma característica constante ($\phi_p = cte$) e podemos classificar como carregamento de tipo multiaxial proporcional.

Figura 6.60 – Valores de biaxialidade e evolução da direção principal nó 651082.

Na Figura 6.61 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões equivalentes de Von Mises no modelo numérico para a condição de carregamento em estudo. Entretanto, o valor do nó crítico 649194 apresenta um valor de 321 menor do 350, o maior valor alcançado da tensão equivalente de von Mises.

Figura 6.61 – Valores das tensões equivalentes de Von Mises no implante. Valores dos nós 649194 e 651082.

Na Figura 6.62 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões principais máximas no modelo para a condição de carregamento aplicado no estudo de caso. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 651082, um valor de 146 MPa.

Figura 6.62 – Valores das tensões principais máximas no implante. Valores dos nós 649194 e 651082.

Na Figura 6.63 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões máximas cisalhantes no modelo numérico para a condição de carregamento aplicado no caso em estudo. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 649194, um valor de 184 MPa.

Figura 6.63 – Valores das tensões máximas cisalhantes no implante. Valores dos nós 649194 e 651082.

Parafuso do intermediário

A Figura 6.64 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através do critério de Findley nos resultados do modelo, segundo a história de carregamentos mostrada no estudo.

O gráfico da Figura 6.65 apresenta ocorrência de tensões multiaxiais obtidas mediante o modelo numérico com MEF para nó crítico 200938. Os maiores valores da tensão superiores a 700 MPa encontram-se sob tensão normal na direção S_{xx} .

Figura 6.64 – Posição dos nós críticos 200938 e 200957.

Figura 6.65 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 200938 da prótese.

O gráfico da Figura 6.66 apresenta as indicações de biaxialidade e ângulo principal para ocorrência de carregamentos aplicados. Segundo a classificação do item 4.1, o indicador de biaxialidade ($0 \leq L_{NP} \leq 1$) e ângulo principal apresenta uma característica constante ($\phi_p = cte$) e podemos classificar como carregamento de tipo multiaxial proporcional.

Figura 6.66 – Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 200938.

O gráfico da Figura 6.67 apresenta ocorrência de tensões multiaxiais obtidas mediante o modelo numérico com MEF para nó crítico 200957. Os maiores valores da tensão próxima na ordem dos 700 MPa encontram-se sob tensão normal na direção S_{xx} (tração).

Figura 6.67 – Ocorrência de tensões multiaxiais no nó 200957 da prótese.

O gráfico da Figura 6.68 apresenta as indicações de biaxialidade e ângulo principal para nó crítico 200957, segundo ocorrência de carregamentos aplicados. Segundo a classificação do item 4.1, o indicador de biaxialidade ($0 \leq L_{NP} \leq 1$) e ângulo principal apresenta uma característica constante ($\phi_p = cte$) e podemos classificar como carregamento de tipo multiaxial proporcional.

Figura 6.68 – Valores de biaxialidade e evolução da direção principal no nó 200957.

Na Figura 6.69 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões equivalentes de Von Mises no modelo numérico para a condição de carregamento em estudo. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 200938 um valor 588 MPa.

Figura 6.69 – Valores das tensões equivalentes de Von Mises no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.

Na Figura 6.70 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões principais máximas no modelo para a condição de carregamento aplicado no estudo de caso. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 200938, um valor de 314 MPa.

Figura 6.70 – Valores das tensões principais máximas no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957

Na Figura 6.71 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões máximas cisalhantes no modelo numérico para a condição de carregamento aplicado no caso em estudo. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 200938, um valor de 314 MPa.

Figura 6.71 – Valores das tensões máximas cisalhantes no parafuso. Valores dos nós 200938 e 200957.

Metal da Coroa

A Figura 6.72 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através do critério de Findley nos resultados do modelo, segundo ocorrência de carregamentos mostrada no estudo.

Figura 6.72 – a) Posição dos primeiros 4 nós críticos;b) Posição dos nós críticos 3652 e 217 - Vista isométrica.

Na Figura 6.73 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões equivalentes de Von Mises no modelo numérico para a condição de carregamento em estudo. Entretanto, o valor do nó crítico 3652 apresenta um valor de 224 MPa, menor do que o maior valor alcançado da tensão equivalente de von Mises.

Figura 6.73 – Valores das tensões equivalentes de Von Mises. Valores dos nós críticos 3652 e 217.

Na Figura 6.74 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões principais máximas no modelo para a condição de carregamento aplicado no estudo de caso. Entretanto, o máximo valor coincide com o alcançado pelo nó crítico 3652, um valor de 150 MPa.

Figura 6.74 – Valores das tensões principais máximas. Valores dos nós críticos 3652 e 217.

Na Figura 6.74 apresenta-se o resultado avaliado através das tensões máximas cisalhantes no modelo numérico para a condição de carregamento aplicado no caso em estudo. O valor do nó crítico 3652 apresenta um valor de 129 MPa, menor do que maior valor alcançado das tensões máximas cisalhantes.

Figura 6.75 – Valores das tensões máximas cisalhantes. Valores dos nós críticos 3652 e 217.

6.12 Análise Numérica de Vida à Fadiga

Nas tabelas 6.15 e 6.16 apresentam-se os valores do parâmetro do dano de Findley calculados para cada um dos nós nas superfícies, resultados das análises para cada nó na superfície do implante para cada carregamento proposto. Considerando

$$\sigma_{\tau_f} = \frac{S_N}{\sqrt{3}} = 138,36 \text{ MPa} \quad (6.42)$$

Temos

$$\alpha_F = 0,2857 \quad (6.43)$$

$$S_{a(1000)} = 821 \text{ MPa} \quad (6.44)$$

$$\beta_F = 143,89 \text{ MPa} \quad (6.45)$$

$$b = -0,204 \quad (6.46)$$

$$\tau_f' = 2327 \text{ MPa} \quad (6.47)$$

Tabela 6.15 – Estimativa da vida à fadiga utilizando parâmetro de dano proposto por Findley para o componente do implante (Carregamento Aleatório).

Nó	$max_{\theta,\varphi}(\tau_{Findley})$	Parâmetros da Curva S-N			N(ciclos) $S_a = \tau_f I(2N_f)^b$
		$\tau_f I$ (MPa)	b	β_f (MPa)	
649194	67,3417	2327	-0,2049	143,89	$1,61 \cdot 10^7$
651082	62,0893	2327	-0,2049	143,8	$2,39 \cdot 10^7$

Tabela 6.16 – Estimativa da vida à fadiga utilizando parâmetro de dano proposto por Findley para o componente do implante (Carregamento da literatura).

Nó	$max_{\theta,\varphi}(\tau_{Findley})$	Parâmetros da Curva S-N			N(ciclos) $S_a = \tau_f I(2N_f)^b$
		$\tau_f I$ (MPa)	b	β_f (MPa)	
649194	66,72	2327	-0,2049	143,89	$1,69 \cdot 10^7$
651082	62,57	2327	-0,2049	143,8	$2,31 \cdot 10^7$

Para parafuso

Nas tabelas 6.17 e 6.18, apresentam-se os valores do parâmetro do dano de Findley calculados para cada um dos nós nas superfícies, resultados das análises para cada nó na superfície do parafuso para cada carregamento proposto.

Tabela 6.17 – Estimativa da vida à fadiga utilizando parâmetro de dano proposto por Findley para o componente do parafuso (Carregamento da Aleatório).

Nó	$max_{\theta,\varphi}(\tau_{Findley})$	Parâmetros da Curva S-N			N(ciclos) $S_a = \tau_f I(2N_f)^b$
		$\tau_f I$ (MPa)	b	β_f (MPa)	
200938	242,28	2327	-0,2049	143,89	32.737
200957	234,90	2327	-0,2049	143,8	38.097

Tabela 6.18 – Estimativa da vida à fadiga utilizando parâmetro de dano proposto por Findley para o componente do parafuso (Carregamento literatura).

Nó	$max_{\theta,\varphi}(\tau_{Findley})$	Parâmetros da Curva S-N			N(ciclos) $S_a = \tau_f I(2N_f)^b$
		$\tau_f I$ (MPa)	b	β_f (MPa)	
200938	240,82	2327)	-0,2049	143,89	33.722
200957	234,40	2327	-0,2049	143,8	38.097

Métodos da SAE

Este estudo de caso tem como objetivo mostrar a aplicação da metodologia proposta pela SAE NB-3216.2 de acordo com o procedimento descrito no item 4.2.4 para a previsão

da vida à fadiga de componentes sujeito a carregamento multiaxial proporcional e não proporcional.

A Figura 6.76 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através da metodologia proposta pela SAE NB-3216.2 nos resultados do modelo, segundo ocorrência de carregamentos mostrada na Figura 6.55.

Figura 6.76 – Posição dos primeiros 3 nós críticos - Vista isométrica.

A Tabela 6.19 resume os dados obtidos nas simulações calculados para cada um dos nós nas superfícies, resultados das análises para cada nó na superfície do implante segundo o método da SAE NB-3216.2 para cada carregamento proposto.

Tabela 6.19 – Estimativa da vida à fadiga utilizando método proposto pela SAE NB-3216.2 para o componente do implante (Carregamento Artigo).

No	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)	σ_f' (MPa)	b	Se (MPa)	N(ciclos) ¹ S_{alt}	N(ciclos) ² S_{eqa}
649095	33,11	9,94	2,13	2327	-0,137	239,65	$3,21 \cdot 10^{11}$	$5,07 \cdot 10^{11}$
649244	28,90	8,22	0,31	2327	-0,137	239,65	$6,84 \cdot 10^{11}$	$1,07 \cdot 10^{12}$
649245	30,34	9,49	2,35	2327	-0,137	239,65	$7,31 \cdot 10^{11}$	$1,17 \cdot 10^{12}$

Tabela 6.20 – Resumo para alguns passos do cálculo segundo modelo proposto pela SAE para nó 649095.

$t(s)$	σ_1' (MPa)	σ_2' (MPa)	σ_3' (MPa)	S_{12}' (MPa)	S_{23}' (MPa)	S_{31}' (MPa)	S_{mises} (MPa)
1	134,07	37,12	21,80	96,94	15,31	-112,26	105,45
2	131,82	36,51	21,66	95,31	14,85	-110,16	103,54
2,49	-87	-28	-29	0	0	0	0
2,99	125,38	34,52	20,09	90,85	14,44	-105,29	98,86
$S_{alt} = 56,13$							$S_{eqa} = 52,73$

A Figura 6.77 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através da metodologia proposta pela SAE NB-3216.2 nos resultados do modelo, segundo ocorrência de carregamentos mostrada na Figura 6.36.

Figura 6.77 – Posição dos primeiros 3 nós críticos - Vista isométrica.

Tabela 6.21 – Estimativa da vida à fadiga utilizando método proposto pela SAE NB-3216.2 para o componente do implante (Carregamento Aleatório).

No	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)	σ_{fI} (MPa)	b	Se (MPa)	N(ciclos) ³ S_{alt}	N(ciclos) ⁴ S_{eqa}
649177	34,45	42,78	-18,8	2327	-0,137	239,65	$1,81 \cdot 10^9$	$2,35 \cdot 10^9$
653037	49,17	23,89	-2,14	2327	-0,137	239,65	$1,52 \cdot 10^{10}$	$3,61 \cdot 10^{10}$
653036	29,04	3,28	0,03	2327	-0,137	239,65	$2,97 \cdot 10^{10}$	$8,47 \cdot 10^{10}$

Parafuso

As tabelas 6.22 e 6.23 resumem os dados obtidos nas simulações calculados para cada um dos nós nas superfícies, resultados das análises para cada nó na superfície do parafuso segundo o método descrito da SAE para cada carregamento proposto.

Tabela 6.22 – Estimativa da vida à fadiga utilizando método proposto pela SAE NB-3216.2 para o componente do parafuso (Carregamento Artigo).

No	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)	σ_{fI} (MPa)	b	Se (MPa)	N(ciclos) S_{alt}	N(ciclos) S_{eqa}
200975	503	109	78	2327	-0,137	239,65	$7,17 \cdot 10^{14}$	$1,57 \cdot 10^{15}$
200818	-96	-162	-460	2327	-0,137	239,65	$8,63 \cdot 10^{14}$	$2,19 \cdot 10^{15}$
200828	-56	-167	458	2327	-0,137	239,65	$1,45 \cdot 10^{15}$	$4,0 \cdot 10^{15}$

A Figura 6.78 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através da metodologia proposta pela SAE NB-3216.2 nos resultados do modelo, segundo ocorrência de carregamentos mostrada na Figura 6.36.

Figura 6.78 – Posição dos primeiros 3 nós críticos - Vista isométrica.

Tabela 6.23 – Estimativa da vida à fadiga utilizando método proposto pela SAE NB-3216.2 para o componente do parafuso (Carregamento Aleatório).

No	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)	σ_{fI} (MPa)	b	Se (MPa)	N(ciclos) ⁵ S_{alt}	N(ciclos) ⁶ S_{eqa}
201793	469	39	-14	2327	-0,137	239,65	$2,69 \cdot 10^{15}$	$4,13 \cdot 10^{15}$
201777	465	40	-9	2327	-0,137	239,65	$3,50 \cdot 10^{15}$	$4,79 \cdot 10^{15}$
201806	481	39	-17	2327	-0,137	239,65	$3,50 \cdot 10^{15}$	$4,79 \cdot 10^{15}$

A Figura 6.79 apresenta a localização dos nós críticos, resultado avaliado através da metodologia proposta pela SAE NB-3216.2 nos resultados do modelo, segundo a ocorrência de carregamentos mostrada na Figura 6.55.

Figura 6.79 – Posição dos primeiros 3 nós críticos - Vista isométrica.

6.13 Resultados da Análise de Previsão da Vida à Fadiga Utilizando Técnicas de Projeto Mecânico

Essa análise tem como objetivo avaliar a estimativa da vida à fadiga, utilizando os resultados obtidos do modelo numérico computacional, através do MEF, utilizando técnicas de projeto mecânico definidas no capítulo 3.

Entretanto, considerando-se que a mastigação será constante ao longo do tempo, que varia de acordo com as condições (ALI et al., 2013), pode-se calcular um número do ciclos, levando em consideração a mastigação constante.

As Tabelas 6.24 e 6.25 apresentam os dados obtidos utilizando o modelo numérico computacional para dois valores de carregamentos do ciclo: para estado inicial sem

carregamento ($t=2$) e depois para máximo carregamento do ciclo ($t=2,49$), segundo a sequência do carregamento mostrada na Figura 6.55, respectivamente, para os componentes implante e parafuso do intermediário.

Tabela 6.24 – Valores das tensões principais para nós críticos em implante.

Nó	Tempo (s)	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)
649194	2	221,13	70,81	-138,48
	2,49	206,06	57,34	-163,08

Tabela 6.25 – Valores das tensões principais para nós críticos em parafuso.

Nó	Tempo (s)	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)
200938	2	836,88	303,23	211,93
	2,49	841,90	304,06	213,05

Depois de extraídos os valores das tensões principais do modelo, devem-se calcular a tensão alternada principal (σ_a') e a tensão média principal (σ_m') para os pontos selecionados.

Para o implante em nó crítico 649194, tem-se:

$$\sigma_{1,a} = \left| \frac{\sigma_{1max} - \sigma_{1min}}{2} \right| = 7,54 \text{ (MPa)} \quad (6.48)$$

$$\sigma_{2,a} = \left| \frac{\sigma_{2max} - \sigma_{2min}}{2} \right| = 6,74 \text{ (MPa)} \quad (6.49)$$

$$\sigma_{3,a} = \left| \frac{\sigma_{3max} - \sigma_{3min}}{2} \right| = 12,3 \text{ (MPa)} \quad (6.50)$$

$$\sigma_{1,m} = \left| \frac{\sigma_{1max} + \sigma_{1min}}{2} \right| = 213,6 \text{ (MPa)} \quad (6.51)$$

$$\sigma_{2,m} = \left| \frac{\sigma_{2max} + \sigma_{2min}}{2} \right| = 64,08 \text{ (MPa)} \quad (6.52)$$

$$\sigma_{3,m} = \left| \frac{\sigma_{3max} + \sigma_{3min}}{2} \right| = -150,78 \text{ (MPa)} \quad (6.53)$$

Cálculo das tensões alternadas principal de acordo com Von Mises e tensões médias principal.(BANNANTINE; COMER; HANDROCK, 1990):

$$\sigma_a' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1,a} - \sigma_{2,a})^2 + (\sigma_{2,a} - \sigma_{3,a})^2 + (\sigma_{3,a} - \sigma_{1,a})^2} = 5,2 \text{ (MPa)} \quad (6.54)$$

$$\sigma_m' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1,m} - \sigma_{2,m})^2 + (\sigma_{2,m} - \sigma_{3,m})^2 + (\sigma_{3,m} - \sigma_{1,m})^2} = 317 \text{ (MPa)} \quad (6.55)$$

Dessa forma, com base nos critérios descritos pelas equações 3.11, 3.12 e 3.13, calculou-se o fator de segurança (n):

Critério de Soderberg:

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{\sigma_y} = \frac{1}{n} = \frac{5,2}{239,65} + \frac{317,24}{775,78} \therefore n=2,32 \quad (6.56)$$

Critério de Goodman:

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{\sigma_u} = \frac{1}{n} = \frac{5,2}{239,65} + \frac{317,24}{818} \therefore n=2,44 \quad (6.57)$$

Critério de Gerber:

$$\frac{n \cdot \sigma_a'}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m'}{\sigma_u} \right)^2 = 1 = \frac{n \cdot 5,2}{239,65} + \left(\frac{n \cdot 317,24}{775,78} \right)^2 \therefore n=2,38 \quad (6.58)$$

Para o parafuso em nó crítico 200938, tem-se:

$$\sigma_{1,a} = \left| \frac{\sigma_{1,max} - \sigma_{1,min}}{2} \right| = 2,51 \text{ (MPa)} \quad (6.59)$$

$$\sigma_{2,a} = \left| \frac{\sigma_{2,max} - \sigma_{2,min}}{2} \right| = 0,42 \text{ (MPa)} \quad (6.60)$$

$$\sigma_{3,a} = \left| \frac{\sigma_{3,max} - \sigma_{3,min}}{2} \right| = 0,56 \text{ (MPa)} \quad (6.61)$$

$$\sigma_{1,m} = \left| \frac{\sigma_{1,max} + \sigma_{1,min}}{2} \right| = 839,39 \text{ (MPa)} \quad (6.62)$$

$$\sigma_{2,m} = \left| \frac{\sigma_{2,max} + \sigma_{2,min}}{2} \right| = 303,65 \text{ (MPa)} \quad (6.63)$$

$$\sigma_{3,m} = \left| \frac{\sigma_{3,max} + \sigma_{3,min}}{2} \right| = 212,49 \text{ (MPa)} \quad (6.64)$$

Cálculo das tensões alternadas principais de acordo com Von Mises e tensões médias principais.(BANNANTINE; COMER; HANDROCK, 1990):

$$\sigma_a' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1,a} - \sigma_{2,a})^2 + (\sigma_{2,a} - \sigma_{3,a})^2 + (\sigma_{3,a} - \sigma_{1,a})^2} = 2,02 \text{ (MPa)} \quad (6.65)$$

$$\sigma_m' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1,m} - \sigma_{2,m})^2 + (\sigma_{2,m} - \sigma_{3,m})^2 + (\sigma_{3,m} - \sigma_{1,m})^2} = 587 \text{ (MPa)} \quad (6.66)$$

Dessa forma, com base nos critérios descrito pelas equações 3.11, 3.12 e 3.13, calculou-se o fator de segurança (n):

Critério de Soderberg:

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{\sigma_y} = \frac{1}{n} = \frac{2,02}{239,65} + \frac{586,66}{820} \therefore n=1,38 \quad (6.67)$$

Critério de Goodman:

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{\sigma_u} = \frac{1}{n} = \frac{2,02}{239,65} + \frac{586,24}{860} \therefore n=1,45 \quad (6.68)$$

Critério de Gerber:

$$\frac{n \cdot \sigma_a'}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m'}{\sigma_u} \right)^2 = 1 = \frac{n \cdot 5,2}{239,65} + \left(\frac{n \cdot 317,24}{775,78} \right)^2 \therefore n=1,38 \quad (6.69)$$

Segundo os critérios de Soderberg, Goodman, Gerber os fatores de segurança em relação à falha por fadiga para os componentes do implante e parafuso sob os nós críticos são maiores que 1. Isso indica que os componentes deverão ter vida infinitas.

6.14 Estimativa de Vida à Fadiga sob Carregamentos de Amplitude Variável Baseado no Método de S-N

Essa análise tem como objetivo avaliar a estimativa da vida à fadiga utilizando os resultados obtidos do modelo numérico computacional através do MEF, a partir dos procedimentos descritos no item 3.2

Consideramos as cargas de serviço sob componentes da prótese como implante e parafuso, respectivamente, vide Figura 6.36

Depois de extraídos os valores das tensões para j de carregamento do modelo, deve-se calcular a contagem dos ciclos de reversão multiaxial baseados na tensão equivalente de von Mises.

Na Figura 6.80 apresenta-se o histórico da tensão baseados na tensão equivalente de von Mises.

Figura 6.80 – Ocorrência de tensões baseado na tensão equivalente de von Mises.

A Tabela 6.26 apresenta a contagem de ciclos utilizando o método de Reversão Multiaxial baseado na tensão equivalente.

Tabela 6.26 – Contagem de ciclos, número de ocorrências e faixa de tensões de importâncias.

j	N_j	σ_{min}	σ_{max}	σ_a	σ_m	N_{fj}	N_j/N_{fj}
1	1	316,82	318,25	0,72	317,53	$4,62 \cdot 10^{23}$	$2,17 \cdot 10^{-24}$
2	1	314,29	314,32	0,01	314,31	$9,29 \cdot 10^{21}$	$1,08 \cdot 10^{-22}$
3	1	314,21	314,37	0,08	314,29	$5,35 \cdot 10^{22}$	$1,87 \cdot 10^{-23}$
4	1	312,05	313,46	0,71	312,75	$4,63 \cdot 10^{23}$	$2,16 \cdot 10^{-24}$
5	1	312,05	313,46	0,71	312,75	$4,63 \cdot 10^{23}$	$2,16 \cdot 10^{-24}$
5	1	311,62	314,40	1,39	313,01	$9,12 \cdot 10^{23}$	$1,09 \cdot 10^{-24}$
6	1	312,15	313,74	0,79	312,95	$5,20 \cdot 10^{23}$	$1,92 \cdot 10^{-24}$
7	1	315,40	316,19	0,4	315,79	$2,58 \cdot 10^{23}$	$3,88 \cdot 10^{-24}$
8	1	315,85	316,49	0,32	316,17	$2,08 \cdot 10^{23}$	$4,81 \cdot 10^{-24}$
9	1	314,74	317,17	1,22	315,95	$7,9 \cdot 10^{23}$	$1,27 \cdot 10^{-24}$
10	1	313,68	317,72	2,02	315,70	$1,31 \cdot 10^{24}$	$7,64 \cdot 10^{-24}$
11	1	312,44	317,81	2,68	315,13	$1,74 \cdot 10^{24}$	$5,74 \cdot 10^{-25}$
12	1	316,83	318,07	0,62	317,45	$3,99 \cdot 10^{23}$	$2,51 \cdot 10^{-24}$
13	1	317,79	317,84	0,02	317,81	$1,41 \cdot 10^{22}$	$7,11 \cdot 10^{-23}$
14	1	314,47	317,94	1,74	316,21	$1,12 \cdot 10^{24}$	$8,90 \cdot 10^{-25}$
15	1	313,68	315,71	1,01	314,69	$6,61 \cdot 10^{23}$	$1,51 \cdot 10^{-24}$
16	1	312,57	316,18	1,81	314,37	$1,18 \cdot 10^{24}$	$8,48 \cdot 10^{-25}$
17	1	311,77	313,77	1,0	312,77	$6,56 \cdot 10^{23}$	$1,52 \cdot 10^{-24}$
18	1	315,06	315,32	0,13	315,19	$8,36 \cdot 10^{22}$	$1,20 \cdot 10^{-23}$
19	1	312,18	312,85	0,33	312,51	$2,18 \cdot 10^{23}$	$4,59 \cdot 10^{-24}$
20	1	311,60	315,65	2,03	313,62	$1,32 \cdot 10^{24}$	$7,55 \cdot 10^{-25}$
21	1	309,89	318,11	4,11	314	$2,69 \cdot 10^{24}$	$3,73 \cdot 10^{-25}$
22	1	315,67	317,88	1,11	316,77	$7,16 \cdot 10^{23}$	$1,40 \cdot 10^{-24}$
23	1	311,47	316,10	2,32	313,79	$1,51 \cdot 10^{24}$	$6,6 \cdot 10^{-25}$
24	1	309,67	318,42	4,37	314,05	$2,85 \cdot 10^{24}$	$3,50 \cdot 10^{-25}$
25	1	309	319,36	5,18	314,18	$3,38 \cdot 10^{24}$	$2,96 \cdot 10^{-25}$
26	1	310,87	317,91	3,52	314,39	$2,30 \cdot 10^{24}$	$4,35 \cdot 10^{-25}$
27	1	312,10	316,29	2,10	314,19	$1,37 \cdot 10^{24}$	$7,32 \cdot 10^{-25}$
28	1	308,26	319,21	5,47	313,74	$3,57 \cdot 10^{24}$	$2,80 \cdot 10^{-25}$
29	1	307,19	320,37	6,59	313,78	$4,30 \cdot 10^{24}$	$2,32 \cdot 10^{-25}$
30	1	307,18	320,38	6,60	313,78	$4,31 \cdot 10^{24}$	$2,32 \cdot 10^{-25}$
<i>Danototal : $\sum = 2,46 \cdot 10^{-22}$</i>							

Em que

$$N_f = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_f - \sigma_m} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (6.70)$$

tem-se:

$$B_f = \frac{1}{\left(\sum \frac{N_j}{N_{fj}} \right)} = \frac{1}{2,46 \cdot 10^{-22}} = 4,07 \cdot 10^{22} \quad (6.71)$$

Sendo B_f o número de repetições para causar a falha por fadiga com esse bloco de carregamento.

6.15 Conclusões

Este capítulo descreveu um estudo de caso para uma prótese implanto suportada unitária, utilizando 2 diferentes modos de carregamentos, produto da mastigação. As curvas

S-N foram ajustadas aos dados experimentais do implante. Além disto, foram utilizados mais dois critérios para ajustes das curvas S-N como método de duplo intervalo de confiança proposto (ASTM E739-10, 2015) e método da tolerância de Owen para indicar os níveis de confiança e confiabilidade.

A seguir, considerando o estudo de caso, foi desenvolvido um estudo paramétrico através da formulação de um experimento fatorial, visando avaliar o peso do atrito nas distribuições de tensões. As tensões devido aos carregamentos estáticos axial e oblíquo, para diferentes ângulos foram avaliadas. A análise de resultados mostrou que as tensões máximas ocorrem na interface entre parafuso e metal da coroa, sendo o carregamento oblíquo com ângulo de 15° foi que se apresentou como sendo o mais crítico.

As simulações requereram o desenvolvimento de um código próprio, utilizando linguagem MATLAB. Particularmente, o critério de plano crítico através do modelo Findley apresentou resultados que correspondem aos reportados na literatura. Entretanto, os modelos propostos pela SAE NB3216.2 e técnicas de projeto mecânico falharam para descrever nós críticos o que reduz habilidades dos modelos para estimar a vida à fadiga dentro de carregamentos não proporcionais seguindo as limitações do modelo proposto.

Analisando-se os resultados gerais apresentados pelos critérios de falhas, constatou-se que, de forma geral, as estimativas de vida à fadiga mostram vida infinita para os componentes analisados seguindo o que foi proposto item [6.12](#)

A única exceção em relação aos resultados obtidos foi com relação ao parafuso com critério de Findley com estimativa de 39.000 ciclos para os dois casos de carregamento analisados no estudo. Entretanto, esses resultados coincidem com resultados experimentais obtidos nos testes dinâmicos de fadiga realizados na prótese dental.

Entretanto, os modelos propostos pela SAE NB-3216.2 e técnicas de projeto mecânico demonstraram vida infinita a vida à fadiga do parafuso dentro do carregamentos aplicados para as limitações do modelo proposto.

7 CONCLUSÕES e RECOMENDACÕES

Após o desenvolvimento deste estudo pode-se inferir as conclusões e recomendações de maior relevância apresentadas a seguir:

7.1 Conclusões

Os resultados obtidos através do modelo numérico computacional para estimar a vida à fadiga baseado na combinação das informações de análises CAE e testes fadiga apresentarem uma diferença de no máximo 4% dos valores obtidos analiticamente.

Neste trabalho, foi implementado no MAPDL um novo código para otimizar a leitura de resultados do software comercial Ansys v16 para aumento da densidade de malha.

O estudo paramétrico através da formulação de um experimento fatorial para análise de resultados mostrou que as tensões máximas ocorrem na interface entre parafuso e metal da coroa, sendo o carregamento oblíquo com ângulo de 15° foi que se apresentou como sendo o mais crítico.

As simulações requereram o desenvolvimento de um código próprio, utilizando linguagem MATLAB, para o critério de plano crítico através do modelo Findley apresentou resultados que correspondem aos reportados na literatura.

Os modelos propostos pela SAE NB 3216.2 e técnicas de projeto mecânico falharam para descrever os nós críticos o que reduz habilidades dos modelos para estimar a vida à fadiga dentro de carregamentos estudados seguindo as limitações do modelo proposto.

Finalmente, pode-se concluir que o modelo proposto é adequado para a previsão de vida à fadiga de próteses dental implanto suportadas. Desta forma, o modelo pode colaborar para um melhor entendimento da influência dos parâmetros biomecânicos sobre a vida à fadiga, fazendo com que este tipo de análises seja altamente recomendado.

7.2 Recomendações para Trabalhos Futuros

Devido a sua relevância, as falhas mecânicas de próteses dentais têm recebido atenção da comunidade científica. No entanto, vários temas ainda estão para serem desenvolvidos sob enfoque de engenharia. Acredita-se que trabalhos futuros possam abordar os seguintes aspectos:

- A consideração dos aspectos da remodelação nos modelos de análise de vida à

fadiga ;

- Estudos experimentais de fadiga em próteses dentais submetidos a carregamentos multiaxiais;
- Estudos dirigidos à combinação da iniciação da trinca e sua posterior propagação através da mecânica da fratura.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABDUO, J.; JUDGE, R. B. Implications of Implant Framework Misfit: A Systematic Review of Biomechanical Sequelae. **International Journal of Oral & Maxillofacial Implants**, v. 29, n. 3, p. 608–621, 2014.
- ABNT. **Odontologia – Implantes – Ensaio dinâmico de fadiga para implantes odontológicos endósseos** (I. S. O. 14801:2007, Ed.) **ABNT NBR ISO 14801:2012**, 2012.
- ABNT ISO/TS 13498. **Odontologia — Ensaio de torção do corpo do implante/junções das partes conectoras dos sistemas de implantes dentários endósseos**. Brasil ABNT ISO/TS 13498:2013, 2013. Disponível em: <<http://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=302830>>. Acesso em: 8 mar. 2018
- ABUHUSSEIN, H. et al. The effect of thread pattern upon implant osseointegration. **Clinical oral implants research**, v. 21, n. 2, p. 129–136, 2010.
- ADELL, R. et al. A 15-year study of osseointegrated implants in the treatment of the edentulous jaw. **International Journal of Oral Surgery**, v. 10, n. 6, p. 387–416, jan. 1981.
- AL-OTAIBI, H. N.; AKEEL, R. F. The Effects of Two Torque Values on the Screw Preload of Implant-Supported Protheses with Passive Fit or Misfit. **International Journal of Oral & Maxillofacial Implants**, v. 29, n. 5, p. 1058–1063, 2014.
- ALI, B. et al. Effects of overloading in mastication on the mechanical behaviour of dental implants. **Materials & Design**, v. 47, p. 210–217, maio 2013.
- AMORIM VASCO, M. A. A. et al. Utilização de tomografias computadorizadas de baixa resolução para construção de modelos geométricos detalhados de mandíbulas com e sem dentes. **Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería**, v. 32, n. 1, p. 1–6, jan. 2016.
- ANAMI, L. C. et al. Stress Distribution Around Osseointegrated Implants With Different Internal-Cone Connections: Photoelastic and Finite Element Analysis. **Journal of Oral Implantology**, v. 41, n. 2, p. 155–162, 2015.
- ANTONIO MEGGIOLARO, M.; CASTRO, J. T. P. DE. **FADIGA, V.1 - INICIAÇÃO DE TRINCAS**. 1. ed. ESTADOS UNIDOS DA AMERICA: CREATESPACE PUB, 2009.
- ARAT BILHAN, S. et al. Effect of attachment types and number of implants supporting mandibular overdentures on stress distribution: a computed tomography-based

- 3D finite element analysis. **Journal of biomechanics**, v. 48, n. 1, p. 130–7, 2 jan. 2015.
- ARAÚJO, J. A. et al. On the characterization of the critical plane with a simple and fast alternative measure of the shear stress amplitude in multiaxial fatigue. **International Journal of Fatigue**, v. 33, n. 8, p. 1092–1100, 2011.
- ASSUNÇÃO, W. G. et al. Biomechanics studies in dentistry: bioengineering applied in oral implantology. **The Journal of craniofacial surgery**, v. 20, n. 4, p. 1173, 2009.
- ASTM E1049-85. **Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis** West Conshohocken, PA ASTM International, , 2017. Disponível em: <<https://www.astm.org/Standards/E1049.htm>>. Acesso em: 9 fev. 2018
- ASTM E606 / E606M - 12. **ASTM E606 / E606M - 12 Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing** , 2004. Disponível em: <<https://www.astm.org/Standards/E606.htm>>. Acesso em: 9 mar. 2018
- ASTM E739-10. **Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data**, 2015. Disponível em: <<https://www.astm.org/Standards/E739.htm>>. Acesso em: 30 jan. 2018
- AYLLÓN, J. M. et al. Fatigue life estimation in dental implants. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 123, p. 34–43, 2014a.
- AYLLÓN, J. M. M. et al. Fatigue life estimation in dental implants. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 123, p. 34–43, jun. 2014b.
- BAE, J.-S.; JEONG, H.-Y. Effects of material properties and hole designs of the jig on the fatigue life of dental implants. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 26, n. 3, p. 759–766, 2012.
- BANKOĞLU GÜNGÖR, M. et al. Evaluation of stress distributions occurring on zirconia and titanium implant-supported prostheses: A three-dimensional finite element analysis. **The Journal of prosthetic dentistry**, v. 116, n. 3, p. 346–355, 8 abr. 2016.
- BANNANTINE, J. A.; COMER, J. J.; HANDROCK, J. L. **Fundamentals of metal fatigue analysis**. [s.l.] Prentice Hall, 1990.
- BHERING, C. L. B. et al. The effect of casting and masticatory simulation on strain and misfit of implant-supported metal frameworks. **Materials Science and Engineering: C**, v. 62, p. 746–751, 1 maio 2016.
- BICUDO, P. et al. Performance evaluation of dental implants: An experimental and numerical simulation study. **Theoretical and Applied Fracture Mechanics**, v.

85, p. 74–83, 2016.

BINON, P. P. Implants and components: entering the new millennium. **The International journal of oral & maxillofacial implants**, v. 15, n. 1, p. 76, 2000.

BOILER, A.; CODE, P. V. Section III, Div. 1, Subsection NA, Appendix XIV. **American Society of Mechanical Engineers, New York, NY**, 1974.

BORDIN, D. et al. Biofilm and saliva affect the biomechanical behavior of dental implants. **Journal of Biomechanics**, v. 48, n. 6, p. 997–1002, 2015.

BORDIN, D. et al. Fracture strength and probability of survival of narrow and extra-narrow dental implants after fatigue testing: In vitro and in silico analysis. **Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials**, v. 71, p. 244–249, jul. 2017.

BORESI, A. P. (ARTHUR P.; SCHMIDT, R. J. (RICHARD J. **Advanced mechanics of materials**. [s.l.] John Wiley & Sons, 2003.

BRÅNEMARK, P.-I. et al. Intra-osseous anchorage of dental prostheses: I. Experimental studies. **Scandinavian journal of plastic and reconstructive surgery**, v. 3, n. 2, p. 81–100, 1969.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, novena edición**. [s.l.] McGraw-Hill Interamericana, 2012.

BULAQI, H. A. et al. Dynamic nature of abutment screw retightening: finite element study of the effect of retightening on the settling effect. **The Journal of prosthetic dentistry**, v. 113, n. 5, p. 412–9, maio 2015a.

BULAQI, H. A. et al. Effect of increased crown height on stress distribution in short dental implant components and their surrounding bone: A finite element analysis. **The Journal of prosthetic dentistry**, v. 113, n. 6, p. 548–57, jun. 2015b.

CAMPBELL, F. C. **Fatigue and fracture: understanding the basics**. [s.l.] ASM International, 2012.

CARRION, P. E. et al. Fatigue behavior of Ti-6Al-4V ELI including mean stress effects. **International Journal of Fatigue**, v. 99, p. 87–100, 2017.

CARVALHO, M. A. et al. Effect of platform connection and abutment material on stress distribution in single anterior implant-supported restorations: A nonlinear 3-dimensional finite element analysis. **The Journal of Prosthetic Dentistry**, v. 112, n. 5, p. 1096–1102, nov. 2014.

CHANG, H.-S. et al. Stress distribution of two commercial dental implant systems: A three-dimensional finite element analysis. **Journal of Dental Sciences**, v. 8, n. 3, p.

261–271, 2013.

CHEN, J. et al. A comparative study on complete and implant retained denture treatments - A biomechanics perspective. **Journal of Biomechanics**, v. 48, n. 3, p. 512–519, 5 fev. 2015.

CHEN, L. et al. Finite element analysis of stress at implant–bone interface of dental implants with different structures. **Transactions of Nonferrous Metals Society of China**, v. 21, n. 7, p. 1602–1610, jul. 2011.

CHUN, H. et al. Evaluation of design parameters of osseointegrated dental implants using finite element analysis. **Journal of Oral Rehabilitation**, v. 29, n. 6, p. 565–574, 2002.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E. Concepts and applications of finite element method. **John Wiley and Sons, New York**, 1989.

COWIN, S. C. **The mechanical properties of cortical bone tissue**. [s.l.] CRC Press, Boca Raton, FL, 1989.

DARRELL SOCIE, G. M. **Multiaxial Fatigue**. [s.l.] Society of Automotive Engineers, 2000, 2000.

DE COS JUEZ, F. J. J. et al. Non-linear numerical analysis of a double-threaded titanium alloy dental implant by FEM. **Applied Mathematics and Computation**, v. 206, n. 2, p. 952–967, dez. 2008.

DIETER, G. E. **Metalurgia Mecânica**. [s.l.: s.n.].

DJEBBAR, N. et al. Analysis of the effect of load direction on the stress distribution in dental implant. **Materials & Design**, v. 31, n. 4, p. 2097–2101, abr. 2010.

DOWLING, N. Mean stress effects in stress-life and strain-life fatigue. 2004.

DOWLING, N. E. Fatigue life and inelastic strain response under complex histories for an alloy steel. **Journal of Testing and Evaluation**, v. 1, n. 4, p. 271–287, 1973.

DOWLING, N. E. **Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. [s.l.] Pearson, 2012.

DUNDAR, S. et al. Finite element analysis of the stress distributions in peri-implant bone in modified and standard-threaded dental implants. **Biotechnology & Biotechnological Equipment**, v. 30, n. 1, p. 127–133, 2016.

ELIAS, C. N. Factors Affecting the Success of Dental Implants. In: TURKYILMAZ, I. (Ed.). **Implant Dentistry - A Rapidly Evolving Practice**. Rijeka: InTech, 2011.

- ENGINEERS, S. OF A. **SAE Fatigue design handbook: AE-22**. [s.l.] Society of Automotive Engineers, 1997.
- FAEGH, S.; MÜFTÜ, S. Load transfer along the bone-dental implant interface. **Journal of biomechanics**, v. 43, n. 9, p. 1761–70, 18 jun. 2010.
- FARINA, A. P. et al. SCREW JOINT STABILITY AFTER THE APPLICATION OF RETORQUE IN IMPLANT-SUPPORTED DENTURES UNDER SIMULATED MASTICATORY CONDITIONS. **Journal of Prosthetic Dentistry**, v. 111, n. 6, p. 499–504, 2014.
- FATEMI, A.; YANG, L. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials. **International Journal of Fatigue**, v. 20, n. 1, p. 9–34, 1998.
- FINDLEY, W. N. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending. n. 6, 1958.
- GENG, J. P. et al. Finite element analysis of four thread-form configurations in a stepped screw implant. **Journal of Oral Rehabilitation**, v. 31, n. 3, p. 233–239, 2004a.
- GENG, J. P. et al. Finite element analysis of an osseointegrated stepped screw dental implant. **Journal of Oral Implantology**, v. 30, n. 4, p. 223–233, 2004b.
- GEORGE; SINES. Failure of Materials Under Combined Repeated Stresses with Superimposed Static Stresses. p. 72, 1 nov. 1955.
- GHADIRI, M. et al. Investigation of the dental implant geometry effect on stress distribution at dental implant–bone interface. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 38, n. 2, p. 335–343, 2015.
- GRUBISIC, V.; SIMBÜRGER, A. **Fatigue under combined out-of-phase multiaxial stresses**. Fatigue Testing and Design 2, Proceedings of SEE International Conference. **Anais...**1976
- GUVEN, S. et al. Three-dimensional finite-element analysis of a single implant-supported zirconia framework and its effect on stress distribution in D4 (maxilla) and D2 (mandible) bone quality. **Biotechnology & Biotechnological Equipment**, v. 29, n. 5, p. 984–990, 2015.
- HASAN, I. et al. The effect of implant splinting on the load distribution in bone bed around implant-supported fixed prosthesis with different framework materials: A finite element study. **Annals of Anatomy-Anatomischer Anzeiger**, v. 199, p. 43–51, 2015.
- HERNANDEZ-RODRIGUEZ, M. A. L. A. L. et al. Failure analysis in a dental implant.

Engineering Failure Analysis, v. 57, p. 236–242, nov. 2015.

HUANG, H.-L. et al. Bone stress and interfacial sliding analysis of implant designs on an immediately loaded maxillary implant: A non-linear finite element study. **Journal of Dentistry**, v. 36, n. 6, p. 409–417, jun. 2008.

HUANG, S. F.; CHEN, W. R.; LIN, C. L. Biomechanical interactions of endodontically treated tooth implant-supported prosthesis under fatigue test with acoustic emission monitoring. **Biomedical Engineering Online**, v. 15, 2016.

HUISKES, R. et al. Adaptive bone-remodeling theory applied to prosthetic-design analysis. **Journal of Biomechanics**, v. 20, n. 11, p. 1135–1150, jan. 1987.

HUSSEIN, M. O.; RABIE, M. E. Three-Dimensional Nonlinear Contact Finite Element Analysis of Mandibular All-on-4 Design. **J Oral Implantol**, v. 41, n. 2, p. e12-8, 2015.

ICHIM, P. I. et al. Design optimization of a radial functionally graded dental implant. **Journal of Biomedical Materials Research Part B: Applied Biomaterials**, v. 104, n. 1, p. 58–66, 2016.

ILIES, H. T. et al. Determining the Fatigue Life of Dental Implants. **Journal of Medical Devices**, v. 2, n. 1, p. 11003, 2008.

ISO. **ISO 14801:2007 - Dentistry -- Implants -- Dynamic fatigue test for endosseous dental implants**<https://www.iso.org/standard/41034.html>, , 2007. Disponível em: <<https://www.iso.org/standard/41034.html>>. Acesso em: 30 jan. 2018

JAMSHIDINIA, M. et al. Fatigue properties of a dental implant produced by electron beam melting (R) (EBM). **Journal of Materials Processing Technology**, v. 226, p. 255–263, 2015.

KAYABAŞI, O. et al. Static, dynamic and fatigue behaviors of dental implant using finite element method. **Advances in Engineering Software**, v. 37, n. 10, p. 649–658, out. 2006.

KHRAISAT, A. et al. Effect of lateral cyclic loading on abutment screw loosening of an external hexagon implant system. **The Journal of Prosthetic Dentistry**, v. 91, n. 4, p. 326–334, abr. 2004.

KOHN, D. H. Overview of factors important in implant design. **The Journal of oral implantology**, v. 18, n. 3, p. 204–219, 1991.

LEE, C.-C. C. et al. Effects of implant threads on the contact area and stress distribution of marginal bone. **Journal of Dental Sciences**, v. 5, n. 3, p. 156–165, set. 2010.

- LEE, C. K.; KARL, M.; KELLY, J. R. Evaluation of test protocol variables for dental implant fatigue research. **Dental Materials**, v. 25, n. 11, p. 1419–1425, nov. 2009.
- LEE, J.-H. et al. Effect of implant size and shape on implant success rates: A literature review. **The Journal of Prosthetic Dentistry**, v. 94, n. 4, p. 377–381, out. 2005.
- LEE, Y.-L. **Fatigue testing and analysis: theory and practice**. [s.l.] Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
- LEE, Y.-L.; BARKEY, M. E.; KANG, H.-T. **Metal fatigue analysis handbook: practical problem-solving techniques for computer-aided engineering**. [s.l.] Elsevier, 2012.
- LEE, Y.-L.; TJHUNG, T.; JORDAN, A. A life prediction model for welded joints under multiaxial variable amplitude loading histories. **International Journal of Fatigue**, v. 29, n. 6, p. 1162–1173, 1 jun. 2007.
- LEMAITRE, J.; CHABOCHE, J.-L. **Mechanics of Solid Materials**. [s.l.] Cambridge University Press, 1990.
- LI, B.; SANTOS, J. L. T.; FREITAS, M. A computerized procedure for long-life fatigue assessment under complex multiaxial loading. **Fatigue & fracture of engineering materials & structures**, v. 24, n. 3, p. 165–177, 2001.
- LI, B.; SANTOS, J. L. T.; FREITAS, M. DE. A unified numerical approach for multiaxial fatigue limit evaluation. 2000.
- LIN, D. et al. Dental implant induced bone remodeling and associated algorithms. **Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials**, v. 2, n. 5, p. 410–432, out. 2009.
- MA, P. et al. [Influence of helix angle and density on primary stability of immediately loaded dental implants: three-dimensional finite element analysis]. **Zhonghua kou qiang yi xue za zhi= Zhonghua kouqiang yixue zazhi= Chinese journal of stomatology**, v. 42, n. 10, p. 618–621, 2007.
- MACEDO, J. P. et al. Finite element analysis of stress extent at peri-implant bone surrounding external hexagon or Morse taper implants. **Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials**, v. 71, 2017.
- MARQUIS; SOCIE. Long-life torsion fatigue with normal mean stresses. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 23, n. 4, p. 293–300, 1 abr. 2000.
- MATSUISHI, M.; ENDO, T. Fatigue of metals subjected to varying stress. **Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan**, v. 68, n. 2, p. 37–40, 1968.

- MELLAL, A. et al. Stimulating effect of implant loading on surrounding bone. **Clinical Oral Implants Research**, v. 15, n. 2, p. 239–248, abr. 2004.
- MERDJI, A. et al. Stress analysis in dental prosthesis. **Computational Materials Science**, v. 49, n. 1, p. 126–133, jun. 2010.
- MERICSKE-STERN, R.; ZARB, G. A. In vivo measurements of some functional aspects with mandibular fixed prostheses supported by implants. **Clinical oral implants research**, v. 7, n. 2, p. 153–161, 1996.
- MEYERS, M. A.; CHAWLA, K. K. **Mechanical behavior of materials**. [s.l.] Cambridge university press Cambridge, 2009. v. 2
- MINATEL, L. et al. Effect of different types of prosthetic platforms on stress-distribution in dental implant-supported prostheses. **Materials Science and Engineering C**, v. 71, p. 35–42, 1 fev. 2017.
- MISCH, C. **Próteses sobre Implantes Dentais**. [s.l.] Elsevier Brasil, 2015.
- MOHAMMED, H. H. et al. Effect of abutment screw length and cyclic loading on removal torque in external and internal hex implants. **The Journal of Advanced Prosthodontics**, v. 8, n. 1, p. 62–69, 2016.
- MORGAN, M. J.; JAMES, D. F.; PILLIAR, R. M. Fractures of the Fixture Component of an Osseointegrated Implant. **International Journal of Oral & Maxillofacial Implants**, v. 8, n. 4, p. 88–98, 1993.
- MOTOYOSHI, M. et al. Biomechanical effect of abutment on stability of orthodontic mini-implant. **Clinical oral implants research**, v. 16, n. 4, p. 480–485, 2005.
- MURAKAMI, N.; WAKABAYASHI, N. Finite element contact analysis as a critical technique in dental biomechanics: A review. **Journal of Prosthodontic Research**, v. 58, n. 2, p. 92–101, 1 abr. 2014.
- PAN, Y.-H. H. et al. Investigation of the implant-supported overdentures in completely edentulous mandibles. **Journal of Dental Sciences**, v. 10, n. 4, p. 444–449, dez. 2015.
- PAPADOPOULOS, I. V. Critical plane approaches in high-cycle fatigue: on the definition of the amplitude and mean value of the shear stress acting on the critical plane. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 21, n. 3, p. 269–285, 1998.
- PEREIRA, F. A.; OTHERS. Influência do material restaurador, lesão cervical e tipo de carregamento no comportamento biomecânico de pré-molar superior. 2012.

- PÉREZ, M. A. Life prediction of different commercial dental implants as influence by uncertainties in their fatigue material properties and loading conditions. **Computer Methods and Programs in Biomedicine**, v. 108, n. 3, p. 1277–1286, dez. 2012.
- PRADOS-PRIVADO, M. et al. Dental Implants Fatigue as a Possible Failure of Implantologic Treatment: The Importance of Randomness in Fatigue Behaviour. **BioMed research international**, v. 2015, 2015.
- PRADOS-PRIVADO, M. et al. A New Model to Study Fatigue in Dental Implants Based on Probabilistic Finite Elements and Cumulative Damage Model. **Applied Bionics and Biomechanics**, 2017.
- RANGERT, B.; JEMT, T.; JÖRNEUS, L. Forces and Moments on Brånemark Implants. **International Journal of Oral & Maxillofacial Implants**, v. 4, n. 3, p. 86–104, 1989.
- RICE, J. C.; COWIN, S. C.; BOWMAN, J. A. On the dependence of the elasticity and strength of cancellous bone on apparent density. **Journal of biomechanics**, v. 21, n. 2, p. 155–168, 1988.
- RIEGER, M. R. R. et al. Bone stress distribution for three endosseous implants. **The Journal of Prosthetic Dentistry**, v. 61, n. 2, p. 223–228, fev. 1989.
- ROTHBART, H. A.; BROWN, T. H. **Mechanical Design Handbook: Measurement, Analysis and Control of Dynamic Systems**. [s.l.] McGraw-Hill, 2006.
- ŞAHİN, S.; ÇEHRELİ, M. C.; YALÇIN, E. The influence of functional forces on the biomechanics of implant-supported prostheses—a review. **Journal of Dentistry**, v. 30, n. 7–8, p. 271–282, set. 2002.
- SANIVARAPU, S. et al. Implant fractures: Rare but not exceptional. **Journal of Indian Society of Periodontology**, v. 20, n. 1, p. 6–11, 2016.
- SANNINO, G.; BARLATTANI, A. Mechanical Evaluation of an Implant-Abutment Self-Locking Taper Connection: Finite Element Analysis and Experimental Tests. **International Journal of Oral & Maxillofacial Implants**, v. 28, n. 1, p. E17–E26, 2013.
- SANTIAGO, J. F. et al. Finite element analysis on influence of implant surface treatments, connection and bone types. **Materials Science & Engineering C-Materials for Biological Applications**, v. 63, p. 292–300, 2016a.
- SANTIAGO, J. F. et al. Finite element analysis on influence of implant surface treatments, connection and bone types. **Materials Science and Engineering: C**, v. 63, p. 292–300, 1 jun. 2016b.

- SCHIJVE, J. Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art. **International Journal of Fatigue**, v. 25, n. 8, p. 679–702, 2003.
- SCHWITALLA, A. D. et al. Finite element analysis of the biomechanical effects of PEEK dental implants on the peri-implant bone. **Journal of Biomechanics**, v. 48, n. 1, p. 1–7, 2 jan. 2015.
- SHEMTOV-YONA, K. et al. Effect of Dental Implant Diameter on Fatigue Performance. Part I: Mechanical Behavior. **Clinical implant dentistry and related research**, v. 16, n. 2, p. 178–184, 2014a.
- SHEMTOV-YONA, K. et al. Effect of Dental Implant Diameter on Fatigue Performance. Part I: Mechanical Behavior. **Clinical implant dentistry and related research**, v. 16, n. 2, p. 172–177, 2014b.
- SHEMTOV-YONA, K. et al. The effect of oral-like environment on dental implants' fatigue performance. **Clinical Oral Implants Research**, 2014c.
- SHEMTOV-YONA, K.; RITTEL, D. Identification of failure mechanisms in retrieved fractured dental implants. **Engineering Failure Analysis**, v. 38, p. 58–65, mar. 2014.
- SHEMTOV-YONA, K.; RITTEL, D. On the mechanical integrity of retrieved dental implants. **Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials**, v. 49, p. 290–299, set. 2015.
- SKALAK, R. Biomechanical considerations in osseointegrated prostheses. **The Journal of Prosthetic Dentistry**, v. 49, n. 6, p. 843–848, jun. 1983.
- SRINIVASAN, M. et al. Implant survival in 1-versus 2-implant mandibular overdentures: a systematic review and meta-analysis. **Clinical oral implants research**, v. 27, n. 1, p. 63–72, 2016.
- STANFORD, C. M.; BRAND, R. A. Toward an understanding of implant occlusion and strain adaptive bone modeling and remodeling. **The Journal of Prosthetic Dentistry**, v. 81, n. 5, p. 553–561, maio 1999.
- STEPHENS, R. I. et al. **Metal fatigue in engineering**. [s.l.] John Wiley & Sons, 2000.
- STRECKBEIN, P. et al. Non-linear 3D evaluation of different oral implant-abutment connections. **Journal of dental research**, p. 22034512463396, 2012.
- SUNDER, R. Spectrum load fatigue? underlying mechanisms and their significance in testing and analysis. **International Journal of Fatigue**, v. 25, n. 9–11, p. 971–981, set. 2003.

- SUSMEL, L. **Multiaxial notch fatigue : from nominal to local stress/strain quantities**. 1st Editio ed. [s.l.] Woodhead Publishing, 2009.
- TAKAHASHI, B. X. **Metodologia moderna para análise de fadiga baseada em elementos finitos de componentes sujeitos a fadiga uni e multiaxial**. São Paulo: Biblioteca Digital de Teses e Dissertações da Universidade de São Paulo, 4 jul. 2014.
- TANG, C.-B. et al. Nonlinear finite element analysis of three implant-abutment interface designs. **International Journal of Oral Science**, v. 4, n. 2, p. 101–108, 2012.
- TOPKAYA, T.; SOLMAZ, M. Y. The effect of implant number and position on the stress behavior of mandibular implant retained overdentures: A three-dimensional finite element analysis. **Journal of biomechanics**, v. 48, n. 10, p. 2102–9, 16 jul. 2015.
- TORCATO, L. B. et al. Effect of the Parafunctional Occlusal Loading and Crown Height on Stress Distribution. **Brazilian Dental Journal**, v. 25, n. 6, p. 554–560, 2014.
- U.R.PATIL; P.N.DHATRAK; B.M.SHINDE. Fatigue Life of Dental Implant- A Review. **IOSR Journal of Mechanical and Civil engineering**, v. 4, p. 1–5, 2016.
- WANG, C. H.; BROWN, M. W. Life prediction techniques for variable amplitude multiaxial fatigue—part 1: theories. **Journal of Engineering Materials and Technology**, v. 118, n. 3, p. 367–370, 1996.
- WOLFF, J. et al. Finite element analysis of bone loss around failing implants. **Materials & Design**, v. 61, p. 177–184, set. 2014.
- WU, T. et al. Effect of lubricant on the reliability of dental implant abutment screw joint: An in vitro laboratory and three-dimension finite element analysis. **Materials Science and Engineering: C**, v. 75, p. 297–304, jun. 2017.
- XIA, D. et al. Dynamic fatigue performance of implant-abutment assemblies with different tightening torque values. **Bio-Medical Materials and Engineering**, v. 24, n. 6, p. 2143–2149, 2014.

APÊNDICE A – Códigos dos programas para APDL

Tabela A.1 – Código do programa APDL para extrair os nós superficiais da geometria.

```
1  ! NOTE: number of nodes 32973
2  *CFOPEN,NosSuperficial,txt
3  ! Export nodal surface to CSV
4  !
5  NSEL,S,EXT
6  *DO,i,1,32973
7  *GET,node,NODE,i,NSEL
8  *IF,node,EQ,1.0,THEN
9  *VWRITE,i,node
10 (F8.0, ', ', F8.0)
11 *ENDIF
12 *ENDDO
13 *CFCLOSE
```

Tabela A.2 – Código do programa APDL para extrair as informações das tensões dos Nós.

```

1  ! NOTE: number of nodes surface 5482
2  *CFOPEN,NosSuperficial,txt
3  ! Export nodal surface to CSV
4  !
5  *DIM,TAB3,table,5482
6  *TREAD,TAB3,NosSuperficial,txt*DO,i,1,32973
7  *DIM,ARR31,array,5482,2
8  *MFUN,ARR31(1,1),copy,TAB3(1,0)
9  *DEL,TAB3(1)
10 !
11 *DIM,TAB3,table,629
12 *TREAD,TAB3,RANDOM1,OUT
13 *DIM,ARR3,array,629,2
14 *MFUN,ARR3(1,1),copy,TAB3(1,0)
15 *DEL,TAB3(1)
16 !
17 *DIM,s1s2s3,ARRAY,1,4
18 *DIM,s1s2s3 2,ARRAY,1,6
19 !
20 *DO,H,1,5482
21 NoSel=ARR31(H)
22 !
23 *CFOPEN,NosSuperficial NoSel,txt
24 !
25 E=0
26 *DO,I,1,629
27 E=ARR3(I)
28 SET,,,,,E
29 ! Read main stress
30 *GET,s1s2s3(1,1),NODE,NoSel,S,1
31 *GET,s1s2s3(1,2),NODE,NoSel,S,2
32 *GET,s1s2s3(1,3),NODE,NoSel,S,3
33 ! Read stress
34 *GET,s1s2s32(1,1),NODE,NoSel,S,X
35 *GET,s1s2s32(1,2),NODE,NoSel,S,Y
36 *GET,s1s2s32(1,3),NODE,NoSel,S,Z
37 *GET,s1s2s32(1,4),NODE,NoSel,S,XY
38 *GET,s1s2s32(1,5),NODE,NoSel,S,YZ
39 *GET,s1s2s32(1,6),NODE,NoSel,S,XZ
40 !
41 ! Note: S= s1s2s3 ; S2= s1s2s32
42 *VWRITE,NoSel,E,S(1,1),S(1,2),S(1,3),S2(1,1),S2(1,2),S2(1,3) S2(1,4),S2(1,5),S2(1,6)
43 (F18.8,F18.8,F18.8,F18.8,F18.8,F18.8,F18.8,F18.8,F18.8,F18.8)
44 *ENDDO
45 ENDDO ! Fim dos Nós superfície
46 *CFCLOSE

```

APÊNDICE B – Norma NB-3216.1 e NB-3216.2

NB-3216.1 Constant Principal Stress Direction.

For any case in which the directions of the principal stresses at the point being considered do not change during the cycle, the steps stipulated in the following subparagraphs shall be taken to determine the alternating stress intensity.

(a) Principal Stresses—Consider the values of the three principal stresses at the point versus time for the complete stress cycle taking into account both the gross and local structural discontinuities and the thermal effects which vary during the cycle. These are designated as σ_1 , σ_2 and σ_3 for later identification.

(b) Stress Differences—Determine the stress differences $S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$, $S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$ and $S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$ versus time for the complete cycle. In what follows, the symbol S_{ij} is used to represent any one of these stress differences.

(c) Alternating Stress Intensity—Determine the extremes of the range through which each stress difference (S_{ij}) fluctuates and find the absolute magnitude of this range for each S_{ij} . Call this magnitude $S_{r\ ij}$ and let $S_{alt\ ij} = 0.5 S_{r\ ij}$. The alternating stress intensity S_{alt} is the largest of the $S_{alt\ ij}$'s.

NB-3216.2 Varying Principal Stress Direction.

For any case in which the directions of the principal stresses at the point being considered do change during the stress cycle, it is necessary to use the more general procedure of the following subparagraphs.

(a) Consider the values of the six stress components, σ_r , σ_t , σ_l , τ_{rl} , τ_{lt} , τ_{lr} versus time for the complete stress cycle, taking into account both the gross and local structural discontinuities and the thermal effects which vary during the cycle. (*The subscripts t, l and r represent the tangential, longitudinal and radial directions, respectively.*)

(b) Choose a point in time when the conditions are one of the extremes for the cycle (either maximum or minimum, algebraically) and identify the stress components at this time by the subscript i. In most cases, it will be possible to choose at least one time during the cycle when the conditions are known to be extreme. In some cases it may be necessary to try different points in time to find the one which results in the largest value of alternating stress intensity.

(c) Subtract each of the six stress components σ_{ir} , σ_{it} , σ_{il} , τ_{rli} , τ_{lri} , τ_{rli} from the corresponding stress components σ_r , σ_t , σ_l , τ_{rl} , τ_{lt} , τ_{lr} at each point in time during the cycle and call the resulting components σ'_i , σ'_t , σ'_l , τ'_{rl} , τ'_{lt} , τ'_{lr} .

(d) At each point in time during the cycle, calculate the principal stresses, σ'_1 , σ'_2 and σ'_3 , derived from the six stress components, σ'_i , σ'_t , σ'_l , τ'_{rl} , τ'_{lt} , τ'_{lr} . Note that the directions of the principal stresses may change during the cycle but the principal stress retains its identity as it rotates.

(e) Determine the stress differences $S'_{12} = \sigma'_1 - \sigma'_2$, $S'_{23} = \sigma'_2 - \sigma'_3$ and $S'_{31} = \sigma'_3 - \sigma'_1$ versus time for the complete cycle and find the largest absolute magnitude of any stress difference at any tie. The alternating stress intensity, S_{alt} , is one-half of this magnitude.

Figura B.1