PEDRO DEL NEGRO TAYER

**Avaliação de fadiga de contato em materiais para engrenagens utilizando
ensaios de rolamento de esfera sobre disco**

São Paulo

2018

PEDRO DEL NEGRO TAYER

**Avaliação de fadiga de contato em materiais para engrenagens utilizando
ensaios de rolamento de esfera sobre disco**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

Orientador: Prof.^a Dra. Izabel Fernanda
Machado

São Paulo

2018

PEDRO DEL NEGRO TAYER

**Avaliação de fadiga de contato em materiais para engrenagens utilizando
ensaios de rolamento de esfera sobre disco**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica de Projeto e Fabricação

Orientador: Prof.^a Dra. Izabel Fernanda
Machado

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

Tayer, Pedro Del Negro

Avaliação de fadiga de contato em materiais para engrenagens utilizando ensaios de rolamento de esfera sobre disco / P. D. N. Tayer -- versão corr. -- São Paulo, 2018.

149 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Fadiga de contato 2.Engrenagens 3.Shot-peening 4.Rolamento
5.Lubrificação I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Dedico este trabalho aos meus pais, Naief e Cláudia, que optaram por abdicar de partes das suas vidas em função da minha formação pessoal e profissional.

AGRADECIMENTOS

À professora, orientadora e psicóloga Izabel Fernanda Machado, pela confiança depositada em mim e no meu trabalho, pela paciência, acolhimento, incentivo e ensinamentos.

Ao meu irmão, André, que sempre me mostrou o caminho a ser seguido.

A todo pessoal do LFS, por proporcionar um ambiente de trabalho excepcional, tanto pessoal como profissionalmente.

Ao Iramar Tertuliano, por não medir esforços em ajudar com o que fosse preciso e me acolher no laboratório, com tudo que precisei.

Ao Carlos Ramires, que permitiu a realização do presente trabalho, me auxiliando e resolvendo todos os imprevistos que ocorreram durante a realização dos ensaios.

Ao professor Julio Cesar Klein das Neves, pela ótima recepção, discussões produtivas, sugestões e comentários. Extendendo meu agradecimento ao CMCM da UTFPR pela utilização do difratômetro.

Ao Luiz Alberto Franco, pelas discussões, conversas, indicações e conselhos.

Aos professores: Gilberto Francisco Martha de Souza, pela enorme contribuição ao trabalho, principalmente em toda a análise estatística, Roberto Martins de Souza, por estar sempre disposto a discutir qualquer dúvida, Rodrigo Lima Stoeterau, por me apresentar a oportunidade do projeto e me encorajar no início da pesquisa e Amilton Sinatora, por se comportar como um exemplo a ser seguido.

Ao professor Ronnie Rodrigo Rego, pelos comentários e sugestões que enriqueceram o trabalho de maneira significativa.

À Fiat Chrysler Automobiles, na pessoa do Guilherme Antonio Assis Machado, por possibilitar a execução do presente trabalho através de apoio financeiro e por encorajar o desenvolvimento de tecnologia automotiva no Brasil através do PROGRAMA INOVAR FCA – UNIVERSIDADES – RESIDÊNCIA TECNOLÓGICA PARA ENGENHEIROS.

À Fundação Christiano Ottoni, pelo apoio financeiro.

À UFMG, em nome do professor Alexandre Queiroz Bracarense.

Não uso apenas o meu cérebro, mas todos
que posso tomar emprestado.

Thomas Woodrow Wilson

RESUMO

Um dos possíveis modos de falha em engrenagens é relacionado com o carregamento cíclico e, por consequência, a ocorrência de fadiga. O início da falha por fadiga ocorre devido à intensificadores de tensão e é geralmente observado no pé do dente (fadiga de flexão) ou na região de contato na superfície do dente (fadiga de contato). Experimentos para avaliação da fadiga de contato em engrenagens são geralmente conduzidos em bancadas de teste e tem custos elevados. Um método alternativo de experimentação de fadiga de contato em engrenagens é avaliado neste trabalho, consistindo no rolamento de esferas sobre um plano (corpo de prova). Dois grupos de corpos de prova foram fabricados com características e propriedades superficiais semelhantes às da superfície do dente de engrenagens nas condições: a) sem *shot-peening* e b) com *shot-peening*. As diferentes características dos corpos de prova foram testadas utilizando um equipamento desenvolvido em trabalho anterior para avaliar a fadiga de contato de rolamento, que ocorre no diâmetro primitivo das engrenagens. Resultados indicaram a ocorrência de dois mecanismos de falha comumente encontrados em engrenagens: *pitting* e *spalling*, entretanto, o equipamento se mostrou incapaz de monitorar a ocorrência de *pitting*. Ademais, os corpos de prova com *shot-peening* apresentaram menor resistência à fadiga para as condições testadas, em desacordo com ensaios de bancada anteriores. Algumas hipóteses foram discutidas para prover justificativas relacionadas aos resultados obtidos.

Palavras-Chave: Fadiga de contato. Engrenagens. *Shot-peening*. Rolamento. Lubrificação.

ABSTRACT

One of the possible mechanisms of gear failure is related to the cyclic loading and, consequently, the fatigue occurrence. The onset of fatigue failure occurs due to stress intensifiers and it is generally observed on the fillet (bending fatigue) or on the tooth surface contact region (contact fatigue). Gear fatigue evaluation is usually carried out by test rigs, which are expensive. An alternative method of contact fatigue test of gears is evaluated in this work, which consists of balls rolling on a plane (specimen). Two groups of specimens were manufactured to obtain surface characteristics and properties like gears tooth's surface: a) without *shot-peening* and b) with *shot-peening*. The different features of specimens were tested by using an in house developed equipment to evaluate the rolling contact fatigue, which occurs on gears on its diametral pitch. Results indicate the occurrence of two failure modes: *pitting* and *spalling*, however, the equipment showed to be unable to monitor the occurrence of *pitting*. Also, the shot-peened group specimens presented lower fatigue life resistance for the analyzed conditions, which are not in agreement with previous rig tests. Some hypotheses were discussed to provide justifications related to the obtained results.

Keywords: Contact Fatigue. Gears. Shot-peening. Rolling. Lubrication.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Perfil de velocidades de deslizamento ao longo do engrenamento.....	21
Figura 1.2 - a) Movimento entre dentes em um par engrenado, evidenciando diâmetro primitivo; b) Modelamento utilizado, considerando o movimento de contato de um par engrenado sobre a linha do diâmetro primitivo como rolamento puro	22
Figura 2.1 - Representação de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos. (a) Par de engrenagens; (b) Dente de engrenagem evidenciando diâmetros de referência	24
Figura 2.2 - Tipos de movimentos relativos entre dois corpos. (a) Deslizamento; (b) Rolamento; (c) Giro	25
Figura 2.3 - Direções dos movimentos relativos para um par engrenado. (a) Início do engrenamento; (b) Engrenamento sob diâmetro primitivo; (c) Fim do engrenamento.....	26
Figura 2.4 - Contato de uma esfera sobre um plano, representando a área de contato circular de raio a , e os raios de curvatura	28
Figura 2.5 - (a) Movimento da esfera em relação ao sistema de coordenadas; (b) Distribuição das tensões de Hertz sob o eixo Z , normal ao contato, para um contato esfera sobre plano	30
Figura 2.6 – (a) Posição da tensão de cisalhamento ortogonal máxima $\tau_{zx\text{máx}}$ em relação ao centro do contato; (b) Posição das tensões de cisalhamento máximas, em um mesmo instante de tempo, para rolamento puro	32
Figura 2.7 - Tensão de cisalhamento τ e tensão de cisalhamento ortogonal τ_{zx} , ao longo da profundidade z , para o caso de esfera sobre plano, segundo as eqs. (20) e (30)	34
Figura 2.8 - Deformações elásticas locais num contato de esfera sobre plano sob carregamento CN	35
Figura 2.9 - (a) Distribuição da pressão elastohidrodinâmica e pressão de Hertz para um contato esfera-plano; (b) Espessuras central e mínima de filme lubrificante, evidenciando efeito da constrição	37
Figura 2.10 - Relação genérica entre resistência à tração e dureza de um metal	42
Figura 2.11 - Relação inversamente proporcional entre tenacidade à fratura e resistência à tração para metais.....	43
Figura 2.12 - Mecanismos de fechamento de trinca de fadiga; a) Induzida por plasticidade, evidenciando a zona plástica e o rastro plástico; b) Induzida por transformação, evidenciando zona deformada	44
Figura 2.13 - (a) Influência da posição do pico de tensões residuais (acima, perfil) na velocidade de propagação da trinca (abaixo, curva da/dN); (b) Influência de diferentes perfis de tensões residuais (ao meio, perfis) na vida da peça (à direita, curvas S-N)	47
Figura 2.14 - Microestrutura martensítica (agulhas escuras) com presença de austenita retida (áreas claras) de um aço cementado.....	48
Figura 2.15 - Tensão residual e austenita retida em função da profundidade para dois aços ABNT 4320 cementados: com e sem <i>shot-peening</i>	51
Figura 2.16 - Efeito dos parâmetros do processo de <i>shot-peening</i> em um aço AISI 4320 cementado.....	53
Figura 2.17 - a) Pressão de contato em função do número de dentes em contato; b) Número de dentes em contato em um dente, evidenciando LSCSD e LICSD.....	56
Figura 2.18 – Exemplo de diferentes tipos de desgaste que podem ocorrer em um mesmo dente de engrenagem cilíndrica de dentes retos	57

Figura 2.19 – Exemplo de engrenagem danificada por fadiga de contato de rolamento	58
Figura 2.20 - Comparação dimensional entre <i>pitting</i> e <i>spalling</i> ; 'a' representa o raio da área circular de contato de Hertz	61
Figura 2.21 - Distribuições de Weibull variando o parâmetro de forma β	64
Figura 2.22 - Analogia entre probabilidade e verossimilhança	66
Figura 2.23 – Exemplo de gráfico de contorno utilizado para determinação dos intervalos de confiança pelo método da razão de verossimilhança.....	69
Figura 2.24 - Exemplo de modelo de Weibull log-quadrático de regressão para interpretação de ensaios de fadiga.....	71
Figura 3.1 - Dimensões do corpo de prova	73
Figura 3.2 - Medição das tensões residuais com relação às marcas da retificação	78
Figura 3.3 - (a) Visualização em corte do equipamento para ensaio de fadiga de contato de rolamento de esfera sobre plano utilizado nos ensaios; (b) Esquema simplificado e ilustrativo da cinemática do contato	80
Figura 3.4 - Vista em corte da cuba de ensaio; à direita, vista explodida das peças que compreendem seu interior	81
Figura 3.5 - (a) Equipamento para ensaio de fadiga de contato de rolamento de esfera sobre plano; (b) Direita evidenciando o posicionamento do acelerômetro na tampa da cuba de imersão.....	82
Figura 4.1 - Imagem obtida por interferometria óptica da superfície do corpo de prova, região dentro da trilha do contato, após ensaio utilizando 2 GPa de $P_{m\acute{a}x}$	88
Figura 4.2 - Cratera na esfera após ensaio utilizando 4 GPa de $P_{m\acute{a}x}$	89
Figura 4.3 – Imagem obtida por microscopia óptica revelando microestrutura dos corpos de prova ensaiadas. (a) Tamanho da camada carbonitretada; (b) Região I; (c) Região II	91
Figura 4.4 – Imagem obtida por microscopia óptica evidenciando diferenças entre as microestruturas dos corpos de prova devido ao <i>shot-peening</i>	92
Figura 4.5 - Imagem obtida por microscopia óptica evidenciando microestruturas encontradas nos corpos de prova com e sem <i>shot-peening</i>	93
Figura 4.6 - Estimativa da porcentagem em área de austenita retida nos 50 μm mais próximos da superfície, utilizando processamento de imagens obtidas por microscopia óptica	94
Figura 4.7 - Imagens obtidas por interferometria óptica da superfície do corpo de prova antes do ensaio. (a) Sem <i>shot-peening</i> ; (b) Com <i>shot-peening</i>	95
Figura 4.8 - Rugosidade S_q para ambos os grupos amostrais, antes e depois dos ensaios	98
Figura 4.9 - Medições de dureza HV20 para ambos os grupos amostrais	101
Figura 4.10 - Medições de dureza instrumentada ao longo da profundidade (seção transversal), com ponta do tipo Berkovich e carga de 5 mN.....	101
Figura 4.11 - Medições de tensão residual ao longo da profundidade medidos por difração de raios-X e remoção química, evidenciando profundidade onde ocorre a máxima tensão de cisalhamento ortogonal ($Z_{\tau_{zx}m\acute{a}x}$).....	102
Figura 4.12 - <i>Pitting</i> gerado em corpo-de-prova sem <i>shot-peening</i>	105
Figura 4.13 - Perfil na direção da trilha de ensaio dos pites gerados em corpo de prova durante os ensaios	106
Figura 4.14 - (a) Cratera por <i>spalling</i> gerada nos ensaios; (b) Valor RMS do sinal do acelerômetro representando momento da geração da cratera.....	107

Figura 4.15 - Profundidade das crateras para ambos os grupos amostrais, evidenciando as profundidades das tensões cisalhantes máximas.....	108
Figura 4.16 - Confiabilidade estimada através de análise não-paramétrica, eqs. (41) e (42). (a) Sem <i>shot-peening</i> ; (b) Com <i>shot-peening</i>	111
Figura 4.17 - Taxa de falha quanto à fadiga de contato de rolamento para ambas os corpos de prova, eq. (44). (a) Sem <i>shot-peening</i> ; (b) Com <i>shot-peening</i>	111
Figura 4.18 - Gráficos de distribuição de Weibull obtidos pelo método da máxima verossimilhança para ambos os grupos. (a) Função densidade probabilidade; (b) Probabilidade de falha acumulada	114
Figura 4.19 – Gráficos de contorno da função razão de verossimilhança para ambos os grupos; (a) 80% de confiança; (b) 90% de confiança.....	115
Figura 5.1 – Exemplo de ensaio descartado. a) RMS do sinal de vibração de um ensaio de rolamento de esferas sobre plano; b) Defeito gerado na superfície do corpo de prova	118
Figura 5.2 - Distribuição de pressões de Hertz no interior dos materiais, vide eqs. (18) a (30). (a) 3 GPa de $P_{\text{máx}}$ (representativo dos ensaios do presente trabalho); (b) 2 GPa de $P_{\text{máx}}$ (representativo das condições de operação da engrenagem)	122
Figura 5.3 - Fluxograma evidenciando hipóteses levantadas para o comportamento prejudicial do tratamento de <i>shot-peening</i>	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resumo da influência do processo de <i>shot-peening</i> no processo de fadiga em um aço-carbono tratado termoquimicamente para aumento de dureza superficial	54
Tabela 2 - Comparação entre as características dos mecanismos de <i>pitting</i> e <i>spalling</i>	63
Tabela 3 - Composição química nominal do aço ABNT 4320.....	72
Tabela 4 - Composição química nominal do aço ABNT 52100	74
Tabela 5 - Relação entre número de ciclos na esfera e no corpo de prova em função do número de esferas utilizadas em cada ensaio.....	82
Tabela 6 - Parâmetros de ensaio utilizados	86
Tabela 7 - Parâmetros de rugosidade segundo ISO 25178-2 (2012) e <i>effect size</i> causado pelo tratamento do <i>shot-peening</i> , 18 corpos de prova e 15 medições por corpo de prova, antes dos ensaios.....	96
Tabela 8 - Parâmetros de rugosidade segundo ISO 25178-2 (2012), 6 corpos de prova e 5 medições por corpo de prova, depois dos ensaios, dentro da trilha de ensaio.....	97
Tabela 9 - Resultados dos cálculos da espessura de filme lubrificante a partir das eqs. (33) a (38).....	99
Tabela 10 - Espessura específica de filme, antes e depois dos ensaios, calculadas através da eq. (38) e com base nos resultados apresentados na Figura 4.8.....	99
Tabela 11 - Termos das equações de Hertz, calculados através das eqs. (5) a (17)	104
Tabela 12 - Máxima tensão de cisalhamento ortogonal ($\tau_{zx\text{máx}}$) e sua profundidade ($Z\tau_{zx\text{máx}}$) calculadas a partir do método de Moyer e Sharma (1997), eqs. (21) a (31)	104
Tabela 13 - Ciclos até a falha (milhões) para ambos os grupos.....	110
Tabela 14 - Parâmetros da distribuição de Weibull para ambos os grupos.....	112
Tabela 15 - Valores dos parâmetros para cálculo da qualidade de ajuste da análise paramétrica segundo eqs. (46) a (52)	113

LISTA DE SÍMBOLOS

V	Velocidade linear entre superfícies;
w	Velocidade angular entre superfícies;
X, x	Direção do rolamento, posição nessa direção;
Y, y	Direção perpendicular ao rolamento, posição nessa direção;
Z, z	Direção normal ao contato (profundidade), posição nessa direção;
R'	Raio reduzido de curvatura;
R_x	Raio reduzido de curvatura na direção x (análogo para R_y);
R_{Ax}	Raio de curvatura do corpo A na direção x (análogo para R_{By});
A/B	Corpo A/Corpo B;
r	Raio da esfera;
C_N	Carga normal;
a	Raio do contato circular de Hertz (na direção do rolamento);
ν	Coefficiente de Poisson;
E	Módulo elástico;
E'	Módulo elástico reduzido;
E^*	Módulo elástico combinado;
$P_{máx}$	Pressão máxima de contato de Hertz;
$P_{méd}$	Pressão média de contato de Hertz;
τ	Tensão de cisalhamento principal;
$\tau_{máx}$	Máxima tensão de cisalhamento;
$Z_{\tau_{máx}}$	Profundidade da máxima tensão de cisalhamento;
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Tensões principais, atuando ao longo do eixo Z (normal ao contato);
τ_{zx}	Tensão de cisalhamento ortogonal;
$\tau_{zxmáx}$	Máxima tensão de cisalhamento ortogonal;
$Z_{\tau_{zxmáx}}$	Profundidade da máxima tensão de cisalhamento ortogonal;
C_a, C_b, C_c	Coeficientes adimensionais para cálculo da tensão de cisalhamento ortogonal;
b	Raio do contato de Hertz (na direção perpendicular ao rolamento);
p, q	Termos da eq. (26);
v, u	Variáveis para solução da eq. (29);
Λ	Parâmetro adimensional de posição;

$X\tau_{zx\text{máx}}$	Posição em X da máxima tensão de cisalhamento ortogonal;
h_{eA}	Deformação elástica do corpo A devido ao contato (análogo para h_{eB});
h_c	Espessura central de filme lubrificante;
h_o	Espessura mínima de filme lubrificante;
U	Parâmetro adimensional de velocidade;
Ue	Velocidade de entrada;
η_0	Viscosidade do lubrificante à pressão atmosférica;
G	Parâmetro adimensional de materiais;
α	Coeficiente de piezoviscosidade;
W	Parâmetro adimensional de carga;
k	Fator de elipsidade;
S_{qA}	Rugosidade Sq do corpo A (análogo para S_{qB});
λ	Espessura específica de filme lubrificante;
LSCSD	Limite superior de contato singular entre dentes;
LICSD	Limite inferior de contato singular entre dentes;
F_p	Força de propagação de trinca;
Hv	Dureza Vickers;
$z_{\text{Crítica}}$	Profundidade crítica para nucleação de trincas subsuperficiais por FCR;
$P(X)$	Probabilidade de falha da distribuição de Weibull;
t_i	Variável independente na distribuição de Weibull (milhões de ciclos até a falha);
i	Posição de cada instante de falha;
β	Parâmetro de forma da distribuição de Weibull;
η	Parâmetro de escala da distribuição de Weibull;
$\hat{F}_{(t)}$	Função distribuição acumulada estimada;
N	Total de ensaios para cada grupo (número de corpos de prova);
$\hat{R}_{(t)}$	Confiabilidade estimada;
$\hat{f}_{(t)}$	Função densidade probabilidade estimada;
$\hat{\lambda}_{(t)}$	Taxa de falha estimada;
$L(\eta, \beta)$	Função de verossimilhança;
A^2	Parâmetro de teste de qualidade de ajuste;
$A_{0.05}^2$	Valor crítico de A^2 com um nível de confiança de 95%;

$\hat{P}(t_i)$	Probabilidade de falha estimada pelo método da máxima verossimilhança;
R^2	Coeficiente de determinação;
$R_{0.05}$	Valor crítico de R^2 com um nível de confiança de 95%;
$\hat{\phi}(t_i)$	Logaritmo negativo do logaritmo da função distribuição acumulada estimada, sem viés;
$\hat{\beta}$	Parâmetro de forma da distribuição de Weibull estimado pelo método da máxima verossimilhança;
C_1, C_2	Constantes para evitar enviesamento da análise de qualidade de ajuste;
Y	Equação da reta de Weibull com os parâmetros estimados pelo método da máxima verossimilhança;
$\bar{Y}$	Média dos valores de Y para todos os N ensaios;
θ_1, θ_2	Parâmetros genéricos da função de verossimilhança;
χ^2	Inverso da função acumulada de chi-quadrado;
$1 - \alpha$	Quantil da distribuição de chi-quadrado;
κ	Graus de liberdade da distribuição de chi-quadrado;
θ	Ângulo de difração
ψ	Ângulo entre a normal da superfície do corpo de prova e o feixe de raios-X;
Sa	Parâmetro de rugosidade segundo segundo ISO 25178-2 (2012);
Ssk	Parâmetro de rugosidade segundo segundo ISO 25178-2 (2012);
Sku	Parâmetro de rugosidade segundo segundo ISO 25178-2 (2012);
Sk	Parâmetro de rugosidade segundo segundo ISO 25178-2 (2012);
Str	Parâmetro de rugosidade segundo segundo ISO 25178-2 (2012);
Std	Parâmetro de rugosidade segundo segundo ISO 25178-2 (2012);
d	Distância entre os planos atômicos;
CE	Ciclos em um ponto da esfera por rotação do eixo; e
CA	Ciclos em um ponto do corpo de prova por rotação do eixo.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	24
2.1 ENGRENAGENS.....	24
2.2 MOVIMENTOS RELATIVOS ENTRE SUPERFÍCIES	24
2.3 MECÂNICA DO CONTATO	26
2.4 LUBRIFICAÇÃO E ATRITO.....	35
2.4.1 Lubrificação elastohidrodinâmica	35
2.4.2 Distribuição de pressões em filmes elastohidrodinâmicos	36
2.4.3 Espessura de filme elastohidrodinâmico.....	37
2.4.4 Espessura específica de filme lubrificante	38
2.5 FADIGA	40
2.5.1 O processo de fadiga e sua relação com as propriedades mecânicas dos materiais	40
2.5.2 Influência da tensão residual na resistência à fadiga.....	45
2.5.3 Influência da microestrutura na resistência à fadiga	48
2.5.4 Influência do <i>shot-peening</i> na resistência à fadiga	50
2.6 FADIGA DE CONTATO EM ENGRENAGENS COM LUBRIFICAÇÃO	55
2.6.1 Fadiga de contato de rolamento	57
2.6.2 Mecanismos de falha por fadiga de contato de rolamento e suas caracterizações	59
2.7 ANÁLISE ESTATÍSTICA	63
2.7.1 Análise não-paramétrica.....	65
2.7.2 Análise paramétrica	66
2.7.3 Intervalos de confiança.....	68
2.7.4 Aceleração de ensaios.....	70
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	72
3.1 MATERIAIS	72
3.2 CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS.....	74
3.2.1 Microscopia óptica.....	74
3.2.2 Rugosidade e morfologia do dano	75

3.2.3	Dureza	77
3.2.4	Tensões Residuais	77
3.3	ENSAIOS	79
3.3.1	O equipamento para ensaio de fadiga de contato de rolamento de esfera sobre plano	79
3.3.2	Aquisição de sinais de vibração	83
3.3.3	Parâmetros de ensaio	85
3.4	ANÁLISE ESTATÍSTICA	86
4.	RESULTADOS	88
4.1	ENSAIOS DE DELINEAMENTO (SELEÇÃO DA CARGA)	88
4.1.1	Ensaio utilizando 2 GPa de pressão máxima de contato de Hertz	88
4.1.2	Ensaio utilizando 4 GPa de pressão máxima de contato de Hertz	89
4.1.3	Ensaio utilizando 3 GPa de pressão máxima de contato de Hertz	90
4.2	CARACTERIZAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA	90
4.2.1	Microscopia óptica	90
4.2.2	Rugosidade e espessura específica de filme lubrificante	95
4.2.3	Dureza superficial de topo	100
4.2.4	Dureza ao longo da profundidade (seção transversal)	101
4.2.5	Tensões residuais	102
4.3	TENSÕES NO CONTATO	103
4.4	ENSAIOS DE CONFIABILIDADE	104
4.4.1	Falhas	104
4.4.2	Análises estatísticas	109
5.	DISCUSSÕES	117
5.1	UTILIZAÇÃO DOS ENSAIOS DE ROLAMENTO PURO PARA AVALIAR A RESISTÊNCIA À FADIGA DE CONTATO DE MATERIAIS DE ENGRENAGEM	117
5.1.1	Falta de detecção do <i>pitting</i>	117
5.1.2	Aplicabilidade dos ensaios de rolamento puro para engrenagens	120
5.2	INFLUÊNCIA PREJUDICIAL DO <i>SHOT-PEENING</i>	120
6.	CONCLUSÕES	127

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	129
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	130
APÊNDICE A - ALGORITMOS DO <i>SOFTWARE</i> MATLAB	137
APÊNDICE B – ALGORITMO PARA CONTAR PIXELS UTILIZANDO <i>IMAGEJ</i>..	147
ANEXO A – CURVA DE VISCOSIDADE DO ÓLEO API GL4 SAE 75W	149

1. INTRODUÇÃO

Em abril de 2012, o governo brasileiro anunciou a criação de um novo regime automotivo nacional. Chamado INOVAR AUTO, ele objetiva aumentar a competitividade, a tecnologia e a segurança dos carros produzidos e vendidos no Brasil por meio do investimento em pesquisa e desenvolvimento (P&D), inovação, engenharia local, tecnologia industrial básica, capacitação de fornecedores, produção nacional, conteúdo nacional e eficiência energética entre 2012 e 2017 (MDIC, 2011 apud FERREIRA FILHO et al., 2013).

O programa INOVAR AUTO incentiva o relacionamento entre universidades e montadoras. Dentro desse conceito, surgiu o Programa de Residência Tecnológica para Engenheiros, que tem como objetivo a pesquisa e o estímulo à inovação através da parceria com estudantes bolsistas, nível mestrado, com dedicação exclusiva ao tema, para atuar junto aos profissionais de engenharia no desenvolvimento de pesquisas em temas no portfólio de projetos correntes da Fiat Chrysler Automobiles (De SOUZA; BRACARENSE; MASSARANI, 2016).

Um dos objetivos do programa é aprimorar a caixa de transmissão automotiva, sendo esta composta por diversos componentes, entre eles, rolamentos, eixos e engrenagens. Com relação às engrenagens, um dos seus principais mecanismos de falha é relacionado com o carregamento cíclico e, por consequência, com a ocorrência de fadiga, sendo esta dividida em dois tipos: a que ocorre no pé do dente devido à flexão; e a que ocorre na face e flanco do dente, devido à pressão de contato, denominada fadiga de contato (ISO 6336-1, 2006).

A fadiga de contato pode ocorrer a partir da nucleação de trincas na superfície (ou logo abaixo dela) que podem se propagar e promover a remoção de material da superfície causando diversos problemas tais como: desgaste, aumento da vibração, redução da eficiência ou até perda de função. Além disso, o material removido da superfície pode causar danos a outros componentes do sistema. Assim, a fadiga de contato tem se mostrado fundamentalmente importante na análise de falha de um par engrenado, pois define a vida útil deste.

Ensaio para avaliação da fadiga de contato de engrenagens são normalmente realizados em bancadas de testes, em que duas engrenagens são

montadas em eixos paralelos e o dano gerado nas superfícies destas são avaliados após um certo número de ciclos. No entanto, tais ensaios são muito demorados, caros e de difícil acesso, gerando um problema de cunho econômico (SZCZEREK; TUSZYNSKI, 2001). Tal questão econômica fica evidente quando comparando os custos de ensaios de bancada com os custos de ensaios laboratoriais convencionais, em alguns casos, os testes de bancada chegaram a ser 100 vezes mais caros que os testes laboratoriais (ALLISTON-GREINER, 1997 apud SZCZEREK; TUSZYNSKI, 2001). O principal motivo disso, além das dificuldades de construção e manutenção de uma bancada de testes de engrenagens instrumentada, consiste no tipo de corpo de prova de cada ensaio; enquanto os corpos de prova dos testes de bancada são engrenagens (com geometria complexa e elevada precisão dimensional), os corpos de prova de testes convencionais são relativamente baratos, sendo anéis ou discos (SZCZEREK; TUSZYNSKI, 2001).

Outro aspecto relevante consiste no fato que as condições de contato entre as superfícies de dois dentes de engrenagens se alteram ao longo do engrenamento, de maneira que diferentes mecanismos de falha ocorrem simultaneamente, dificultando a identificação e análise. Em suma, a natureza de um mecanismo de falha, em particular, é fortemente influenciada por diversos fatores, razão pela qual "enquanto não é viável generalizar os modos de falha para todas as situações de fadiga de contato, é possível identificar um conjunto de modos de falha predominantes para diferentes condições de contato" (SURESH, 1998, grifo nosso). Assim, procurou-se um método alternativo de avaliar, isoladamente, um dos tipos de fadiga de contato em engrenagens, a fadiga de contato de rolamento (FCR), por meio de experimentos com condições de contato semelhantes às aquelas encontradas na região do diâmetro primitivo do engrenamento, o contato de rolamento puro. Optou-se por avaliar a FCR pois este é o mecanismo de falha crítico em engrenagens quando outros mecanismos de falha por fadiga de contato são evitados por meio de lubrificação adequada (SANTUS et al., 2012).

Em um engrenamento, conforme a linha de contato se aproxima da região do diâmetro primitivo, a FCR passa a predominar, uma vez que a proporção de movimento de rolamento aumenta comparado ao de deslizamento. Dessa maneira, no momento em que a linha de contato se encontra sobre o diâmetro primitivo, a velocidade de deslizamento é teoricamente nula (as deformações elásticas dos

materiais em contato geram uma parcela deslizamento) e, portanto, o contato pode ser considerado um rolamento puro. O perfil de velocidades de deslizamento ao longo do engrenamento é representado na Figura 1.1.

Figura 1.1 - Perfil de velocidades de deslizamento ao longo do engrenamento

Fonte: Suresh (1998)

Nesse contexto, o foco deste trabalho é orientado à análise da fadiga de contato de rolamento em engrenagens automotivas por meio de experimentos laboratoriais. Com o objetivo de isolar e reproduzir tal fenômeno de rolamento puro que ocorre no diâmetro primitivo de um par engrenado, utilizou-se um equipamento projetado e testado em trabalho anterior (NEVES, 2006), que executa o rolamento de esferas (contra corpo) sobre um plano (corpo de prova) simulando o contato do par engrenado nessa região. A Figura 1.2a ilustra o contato de engrenamento entre dois dentes, mostrando o diâmetro primitivo, e a Figura 1.2b apresenta o modelamento experimental realizado.

Figura 1.2 - a) Movimento entre dentes em um par engrenado, evidenciando diâmetro primitivo; b) Modelamento utilizado, considerando o movimento de contato de um par engrenado sobre a linha do diâmetro primitivo como rolamento puro

Fonte: (a) Adaptado de Budynas e Nisbett (2012); (b) O autor

Os ensaios foram conduzidos em corpos de prova fabricados com características e propriedades similares às dos materiais utilizados em engrenagens automotivas.

Para enriquecer a discussão sobre a capacidade de tal configuração de ensaio em analisar a vida sob fadiga de contato de rolamento de uma peça, optou-se por utilizar o tratamento de *shot-peening* em metade das amostras, uma vez que esse tratamento é largamente utilizado para aumentar a resistência à fadiga em diversas aplicações (PANDEY; DESHMUKH, 2001), dessa maneira, é possível comparar dois grupos amostrais provavelmente distintos quanto à vida sob fadiga de contato de rolamento.

Com o intuito de caracterizar os mecanismos de falha, os corpos de prova ensaiados foram analisados quanto à microestrutura (microscopia óptica), rugosidade e morfologia do desgaste (interferometria óptica 3D), dureza superficial (Vickers), dureza da seção transversal (nanoindentação) e tensões residuais (difração de raios-X).

Tendo em vista tais considerações, o presente trabalho tem como principal objetivo o estudo sobre a fadiga de contato de rolamento (FCR) em materiais com características e propriedades semelhantes às engrenagens automotivas por meio de ensaios de rolamento de esfera sobre plano. Assim, tem-se como objetivos específicos:

- Verificar se um ensaio de rolamento puro é capaz de reproduzir os mesmos mecanismos de falha encontrados em engrenagens automotivas no diâmetro primitivo, podendo ser considerado um ensaio alternativo para avaliação da fadiga de contato em engrenagens;
- Analisar e prever as falhas por fadiga de contato de rolamento, identificando os mecanismos de falha e relacionando com as propriedades do material; e
- Avaliar a influência do processo de *shot-peening* na vida da peça e no mecanismo de falha ao utilizar-se um ensaio de rolamento puro.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ENGRENAGENS

Engrenagens são rodas dentadas usadas para transmissão de movimento rotativo de um eixo para outro e para mudanças na velocidade de rotação. A Figura 2.1a apresenta um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos (BHUSHAN, 2013).

Diâmetros de referência são usualmente utilizados para definir a geometria de uma engrenagem. Os diâmetros externos e internos (ou de cabeça e de pé, respectivamente) definem os limites superiores e inferiores do dente enquanto o diâmetro primitivo é definido como o círculo de rolamento da engrenagem, em outras palavras, duas engrenagens podem ser consideradas como dois cilindros em contato com diâmetros iguais aos diâmetros primitivos destas (SLOGEN, 2013). A Figura 2.1b apresenta um dente de engrenagem, evidenciando tais diâmetros.

Figura 2.1 - Representação de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos. (a) Par de engrenagens; (b) Dente de engrenagem evidenciando diâmetros de referência

Fonte: (a) Bhushan (2013); (b) Slogen (2013)

2.2 MOVIMENTOS RELATIVOS ENTRE SUPERFÍCIES

O movimento de um corpo pode ser definido pelo vetor da velocidade linear de um ponto de referência no corpo junto ao vetor velocidade angular deste corpo.

Assim, supondo que o ponto de referência seja o ponto de contato entre dois corpos com velocidades lineares V_1 e V_2 e angulares ω_1 e ω_2 , tem-se (JOHNSON, 1985):

$$\Delta V = V_1 - V_2 \quad (1)$$

$$\Delta \omega_x = \omega_{x1} - \omega_{x2} \quad (2)$$

$$\Delta \omega_y = \omega_{y1} - \omega_{y2} \quad (3)$$

$$\Delta \omega_z = \omega_{z1} - \omega_{z2} \quad (4)$$

Sendo, ΔV a velocidade de deslizamento, definida como a velocidade linear relativa entre as duas superfícies; $\Delta \omega_x$ e $\Delta \omega_y$ as velocidades de rolamento, definidas como a velocidade angular relativa entre os corpos com referência ao eixo do plano tangente de contato; e $\Delta \omega_z$ a velocidade de giro, definida como a velocidade angular relativa com referência ao eixo normal ao contato (JOHNSON, 1985). Os três tipos de movimentos supracitados, sendo (a) deslizamento, (b) rolamento e (c) giro, são ilustrados na Figura 2.2.

Figura 2.2 - Tipos de movimentos relativos entre dois corpos. (a) Deslizamento; (b) Rolamento; (c) Giro

Fonte: O autor

Num contato de engrenagens, ocorrem dois tipos de movimentos relativos simultaneamente: o deslizamento e o rolamento; sendo que ao longo do perfil do dente tais movimentos ocorrem em proporções diferentes (SURESH, 1998).

A condição de rolamento puro (sem deslizamento) ocorre quando as velocidades lineares das superfícies dos dois dentes são iguais. Dependendo das velocidades relativas entre os corpos, o rolamento e o deslizamento podem ocorrer

na mesma direção (deslizamento positivo) ou em direções opostas (deslizamento negativo) (FERNANDES; MCDULING, 1997).

A Figura 2.3 evidencia as direções de tais movimentos relativos para um par engrenado. No início (a) e no fim (c) do engrenamento, pode ser notada a presença tanto de rolamento como de deslizamento. No entanto, quando o contato ocorre sob a linha do diâmetro primitivo (b) as velocidades lineares das superfícies são iguais, não havendo movimento de deslizamento entre elas, condição conhecida como rolamento puro (WALTON; GOODWIN, 1998).

Figura 2.3 - Direções dos movimentos relativos para um par engrenado. (a) Início do engrenamento; (b) Engrenamento sob diâmetro primitivo; (c) Fim do engrenamento

Fonte: Walton e Goodwin (1998)

Em suma, ao longo do perfil do dente, quanto mais longe do diâmetro primitivo, maior é a proporção entre deslizamento e rolamento; e na linha do diâmetro primitivo, essa relação é nula (rolamento puro) (SURESH, 1998). Tal comportamento foi também evidenciado na Figura 1.1, que mostra o perfil de velocidades de deslizamento ao longo do perfil de um dente, e justifica o modelamento realizado no presente trabalho, mostrado na Figura 1.2b.

2.3 MECÂNICA DO CONTATO

Da mecânica clássica é conhecido que duas superfícies em contato sob carregamento irão se deformar. A deformação pode ser elástica e/ou plástica

dependendo da magnitude da carga aplicada e das propriedades mecânicas dos materiais (STACHOWIAK; BATCHELOR, 1993). As tensões atuantes nesses contatos podem ser determinadas por formulações analíticas desenvolvidas por Heinrich Hertz, em 1881, baseadas na teoria da elasticidade. Hertz desenvolveu essas fórmulas durante suas férias de Natal em 1880, com 23 anos de idade (STACHOWIAK; BATCHELOR, 1993).

Stachowiak e Batchelor (1993) sintetizaram as equações de Hertz para determinação das variáveis envolvidas num contato de uma esfera sobre um plano, resultando numa área de contato circular em função da deformação elástica. Primeiramente, é necessário calcular o raio reduzido de curvatura, **R'**, baseado na geometria dos corpos envolvidos, utilizando as eqs. (5) a (10), veja Figura 2.4 (STACHOWIAK; BATCHELOR, 1993):

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (5)$$

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{ax}} + \frac{1}{R_{bx}} \quad (6)$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{ay}} + \frac{1}{R_{by}} \quad (7)$$

Sendo **R_x** o raio de curvatura reduzido na direção **X** (analogamente para **R_y**) e **R_{ax}** o raio de curvatura do corpo **A** na direção **X** (analogamente para **R_{ay}**, **R_{bx}**, **R_{by}**). Já que o corpo **B** é um plano e o corpo **A** é uma esfera de raio **r**, pode-se considerar:

$$R_{bx} = R_{by} = \infty \quad (8)$$

$$R_{ax} = R_{ay} = r \quad (9)$$

Portanto, o raio reduzido de curvatura, **R'**, se resume a:

$$R' = \frac{r}{2} \quad (10)$$

A Figura 2.4 representa o caso de uma esfera de raio r (corpo A) em contato com um plano (corpo B) sob carga normal, C_N , formando uma área de contato circular de raio a . A Figura 2.4 também evidencia o sistema de coordenadas utilizados no presente trabalho, tendo como origem o centro do contato e sendo: **X** o eixo paralelo à superfície e na direção do rolamento da esfera; **Y** o eixo paralelo à superfície e na direção perpendicular ao rolamento da esfera; e **Z** o eixo perpendicular à superfície, normal ao contato.

Figura 2.4 - Contato de uma esfera sobre um plano, representando a área de contato circular de raio a , e os raios de curvatura

Fonte: Adaptado de Stachowiak e Batchelor (1993) – Equações (5) a (10)

Também, é necessário calcular o módulo elástico reduzido, E' , mostrado na eq. (11) (STACHOWIAK; BATCHELOR, 1993).

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} \quad (11)$$

Sendo $\nu_{A/B}$ o coeficiente de Poisson e $E_{A/B}$ o módulo elástico dos materiais (esfera e plano).

Vale ressaltar que alguns autores, por exemplo Bhushan (2013), utilizam o módulo elástico combinado E^* nas formulações, enquanto outros, por exemplo

Stachowiak e Batchelor (1993), optam pelo módulo elástico reduzido E' . A relação entre eles é conforme a eq. (12).

$$E' = 2 * E^* \quad (12)$$

Tal diferença é somente uma questão de denominação, sendo o equacionamento adaptado de acordo com o módulo elástico escolhido, não havendo qualquer diferença nos resultados. Neste trabalho (e, portanto, no equacionamento a seguir) adotou-se o módulo elástico reduzido, E' .

As tensões, enfim, podem ser calculadas de acordo com as eqs. (13) a (17) (JOHNSON, 1985).

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 * C_N * R'}{E'}} \quad (13)$$

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{3 * C_N}{2 * \pi * a^2} \quad (14)$$

$$P_{m\acute{e}d} = \frac{C_N}{\pi * a^2} \quad (15)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{1}{3} * P_{m\acute{a}x} \quad (16)$$

$$Z\tau_{m\acute{a}x} = 0.48 * a \quad (17)$$

Sendo a o raio da circunferência de contato e C_N a carga normal (vide Figura 2.4), $P_{m\acute{a}x}$ a máxima pressão de contato, $P_{m\acute{e}d}$ a pressão de contato média e $\tau_{m\acute{a}x}$ a tensão de cisalhamento principal máxima, que ocorre a uma profundidade z definida como $Z\tau_{m\acute{a}x}$.

As tensões principais σ_1 , σ_2 , σ_3 e a tensão de cisalhamento principal τ atuam ao longo do eixo Z (normal ao contato), as equações que determinam tais tensões para um contato circular são evidenciadas nas eqs. (18) a (20) (JOHNSON, 1985).

$$\frac{\sigma_1}{P_{m\acute{a}x}} = \frac{\sigma_2}{P_{m\acute{a}x}} = -(1 + \nu) * \left(1 - \left(\frac{z}{a}\right) * \arctg\left(\frac{a}{z}\right)\right) + \frac{1}{2} * \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{z}{a}\right)^2}\right) \quad (18)$$

$$\frac{\sigma_3}{P_{m\acute{a}x}} = - \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{z}{a}\right)^2} \right) \quad (19)$$

$$\tau = \frac{1}{2} * (|\sigma_1 - \sigma_3|) \quad (20)$$

A Figura 2.5a apresenta uma ilustração do movimento da esfera em relação ao sistema de coordenadas, evidenciando profundidade **z**, assim como os eixos **X** e **Z** apresentados na Figura 2.4. A Figura 2.5b revela a distribuição das tensões sob o eixo **Z** calculadas a partir das eqs. (18) a (20), para o caso de contato de esfera sobre plano. A fim de adimensionalizar os valores e representar um caso generalizado de contato de esfera sobre plano,  comum mostrar tais valores de tensão divididos (normalizados) pela **Pmáx**, evidenciada na eq. (14), e a profundidade **z** dividida (normalizada) pelo raio de contato **a**, evidenciado na eq. (13).

Figura 2.5 - (a) Movimento da esfera em relação ao sistema de coordenadas; (b) Distribuição das tensões de Hertz sob o eixo Z, normal ao contato, para um contato esfera sobre plano

Fonte: O autor

Calculadas as tensões principais de Hertz,  importante notar que as trincas de fadiga de contato de rolamento podem se iniciar em uma profundidade abaixo da superfície, em planos paralelos  direção de rolamento. Em função disso, uma atenção especial deve ser dada à amplitude de tensão de cisalhamento ocorrendo

nesse plano (HAMROCK; DOWNSON, 1981), denominada tensão de cisalhamento ortogonal τ_{zx} .

Assim, apesar de a tensão de cisalhamento τ possuir o maior valor em módulo, a tensão de cisalhamento ortogonal τ_{zx} deve ser também analisada. Lundberg e Palmgren (1947 apud MOYAR E SHARMA, 1997) foram os primeiros a observar que, para o caso de rolamento puro, a tensão crítica com relação à fadiga é a tensão de cisalhamento ortogonal máxima $\tau_{zxmáx}$, já que esta tem uma amplitude maior que a amplitude da tensão máxima de cisalhamento. Uma vez que o fenômeno de fadiga está diretamente relacionado à amplitude da tensão, a International Organization for Standardization (ISO) e a Anti-Friction Bearing Manufacturer's Association (AFBMA) sugerem utilizar a tensão de cisalhamento ortogonal máxima $\tau_{zxmáx}$ como critério de falha por fadiga (WEN; HUANG, 2017).

A tensão de cisalhamento ortogonal tem seu valor máximo numa região deslocada do eixo normal de contato Z por uma distância $X\tau_{zxmáx}$, e a uma profundidade específica, a profundidade da máxima tensão de cisalhamento ortogonal $Z\tau_{zxmáx}$, conforme pode ser notado na Figura 2.6a, que evidencia as posições da $\tau_{zxmáx}$ em relação ao contato em X , $X\tau_{zxmáx}$, e em Z , $Z\tau_{zxmáx}$ (MOYAR; SHARMA, 1997). A Figura 2.6b mostra a tensão de cisalhamento principal máxima τ e as tensões de cisalhamento ortogonais τ_{zx} num mesmo instante de tempo para o rolamento de esfera sobre plano. A região que compreende a profundidade de $Z\tau_{zxmáx}$ é a que está sujeita à maior tensão cíclica, já que nela atuam $+\tau_{zx}$ e $-\tau_{zx}$.

Figura 2.6 – (a) Posição da tensão de cisalhamento ortogonal máxima $\tau_{zx\text{máx}}$ em relação ao centro do contato; (b) Posição das tensões de cisalhamento máximas, em um mesmo instante de tempo, para rolamento puro

Fonte: (a) Adaptado de Moyar e Sharma (1997); (b) O autor

Moyar e Sharma (1997) desenvolveram um modelo analítico para definir a variação de τ_{zx} ao longo da profundidade z do material, que é sumarizado nas eqs. (21) a (32). Primeiro, deve-se calcular os coeficientes **Ca**, **Cb** e **Cc**:

$$Ca = -\frac{1}{4} \left(5 \left(\frac{z}{a} \right)^2 - \frac{3}{\left(\frac{a}{b} \right)^2} \right) \quad (21)$$

$$Cb = -\frac{\left(\frac{z}{a} \right)^2}{\left(\frac{a}{b} \right)^2} \quad (22)$$

$$Cc = -\frac{\left(\frac{z}{a} \right)^2}{4 \left(\frac{a}{b} \right)^2} \left(1 + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \left(\frac{z}{a} \right)^2 \right) \quad (23)$$

Sendo **b** o raio de contato na direção **Y**, (perpendicular ao movimento de rolamento), para o caso esfera sobre plano, tem-se um contato circular, conforme apresentado na Figura 2.4, então **b=a**. Assim, pode-se calcular os termos **p** e **q**:

$$p = \left(\frac{Ca}{3}\right)^2 - \frac{Cb}{3} \quad (24)$$

$$q = -\left(\frac{Ca}{3}\right)^3 + \frac{Cb}{2}\left(\frac{Ca}{3}\right) - \frac{Cc}{2} \quad (25)$$

E a variável v :

$$v = \sqrt[3]{q + \sqrt{q^2 - p^3}} + \sqrt[3]{q - \sqrt{q^2 - p^3}} \quad (26)$$

Entretanto, essa função só possui uma raiz real quando $(q^2 - p^3) > 0$. Assim, nos casos em que $(q^2 - p^3) < 0$, calcula-se u :

$$u = \arccos\left(\frac{q}{p\sqrt{p}}\right) \quad (27)$$

Então:

$$Se (q^2 - p^3) < 0, \quad v = 2\sqrt{p}\cos\left(\frac{u}{3}\right) \quad (28)$$

Sendo possível calcular o parâmetro de posição Λ :

$$\Lambda = v - \frac{Ca}{3} \quad (29)$$

Por fim, pode-se calcular o valor da τ_{zx} em função da profundidade z do material:

$$\tau_{zx} = \frac{P_{m\acute{a}x} * \left(\frac{z}{a}\right)^2 \sqrt{\Lambda - \left(\frac{z}{a}\right)^2}}{\left(\Lambda^2 + \left(\frac{z}{a}\right)^2\right) \sqrt{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 * \Lambda}} \quad (30)$$

Também, é possível calcular $X\tau_{zxm\acute{a}x}$, em função da profundidade:

$$X\tau_{zxm\acute{a}x} = a \sqrt{(1 + \Lambda) \left(1 - \frac{\left(\frac{z}{a}\right)^2}{\Lambda} \right)} \quad (31)$$

Portanto, embora o valor em m3dulo de $\tau_{zxm\acute{a}x}$ seja menor que $\tau_{m\acute{a}x}$, o comportamento c3cdico de $\tau_{zxm\acute{a}x}$ resulta numa varia33o da tens3o maior que $\tau_{m\acute{a}x}$, de modo que (WEN; HUANG, 2017):

$$(\Delta\tau_{zxm\acute{a}x} = 2 * \tau_{zxm\acute{a}x}) > (\Delta\tau_{m\acute{a}x} = \tau_{m\acute{a}x}) \quad (32)$$

Os comportamentos de τ , evidenciado na eq. (20), e τ_{zx} , evidenciado na eq. (30), em fun33o da profundidade z (adentrando o material) s3o apresentados na Figura 2.7, para o caso de esfera sobre um plano. Importante ressaltar que tais tens3es n3o atuam na mesma regi3o, sendo a $\tau_{m\acute{a}x}$ atuante sob o eixo Z e a $\tau_{zxm\acute{a}x}$ deslocada de tal eixo por uma dist3ncia de $X\tau_{zxm\acute{a}x}$, conforme mostrado na Figura 2.6 e na eq. (31). Os valores expostos na Figura 2.7 s3o adimensionais, do mesmo modo e pelos mesmos motivos elucidados anteriormente com rela33o 3a Figura 2.5.

Figura 2.7 - Tens3o de cisalhamento τ e tens3o de cisalhamento ortogonal τ_{zx} , ao longo da profundidade z , para o caso de esfera sobre plano, segundo as eqs. (20) e (30)

Fonte: O autor

2.4 LUBRIFICAÇÃO E ATRITO

2.4.1 Lubrificação elastohidrodinâmica

O termo filme de lubrificação elastohidrodinâmica (EHL) se refere ao lubrificante que separa superfícies opostas de um contato concentrado. As propriedades desta pequena quantidade de óleo, de tipicamente 1 μm de espessura e submetida pressões e cisalhamentos extremos, determinam a eficiência do mecanismo de lubrificação do contato de rolamento. Assim, três efeitos são os mais importantes na formação do filme lubrificante na lubrificação elastohidrodinâmica: a formação do filme hidrodinâmico, a modificação da geometria do filme por deformação elástica dos materiais e a transformação da viscosidade e reologia do lubrificante sobre pressão (STACHOWIAK; BATCHELOR, 1993).

Num contato Hertziano, as superfícies se deformam elasticamente, de maneira que o principal efeito de tal deformação é a geração de uma região central de superfícies quase paralelas entre si. A Figura 2.8 evidencia as deformações elásticas ocorridas devido às pressões de contato para o caso de esfera sobre plano, sendo h_{eA} e h_{eB} as deformações elásticas da esfera e do plano, respectivamente. É possível notar a modificação da geometria dos corpos na região de contato.

Figura 2.8 - Deformações elásticas locais num contato de esfera sobre plano sob carregamento C_N

Fonte: Stachowiak e Batchelor (1993)

2.4.2 Distribuição de pressões em filmes elastohidrodinâmicos

Quando duas superfícies estão em rolamento sob carga normal e lubrificação, as asperezas de ambas se aproximam em uma direção próxima à normal. Dependendo da espessura e reologia da espessura de filme lubrificante, tensões substancialmente maiores que as tensões de Hertz podem ocorrer no contato entre asperezas (TALLIAN, 1999).

Em um contato estático envolvendo esferas, a distribuição de pressões tem perfil hemisférico ou elipsoidal, de acordo com a teoria de Hertz. Entretanto, o campo de pressões sofre alterações quando as superfícies se movimentam na presença de um lubrificante, pois geram um filme hidrodinâmico de lubrificação. As maiores mudanças ocorrem na 'entrada' e 'saída' do contato (STACHOWIAK; BATCHELOR, 1993).

Na entrada do contato, as superfícies são praticamente paralelas e planas (vide Figura 2.8), provocando um aumento na área de contato e, portanto, reduzindo a pressão elastohidrodinâmica nessa região. A espessura do filme lubrificante nessa região é geralmente descrita pela espessura central de filme, h_c . Entretanto, conforme o lubrificante escoar pelo contato, este sofre variações abruptas na viscosidade, principalmente em função da variação de pressão. Para manter a continuidade do fluxo e compensar a perda de viscosidade do lubrificante, uma constrição é formada na saída do contato. Nessa região é encontrada a espessura mínima de filme lubrificante, h_0 . A h_0 é um parâmetro importante pois controla a probabilidade de contato entre asperezas das superfícies. Assim, tal constrição altera a distribuição da pressão elastohidrodinâmica no contato, gerando um pico da pressão à montante (geralmente superior à pressão de Hertz) e uma redução da pressão à jusante desta (geralmente inferior à pressão de Hertz) (STACHOWIAK; BATCHELOR, 1993).

A Figura 2.9a apresenta a distribuição da pressão elastohidrodinâmica e a distribuição da pressão de Hertz para um contato esfera sobre plano, evidenciando a redução da pressão elastohidrodinâmica em função da deformação elástica das superfícies e o pico na pressão elastohidrodinâmica devido à constrição. Nesse sentido, a Figura 2.9b apresenta a espessura central de filme lubrificante, h_c ,

influenciada pela deformação elástica das superfícies, e a espessura mínima de filme lubrificante, h_0 , influenciada pela constrição.

Figura 2.9 - (a) Distribuição da pressão elastohidrodinâmica e pressão de Hertz para um contato esfera-plano; (b) Espessuras central e mínima de filme lubrificante, evidenciando efeito da constrição

Fonte: Stachowiak e Batchelor (1993)

2.4.3 Espessura de filme elastohidrodinâmico

As expressões para cálculo das espessuras de filmes elastohidrodinâmicos foram descritas por Hamrock e Dowson (1983 apud STACHOWIAK E BATCHELOR, 1993). Parâmetros adimensionais são utilizados para facilitar os cálculos, são eles:

Parâmetro adimensional de velocidade, **U**:

$$U = \frac{Ue * \eta_0}{E' * R'} \quad (33)$$

Parâmetro adimensional de materiais, **G**:

$$G = \alpha * E' \quad (34)$$

Parâmetro adimensional de carga, **W**:

$$W = \frac{C_N}{E' * R'^2} \quad (35)$$

Sendo U a velocidade de entrada no contato que, para o caso de rolamento puro de uma esfera sobre um plano estático, representa a velocidade do centro de massa da esfera; η_0 a viscosidade do lubrificante à pressão atmosférica; e α o coeficiente de piezoviscosidade do lubrificante.

Segundo Stachowiak e Batchelor (1993), para condições denominadas piezo-viscoelásticas, em que a espessura de filme lubrificante é controlada pela ação combinada entre a deformação elástica e elevações de viscosidade (caso tipicamente encontrado em rolamentos e engrenagens), as espessuras de filme lubrificante podem ser calculadas através das equações:

$$h_c = R' * \left(\frac{U}{W}\right)^2 * 3.61 * \left(\frac{G * W^3}{R^2}\right)^{0.53} * \left(\frac{W^{\frac{8}{3}}}{U^2}\right)^{0.13} * (1 - 0.61 * e^{-0.73*k}) \quad (36)$$

$$h_0 = R' * \left(\frac{U}{W}\right)^2 * 3.42 * \left(\frac{G * W^3}{R^2}\right)^{0.49} * \left(\frac{W^{\frac{8}{3}}}{U^2}\right)^{0.17} * (1 - e^{-0.68*k}) \quad (37)$$

Sendo k o fator de elipsidade, que relaciona os raios do contato circular de Hertz em ambas as direções, de maneira que $k=a/b$.

2.4.4 Espessura específica de filme lubrificante

A avaliação da espessura de filme elastohidrodinâmico supracitada considera as superfícies em contato perfeitamente lisas, assim, Talian (1967 apud STACHOWIAK E BATCHELOR, 1993) propôs um parâmetro λ , que representa a relação entre espessura mínima de filme h_0 e a rugosidade combinada das duas superfícies, de acordo com a eq. (38).

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{qA}^2 + R_{qB}^2}} \quad (38)$$

Sendo $R_{qA/B}$, a rugosidade Rq (ou Sq) das superfícies A e B.

Esse parâmetro é conhecido na literatura como espessura específica de filme elastohidrodinâmico, alguns autores optam por representá-lo pela letra maiúscula Λ . No presente trabalho, a letra maiúscula Λ foi empregada para definir o parâmetro de posição da $\tau_{zx\text{máx}}$ na eq. (29), de maneira que a espessura específica de filme lubrificante será abordada como λ .

Para a lubrificação ser efetiva, o parâmetro λ deve ser suficientemente elevado de modo a evitar o contato entre asperezas das superfícies. A variação do parâmetro λ altera as condições de contato de tal maneira que influencia no mecanismo de falha dominante dos componentes (STACHOWIAK; BATCHELOR, 1993). A espessura específica de filme elastohidrodinâmico λ é um indicador sobre qual regime de lubrificação é atuante no contato. Quanto maior o λ , menos asperezas permanecem em contato e, portanto, a rugosidade influencia menos na distribuição de pressões e no desgaste.

Assim, Spikes (1997 apud BRANDÃO, 2012) definiu limites de valores de λ que correspondem aos diferentes regimes de lubrificação. Entretanto, Zhu e Wang (2012) utilizaram ferramentas mais desenvolvidas de experimentação e simulação numérica e concluíram que tais valores deveriam ser revisados. Assim, os mesmos autores definiram os limites inferiores e superiores de λ sendo cerca de 0,025 e cerca 0,8, respectivamente. Ou seja, genericamente: caso $\lambda < (0,01 \sim 0,05)$, mais de 90% da carga é suportada pelo contato de asperezas (regime limítrofe) e caso $\lambda > (0,6 \sim 1,0)$, não ocorre contato considerável entre as asperezas (regime hidrodinâmico). As regiões que compreendem $(0,01 \sim 0,05) < \lambda < (0,6 \sim 1,0)$ são consideradas em regime misto de lubrificação. Os mesmos autores afirmam que tais valores são estimativas que podem variar sob diferentes condições de geometria do contato, orientações de topografia, tipo de lubrificante, etc.

As tensões de contato nas asperezas passam a ser dominantes para determinação do mecanismo de falha de acordo com o aumento da fração de contato dessas asperezas no contato (TALLIAN, 1999; MURARO et al., 2012), ou seja, conforme a diminuição de λ .

Para o caso da fadiga de contato de rolamento, em que o dano pode ser iniciado superficialmente ou subsuperficialmente, o regime de lubrificação influencia qual o modo de falha dominante (PIAO et al., 2012; SANTUS et al., 2012).

2.5 FADIGA

O presente trabalho não teve como objetivo avaliar o processo de fadiga deterministicamente, sendo esse fenômeno abordado somente do ponto de vista estatístico. Assim, uma vez que o presente trabalho interpreta o processo de fadiga por meio de uma visão holística, diversos assuntos não serão discutidos com abrangência de detalhes, tais como os mecanismos microscópicos de nucleação e propagação de trincas e a influência das tensões residuais micro (tipos II e III).

Entretanto, algumas características do processo de fadiga devem ser apresentadas para possibilitar a discussão dos resultados.

2.5.1 O processo de fadiga e sua relação com as propriedades mecânicas dos materiais

Fadiga de alto ciclo é definida como "um fenômeno que leva à falha de um material, sob tensões repetitivas ou flutuantes com valores inferiores à resistência à tração do material". Os danos por fadiga são progressivos, de maneira que: primeiramente, ocorrem diversas alterações (ou danos) em nível atômico; essas alterações podem se desenvolver em pequenas trincas; estas podem se propagar e formar trincas maiores e, por fim, as trincas podem ser suficientemente grandes para acarretar na falha do componente ou estrutura, em termos de ruptura ou remoção de material. Em outras palavras, o fenômeno de fadiga pode ser dividido em três principais estágios (WULPI, 1999):

- **Nucleação:** As tensões repetitivas causam alterações irreversíveis na estrutura cristalina e, mesmo em nível atômico, o acúmulo pode levar à nucleação de uma pequena trinca;
- **Propagação:** Após a nucleação da trinca, esta se comporta como um intensificador de tensões, de maneira que a trinca passa a se propagar no interior do material;
- **Ruptura:** A trinca pode se propagar até atingir um tamanho suficiente para causar a ruptura do material (crescimento instável).

Dowling (2013) diferencia a fadiga de alto ciclo da de baixo ciclo. Enquanto a primeira (alto ciclo) é associada a pequenas deformações que são predominantemente elásticas, ou seja, a tensão atuante é suficientemente baixa a ponto de os efeitos das deformações plásticas no material não serem dominantes no processo de fadiga, resultando em um número grande de ciclos até a falha, da ordem de milhões; a segunda (baixo ciclo) é associada a uma parcela significativa de deformações plásticas e o número total de ciclos até a falha costuma variar entre dezenas ou, no máximo, milhares.

Portanto, com relação às propriedades mecânicas do material que influenciam na resistência à fadiga de um componente em movimento de rolamento, Hutchings (1992) evidencia que uma condição básica para prolongar a operação consiste no fato de que as deformações dos componentes devem ser elásticas, isso implica que o material deve ter elevado limite de escoamento e, assim, a fadiga é dita de alto ciclo e o material apresenta somente microdeformações plásticas nos ciclos iniciais, de maneira que o carregamento não ultrapassa os limites de *shakedown* elástico (OLVER, 2005; SANTUS et al., 2012).

Ainda assim, é importante notar que em função de heterogeneidades (mesmo em escala atômica) em materiais metálicos, estes têm diferentes resistências à fadiga devido a diversos fatores, tais como: diferentes orientações da estrutura cristalina em relação aos esforços, defeitos relacionados à manufatura, presença de inclusões metálicas, entre outros. Dessa maneira, mesmo que um material seja submetido a uma tensão menor que seu limite de escoamento, tal tensão pode promover a movimentação de discordâncias em alguns pontos da microestrutura. Assim, estas regiões tendem a acumular alterações irreversíveis na sua microestrutura e, portanto, iniciar um processo de falha por fadiga. Esse fenômeno explica a importância da resistência de um material para prolongar a vida sob fadiga, mesmo nos casos em que a tensão aplicada é muito inferior à resistência do material. Portanto, um aumento na resistência à tração, de forma geral, melhora a resistência à fadiga (WULPI, 1999).

Uma das formas de aumentar a resistência à tração do material decorre de processos de fabricação que elevam sua dureza. Segundo Revankar (2000) ensaios de dureza consistem no método mais simples e menos custoso de caracterizar mecanicamente um material, além disso, diversos trabalhos encontraram relações

precisas entre a dureza e outras propriedades dos materiais. Segundo Wulpi (1999), a resistência à tração de um metal, geralmente, varia em proporção com a sua dureza, assim como mostrado na Figura 2.10. Vale ressaltar que tal relação não é encontrada para altos valores de dureza, para materiais frágeis, ou na presença de intensificadores de tensão.

Figura 2.10 - Relação genérica entre resistência à tração e dureza de um metal

Fonte: Wulpi (1999)

Em suma, um aumento na dureza pode ser relacionado com a resistência à fadiga do material (devido ao aumento da sua resistência mecânica) (WULPI, 1999). De fato, ao atingir-se uma dureza superficial de 60 HRC, os danos por deslizamento e rolamento são minimizados (WULPI, 1999). Mais especificamente, com relação ao *spalling* de um par engrenado (melhor explicado no decorrer do texto), um aumento na dureza pode reduzir significativamente sua incidência (FERNANDES; MCDULING, 1997).

Em função disso, a dureza superficial de engrenagens (onde atuam tensões de contato elevadas, tornando a engrenagem suscetível à fadiga de contato) é geralmente aumentada por meio de tratamentos termoquímicos que resultam na formação de uma camada superficial mais dura de revestimento, ou seja, aumentando a resistência à fadiga e criando uma variação de dureza no material na direção da profundidade (entrando no material), resultando em um comportamento da dureza H_v em função da profundidade z , ($H_v(z)$). A profundidade dessa camada deve ser controlada, já que deve ser suficientemente profunda com relação à distribuição de tensões (SANTUS et al., 2012).

Outra propriedade importante do material que influencia na sua resistência à fadiga é a tenacidade, definida como "a capacidade do material de absorver energia através de deformação plástica até sua ruptura", medida em unidades de energia.

Esta propriedade pode ser interpretada como a área sob a curva tensão-deformação de um material, assim, a tenacidade tende a aumentar conforme um aumento na resistência à tração e/ou na ductilidade do material (WULPI, 1999). Diretamente relacionada a esta, tem-se a tenacidade à fratura, definida como "a resistência do material à falha quando na presença de trincas" (CALLISTER, 2007) ou "o valor crítico do fator de intensificação de tensões devido à presença de trincas para a falha de um material" (HERTZBERG, 1996), medida em unidades de $(\text{tensão} \cdot \sqrt{\text{comprimento}})$. Com base nessas definições, verifica-se que essa propriedade é fundamental na avaliação de fadiga, principalmente nos estágios em que a trinca já foi nucleada (HERTZBERG, 1996; CALLISTER, 2007).

Entretanto, em metais, as propriedades de resistência à tração e tenacidade à fratura são, geralmente, inversamente proporcionais conforme mostrado na Figura 2.11. A condição desejada, por meio de adição de elementos de liga ou tratamentos termoquímicos, é o deslocamento da curva para a direita e para cima (na direção da flecha mostrada na Figura 2.11), em que as duas propriedades são elevadas e, portanto, a resistência à fadiga é aumentada (HERTZBERG, 1996).

Figura 2.11 - Relação inversamente proporcional entre tenacidade à fratura e resistência à tração para metais

Fonte: Hertzberg (1996)

Diversos mecanismos são capazes de aumentar a energia de absorção durante o processo de fadiga de um componente, elevando sua resistência à fadiga; tais mecanismos podem ser descritos como de natureza intrínseca, ou seja, refletindo diferenças básicas na ductilidade e facilidade de escoamento plástico do material; ou de natureza extrínseca, que contempla os eventos que ocorrem ao

longo da trinca ou logo a frente dela (HERTZBERG, 1996). Dentre eles, dois mecanismos de fechamento de trinca são diretamente relacionados ao presente trabalho e merecem maior atenção: o fechamento de trinca devido à plasticidade e a proteção por transformação de fase, evidenciados na Figura 2.12a e b, respectivamente.

Figura 2.12 - Mecanismos de fechamento de trinca de fadiga; a) Induzida por plasticidade, evidenciando a zona plástica e o rastro plástico; b) Induzida por transformação, evidenciando zona deformada

Fonte: Adaptado de Anderson (2005)

Para analisar o fechamento de trinca por plasticidade, deve-se primeiramente compreender a formação da zona plástica na ponta da trinca. Segundo Anderson (2005), devido à concentração de tensões na ponta da trinca, ocorrem deformações plásticas que levam ao relaxamento das tensões nessa região. Assim, o termo zona plástica descreve a região que compreende tal comportamento inelástico da ponta da trinca, evidenciada na Figura 2.12a. Tendo isso em consideração, a região conhecida como rastro plástico pode ser interpretada a partir da afirmação: considerando uma trinca em propagação, uma zona plástica é formada na ponta de trinca, e a propagação desta trinca (e, por consequência, da zona plástica) resulta em um rastro plástico (ANDERSON, 2005).

Segundo o mesmo autor, o fechamento de trinca por plasticidade é resultado das tensões residuais em tal zona plástica. A geração de tensões residuais na zona plástica pode ser compreendida ao se analisar o comportamento do material nessa região quando submetido a um ciclo de carregamento. Conforme uma carga trativa é

aplicada na presença de uma trinca, a zona plástica é formada e a ponta da trinca sofre um arredondamento; quando o descarregamento ocorre, o material externo à zona plástica (sob comportamento elástico) força o material na ponta da trinca (zona plástica) a se conformar à sua forma original, gerando tensões residuais compressivas e aumentando a resistência à fadiga (as tensões residuais compressivas retardam a propagação das trincas, tal comportamento é melhor explicado no item 2.5.2).

Já a proteção por transformação ocorre em função da geração de tensões residuais compressivas devido à presença de uma fase instável existente na microestrutura. Quando tal microestrutura é submetida à tensão suficiente (zona plástica), a fase instável se transforma em outra fase, possivelmente gerando uma zona de tensões residuais compressivas (vide Figura 2.12b) devido à, por exemplo, expansão volumétrica (caso da transformação da austenita para martensita) (HERTZBERG, 1996).

2.5.2 Influência da tensão residual na resistência à fadiga

A influência da tensão residual na resistência à fadiga é um tema amplamente discutido por pesquisadores devido à sua importância e complexidade. Tensões residuais são definidas como "tensões que são internas, ou presas, em um componente ou montagem, mesmo se o componente ou montagem está livre de forças externas ou gradientes de temperatura" (WULPI, 1999). Rego (2016), com base nos trabalhos de Almen e Black (1963 apud REGO, 2016); Withers e Bhadhesia (2001 apud REGO, 2016) e Lu (2012 apud REGO, 2016), salientou que as tensões residuais são originadas por variações dimensionais heterogêneas resultantes de deformações também não-homogêneas. Também segundo o mesmo autor, o estado de tensões de um componente submetido a forças externas é definido como a combinação das tensões atuantes e as residuais, assim, as tensões residuais têm impacto direto em diversas propriedades mecânicas, tal como a resistência à fadiga.

A influência benéfica de tensões residuais compressivas na vida à fadiga de elementos de máquinas é amplamente conhecida e foi abordada por diversos autores, por exemplo, Leng, Chen e Shao (1988a), Shen et al (2015) e Rego (2016). Mitsubayashi, Miyata e Aihara (1994) indicaram a importância do pico de tensões

residuais para a vida a fadiga, de maneira que na região de maiores tensões residuais compressivas a velocidade de propagação de trinca é menor. Entretanto, segundo Rego (2016), para correlacionar o perfil de tensões residuais com a resistência à fadiga de um material, diversos fatores devem ser analisados em conjunto (incluindo o mecanismo de falha), e não somente a posição do pico de tensões ou sua intensidade, por exemplo. O perfil de tensões residuais deve ser entendido como a variação das tensões residuais ao longo da profundidade do material (a partir da superfície).

A Figura 2.13a evidencia a importância da posição do pico de tensões residuais no processo de propagação de trincas, relacionando um perfil de tensões residuais compressivas (acima) com a velocidade de propagação da trinca (abaixo). A região de máxima tensão residual é onde a velocidade de propagação da trinca é menor, evidenciando a importância da posição do pico de tensão, assim como a influência benéfica da tensão residual compressiva (retardando o processo de fadiga). Já a Figura 2.13b revela a importância da intensidade do pico de tensão, por meio de três conjuntos de perfis de tensões residuais (curvas 1 a 7; à esquerda na Figura 2.13b) e sua relação com a vida de uma peça (curvas 1 a 7; à direita na Figura 2.13b). Pode-se perceber que a vida da peça é mais sensível às variações de intensidade de pico de tensão (variação entre as curvas 1 a 3). De uma maneira geral, quanto maior o pico de tensão compressiva, maior é a vida da peça (MITSUBAYASHI; MIYATA; AIHARA, 1994).

Figura 2.13 - (a) Influência da posição do pico de tensões residuais (acima, perfil) na velocidade de propagação da trinca (abaixo, curva da/dN); (b) Influência de diferentes perfis de tensões residuais (ao meio, perfis) na vida da peça (à direita, curvas S-N)

Fonte: Mitsubayashi, Miyata e Aihara (1994), adaptado por Rego (2016)

Segundo Anderson (2005), o princípio da superposição permite afirmar que para materiais lineares elásticos, componentes individuais de tensão e deformação são aditivos. Por exemplo, duas tensões normais na mesma direção podem ser somadas, mesmo que impostas por diferentes forças externas. Esse princípio expõe o motivo pelo qual as tensões residuais compressivas são benéficas para a resistência à fadiga, de maneira que possibilita a modelagem da tensão residual como um valor estático a ser somado à tensão atuante (REGO, 2016). Já que a trinca de fadiga tende a se propagar em uma direção normal às tensões trativas aplicadas (ANDERSON, 2005), pelo princípio da superposição, a tensão residual (compressiva) pode ser subtraída da tensão atuante (trativa).

Assim, para uma melhor resistência à fadiga, as áreas do material sujeitas às tensões cíclicas (trativas) devem ter tensões residuais compressivas em direções perpendiculares à direção de crescimento da trinca. Ou seja, as tensões residuais compressivas podem ser empregadas para neutralizar ou mitigar tensões trativas que causariam danos ao material. A introdução de tensões residuais compressivas num material pode ocorrer através de diversos processos, tal como o *shot-peening* (WULPI, 1999).

2.5.3 Influência da microestrutura na resistência à fadiga

Para uma específica classe de materiais, como os aço de alta resistência e baixa liga (ARBL), a transformação da austenita em martensita durante o tratamento térmico de têmpera é largamente utilizada e é empregada, principalmente, devido à elevada resistência à fadiga dessa fase, característica fundamental para uma variedade de elementos de máquina, incluindo engrenagens (WULPI, 1999). No entanto, em aços cementados, é comum ocorrer a presença de austenita retida após a têmpera, já que a temperatura de fim de formação da martensita é reduzida, devido à alta concentração de carbono. Assim, é comum encontrar uma microestrutura que consiste em martensita e austenita retida (KIRK, 2000). A Figura 2.14 mostra uma micrografia revelando a condição supracitada para um aço cementado. As agulhas que aparecem escuras são martensita e as áreas claras são austenita retida (HERRING, 2005).

Figura 2.14 - Microestrutura martensítica (agulhas escuras) com presença de austenita retida (áreas claras) de um aço cementado

Fonte: Herring (2005)

A martensita é dura, resistente e frágil quando comparada com a austenita, que é mole e tenaz. A combinação de martensita e austenita cria um material composto que carrega as características (benéficas e prejudiciais) de cada fase. Com relação à fadiga, uma microestrutura composta de austenita retida finamente dispersa e martensita revenida retarda a nucleação de trincas de fadiga. Mais especificamente, com relação à FCR, a ductilidade da austenita retida ajuda a

retardar a propagação de trinca em função da plastificação de sua extremidade (HERRING, 2005), condição apresentada na Figura 2.12.

O comportamento exposto na Figura 2.11, em que é evidenciado a relação inversa entre resistência mecânica e tenacidade (ambas benéficas com relação à resistência à fadiga), é análogo ao da presença de martensita (com alta resistência mecânica) e austenita retida (com alta tenacidade), de maneira que a relação entre as quantidades de cada fase que levam à melhor resistência à fadiga varia para cada componente, sendo suscetível à aplicação (HERRING, 2005).

Austenita é a fase estável do aço em temperaturas elevadas, em função da austenita retida estar fora da sua temperatura de equilíbrio, esta é metaestável. Assim, além das vantagens obtidas da existência de ambas as fases, a transformação da austenita retida em martensita por encruamento promove diversos benefícios. O principal deles é consequência do aumento no volume do material (em função da transformação da estrutura cúbica de face centrada, CFC, para tetragonal de corpo centrado, TCC), induzindo tensões residuais compressivas significativas no material (HERRING, 2005). Tal condição foi abordada por Anderson (2005) e é evidenciada na Figura 2.12. Ademais, a transformação gera aumento da estabilidade dimensional e diminuição de taxas de desgaste (HERRING, 2005).

Shen et al. (2015) concluíram que para um aço ABNT 8620 cementado e com a mesma tensão residual, quantidades maiores de austenita retida resultam em maior resistência à FCR. Também, Leng, Chen e Shao (1988a) concluíram que, em função da ductilidade da austenita e de sua transformação em martensita já durante a utilização, quantidades maiores de austenita retida aumentam a resistência à FCR. Paladugu e Hyde (2018) avaliaram a influência da microestrutura nas variações de austenita retida e tensões sob FCR e concluíram, entre outras afirmações, que a tenacidade do material próximo à superfície pode acomodar os defeitos gerados pela FCR por meio de deformações plásticas localizadas, aumentando a vida da peça. Entretanto, frações volumétricas elevadas de austenita retida podem prejudicar a utilização, devido à sua baixa dureza e metaestabilidade. Assim, as indústrias de engrenagens e rolamentos sugerem a presença de austenita retida na ordem de 5% a 30% (HERRING, 2005).

Com base nas discussões apresentadas, pode ser notado que não existe uma proporção padrão da quantidade de austenita retida que resulte nos melhores

benefícios relacionados à FCR, sendo tal proporção dependente das condições de uso e processamento do material em questão.

2.5.4 Influência do *shot-peening* na resistência à fadiga

Shot-peening é um processo de impactos multi-repetitivos na superfície em que partículas duras são jateadas contra a superfície de um material. Em cada ponto de impacto é gerada uma endentação, resultante da deformação plástica local numa camada rasa da superfície (MANSON; HALFORD, 2006). As maiores aplicações do *shot-peening* são relacionadas ao aumento e restauração da resistência à fadiga, aumentando a confiabilidade de elementos de máquina (PANDEY; DESHMUKH, 2001). A profundidade da camada afetada pelo *shot-peening* em um material é influenciada pelos parâmetros do *shot-peening* e pelos parâmetros dos materiais, por exemplo, quanto mais duro o material da superfície, mais rasa é tal camada (PANDEY; DESHMUKH, 2001). Assim, o processo de *shot-peening*, geralmente, influencia de forma benéfica para aumentar a resistência à fadiga. Tal influência ocorre, principalmente, de quatro formas (PANDEY; DESHMUKH, 2001):

- geração de tensões residuais compressivas;
- mudanças na microestrutura do material;
- encruamento das camadas superficiais e subsuperficiais; e
- mudanças na topografia da superfície.

2.5.4.1 Geração de tensões residuais compressivas

A deformação plástica da camada superficial gerada pelo processo de *shot-peening* é restringida pela resposta elástica do material em volta e logo abaixo da região de impacto. Tal comportamento gera altas tensões residuais compressivas nas camadas próximas à superfície enquanto baixas tensões residuais trativas são geradas numa região mais profunda para manter o equilíbrio estático (MANSON; HALFORD, 2006). Os benefícios da presença de tensões residuais compressivas na vida sob fadiga de um componente ainda são amplamente discutidos por diversos pesquisadores e foram abordados sem grande detalhamento nos itens 2.5.1 e 2.5.2 do presente trabalho.

Ademais, o processo de *shot-peening* pode suavizar a variação de propriedades mecânicas do material (PANDEY; DESHMUKH, 2001) que, conforme já mencionado, podem se comportar como intensificadores de tensão e promover a nucleação de trincas (WULPI, 1999).

Entretanto, a influência do *shot-peening* na vida à fadiga depende da posição e magnitude das tensões (vide Figura 2.13), podendo ser benéfica (reduzindo a velocidade de propagação de trincas) ou prejudicial (aumentando a velocidade de propagação de trincas) (PANDEY; DESHMUKH, 2001).

2.5.4.2 Mudanças na microestrutura do material

A deformação produzida pelo *shot-peening* pode ocasionar transformações de fase do material. Em se tratando de um aço cementado com presença de austenita retida e martensita, tal como evidenciado na micrografia apresentada na Figura 2.14, o *shot-peening* promove a transformação de austenita retida em martensita (PANDEY; DESHMUKH, 2001). Os benefícios de tal transformação foram apresentados no item 2.5.3 do presente trabalho. A Figura 2.15 evidencia medições de austenita retida e tensões residuais em um aço ABNT 4320 cementado a fim de atingir uma camada endurecida de 2 mm, com e sem *shot-peening* (KIRK, 2000).

Figura 2.15 - Tensão residual e austenita retida em função da profundidade para dois aços ABNT 4320 cementados: com e sem *shot-peening*

Fonte: Kirk (2000)

Primeiramente, pode-se notar que o *shot-peening* atua na região próxima à superfície (até cerca de 0,4 mm de profundidade), gerando tensões residuais compressivas nessa região de até -550 MPa e, provavelmente, evitando a nucleação e propagação de trincas nessa região. Também, nessa mesma região, pode ser notado que o *shot-peening* reduziu a fração volumétrica da austenita retida na superfície de 20% para 3%, devido à sua transformação em martensita (KIRK, 2000).

2.5.4.3 Encruamento das camadas superficiais e subsuperficiais

A dureza da superfície tende a aumentar devido ao encruamento do material, de maneira que, caso ocorra em uma profundidade adequada, pode retardar ou até prevenir a geração de trincas (PANDEY; DESHMUKH, 2001). Os benefícios do aumento de dureza e resistência mecânica para a resistência à fadiga foram elucidados no item 2.5.1 do presente trabalho.

2.5.4.4 Mudanças na topografia de superfície

O *shot-peening* altera a rugosidade do material, podendo tal mudança ser benéfica para a resistência em fadiga, caso aumente a espessura específica de filme lubrificante λ em condições lubrificadas, ou deletéria, caso aumente a rugosidade e, por consequência, diminua a espessura específica de filme lubrificante λ , promovendo maior contato entre asperezas (altas tensões micro-Hertzianas), tal como evidenciado por Vrbka et al. (2011). Tal influência é ainda mais importante ao se tratar da resistência à fadiga de contato já que tal fenômeno é, na maioria dos casos, influenciado diretamente pela rugosidade dos materiais (PIAO et al., 2012; SANTUS et al., 2012).

2.5.4.5 Visão holística da influência do *shot-peening* na resistência à fadiga

A Figura 2.16 mostra o efeito de três diferentes parâmetros de processos de *shot-peening* em um aço ABNT 4320 cementado. A Figura 2.16a evidencia a

redução da proporção de austenita retida devido ao processo de *shot-peening* (transformação em martensita), na região mais próxima da superfície (menos de 30 μm) a transformação é mais intensa e a proporção de austenita retida é reduzida de 28% (sem *shot-peening*) para 2% (condição *dual-peening*). Já a Figura 2.16b apresenta a introdução de tensões residuais compressivas, chegando até a 1000 MPa para a condição *dual-peening*.

Figura 2.16 - Efeito dos parâmetros do processo de *shot-peening* em um aço AISI 4320 cementado

Fonte: Davis (2002)

Com base nos trabalhos citados, é apresentada a Tabela 1, que resume a influência do processo de *shot-peening* na resistência à fadiga em um aço-carbono tratado termoquimicamente para aumento de dureza superficial. Apenas algumas das referências citadas no texto são indicadas. Um pequeno resumo das causas é apresentado a seguir.

Tabela 1 - Resumo da influência do processo de *shot-peening* no processo de fadiga em um aço-carbono tratado termoquimicamente para aumento de dureza superficial

		Influência no processo de fadiga	
		Geração de trincas	Propagação de trincas
Deformação plástica	Geração de tensões residuais compressivas	Dificulta ¹	Dificulta ¹
	Encruamento	Aumento de dureza	Dificulta ²
		Diminuição da tenacidade	Facilita ³
	Redução da rugosidade*	Aumento da espessura específica de filme lubrificante	Dificulta ⁴
Transformação da austenita retida em martensita	Geração de tensões residuais compressivas	Dificulta ¹	Dificulta ¹
	Aumento de dureza (maior quantidade de martensita, proteção por transformação)	Dificulta ⁵	Dificulta ⁵
	Diminuição da tenacidade (menor quantidade de austenita retida)		Facilita ³

¹ Leng, Chen e Shao (1988a); Shen et al (2015); Rego (2016)

² Hutchings (1992); Wulpi (1999); Olver (2005); Santus et al. (2012)

³ Leng, Chen e Shao (1988a); Hertzberg (1996); Shen et al. (2015); Paladugu e Hyde (2018)

⁴ Tallian (1999); Muraro et al. (2012)

⁵ Hertzberg (1996); Anderson (2005)

* Caso o processo aumente a rugosidade da peça, os efeitos são contrários, facilitando a geração e propagação de trincas (Vrbka et al., 2011)

** Caso trinca subsuperficial: efeito menos significante

Fonte: O autor

- Tensões residuais compressivas: principal contribuição do *shot-peening* para beneficiar a resistência à fadiga; atuam em direção contrária à força de tração de propagação da trinca, aumentando a relação entre resistência e carregamento (WULPI, 1999; ANDERSON, 2005; REGO, 2016);
- Aumento da dureza: com ressalvas, eleva a resistência à tração, aumentando a relação entre resistência e carregamento (HUTCHINGS, 1992; OLVER, 2005; SADEGHI et al., 2009; SANTUS et al., 2012);
- Diminuição da tenacidade: diminui a capacidade do material de absorver energia através de deformação plástica até sua ruptura (HERTZBERG, 1996; WULPI, 1999) e diminui os mecanismos de proteção e fechamento de trinca;

- Aumento da espessura específica de filme lubrificante (caso em que o processo diminui a rugosidade): evita o contato entre asperezas (TALLIAN, 1999; MURARO et al., 2012). Caso o processo aumente a rugosidade, a espessura específica de filme lubrificante é reduzida e o processo, portanto, promove o contato entre asperezas (VRBKA et al., 2011);

A Tabela 1 evidencia os efeitos do *shot-peening* considerando que não ocorreram problemas relacionados à severidade do processo. Segundo Herring (2005), caso tal severidade seja excessiva, trincas podem ser geradas devido à deformação plástica ou à variação dimensional em função da transformação da austenita. Essa condição é conhecida como *overpeening* e, naturalmente, é prejudicial para a resistência à fadiga por introduzir danos no material devido ao impacto das esferas (PANDEY; DESHMUKH, 2001). O fenômeno de *overpeening* foi encontrado por diversos pesquisadores, tais como Liu et al. (2009), Wagner (1999 apud LIU et al., 2009), Zhang e Lindemann (2005 apud LIU et al., 2009), entre outros.

Dessa maneira, ainda não é possível definir um processo de *shot-peening* em condições ótimas para qualquer aplicação, uma vez que a resistência à fadiga é avaliada com base em cada mecanismo de falha, que é variável em cada condição. Analogamente, ainda não é possível definir um conceito de perfil de tensões residuais ideal para qualquer aplicação (REGO, 2016).

2.6 FADIGA DE CONTATO EM ENGRENAGENS COM LUBRIFICAÇÃO

A causa mais comum de falha em engrenagens é por fadiga de contato (FERNANDES; MCDULING, 1997). Fadiga de contato é um processo de danos na superfície que leva à formação de pites, debris e trincas de fadiga quando as superfícies de dois corpos se tocam repetidamente. Com relação à fadiga de contato em um engrenamento, alguns fatores governam a nucleação e propagação de trincas, sendo (SURESH, 1998):

- Geometria local do dente;
- Pressão de contato;

- Proporção de deslizamento (positivo ou negativo), que aumenta linearmente conforme o contato se distancia do diâmetro primitivo;
- Lubrificação;
- Topologia das superfícies em contato;
- Tensões residuais;
- Efeito de ambiente corrosivo; e
- Presença de *debris* no contato promovendo desgaste abrasivo.

Dependendo da região do engrenamento, diferentes mecanismos de falha por fadiga de contato podem ser encontrados. Isso ocorre, principalmente, devido às variações de pressão e velocidade relativas entre as superfícies. A Figura 2.17a mostra a variação da pressão de contato ao longo do engrenamento para um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos, sendo maior nas regiões próximas ao diâmetro primitivo, onde o contato ocorre entre apenas um dente de cada engrenagem. A Figura 2.17b apresenta o limite superior de contato singular entre dentes, **LSCSD**, e o limite inferior de contato singular entre dentes, **LICSD**.

Figura 2.17 - a) Pressão de contato em função do número de dentes em contato; b) Número de dentes em contato em um dente, evidenciando LSCSD e LICSD

Fonte: Adaptado de Imrek (2009 apud Muraro et al., 2012)

Já com relação às velocidades relativas entre superfícies, na condição de rolamento puro (diâmetro primitivo) é encontrado um mecanismo de falha diferente das condições com deslizamento. Isso ocorre devido à ocorrência do movimento de deslizamento altera a distribuição de tensões significativamente (FERNANDES; MCDULING, 1997). Tal diferença por ser notada analisando os diferentes tipos de desgaste gerados em uma engrenagem cilíndrica de dentes retos evidenciados na

Figura 2.18 (de caráter exemplificativo); as diferentes condições de contato provocam diferentes tipos de desgaste num mesmo dente de engrenagem (devido ao diferente mecanismo de falha dominante).

Figura 2.18 – Exemplo de diferentes tipos de desgaste que podem ocorrer em um mesmo dente de engrenagem cilíndrica de dentes retos

Fonte: Muraro et al. (2012)

2.6.1 Fadiga de contato de rolamento

A fadiga de contato de rolamento (FCR) é um dentre os diversos fenômenos que compõe a fadiga de contato. As tensões de contato localizadas num rolamento são extremamente elevadas quando comparadas com as tensões atuantes nos componentes estruturais. Negligenciando os efeitos de lubrificação, o estado de tensões num rolamento é governado pela teoria de Hertz, onde as pressões são da ordem de alguns gigapascals (SADEGHI et al., 2009).

A FCR é um tipo de falha típico de componentes submetidos a carregamentos cíclicos envolvendo altas pressões Hertzianas. Para o caso de um par engrenado, é o dano terminal quando outros modos de falha por fadiga de contato são evitados por meio de lubrificação adequada (SANTUS et al., 2012). Também, a FCR é conhecida como uma característica fundamental que limita a vida de mancais de rolamento há mais de um século (ARAKERE, 2016). A Figura 2.19 evidencia uma engrenagem danificada por FCR (OLVER, 2005).

Figura 2.19 – Exemplo de engrenagem danificada por fadiga de contato de rolamento

Fonte: Olver (2005)

O processo de FCR segue por estágios parecidos com um processo de fadiga de alto ciclo: nucleação de trincas, propagação estável dessas trincas e, por fim, propagação instável gerando a remoção de material. Na FCR, a nucleação das trincas pode ocorrer na superfície, em função do contato entre asperezas ou à presença de debris; ou na subsuperfície, em função da presença de intensificadores de tensão, como inclusões (OLVER, 2005). De fato, Leng, Chen e Shao (1988b) analisaram os estágios de propagação de trincas geradas por FCR em um aço 20CrMnTi carbonitretado produzido com o objetivo de se assemelhar a materiais de engrenagem e dividiram o processo nas mesmas três principais etapas, denominadas nucleação, propagação estável e propagação ramificada.

A manifestação da FCR ocorre por diferentes mecanismos, sendo os dominantes: o *spalling*, gerado subsuperficialmente, e o *pitting*, gerado na superfície. Estes mecanismos podem ser competitivos e a determinação de qual é o dominante, depende de fatores como: qualidade da superfície, lubrificante, qualidade do material entre outros (SADEGHI et al, 2009). Maiores considerações sobre ambos os mecanismos de falha são apresentadas no item 2.6.2.

2.6.2 Mecanismos de falha por fadiga de contato de rolamento e suas caracterizações

Spalling e *pitting* são designações não padronizadas de mecanismos de falha por FCR (TALLIAN, 1999; DING; GEAR, 2009). Para alguns autores, incluindo Townsend (1991 apud SANTUS et al., 2012), *spalling* e *pitting* são sinônimos, de maneira que o *spalling* é um estágio avançado do mecanismo de *pitting*. Já para outros autores, como Littmann (1969 apud SANTUS et al., 2012), American Gear Manufactures' Association (1980) apud Tallian (1999), Tallian (1999), Ding e Rieger (2003), Olver (2005), Sadeghi et al. (2009), Santus et al. (2012) e Arakere (2016), o *spalling* e o *pitting* são mecanismos de falha diferentes. O presente trabalho adota tal nomenclatura, seguindo a tendência desses autores, em função de seus resultados mais recentes.

Assim, Santus et al. (2012), com base na definição de que o *spalling* e o *pitting* são mecanismos de falha diferentes, distingue os mecanismos de falha de engrenagens por FCR entre 4 diferentes tipos:

- *Spalling*: FCR originada na subsuperfície;
- *Case crushing*: FCR originada na subsuperfície, devido à intensificação de tensões na interface de uma camada de revestimento;
- *Pitting*: FCR originada na superfície; e
- *Micropitting*: *Pitting* menos profundo

Importante notar que tal classificação caracteriza os mecanismos de falha por FCR em engrenagens a partir da posição de nucleação das trincas, podendo ser na interface de uma camada de revestimento (*case crushing*), na subsuperfície (*spalling*) ou na superfície (*pitting* e *micropitting*). Assim, a caracterização da falha depende, principalmente, da identificação do local onde as trincas se iniciaram (SANTUS et al., 2012), mas também do modo predominante de propagação (discutido adiante).

As causas mecânicas do *pitting* e do *spalling* ainda não foram bem estabelecidas (DING; RIEGER, 2003). Com relação ao *pitting*, suas descrições encontradas na literatura se assemelham com a descrição de um tipo de dano conhecido como *surface distress*, abordado anteriormente por Tallian (1999), definido como "escoamento plástico da superfície na escala das asperezas, sendo a

falha de superfícies em contato de rolamento resultando em crateras nessa escala. Este mecanismo de falha é resultado de tensões atuantes no contato entre asperezas e pode ser dividido em três estágios, todos ocorrendo na escala das asperezas: 1. Deformação plástica da superfície (cumulativa e alternada), 2. Geração de trincas e 3. Remoção de material (ou *micropitting*)", ou seja, é também um processo de fadiga dividido em estágios, semelhantes aos descritos por Leng, Chen e Shao (1988b), Hertzberg (1996) e Wulpi (1999).

Nesse sentido, Santus et al. (2012) indicou que o mecanismo de *pitting* se inicia com a geração de trincas superficiais, geralmente com um ângulo de 25° com a superfície (esse valor varia em função da força de atrito), devido ao contato entre as asperezas do material provocado pelo movimento de deslizamento das superfícies. A propagação dessas trincas ocorre devido à pressurização do fluido lubrificante em seu interior, promovendo a propagação pelo modo I. Quando estas atingem um comprimento crítico (dependente da tenacidade à fratura do material), a trinca se propaga subitamente em direção à superfície, removendo o material dessa região. Entretanto, tal pressurização de lubrificante (e, conseqüentemente, a propagação de trincas pelo modo I) só ocorre em regiões onde a velocidade de deslizamento é contrária à velocidade de rolamento, razão pela qual o *pitting* é geralmente encontrado somente no dedendo do dente de engrenagens, onde ocorre tal comportamento de velocidades (SANTUS et al, 2012). Assim, a definição de *surface distress* proposta por Tallian (1999) se assemelha muito com a definição de *pitting* para outros autores posteriores como Santus et al. (2012).

Já com relação ao *spalling*, Tallian (1999) descreveu este como "uma fadiga de contato Hertziana em macroescala, sendo a falha devido à formação de crateras macroscópicas na superfície de contato como resultado de uma propagação de trincas de fadiga no campo de tensões de Hertz. Quando desenvolvidas, as crateras têm profundidade comparável à profundidade de máxima tensão de cisalhamento de Hertz". Segundo Leng, Chen e Shao (1988b) e Santus et al. (2012), o *spalling* ocorre devido a um conjunto de trincas iniciadas na subsuperfície do material, em regiões críticas, em regiões onde ocorrem as máximas tensões cisalhantes (possivelmente devido a intensificadores de tensão, acelerando o processo de nucleação de trincas) ou onde ocorre redução da dureza do material.

Os mecanismos de propagação de trincas geradas subsuperficialmente na FCR ainda não são bem compreendidos, de maneira que alguns modelos foram desenvolvidos nesse sentido, entretanto, Ding e Gear (2009) indicaram que o principal modo de propagação das trincas subsuperficiais é o modo II, mas este não é o responsável pela remoção do material. Santus et al. (2012) concluíram, com base em uma discussão envolvendo diversos trabalhos que, possivelmente, o *spalling* compreende três mecanismos de propagação de trinca que competem entre si: coalescência de vazios, propagação em modo II e ramificação.

Com relação à remoção de material, Ding et al. (1996 apud DING; GEAR, 2003) propuseram que o material é removido através do mecanismo conhecido na mecânica da fratura como ‘colapso do ligamento’, que é relacionado com a incapacidade do material presente entre o conjunto de trincas e a superfície (região denominada ligamento na nomenclatura utilizada em mecânica da fratura) em suportar as altas tensões. Tal hipótese foi reforçada com investigações experimentais realizadas por Ding e Rieger (2003) e por um modelo de predição da profundidade da remoção de material por *spalling* em engrenagens, desenvolvido por Ding e Gear (2009).

A Figura 2.20 é uma ilustração, em escala aproximada, comparando as dimensões entre *spalling* e o *pitting* (DING; RIEGER, 2003).

Figura 2.20 - Comparação dimensional entre *pitting* e *spalling*; ‘a’ representa o raio da área circular de contato de Hertz

Fonte: Adaptado de Ding e Rieger (2003)

Em função do exposto, uma vez que o mecanismo de falha dominante entre *pitting* ou *spalling* é influenciado pelo contato entre as asperezas, a espessura específica de filme elastohidrodinâmico λ deve influenciar no mecanismo de falha dominante. De fato, para o regime limítrofe, a vida sob FCR tende a ser menor quando comparada a outros regimes de lubrificação e os primeiros danos originados tendem a ocorrer na superfície (*pitting*) (PIAO et al., 2012). Nesse sentido, Santos et al. (2012) concluíram que o *pitting* ocorre somente se a lubrificação é limítrofe (ou na transição de limítrofe para mista) sendo gerado em concentradores de tensão na superfície, tais como marcas de usinagem.

Por outro lado, as falhas originadas subsuperficialmente são promovidas quando a lubrificação é hidrodinâmica (ou na transição de hidrodinâmica para mista) (SANTUS et al., 2012), quando o material apresenta intensificadores de tensão nessa região, tais como inclusões (OLVER, 2005) ou quando o perfil de tensões residuais é muito concentrado (compressivamente) nas camadas mais externas da superfície, mitigando a nucleação de trincas nessa região. Nesse sentido, Leng, Chen e Shao (1988b) propuseram um parâmetro definido como a força de propagação de trinca F_p , sendo a tensão de cisalhamento sobre a dureza, ambas em função da profundidade, $\tau(z)/H_v(z)$, como indicador da profundidade crítica para nucleação de trincas $z_{Crítica}$. Este autor verificou que a $z_{Crítica}$ para nucleação de trincas subsuperficiais é aquela em que tal relação é maior, de modo que:

$$z_{Crítica} = z \text{ que maximiza } F_p, \quad \text{sendo } F_p = \frac{\tau(z)}{H_v(z)} \quad (39)$$

Sob essa abordagem, ocorre o que é conhecido como efeito de tamanho, ou seja, se a área de contato é grande, as tensões de cisalhamento máximas ($\tau_{máx}$ e $\tau_{xymáx}$) ocorrem em regiões mais profundas e, conseqüentemente, a profundidade da camada com elevada resistência à fadiga deve ser adequada para suportar tais tensões mais elevadas e mais profundas (SANTUS et al., 2012).

Para sintetizar as informações, um resumo das diferenças entre o *pitting* e o *spalling* baseado na revisão apresentada acima é apresentado na Tabela 2. Algumas das referências citadas no texto são indicadas

Tabela 2 - Comparação entre as características dos mecanismos de *pitting* e *spalling*

	Região de nucleação da trinca	Causa da nucleação (aumento de τ/Hv)	Principal modo de propagação	Escala da dimensão do desgaste
<i>Pitting</i>	Superfície ¹	Contato entre asperezas ²	Modo I (tração devido à pressurização do lubrificante) ³	Asperezas ⁴
<i>Spalling</i>	Subsuperfície ¹	Inclusões ou defeitos ²	Modo II (tensão de cisalhamento) ³	Posição das máximas tensões cisalhantes ⁴

¹ Ding e Rieger (2003); Olver (2005); Santus et al. (2012)

² Leng, Chen e Shao (1988b); Olver (2005); Santus et al. (2012)

³ Ding e Gear (2009); Santus et al. (2012)

⁴ Tallian (1999); Ding e Rieger (2003); Santus et al. (2012)

Fonte: O autor

2.7 ANÁLISE ESTATÍSTICA

Embora a nucleação da trinca por fadiga seja determinística, de um modo geral, os materiais não são homogêneos e tampouco isotrópicos, principalmente se tratando de ligas complexas. Assim, os materiais submetidos à FCR costumam apresentar uma larga variação em sua resistência e/ou resistência à fadiga devido às heterogeneidades presentes, apresentando comportamentos distintos quanto à resistência à FCR. Assim, mesmo em um grupo de corpos de prova supostamente idênticos e submetidos às mesmas condições de carregamento, é esperado que a vida sob FCR seja diferente. Por esse motivo, é necessário tratar o processo de fadiga estatisticamente (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004).

A estatística contribui para a definição do processo de fadiga de uma forma mais ampla, pois leva em consideração variadas situações ou condições. Dessa maneira, a vida sob fadiga é geralmente considerada em variações ou dispersões por meio de probabilidades estatísticas, que auxiliam nas predições das falhas (WULPI, 1999). Assim, Weibull (1939 apud SURESH, 1998) descreveu o conceito de probabilidade de falha, **P**, como:

$$P(t_i) = 1 - e^{-\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^\beta} \quad (40)$$

Onde, t_i , é a variável independente (para o presente trabalho, número de ciclos até a falha de cada peça, em milhões); β , é o parâmetro de forma da distribuição de Weibull e, η , é o parâmetro de escala da distribuição de Weibull. A eq. (40) representa a probabilidade acumulada para uma distribuição de Weibull de dois parâmetros. Vale ressaltar que a simbologia para os parâmetros de forma e escala de Weibull varia entre autores. Este trabalho seguirá a simbologia supracitada.

A distribuição de Weibull é largamente usada na análise de confiabilidade para descrever a distribuição de tempos até a falha de materiais frágeis. É uma distribuição muito flexível no sentido de se adequar a uma variedade extensa de fenômenos. Tal distribuição é justificada para situações em que ocorre um "elo fraco", ou em que o maior entre diversos modos de falha é o responsável pela falha (LEWIS, 1987). Também a recomendação FVA 2/IV (1997) recomenda a utilização do modelo de Weibull para analisar a fadiga de contato em engrenagens. Nesse sentido, para o caso de um material sob efeito de tensões cíclicas e dotado de grãos com resistências mecânicas diferentes, os grãos menos resistentes, em função das direções cristalográficas preferenciais, podem representar alguns dos possíveis 'elos fracos'. A Figura 2.21 apresenta a função densidade probabilidade da distribuição de Weibull de dois parâmetros para diferentes valores de β .

Figura 2.21 - Distribuições de Weibull variando o parâmetro de forma β

Fonte: Lewis (1987)

Existem diversos métodos para análise estatística dos dados experimentais de fadiga, de modo a determinar a melhor representação estatística das funções de confiabilidade, $R(t)$, e de taxa de falha, $\lambda(t)$. Alguns deles, denominados métodos paramétricos, consistem na determinação dos parâmetros de alguma distribuição

(por exemplo, de Weibull) que seja capaz de modelar o conjunto de dados experimentais. Dentre estes, pode-se destacar o método da máxima verossimilhança pela sua precisão (De SOUZA, 2016).

Analogamente, existem os métodos não-paramétricos para análise de dados, ou seja, que não utilizam a técnica estatística de ajuste de uma distribuição específica ao fenômeno de interesse e a respectiva determinação de seus parâmetros (de uma distribuição conhecida) para modelar os parâmetros de confiabilidade (De SOUZA, 2016).

2.7.1 Análise não-paramétrica

Segundo De Souza (2016), a análise não-paramétrica se inicia com a determinação de uma estimativa para o valor da função distribuição acumulada associada a cada instante de falha, $\hat{F}_{(t_i)}$. Existem diversos métodos de para obter tais valores, um deles é conhecido como 'rank médio', que adota a eq. (41):

$$\hat{F}_{(t_i)} = \frac{i}{N + 1} \quad (41)$$

Sendo, i , o 'rank médio' dos dados, ou seja, a posição de cada instante de falha em ordem crescente e, N , o total de ensaios. Assim, a estimativa da confiabilidade, $\hat{R}_{(t_i)}$, é dada por:

$$\hat{R}_{(t)} = 1 - \hat{F}_{(t_i)} = \frac{N + 1 - i}{N + 1} \quad (42)$$

Com base na definição da função densidade probabilidade estimada, $\hat{f}_{(t)}$, tem-se que:

$$\hat{f}_{(t)} = -\frac{d\hat{R}_{(t)}}{dt} = \frac{\hat{R}_{(t_{i+1})} - \hat{R}_{(t_i)}}{(t_{i+1} - t_i)} = \frac{1}{(t_{i+1} - t_i)(N + 1)} \quad (43)$$

Por fim, a taxa de falha estimada, $\hat{\lambda}_{(t)}$:

$$\hat{\lambda}_{(t)} = \frac{\hat{f}_{(t)}}{\hat{R}_{(t)}} \quad (44)$$

As funções até a falha representadas nas eqs. (41) a (44) permitem uma análise do processo de fadiga em função do tempo, fornecendo informações sobre a vida sob fadiga (De SOUZA, 2016).

2.7.2 Análise paramétrica

2.7.2.1 Método da máxima verossimilhança

O conceito de verossimilhança e o conceito de probabilidade caminham em sentidos opostos. Essencialmente, enquanto a probabilidade visa determinar um resultado a partir de uma hipótese; a verossimilhança visa determinar uma hipótese a partir de um resultado. Por exemplo, em se tratando de um conjunto de dados experimentais (resultados), deseja-se encontrar os parâmetros de uma distribuição que modelem tais resultados (hipótese), ou seja, deseja-se encontrar uma distribuição que tenha a máxima verossimilhança com o conjunto de dados. A Figura 2.22 ilustra tal definição.

Figura 2.22 - Analogia entre probabilidade e verossimilhança

Fonte: O autor

Dessa maneira, o método da máxima verossimilhança consiste na determinação de uma função de verossimilhança (geralmente denominada **L**) em função dos parâmetros da distribuição; para uma distribuição de Weibull de dois parâmetros: **L(η,β)**. Através de métodos de derivação numérica encontram-se os valores dos parâmetros que maximizam o valor dessa função, ou seja, que melhor representam o conjunto de dados. A função de verossimilhança para uma distribuição de Weibull de dois parâmetros é apresentada na eq. (45) (RELIASOFT CORPORATION, 2015):

$$L(\beta, \eta) = \prod_{i=1}^N \frac{\beta}{\eta} * \left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta-1} * e^{-\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta}} \quad (45)$$

2.7.2.2 Teste de qualidade de ajuste de curva

Deve-se verificar se o conjunto de dados pode ser modelado eficientemente pela distribuição de Weibull calculada através de um teste de qualidade de ajuste. É recomendável a realização de dois testes estatísticos para determinar tal condição, de maneira que, para 95% de confiança, as condições evidenciadas nas eqs. (46) e (47) sejam verdadeiras (TIRYAKIOĞLU; HUDAK; ÖKTEN, 2009).

$$A^2 \leq A_{0.05}^2 \quad (46)$$

$$R^2 \geq R_{0.05}^2 \quad (47)$$

Sendo A^2 um parâmetro proposto por Anderson e Darling (1954 apud TIRYAKIOĞLU; HUDAK; ÖKTEN, 2009) e $A_{0.05}^2$ o valor crítico de A^2 para um nível de confiança de 95%. Ambos podem ser calculados pelas eqs. (48) e (49) (TIRYAKIOĞLU; HUDAK; ÖKTEN, 2009):

$$A^2 = -N - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [(2i-1)\ln\hat{P}(t_i) + (2n+1-2i)\ln(1-\hat{P}(t_i))] \quad (48)$$

$$A_{0.05}^2 = 1.2344 - \frac{1.3956}{\sqrt{N}} \quad (49)$$

$\hat{P}(x_i)$ é a probabilidade de falha acumulada calculada com os parâmetros estimados (no caso, pelo método da máxima verossimilhança) da distribuição a ser testada.

O outro indicador do teste estatístico, R^2 , compreende o coeficiente de determinação e $R_{0.05}^2$ representa o valor crítico de R^2 com um nível de confiança de 95%. Ambos podem ser calculados por (TIRYAKIOĞLU; HUDAK; ÖKTEN, 2009):

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (\hat{\varphi}(t_i) - Y(t_i))^2}{\sum_{i=1}^N (\hat{\varphi}(t_i) - \bar{Y})^2} \quad (50)$$

$$R_{0.05}^2 = 1.0637 - \frac{0.4174}{N^{0.3}} \quad (51)$$

$\hat{\varphi}(t_i)$ representa o valor da função distribuição acumulada associada a cada instante de falha, calculado de maneira semelhante à eq. (41), entretanto, é recomendável utilizar uma classificação que evite um enviesamento da análise, através da adição de constantes tabeladas (C_1 e C_2) em função do número de ensaios (TIRYAKIOĞLU; HUDAK; ÖKTEN, 2011), assim:

$$\hat{\varphi}(t_i) = \log - \left(\log \left(\frac{i - C_1}{N + C_2} \right) \right) \quad (52)$$

Y representa a equação da reta de Weibull, calculada por (De SOUZA, 2016):

$$Y(ti) = \hat{\beta} * t_i - \hat{\beta} * \ln(\hat{\eta}) \quad (53)$$

$\bar{Y}$ representa a média dos valores de Y para todos os ensaios (todos os valores de t_i) e $\hat{\beta}$ e $\hat{\eta}$ são os parâmetros de forma e escala calculados através do método da máxima verossimilhança.

2.7.3 Intervalos de confiança

Uma vez que os resultados da análise dos dados de vida de uma peça são estimações baseadas em observações de ensaios, existem incertezas nos resultados devido ao tamanho limitado de amostras. Intervalos de confiança são utilizados para quantificar essa incerteza pois representam a confiança que um intervalo específico contenha a grandeza de interesse (RELIASOFT, 2015). Meeker e Escobar (1995) ressaltaram que intervalos de confiança, usualmente, podem ser interpretados pela seguinte afirmação: “a probabilidade de um intervalo de confiança (no nível α) abranger o verdadeiro valor da grandeza de interesse é, em um grupo amostral grande, aproximadamente $1-\alpha$ ”.

Um dos métodos para definir os intervalos de confiança é através da razão de verossimilhança (MEEKER; ESCOBAR, 1995; RELIASOFT, 2015) e tem como base a eq. (54) (ZHAO et al., 2005):

$$-2 * \log \left(\frac{L(\theta_1, \theta_2)}{L(\widehat{\theta}_1, \widehat{\theta}_2)} \right) \geq \chi^2_{(1-\alpha; \kappa)} \quad (54)$$

Sendo $L(\widehat{\theta}_1, \widehat{\theta}_2)$ a função de verossimilhança calculada utilizando os parâmetros já estimados; $\chi^2_{\alpha; \kappa}$ o inverso da função acumulada de qui-quadrado e $1 - \alpha$ quantil da distribuição de chi-quadrado com κ graus de liberdade, estes últimos podendo ser interpretados como o número de parâmetros. Rearranjando os termos, e individualizando para o caso da distribuição de Weibull com dois parâmetros, é encontrada a eq. (55):

$$\prod_{i=1}^N \left(\frac{\beta}{\eta} * \left(\frac{t_i}{\eta} \right)^{\beta-1} * e^{-\left(\frac{t_i}{\eta} \right)^{\beta}} \right) - \prod_{i=1}^N \left(\frac{\widehat{\beta}}{\widehat{\eta}} * \left(\frac{t_i}{\widehat{\eta}} \right)^{\widehat{\beta}-1} * e^{-\left(\frac{t_i}{\widehat{\eta}} \right)^{\widehat{\beta}}} \right) * e^{\frac{-\chi^2_{(1-\alpha; 2)}}{2}} = 0 \quad (55)$$

Restam duas incógnitas na eq. (55): β e η . Existem diversos valores de β e η que satisfazem tal equação, sendo que a região que satisfaz a equação pode ser representada graficamente através de um gráfico de contorno. Essencialmente, a região do gráfico de contorno representa a seção da função de verossimilhança (eq. (45)) que satisfaz a eq. (55). Um exemplo de gráfico de contorno relacionando dois parâmetros (θ_1 e θ_2) é apresentado na Figura 2.23 (RELIASOFT, 2015):

Figura 2.23 – Exemplo de gráfico de contorno utilizado para determinação dos intervalos de confiança pelo método da razão de verossimilhança

Fonte: ReliaSoft (2015)

Grupos de dados podem ser comparados mostrando os gráficos de contorno de cada um deles em um mesmo plano cartesiano. O resultado deve ser interpretado da seguinte maneira: pode-se afirmar que os grupos são estatisticamente diferentes com grau $1-\alpha$ de confiança se não houver intersecção entre os gráficos de contorno de cada grupo amostral (RELIASOFT, 2015).

2.7.4 Aceleração de ensaios

Ensaio acelerados são usados para obter informações mais rapidamente sobre a vida de um produto ou sobre o comportamento de degradação ao longo do tempo. Nesse tipo de ensaio, os corpos de prova são submetidos a condições de trabalho de uma forma mais frequente ou mais severa que o usual. A imposição de uma condição de trabalho mais severa pode ocorrer aumentando variáveis que exercem influência no desgaste, tais como temperatura, voltagem ou pressão, denominadas variáveis aceleradas (MEEKER; ESCOBAR, 1998). Assim, as informações obtidas nos ensaios acelerados são extrapoladas, através de modelos estatísticos que relacionam as variáveis aceleradas com o tempo, para obter as informações sobre a vida do componente em condições normais (ESCOBAR; MEEKER, 2006).

A escolha de um modelo de extrapolação adequado a cada caso é fundamental, de maneira que práticas estatísticas comuns de ajustes de curva podem gerar conclusões erradas. Assim, a extrapolação de resultados de ensaios acelerados deve levar em consideração diversos princípios e cuidados requeridos nesse tipo de ensaio. A Figura 2.24 apresenta um exemplo de aplicação de um modelo para extrapolação dos dados experimentais, sendo um modelo de regressão aplicado em distribuições de Weibull para ensaios de fadiga de um metal. Os pontos representam os dados obtidos experimentalmente e as distribuições foram determinadas para quatro diferentes carregamentos: 80, 100, 120 e 140 ksi (ESCOBAR; MEEKER, 2006).

Figura 2.24 - Exemplo de modelo de Weibull log-quadrático de regressão para interpretação de ensaios de fadiga

Fonte: Escobar e Meeker (2006)

O presente trabalho não tem como foco a aplicação e detalhamento dos diferentes modelos de regressão, tampouco a elaboração de um gráfico desse tipo. Entretanto, visa ressaltar a importância da realização de um número suficiente de ensaios para possibilitar a aplicação confiável de um modelo tal como exposto na Figura 2.24, em que foram modeladas as distribuições para cada tensão aplicada (cada uma das 4 curvas de Weibull), assim como a variação de tais distribuições em função da tensão aplicada (relação entre as 4 curvas com a tensão).

Nesse sentido, o caráter extrapolativo das predições gera sérias preocupações, de maneira que o uso de aceleração de ensaios traz consigo diversas armadilhas. O uso apropriado de ensaios acelerados requer uma análise cautelosa de modo a controlar os efeitos que as potenciais variáveis aceleradas têm nos mecanismos de falha. Em alguns casos, a aceleração de algumas variáveis causa mudanças tão fundamentais no mecanismo de falha que resultam em novos mecanismos de falha (MEEKER; ESCOBAR, 1998). É evidente que tal condição deve ser evitada, uma vez que o objetivo-fim dos experimentos é direcionado ao caso da aplicação prática dos elementos.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Para avaliar se ensaios de rolamento de esfera (contra corpo) sobre plano (corpo de prova) são eficazes no sentido de reproduzir os mecanismos de falha predominantes no diâmetro primitivo de engrenagens, foram realizados experimentos em materiais com características e propriedades superficiais semelhantes a materiais de engrenagens, sob carregamento e temperatura controlados, para se obter o tempo até a falha para cada um dos corpos de prova, em equipamento que foi projetado e testado em trabalho anterior por Neves (2006).

Com o intuito de caracterizar as superfícies dos materiais e o mecanismo de falha por fadiga de contato, os corpos de prova foram caracterizados e avaliados, quanto à microestrutura (microscopia óptica), dureza superficial (Vickers), dureza da seção transversal (nanoindentação instrumentada), rugosidade e morfologia do desgaste (interferometria óptica 3D) e tensões residuais (difração de raios-X).

3.1 MATERIAIS

Os corpos de prova utilizados nesse trabalho são fabricados em aço ABNT 4320, sendo uma liga de cromo-níquel-molibdênio largamente utilizada na fabricação de engrenagens, eixos, coroas e pinhões (MOYER, 2001). A composição química nominal dessa liga é apresentada na Tabela 3.

Tabela 3 - Composição química nominal do aço ABNT 4320

Elemento	Composição (%)
Carbono (C)	0,17 a 0,22
Manganês (Mn)	0,45 a 0,65
Fósforo (P)	≤ 0,030
Enxofre (S)	≤ 0,040
Silício (Si)	0,15 a 0,35
Níquel (Ni)	1,65 a 2,00
Cromo (Cr)	0,40 a 0,60
Molibdênio (Mo)	0,20 a 0,30

Fonte: ArcelorMittal (2013)

A cadeia de processos de fabricação dos corpos de prova foi: usinagem, seguido de processo termoquímico de carbonitreção (para aumento de dureza

superficial), seguido de retificação das faces de contato. Fukumasu et al. (2016) realizaram medições em corpos de prova semelhantes e constataram que a camada resultante do processo de carbonitretação (camada carbonitretada) alcança aproximadamente 800 μm de profundidade. As dimensões dos corpos de prova são ilustradas na Figura 3.1.

Figura 3.1 - Dimensões do corpo de prova

Fonte: O autor

Para enriquecer a discussão sobre a capacidade da configuração de ensaio proposta em analisar a vida sob fadiga de contato de rolamento de uma peça, optou-se por utilizar o tratamento de *shot-peening* em metade das amostras, uma vez que esse tratamento é largamente utilizado para aumentar a resistência à fadiga em diversas aplicações (PANDEY; DESHMUKH, 2001), dessa maneira, é possível comparar dois grupos amostrais provavelmente distintos quanto à vida sob fadiga de contato de rolamento.

Entretanto, apesar de ser um dos objetivos do presente trabalho, a avaliação do processo de *shot-peening* em si é prejudicada devido à pouca quantidade de informações que foi possível se obter relacionada à fabricação dos corpos de prova. Vale ressaltar que a fabricação dos corpos de prova não foi objeto de estudo do presente trabalho, já que estes foram fornecidos nas condições em que foram testados. Assim, apesar de o presente trabalho abordar o *shot-peening* de maneira mais detalhada e discutir os resultados relacionados à eficiência do processo, poucas conclusões podem ser tecidas nesse sentido, já que informações fundamentais do processo de *shot-peening* não são conhecidas, por exemplo: classe de granalha, pressão de jateamento, tamanho da granalha, se atingiu recobrimento e saturação satisfatórios, entre outros.

As esferas (contra corpos) foram adquiridas e são encontradas comercialmente fabricadas em aço ABNT 52100, sendo um aço cromo característico de aplicação em esferas de mancais de rolamento. Sua composição química nominal é apresentada na Tabela 4. As esferas têm diâmetro nominal 7,938 mm (5/16"), dureza aproximada 890 Hv e rugosidade (Sq) $0,020 \pm 0,003 \mu\text{m}$.

Tabela 4 - Composição química nominal do aço ABNT 52100

Elemento	Composição (%)
Carbono (C)	0,98 a 1,10
Manganês (Mn)	0,25 a 0,45
Fósforo (P)	$\leq 0,025$
Enxofre (S)	$\leq 0,025$
Silício (Si)	0,15 a 0,35
Níquel (Ni)	-
Cromo (Cr)	1,30 a 1,60
Molibdênio (Mo)	-

Fonte: ArcelorMittal (2013)

O lubrificante utilizado em todos os ensaios foi um óleo comercial de transmissão automotiva, sintético e com designação de serviço API GL4 com grau de viscosidade SAE 75W, a curva de viscosidade é apresentada no Anexo A.

3.2 CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS

A caracterização dos materiais e corpos de prova foi feita no Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS) da Escola Politécnica da USP e no Centro Multiusuário de Caracterização de Materiais (CMCM) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

3.2.1 Microscopia óptica

Para observação das microestruturas, os corpos de prova foram preparados metalograficamente. Primeiramente, os corpos de prova foram cortados com cortadora de precisão Isomet 5000 para expor a seção transversal.

Após cortados, os corpos de prova foram embutidos em baquelite. Alguns corpos de prova foram embutidos em duplas no mesmo baquelite (um com e um sem *shot-peening*), com as respectivas superfícies encostadas entre si, por dois motivos: evitar o prejuízo de resolução de imagem causado pela presença da borda (entre baquelite e corpo de prova) e garantir que a preparação metalográfica (lixamento, polimento até abrasivo de 1 μm e ataque metalográfico) seja rigorosamente a mesma entre os corpos de prova. Dessa forma, foi possível analisar regiões próximas à borda (ou superfície) e comparar os corpos de prova. O reagente utilizado para ataque químico e revelar as microestruturas foi Nital 3%.

3.2.2 Rugosidade e morfologia do dano

A caracterização das superfícies dos materiais e corpos de prova foi feita utilizando interferometria óptica 3D em equipamento Taylor Hobson CCI MP.

Foram realizadas 15 medições de rugosidade em regiões diferentes de cada peça, sendo cada região compreendendo uma área de 1,7x1,7 mm² da superfície (referente à lente de aumento de 10x). O objetivo da análise de rugosidade não foi avaliar a influência do processo de *shot-peening* em cada parâmetro individualmente, sendo uma análise num sentido mais abrangente que possibilite uma comparação quantitativa entre as duas superfícies. Os parâmetros de rugosidade analisados (segundo ISO 25178-2, 2012) foram:

- **Sq**, equivalente ao desvio padrão das alturas, parâmetro largamente utilizado e influente no equacionamento adotado para calcular a espessura específica de filme lubrificante, eq.(38);
- **Sa**, média das alturas, escolhido devido à larga utilização por diversos pesquisadores, por exemplo Vrbka et al. (2012) e Liu et al. (2009);
- **Ssk**, assimetria, terceiro momento estatístico, associado à proporção de picos ou vales, se negativo: mais picos que vales (vales mais profundos); se positivo: mais vales que picos (picos mais altos), parâmetro estatístico eficiente para caracterizar a superfície globalmente;
- **Sku**, curtose, quarto momento estatístico, associado à concentração de valores sobre a média, quanto maior o valor, maior é a quantidade de

picos ou vales afastados da linha média, parâmetro estatístico também eficiente para caracterizar a superfície globalmente; e

- **Sk**, diferença entre a altura de picos e a altura de vales, a altura de picos e de vales corresponde à projeção da linha equivalente da curva de Abbot-Firestoneⁱ em 0% e 100%, respectivamente (KEYENCE CORPORATION, 2012), esse parâmetro foi escolhido devido à sua importância no processo de *running-in* (ZHANG; LIU; LU, 2013).

Também foram realizadas medições depois dos ensaios, ao todo foram 5 medições em 3 corpos de prova de cada grupo, dentro da trilha produzida durante os ensaios de fadiga de contato, para avaliar a possível variação da rugosidade após os ensaios. Os parâmetros analisados foram os mesmos. Vale ressaltar que evitou-se realizar as medições em regiões com manifestações de desgaste localizado.

A cadeia de processamento da superfície para cálculo da rugosidade foi realizada pelo *software* do interferômetro e consistiu em: remoção de nível, remoção de forma, preenchimento dos pontos não-medidos, remoção de *outliers* (0,005%) e aplicação de filtro de regressão de Gauss robusto (segundo ISO 16610-31, 2010). O parâmetro de comprimento de amostragem (*cut-off*) utilizado foi 800 µm, de acordo com a norma ISO 4288 (1996).

Ademais, para as medições antes dos ensaios foi realizada uma análise das variâncias a fim de verificar se as diferenças entre os parâmetros de rugosidade dos grupos com e sem *shot-peening* são estatisticamente significantes. A análise de variância *two-way* ocorreu através de *software* MATLAB a fim de determinar o parâmetro conhecido como *size effect*, que deve ser interpretado como a parcela da variância total que foi causada pelo processo de *shot-peening* em si, e não pela variância entre medições ou entre amostras. Esse parâmetro é calculado através de divisão da soma dos quadrados dos resíduos entre grupos (efeito do tratamento) dividido pela soma de quadrados resíduos total (variância total). O algoritmo é apresentado no Apêndice A do presente trabalho.

ⁱ A curva de Abbot-Firestone pode ser interpretada como a função distribuição acumulada das alturas da superfície. (JOHNSON, 1985).

3.2.3 Dureza

A dureza Vickers dos materiais foi medida utilizando carga de 20 kgf e pelo menos 5 medições em regiões diferentes de cada corpo de prova. As medidas foram feitas nas superfícies dos discos utilizados como corpos de prova nos ensaios de fadiga de contato.

Já a dureza da seção transversal da peça (ao longo da profundidade) foi obtida por nanoindentação instrumentada em equipamento Triboindentator Hysitron Ti950, com ponta do tipo Berkovich e carga de 5 mN, com 5 medições para cada profundidade, em um corpo de prova de cada grupo. A profundidade é a distância da endentação na seção transversal, a partir da superfície.

A dureza foi calculada automaticamente pelo *software* do equipamento pelo método de Oliver e Pharr (1992). Esses corpos de prova foram cortados transversalmente com cortadora de precisão Isomet 5000 para expor a seção transversal e possibilitar as endentações.

3.2.4 Tensões Residuais

As tensões residuais foram medidas utilizando o difratômetro de raios-X SHIMADZU modelo XRD 7000, equipado com um tubo de cromo e usando-se filtro de vanádio e uma fenda de 4 mm de largura. A varredura em 2θ ocorreu entre os ângulos de 150° e 162° , de forma a acompanhar-se os deslocamentos ocorridos com o pico de difração correspondente ao plano (211) do ferro alfa. A velocidade de varredura foi de $2^\circ/\text{min}$, com aquisições a cada $0,1^\circ$. O tubo de raios-X foi operado com uma tensão de 30 kV e corrente de 30 mA. As medições foram realizadas seguindo a técnica $\text{sen}^2\psi$, que consiste em realizar medições utilizando diferentes ângulos ψ , (correspondente ao ângulo entre a normal da superfície do corpo de prova e o feixe de raios-X). A principal vantagem dessa técnica, apesar de ser mais demorada, consiste na verificação da linearidade do parâmetro d (distância entre os planos atômicos) em função de $\text{sen}^2\psi$, ou seja, se é possível realizar a medição de tensões residuais por difração de raios-X no corpo de prova em questão (PREVÉY, 1986). Segundo a norma ASTM:E2860-12 (2012), é recomendada a utilização de 7 ou mais ângulos ψ nas medições, sendo estes preferencialmente espaçados entre si

e com a máxima amplitude possível, incluindo ângulos 'negativos'. Nos casos em que o difratômetro não permite a configuração com ângulos 'negativos', é recomendado rotacionar o corpo de prova em 180° e realizar as medições novamente.

Foram realizadas medições em ângulos ψ entre 0 e 45°, em intervalos de 9°. Como o difratômetro conta com apenas um detector, terminado o primeiro conjunto de medições entre 0 e 45°, a amostra foi rotacionada em relação ao eixo vertical (ângulo ψ) em 180°, de modo a varrer inclinações (ângulos ψ) entre 0 e -45°. Assim, os ângulos ψ utilizados nas medições do presente trabalho foram: 0°, 9°, 18°, 27°, 36° e 45°, em cada direção, totalizando 12 medições em cada ponto do corpo de prova.

Para avaliar a tensão residual ao longo da profundidade, foi realizada a remoção química do material utilizando uma solução de ácido nítrico (HNO₃) e água destilada (H₂O) numa proporção de 2:1, possibilitando a medição das tensões a cada cerca de 10 µm de profundidade, até que fosse encontrada uma região onde não se verificassem mais variações. Foram realizadas medições em 1 corpo de prova sem *shot-peening* e em 2 corpos de prova com *shot-peening*.

Para avaliar a influência da orientação do processo retificação da peça nas tensões residuais, as medições foram realizadas em direções perpendiculares entre si, uma paralela e outra perpendicular com relação às marcas da retífica. Isso ocorreu até uma profundidade em que não se verificou variação entre as medições. A Figura 3.2 apresenta uma ilustração dos pontos de análise de tensão residual nos corpos de prova.

Figura 3.2 - Medição das tensões residuais com relação às marcas da retificação

Fonte: O autor

Em suma, cada ponto do corpo de prova foi medido: em 12 ângulos ψ (6 ângulos em cada orientação em relação ao feixe de raios-X, 6 ‘positivos’ e 6 ‘negativos’); em 2 orientações em relação às marcas da retífica; e em diferentes profundidades.

Os procedimentos matemáticos e estatísticos aplicados às medições que resultam no valor final de tensão residual, i.e.: aplicação da lei de Bragg, localização do pico de intensidade, linearização do parâmetro d em função de $\sin^2\psi$, entre outros, foram realizados automaticamente pelo *software* utilizado no difratômetro.

3.3 ENSAIOS

3.3.1 O equipamento para ensaio de fadiga de contato de rolamento de esfera sobre plano

O presente projeto propõe uma nova configuração de experimentação para avaliação da fadiga de contato de engrenagens. Em comparação com ensaios normalizados (i.e.: FVA 54/7, 1993; ISO 14635-3, 2005; ASTM D5182, 2014), a principal vantagem ocorre no âmbito econômico, uma vez que tais ensaios são realizados em bancadas de testes, em que duas engrenagens são montadas em eixos paralelos. A configuração de ensaio proposta no presente trabalho para avaliar a fadiga de contato de rolamento em engrenagens foi sugerida primeiramente por Hampshire, Nash e Hollox (1982) e foi indicada, originalmente, para avaliação da performance de materiais de rolamento sob fadiga de contato.

A ASTM STP 771 (1982) apresenta diversos equipamentos para realizar ensaios de fadiga de contato de rolamento, incluindo: configuração proposta no presente trabalho, *five-ball test*, *ball-rod test*, entre outros. Também, a norma ISO 6336-1 (2006) sugere a utilização de ensaios de com um par de discos em contato para avaliar a fadiga de contato, conhecido como *twin-disk*. A seleção da configuração de rolamento de esferas sobre plano para ser avaliado como uma possibilidade de ensaio alternativo ao ensaio de bancada foi motivada, principalmente, devido à facilidade de produção de amostras e desse tipo de ensaio favorecer os mecanismos de falha gerados por fadiga de contato de rolamento.

A máquina em que os experimentos do presente trabalho foram conduzidos foi projetada e construída por Neves (2006) durante seu doutoramento e a tese foi

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

Uma representação do funcionamento do equipamento projetado por Neves (2006) é exposta na Figura 3.3a, que evidencia uma vista em corte da máquina. A Figura 3.3b apresenta um esquema simplificado para melhor entendimento da cinemática do contato, a seta vermelha indica a direção da carga normal C_N e a seta verde indica a direção de giro da pista intermediária, o corpo de prova permanece fixo. As esferas são unidas por um espaçador, omitido na representação para facilitar o entendimento.

Figura 3.3 - (a) Visualização em corte do equipamento para ensaio de fadiga de contato de rolamento de esfera sobre plano utilizado nos ensaios; (b) Esquema simplificado e ilustrativo da cinemática do contato

Fonte: Adaptado de Neves (2006)

O trio: corpo de prova, esferas e pista intermediária; representado na Figura 3.3b pode permanecer totalmente imerso em óleo lubrificante dentro da cuba de ensaio. A Figura 3.4 apresenta uma vista em corte da cuba de ensaio, à direita é evidenciada uma vista explodida dos materiais que compõe a parte girante do equipamento.

Figura 3.4 - Vista em corte da cuba de ensaio; à direita, vista explodida das peças que compreendem seu interior

Fonte: O autor

No equipamento, um corpo de prova é posicionado sobre a pista inferior de um rolamento axial duplo de esferas (tipo 54206U). Assim, o corpo de prova se comporta como uma pista plana que suporta as esferas inferiores do rolamento. Em suma, a configuração é tal como um ensaio de um rolamento axial de esferas de escora dupla (dois anéis), com um dos anéis tendo a superfície plana, sendo tal anel o corpo de prova a ser avaliado.

A carga utilizada durante o ensaio é transmitida ao conjunto através de um braço de alavanca que sustenta cargas mortas. Um motor elétrico fornece energia ao sistema e é responsável por movimentar a pista intermediária. A máquina também é provida de um sistema de controle de temperatura, através do bombeamento de água para uma câmara de controle de temperatura (exposta na Figura 3.4) externa ao reservatório de óleo. A Figura 3.5a apresenta uma visão geral do equipamento utilizado nos ensaios experimentais, com a indicação dos seus principais constituintes. Na Figura 3.5b é destacado um acelerômetro fixado à tampa superior, melhor discutido posteriormente.

Figura 3.5 - (a) Equipamento para ensaio de fadiga de contato de rolamento de esfera sobre plano; (b) Direita evidenciando o posicionamento do acelerômetro na tampa da cuba de imersão

Fonte: O autor

Com relação ao número de esferas utilizado como contra corpo, este pode variar de 3 a 15. Um número maior de esferas resulta em maior número de ciclos de carregamento aplicados no corpo de prova por rotação do eixo do motor e, portanto, menor tempo de ensaio. Entretanto, o número de esferas a ser utilizado pode ser limitado pela característica de aplicação manual de cargas mortas na máquina, de maneira que pode ser inviável aplicar uma carga suficiente para atingir uma pressão de contato elevada (em cada esfera) com um grande número de esferas. Ademais, a variação do número de esferas altera a relação entre o número de ciclos no corpo de prova e o número de ciclos na esfera, conforme evidenciado na Tabela 5.

Tabela 5 - Relação entre número de ciclos na esfera e no corpo de prova em função do número de esferas utilizadas em cada ensaio

Quantidade de esferas utilizadas	3	5	9	15
Ciclos na esfera (por rotação do eixo) (CE)	10,3	10,3	10,3	10,3
Ciclos no corpo de prova (por rotação do eixo) (CA)	1,5	2,5	4,5	7,5
Relação CE/CA	6,87	4,12	2,29	1,37

Fonte: O autor

Assim, uma vez que o material dos corpos de prova é considerado como um material com boa resistência à fadiga de contato, a execução de ensaios com baixo número de esferas (i.e.: para 3 esferas, quase 7 vezes mais ciclos de carregamento na esfera do que no corpo de prova) pode resultar em falha da esfera antes da ocorrência de falha no corpo de prova. Portanto, as condições de ensaio devem ser selecionadas também em função da distribuição de pressão nas esferas.

A utilização dessa configuração de ensaio para avaliar a fadiga de contato em engrenagens traz vantagens econômicas, entretanto, estas são contrabalanceadas pelas diferenças no tipo de contato quando comparando um par engrenado e a configuração proposta, entre elas: contato linear (engrenagem) para contato pontual (proposto), contra corpo do mesmo material (engrenagem) para contra corpo de material diferente (proposto), presença de deslizamento e rolamento em direções opostas (engrenagem), maior velocidade (engrenagem), entre outros.

3.3.2 Aquisição de sinais de vibração

Dentre os diferentes métodos utilizados para detecção e análise de defeitos em mancais de rolamento, a medição de vibração é o mais comumente utilizado, e a avaliação pode ocorrer através de diversas técnicas (TANDON; CHOUDHURY, 1999). Na avaliação de falha durante um ensaio tribológico, a medição de vibração pode ser usada para detectar defeitos incipientes antes de se tornarem críticos, já que as máquinas com peças girantes causam som e vibração e cada uma delas tem uma assinatura de vibração específica relacionada à sua construção e à sua condição atual. Se a condição da máquina se altera, a assinatura de vibração também se altera (DEVENDIRAN; MANIVANNAN, 2016).

No presente trabalho, a instrumentação eletrônica para a aquisição do sinal de vibração compreende um acelerômetro piezoelétrico uniaxial modelo 8702B50M1 da marca *Kistler*, com direção de medição perpendicular à direção de rolamento das esferas (direção da seta vermelha na Figura 3.3b) e parafusado à parte superior da tampa da cuba de ensaio (mostrada na Figura 3.4). O sistema compreende um sistema de aquisição modelo NI cDAQ-9172, um módulo de entrada para o acelerômetro modelo NI 9233 e um módulo de entrada para o termopar modelo

NI 9211, todos da marca *National Instruments*. As especificações do acelerômetro são detalhadas a seguir:

- Sensitividade de voltagem: 100 mV/g
- Faixa de temperatura: -54 até +100 °C
- Faixa útil de frequência: 0,5-10000 Hz
- Frequência de ressonância: 54 kHz

Neves (2007) utilizou o mesmo equipamento e indicou que a análise do RMS (raiz do valor quadrado médio, do inglês *root mean square*) é suficiente para detectar a falha na superfície do corpo de prova, já que este valor sofre aumentos significativos quando da presença de uma falha na superfície do corpo de prova. O equipamento é configurado para encerrar o ensaio quando uma pré-determinada magnitude do valor de RMS for atingida.

Entretanto, em trabalhos posteriores observou-se dificuldades em detectar o momento de falha a partir desse parâmetro, sendo a elevação do sinal RMS nem sempre facilmente identificada. Assim, para o presente trabalho, foi estabelecida um limite do valor de RMS elevado, para garantir que os ensaios não sejam interrompidos antes de, efetivamente, ocorrer a remoção de material. Entretanto, tal condição pode não interromper o ensaio mesmo após a manifestação do primeiro mecanismo de falha, possibilitando que mais de uma região de falha seja encontrada na peça ao fim do ensaio.

Tendo isso em consideração, o tempo até a falha do componente é determinado com base na análise posterior do gráfico do valor de RMS em que, geralmente, é possível identificar o momento da geração da primeira cratera devido a um aumento súbito no valor de RMS. Dessa maneira, o momento da falha da peça é considerado como o momento de elevação do valor de RMS da vibração do conjunto, captada pelo acelerômetro. Nos casos em que tal momento não pôde ser facilmente identificado, o ensaio foi descartado.

Devido à configuração pré-determinada do programa de aquisição e processamento de sinais do equipamento, somente o valor de RMS do sinal foi adquirido, impossibilitando o estudo sobre outras características fundamentais do sinal de vibração passíveis de análise, como frequências características, ocorrência de *aliasing*, momentos estatísticos, entre outros.

3.3.3 Parâmetros de ensaio

3.3.3.1 Ensaios de delineamento para seleção da carga

A carga utilizada nos ensaios tem importância fundamental para reproduzir o campo de tensões encontrados normalmente no par engrenado. Ademais, a carga de ensaio influencia no número de ciclos necessários até a ocorrência da falha na superfície do material, ou seja, no tempo de ensaio necessário até sua ocorrência.

Assim, é coerente assumir a definição de uma faixa de valores de carga que resulte numa condição mais próxima dos mecanismos de falha com relação ao caso normal de engrenamento, e que permita a realização de ensaios em menor tempo.

Com o objetivo de definir tal faixa de cargas, foram realizados ensaios de delineamento para avaliar o tempo aproximado de ensaio em função da variação da carga. Para facilitar a comparação com o caso do engrenamento, a variação da carga ocorreu em função da **P_{máx}**. A relação entre a carga **C_N** e a **P_{máx}** é mostrada na eqs. (13) e (14).

Assim, uma vez que a **P_{máx}** encontrada em medições de campo (para as engrenagens automotivas de veículos leves cujo presente trabalho tem como foco) costuma ser de, no máximo, 2 GPa (MACHADO, 2016), as **P_{máx}** impostas nos ensaios de delineamento foram constantes com valores de: 2; 3 e 4 GPa, com uma repetição em cada condição.

3.3.3.2 Parâmetros dos ensaios de confiabilidade

Todos os ensaios ocorreram utilizando temperatura do óleo controlada em 45 ± 5 °C. Por se tratar de ensaios exploratórios e ainda sem intenção de serem extrapolados ao caso prático, não foram utilizadas temperaturas sugeridas em normas, e sim, uma temperatura em que fosse possível garantir pouca histerese.

O eixo evidenciado na Figura 3.4 foi programado para manter uma rotação constante de 3600 rpm, o que resulta em uma velocidade de entrada **U_e** (no contato) de 3,86 m/s. Da Tabela 5, pode-se calcular a frequência de carregamento em um mesmo ponto do corpo de prova, resultando em 450 ciclos por segundo ($7,5 \cdot 60$, para o caso com 15 esferas).

Cada ensaio foi repetido 8 vezes, a fim de possibilitar uma comparação confiável entre os materiais. Este número de ensaios foi suficiente para alcançar uma confiabilidade razoável (cálculos e considerações apresentados no item 4.4.2)

Antes de cada ensaio, o corpo de prova, as esferas e a pista intermediária foram limpos com detergente e álcool, seguidos de imersão em ultrassom, os demais elementos foram limpos com álcool.

O óleo e as esferas foram trocados em todos os ensaios.

Os cálculos referentes aos parâmetros de contato, cálculo das tensões e condições de lubrificação foram realizados com auxílio do *software* MATLAB, o algoritmo é apresentado no Apêndice A do presente trabalho.

A Tabela 6 sintetiza os parâmetros dos ensaios de confiabilidade realizados neste trabalho.

Tabela 6 - Parâmetros de ensaio utilizados

Material corpo de prova	AISI 4320 carbonitretado
Tratamento superficial corpo de prova (2)	Sem <i>shot-peening</i> e Com <i>shot-peening</i>
Material esfera	AISI 52100
Lubrificante	GL4, SAE 75W
Temperatura do lubrificante	45±5°C
Pressão máxima de contato	(2; 3 ou 4 GPa)
Rotação do eixo	3600 rpm
Velocidade de entrada	3.86 m/s
Frequência de carregamento em um ponto do corpo de prova (utilizando 15 esferas)	450 ciclos/segundo

Fonte: O autor

3.4 ANÁLISE ESTATÍSTICA

Foi realizada tanto a análise não-paramétrica como a paramétrica para interpretação dos dados experimentais obtidos.

Com relação ao método paramétrico, foi utilizado o método da máxima verossimilhança para determinação dos parâmetros da distribuição que melhor

modelam os dados adquiridos. Após isso, o teste de qualidade do ajuste proposto por Tiryakioğlu, Hudal e Ökten (2009) foi empregado com o intuito de analisar se os dados obtidos podem ser, com 95% de confiança, representados por tal distribuição de Weibull estimada.

Enfim, os intervalos de confiança foram determinados através do método da razão de verossimilhança permitindo que os gráficos de contorno de ambos os grupos amostrais (sem e com *shot-peening*) fossem elaborados e avaliar se estes são estatisticamente diferentes.

A análise não-paramétrica ocorreu com o auxílio do *software* Excel. A análise paramétrica (assim como o teste da qualidade de ajuste de curva e o cálculo dos intervalos de confiança), em função da complexidade matemática, foi realizada com o auxílio do *software* MATLAB, os algoritmos utilizados são evidenciados no Apêndice A.

4. RESULTADOS

4.1 ENSAIOS DE DELINEAMENTO (SELEÇÃO DA CARGA)

4.1.1 Ensaios utilizando 2 GPa de pressão máxima de contato de Hertz

A condição de 2 GPa de **P_{máx}** é a que mais se assemelha às condições de engrenamento de um veículo leve, devido a essa pressão de contato ser, também, a máxima atuante no contato de engrenamento (MACHADO, 2016). Também, segundo Naunheimer et al. (2010), a tensão limite para resistência à fadiga em engrenagens automotivas é 1.8 GPa.

Foi realizado um ensaio para cada grupo de corpos de prova (com e sem *shot-peening*), sendo que para ambos os grupos, após cerca de 300 horas (mais de 400 milhões de ciclos), o ensaio foi interrompido manualmente e nenhum mecanismo de falha (*spalling* ou *pitting*) foi observado na superfície da peça.

Uma análise por interferometria óptica realizada na trilha do contato, após tal ensaio, para a peça do grupo sem *shot-peening* é evidenciada na Figura 4.1. Para a peça com *shot-peening* a superfície resultou semelhante. As retas tracejadas ilustram as bordas da trilha de ensaio (caminho por onde as esferas passaram).

Figura 4.1 - Imagem obtida por interferometria óptica da superfície do corpo de prova, região dentro da trilha do contato, após ensaio utilizando 2 GPa de P_{máx}

Fonte: O autor

Pode-se observar que não houve manifestações de falha na superfície do corpo de prova, nem mesmo após 300 horas de ensaio (a imagem da superfície antes do ensaio é semelhante e é apresentada adiante, no item 4.2.2 do presente trabalho). Tal resultado apontou a inviabilidade dos ensaios utilizando 2 GPa de **P_{máx}** por serem incapazes de gerarem defeitos significativos na superfície do material em menos de 300 horas. Esse tempo de ensaio é muito elevado para a execução dos ensaios devido à necessidade de repetição destes para se alcançar uma confiabilidade razoável (neste trabalho, foram realizados 20 ensaios).

4.1.2 Ensaios utilizando 4 GPa de pressão máxima de contato de Hertz

Em função dos resultados anteriores, em que nenhuma falha foi gerada na superfície do corpo de prova antes de 300 horas, a **P_{máx}** foi dobrada, ou seja, elevada a 4 GPa e foram realizadas duas repetições em cada grupo. Todas geraram uma elevação abrupta no valor RMS do sinal de vibração em cerca de 8 horas (4 milhões de ciclos), indicando a geração de uma cratera na superfície do material.

Entretanto, ao analisar-se as superfícies dos materiais, notou-se que, por vezes, a esfera falhou antes do corpo de prova. Tal comportamento é, naturalmente, indesejável nos experimentos. Uma fotografia da cratera gerada na esfera é apresentada na Figura 4.2.

Figura 4.2 - Cratera na esfera após ensaio utilizando 4 GPa de P_{máx}

Fonte: O autor

Tal comportamento ocorreu, principalmente, em função da necessidade da utilização de poucas esferas a fim de atingir a **P_{máx}** de 4 GPa. Por exemplo, para

impor tal pressão em cada esfera, utilizando 15 esferas no conjunto, seria necessária a aplicação manual de 159 kg no braço de alavanca, vide eqs. (13) e (14). Assim, foram utilizadas somente 5 esferas nesses ensaios, o que requer a aplicação manual de 49 kg no braço de alavanca. Pode ser notado na Tabela 5 que em tal condição, a esfera sofre 4,12 vezes mais ciclos que o corpo de prova, justificando sua falha prematura.

4.1.3 Ensaios utilizando 3 GPa de pressão máxima de contato de Hertz

Foram realizadas duas repetições em cada grupo utilizando uma pressão média, ou seja, 3 GPa de **P_{máx}**, todas geraram uma elevação abrupta no sinal de vibração captado pelo acelerômetro em cerca de 60 horas, indicando a geração de uma cratera na superfície do material.

Ademais, a aplicação de somente 64 kg no braço de alavanca já é suficiente para atingir tal pressão em cada esfera, utilizando 15 esferas, de maneira que todos os danos gerados ocorrem nos corpos de prova, e não nas esferas.

Em função disso, aliado aos problemas das outras condições testadas, a pressão de contato máxima de Hertz para os ensaios de confiabilidade foi estabelecida como 3 GPa, que é alcançada utilizando 177 N de carga normal por esfera, vide eqs. (13) e (14).

4.2 CARACTERIZAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA

4.2.1 Microscopia óptica

A Figura 4.3a apresenta uma imagem obtida por microscopia óptica evidenciando a presença de duas microestruturas diferentes em um corpo de prova sem *shot-peening*. Pode-se perceber que a mudança da microestrutura ocorre a uma distância de aproximadamente 800 µm da superfície, isso indica que tal camada corresponde às mudanças microestruturais oriundas da carbonitretação, tal como descrito por Machado (2016) e Fukumasu et al. (2016). Sob essa escala, os corpos de prova com e sem *shot-peening* apresentaram as mesmas características.

As Figura 4.3b e Figura 4.3c correspondem às regiões I e II em destaque na Figura 4.3a.

Figura 4.3 – Imagem obtida por microscopia óptica revelando microestrutura dos corpos de prova ensaiadas. (a) Tamanho da camada carbonitretada; (b) Região I; (c) Região II

Fonte: O autor

A região I não é relevante para o presente trabalho, uma vez que todo o processo de fadiga de contato ocorre em até cerca de 200 μm da superfície, ou seja, suficientemente longe da região I (que começa somente em cerca de 800 μm). Entretanto, vale ressaltar que a região I compreende a microestrutura presente no núcleo da engrenagem, que sugere ser composta por ferrita e perlita, de acordo com Lampman (1991), que indica que o núcleo de uma engrenagem fabricada em aço ABNT 4320 carbonitretada tem as propriedades de um aço baixo carbono.

Por outro lado, a análise da região II é de fundamental importância para o processo de fadiga de contato. A microestrutura encontrada é composta por martensita e austenita retida, resultado de tratamentos termoquímicos como carbonitreção, tal como evidenciado por diversos autores, tais como Kirk (2000) e Herring (2005).

Apesar de a escala da Figura 4.3 não revelar nenhuma diferença entre os corpos de prova com e sem *shot-peening*, ao analisar as regiões mais próximas à superfície foi possível encontrar diferenças. A Figura 4.4 permite comparar as microestruturas dos corpos de prova com e sem *shot-peening*, mostrando a região a cerca de 50 μm da superfície onde existem diferenças entre ambas as microestruturas.

Figura 4.4 – Imagem obtida por microscopia óptica evidenciando diferenças entre as microestruturas dos corpos de prova devido ao *shot-peening*

Fonte: O autor

A microestrutura do corpo de prova sem *shot-peening* se assemelha muito com a evidenciada por Kirk (2000, Figura 2.14) em que é possível notar a presença de austenita retida (região branca) e martensita (agulhas escuras).

Já o corpo de prova com *shot-peening* apresenta menos austenita retida (região branca), provavelmente devido à transformação dessa fase em martensita, conforme abordado no item 2.5.4. A Figura 4.5 mostra tal comparação com maior ampliação.

Figura 4.5 - Imagem obtida por microscopia óptica evidenciando microestruturas encontradas nos corpos de prova com e sem *shot-peening*

Fonte: O autor

Anazawa et al. (2010) concluíram que é possível estimar a quantidade de austenita retida por meio de microscopia óptica, mas o método não é recomendado devido, principalmente, à baixa precisão. Tendo em vista tais considerações, foi realizada uma análise de imagem utilizando o *software ImageJ* para que fosse possível realizar, ao menos, a estimativa da porcentagem de austenita retida nas fotografias. Um algoritmo (evidenciada no Apêndice B) foi elaborado para contar a porcentagem de austenita retida por meio do sistema de cores RGB.

Essencialmente, a imagem foi transformada em escala de cinza e todo pixel com valor RGB acima de um filtro pré-determinado foi considerado austenita retida (branco). Para reforçar a análise, foram utilizados três valores de filtro RGB (180, 190 e 200). A Figura 4.6 apresenta os resultados do algoritmo aplicado em 10 imagens de cada corpo de prova (sem e com *shot-peening*), em fotografias que

mostravam os 50 μm mais próximos à superfície. Importante lembrar que os corpos de prova foram embutidos no mesmo baquelite e passaram exatamente pelos mesmos processos de lixamento, polimento e ataque químico.

Figura 4.6 - Estimativa da porcentagem em área de austenita retida nos 50 μm mais próximos da superfície, utilizando processamento de imagens obtidas por microscopia óptica

Fonte: O autor

Apesar de não fornecer estimativas confiáveis sobre a quantidade de austenita retida em cada grupo amostral, a análise permitiu uma comparação entre os grupos e mostrou que os corpos de prova sem *shot-peening* apresentaram maior porcentagem em área de pixels brancos (considerados austenita retida) do que as com *shot-peening* para os três filtros RGB utilizados. Tal análise reforça a hipótese que o processo de *shot-peening* promoveu a transformação da austenita retida em martensita na região compreendida entre a superfície e (pelo menos) 50 μm de profundidade. Caso fosse desejado determinar precisamente a quantidade de austenita retida em cada grupo amostral, poderia ser executada uma caracterização por difração de raios-X, entretanto, para o presente trabalho, a principal contribuição da análise da quantidade de austenita retida reside na comparação entre os grupos de corpos de prova, sendo esta já considerada satisfatória por meio da microscopia quantitativa supracitada.

4.2.2 Rugosidade e espessura específica de filme lubrificante

A Figura 4.7 apresenta imagens obtidas por interferometria óptica de um corpo de prova de cada um dos grupos (sem e com *shot-peening*). Pode-se notar que as marcas do processo de retificação são mais evidentes no grupo sem *shot-peening*.

Figura 4.7 - Imagens obtidas por interferometria óptica da superfície do corpo de prova antes do ensaio. (a) Sem *shot-peening*; (b) Com *shot-peening*

Fonte: O autor

A Tabela 7 revela os parâmetros de rugosidade obtidos nas medições realizadas em todas os corpos de prova ensaiadas (18 no total), com 15 medições em cada corpo de prova, assim como os valores de *effect size* referentes ao tratamento de *shot-peening* calculados através da análise de variância *two-way*.

Tabela 7 - Parâmetros de rugosidade segundo ISO 25178-2 (2012) e *effect size* causado pelo tratamento do *shot-peening*, 18 corpos de prova e 15 medições por corpo de prova, antes dos ensaios

	Sem <i>shot-peening</i>	Com <i>shot-peening</i>	<i>Effect size</i> (%)
Sq (µm)	1,0360 ± 0,1993	1,1561 ± 0,2069	8,09
Sa (µm)	0,7894 ± 0,1392	0,8850 ± 0,1479	10,03
Ssk	-0,5101 ± 0,5062	-0,5581 ± 0,4055	0,27
Sku	4,1889 ± 1,0886	4,1875 ± 1,1083	<0,00
Sk (µm)	0,9916 ± 0,0818	0,8930 ± 0,0495	34,90

Fonte: O autor

Pode-se interpretar o *effect size* de maneira análoga ao p-valorⁱⁱ, como sendo a chance de o tratamento ter influenciado na variação do parâmetro, em comparação com o desvio padrão. É recomendável considerar o *effect size* >10, >20 e >30% como sendo: pequenos, normais e grandes, respectivamente (GIGNAC; SZODORAI, 2016).

Apesar de não compreender o foco do presente trabalho, uma breve análise dos parâmetros individualmente é apresentada. Com relação ao **Sq** e **Sa**, existe uma diferença no valor da média para o grupo sem *shot-peening*, mas tal diferença é inferior ao desvio padrão encontrado, razão pela qual o *effect size* calculado foi pequeno, indicando que não se pode afirmar que o tratamento de *shot-peening* exerceu grande influência nesse parâmetro. Com relação à assimetria (**Ssk**) e à curtose (**Sku**), os valores medidos foram estatisticamente iguais, sendo uma assimetria negativa (indicando a presença de mais picos que vales, ou seja, achatamento dos picos) e curtose pouco maior que 3 (curva levemente leptocúrtica, indicando a presença, ainda que sutil, de maior quantidade de alturas longe da média, quando comparada com a curva normal). Por fim, com relação ao **Sk**, devido ao baixo desvio padrão das medições, foi possível considerar o efeito do tratamento do *shot-peening* como grande, indicando grande chance de o processo ter influenciado nesse parâmetro. Entretanto, essa influência foi capaz de reduzir o **Sk** de 0,99 para somente 0,89, não sendo suficiente para que as superfícies fossem consideradas diferentes (para a aplicação do presente trabalho).

ⁱⁱ O parâmetro p-valor não foi utilizado devido à sua ineficiência em tratar um grande número de dados.

Ao se observar estritamente os parâmetros analisados, as duas superfícies parecem ser semelhantes, entretanto a estrutura das superfícies é nitidamente diferente em função da presença de texturas, nesse sentido, outros parâmetros poderiam ter sido analisados para evidenciar tal diferença, principalmente os conhecidos, como tal como **Str** e **Std**.

Foi possível notar duas diferenças macroscópicas entre as superfícies em função das diferenças observadas na Figura 4.7: o processo de *shot-peening* influenciou no brilho da superfície e mascarou as marcas do processo de retificação. Assim, apesar de os parâmetros de rugosidade selecionados não indicarem uma diferença significativa entre os corpos de prova, elas apresentaram diferenças macroscópicas.

Outras medições de rugosidade foram conduzidas dentro da trilha de ensaio, após a ocorrência deste. Vale ressaltar que evitou-se realizar as medições em regiões com manifestações de desgaste localizado. Os dados são apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 - Parâmetros de rugosidade segundo ISO 25178-2 (2012), 6 corpos de prova e 5 medições por corpo de prova, depois dos ensaios, dentro da trilha de ensaio

	<i>Sem shot-peening</i>	<i>Com shot-peening</i>
Sq (μm)	0,3448 ± 0,1013	0,5299 ± 0,2762
Sa (μm)	0,2257 ± 0,0455	0,3554 ± 0,1795
Ssk	-2,4399 ± 1,1321	-2,2849 ± 1,2273
Sku	15,5980 ± 9,3911	15,0334 ± 15,9097
Sk (μm)	0,3871 ± 0,0395	0,4020 ± 0,1141

Fonte: O autor

Pode-se perceber que a assimetria (**Ssk**) se intensificou, ou seja, ocorreu um achatamento dos picos das asperezas durante os ensaios, o que era esperado devido à maior pressão de contato localizada nessas regiões. O parâmetro referente à curtose (**Sku**) sofreu uma intensa elevação, assim como seu desvio padrão, mostrando a grande presença de *outliers* nas medições, provavelmente devido à característica já ensaiada da superfície em questão.

Houve uma redução semelhante para os parâmetros **Sq**, **Sa** e **Sk**. Mais especificamente, em se tratando do parâmetro **Sq**, a Figura 4.8 apresenta os valores desse parâmetro antes e depois do ensaio, para ambos os grupos amostrais.

Figura 4.8 - Rugosidade Sq para ambos os grupos amostrais, antes e depois dos ensaios

Fonte: O autor

Ao se comparar a rugosidade dos grupos antes e depois do ensaio, pode-se notar que, em ambos os grupos, o ensaio levou a uma redução da rugosidade **Sq**. Assim como esperado, as marcas de retífica não permaneceram na superfície do corpo de prova na região em que ocorreu o rolamento das esferas (dentro da trilha de ensaio).

Com relação ao regime de lubrificação atuante no ensaio, em posse dos valores de rugosidade de ambos e da definição da **P_{máx}** como sendo 3 GPa, torna-se possível determiná-lo através do cálculo da espessura específica de filme lubrificante λ , segundo Hamrock e Dowson (1983 apud STACHOWIAK E BATCHELOR, 1993), apresentado nas eqs. (33) a (38). Os valores são evidenciados na Tabela 9 e as espessuras específicas de filme lubrificante λ para ambos os grupos, antes e depois dos ensaios, são apresentados na Tabela 10.

Vale ressaltar que o parâmetro de rugosidade da eq. (38), **Rq**, é um parâmetro bidimensional, diferente dos valores medidos e expostos na Tabela 7, na Tabela 8 e na Figura 4.8, que representam o valor **Sq**, tridimensional. Uma vez que as superfícies do presente trabalho não apresentam orientação preferencial de textura (com exceção da peça sem *shot-peening*, nos ciclos iniciais de ensaio,

quando é possível notar as marcas da retificação), o parâmetro **Sq**, (sendo a média do parâmetro **Rq** medido em ambas as direções), não deve ter alto desvio-padrão, ou seja, as medições de **Rq** não devem variar significativamente ao longo da peça, mantendo o valor de **Sq** e **Rq** semelhante em toda a superfície. Por esse motivo o **Sq** foi empregado na eq. (38) para determinar a espessura específica de filme lubrificante λ .

Tabela 9 - Resultados dos cálculos da espessura de filme lubrificante a partir das eqs. (33) a (38)

Parâmetros de entrada		
$U_e = 3,86 \text{ m/s}$	$\eta_0 = 0,026 \text{ Pa}\cdot\text{s}^{\text{iii}}$	$\alpha^{\text{iv}} = 1,6 * 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$
$Sq(\text{esfera}) = 0,020 \pm 0,003 \mu\text{m}$		
Parâmetros adimensionais (eqs. 33 a 35)		
$U = 2,27 * 10^{-10}$	$G = 3,56 * 10^{-3}$	$W = 5,85 * 10^{-5}$
Espessura de filme lubrificante (eq. 38)		
$h_0 = 0,108 \mu\text{m}$		
Fonte: O autor		

Tabela 10 - Espessura específica de filme, antes e depois dos ensaios, calculadas através da eq. (38) e com base nos resultados apresentados na Figura 4.8.

	Antes do ensaio		Depois do ensaio	
	Sem <i>shot-peening</i>	Com <i>shot-peening</i>	Sem <i>shot-peening</i>	Com <i>shot-peening</i>
Espessura específica de filme λ	0,10	0,09	0,32	0,20

Fonte: O autor

É coerente assumir que a redução da rugosidade devido à deformação plástica das asperezas ocorreu nos primeiros ciclos de carregamento, devido ao elucidado por Olver (2005), Sadeghi et al. (2009) e Santus et al. (2012), em que o material apresenta somente microdeformações plásticas nos ciclos iniciais, compreendendo o fenômeno de *running-in*. De fato, no início do ensaio, nota-se proximidade do valor de λ com o limite inferior de 0,05 considerado por Zhu e Wang

ⁱⁱⁱ Curva apresentada no Anexo A, valor referente a 45 °C.

^{iv} Curva apresentada no Anexo A, valor referente a 45 °C.

(2012), indicando que uma parcela significativa da carga foi suportada pelo contato de asperezas, justificando as deformações plásticas destas. Em termos da espessura específica de filme, esta aumentou cerca de 3 vezes para o grupo sem *shot-peening* e até 2 vezes para o grupo com o tratamento, comparando antes e depois do ensaio.

A hipótese que justifica tal afirmação se baseia no seguinte processo cíclico (devido a cada ciclo de carregamento): 1. asperezas se deformam plasticamente; 2. rugosidade da superfície é reduzida; 3. espessura específica de filme aumenta; 4. parcela de carga suportada pelas asperezas é reduzida 5. menos deformação plástica das asperezas. Esse processo se repete até que a carga suportada pelas asperezas não é mais suficiente para deformá-las e a rugosidade (e a espessura específica de filme) entra em regime estável.

Logo, os valores de espessura específica de filme lubrificante que melhor representam as condições dos ensaios são aqueles calculados a partir da rugosidade pós-ensaio, por já estarem em regime estável e compreenderem a maior parte do tempo de ensaio. De acordo com Zhu e Wang (2012), uma vez que $(0,05 < \lambda < 0,6)$, estima-se que o regime de lubrificação atuante nos ensaios é misto.

4.2.3 Dureza superficial de topo

A Figura 4.9 apresenta os resultados das medições de dureza Vickers realizadas em ambos os grupos amostrais. Pode ser notado que o processo de *shot-peening* aumentou a dureza superficial do material. Também, nota-se a dureza elevada do material, mesmo sem o tratamento de *shot-peening*.

Figura 4.9 - Medições de dureza HV20 para ambos os grupos amostrais

Fonte: O autor

4.2.4 Dureza ao longo da profundidade (seção transversal)

A Figura 4.10 apresenta as medições de dureza instrumentada, obtidas por nanoindentação, ao longo da profundidade para ambos os grupos. A medição mais próxima da superfície ocorreu a uma distância de 30 μm . Para medições a distâncias inferiores a 30 μm (com relação à superfície), outro método de endentação deveria ser empregado, com o intuito de preservar a ponta do endentador.

Figura 4.10 - Medições de dureza instrumentada ao longo da profundidade (seção transversal), com ponta do tipo Berkovich e carga de 5 mN

Fonte: O autor

Na região medida (profundidade entre 30 e 230 μm) não há diferença de dureza entre os grupos amostrais e tampouco ao longo da profundidade para o mesmo grupo amostral. Tal comportamento pode estar relacionado com o relaxamento das tensões residuais causado pelo corte dos corpos de prova e exposição da superfície, ainda que este tenha sido realizado em cortadora de precisão. Entretanto, mesmo após o suposto alívio de tensões, os valores de dureza permanecem altos, da ordem de 900 Hv.

4.2.5 Tensões residuais

As tensões residuais medidas por difração de raios-X e remoção química são expostas na Figura 4.11. Para os corpos de prova sem *shot-peening*, foram realizadas medições nas direções paralela e perpendicular às marcas da retífica, conforme abordado no item 3.2.4. Para os corpos de prova com *shot-peening*, não houve diferença entre as direções de medição mesmo na superfície (onde tal efeito deveria ser mais relevante), razão pela qual considerou-se tal efeito desprezível e realizaram-se medições em somente um sentido. Nessa figura, também é evidenciada a profundidade onde ocorre a máxima tensão de cisalhamento ortogonal, $Z\tau_{zx\text{máx}}$.

Figura 4.11 - Medições de tensão residual ao longo da profundidade medidos por difração de raios-X e remoção química, evidenciando profundidade onde ocorre a máxima tensão de cisalhamento ortogonal ($Z\tau_{zx\text{máx}}$)

Fonte: O autor

Com relação aos corpos de prova sem *shot-peening*, foi encontrada tensão residual trativa de até 400 MPa na superfície, sendo um valor significativamente alto para peças retificadas, e esta foi reduzida até valores nulos a partir de cerca de 60 μm . As medições foram interrompidas em 156 μm devido à regularidade dos valores.

As direções de medições se mostraram influentes nos valores de tensão somente na primeira medição (superfície) resultando maiores para a medição na direção paralela às marcas da retificação. Assim, os resultados indicaram que a direção da retificação exerceu influência no campo de tensões residuais somente em uma região muito próxima à superfície (menos de 14 μm abaixo da superfície).

Já com relação às medições em corpos de prova com *shot-peening*, estas resultaram em curvas de tensão residual características desse tipo de tratamento, tal como evidenciado por Rego (2016), mostrado na Figura 2.13, e Kirk (2000), mostrado na Figura 2.16. A tensão residual na superfície é compressiva com a magnitude aproximada de 681 MPa, o pico de tensão compressiva ocorre a uma profundidade de cerca de 30 μm atingindo a magnitude de aproximadamente 990 MPa. A partir desta profundidade, conforme a profundidade da medição aumenta, a magnitude da tensão residual é reduzida, atingindo uma regularidade em valores aparentemente nulos em cerca de 200 μm de profundidade. Os dois corpos de prova com *shot-peening* apresentaram valores coerentes entre si.

Conforme exposto no item 2.5.2, é esperado que as tensões residuais encontradas nas peças com *shot-peening* sejam capazes de elevar a resistência à FCR, já que estas atingem valores compressivos da ordem de 800 MPa na profundidade onde atuam as tensões críticas, ou seja, a tensão de cisalhamento ortogonal ($Z\tau_{zx\text{máx}}$, a cerca de 58,9 μm da superfície, mostrado adiante no item 4.3)

4.3 TENSÕES NO CONTATO

A partir dos ensaios de delineamento, em que se definiu a **Pmáx** dos ensaios de confiabilidade como sendo 3 GPa, é possível calcular os termos das equações de pressão de Hertz. Tais resultados, calculados através de Stachowiak e Batchelor (1993) e Johnson (1985) (eqs. (5) a (17)), são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Termos das equações de Hertz, calculados através das eqs. (5) a (17)

Parâmetros de entrada - (A) esfera; e (B) corpo de prova			
$R_{Ax} = R_{Ay} = 3,969 \text{ }\mu\text{m}; R_{Bx} = R_{By} = \infty$			
$E_a = 210 \text{ GPa}; E_b = 200\text{GPa}; \nu_a = \nu_b = 0,285$			
$C_N = 177 \text{ N}$			
Parâmetros das eqs. (10), (11) e (13)			
$R' = 1,984 \text{ }\mu\text{m}$	$E' = 223 \text{ GPa}$	$a = 0,168 \text{ }\mu\text{m}$	
Resultados (eqs. 14 a 17)			
$P_{m\acute{a}x} = 3,00 \text{ GPa}$	$P_{m\acute{e}d} = 2,00 \text{ GPa}$	$\tau_{m\acute{a}x} = 930 \text{ MPa}$	$Z\tau_{m\acute{a}x} = 80,53 \text{ }\mu\text{m}$
Fonte: O autor			

O valor da máxima tensão de cisalhamento ortogonal, $\tau_{zx\text{máx}}$, e sua profundidade, $Z\tau_{zx\text{máx}}$, calculados pelo método de Moyar e Sharma (1997) são evidenciados na Tabela 12.

Tabela 12 - Máxima tensão de cisalhamento ortogonal ($\tau_{zx\text{máx}}$) e sua profundidade ($Z\tau_{zx\text{máx}}$) calculadas a partir do método de Moyar e Sharma (1997), eqs. (21) a (31)

Método de Moyar e Sharma (1997), vide eqs. (21) a (31)	
$\tau_{zx\text{máx}} = 642 \text{ MPa}$	$Z\tau_{zx\text{máx}} = 58,9 \mu m$
Fonte: O autor	

A relação entre tais valores e os mecanismos de falha é discutido adiante, no item 4.4.1.

4.4 ENSAIOS DE CONFIABILIDADE

4.4.1 Falhas

4.4.1.1 Mecanismos de falha

Seguindo as nomenclaturas adotadas por diversos autores: American Gear Manufactures' Association, 1980 apud Tallian, 1999; Tallian, 1999; Ding e Gear,

2009; Sadeghi et al., 2009; Santus et al., 2012 e Arakere, 2016; os defeitos gerados foram caracterizados a partir da posição de nucleação de suas trincas. Isso foi verificado por meio da análise da morfologia do desgaste utilizando interferometria óptica 3D. As análises realizadas revelaram a presença de dois tipos de mecanismos de falha comumente encontrados em engrenagens: *pitting* e *spalling*.

Para facilitar a compreensão, os destacamentos de material da superfície caracterizados como 'devido ao processo de *pitting*' serão denominados pites, já os destacamentos de material caracterizados como 'devido ao processo de *spalling*' serão denominados como crateras. Ademais, apesar de já elucidado, é importante ressaltar que o presente trabalho adota a elevação do valor RMS do sinal de vibração como critério de falha das peças.

Pites (originados superficialmente) foram encontrados em todos os corpos de prova ensaiados. Sua ocorrência era esperada já que, conforme evidenciado no item 4.2.2, a espessura específica de filme lubrificante é insuficiente para evitar todo o contato entre as asperezas. A Figura 4.12 e a Figura 4.13 revelam as características de pites gerado nos experimentos. As retas tracejadas ilustram as bordas da trilha de ensaio (caminho por onde as esferas passaram).

Figura 4.12 - *Pitting* gerado em corpo-de-prova sem *shot-peening*

Fonte: O autor

Figura 4.13 - Perfil na direção da trilha de ensaio dos pites gerados em corpo de prova durante os ensaios

Fonte: O autor

A profundidade da remoção de material tem escala semelhante à escala da rugosidade, de maneira que se encaixa na definição do mecanismo definido como *pitting* pelos diversos autores supracitados, como Tallian (1999), Ding e Gear (2009) e Santus et al. (2012), razão pela qual os defeitos evidenciados nas Figura 4.12 e Figura 4.13 foram caracterizados como *pites*. A ocorrência de *pitting* deve estar relacionada à incapacidade da espessura de filme lubrificante em evitar o contato entre asperezas que, mesmo no contato de rolamento teoricamente puro, foi promovida devido à parcela de deslizamento oriunda da deformação elástica dos materiais.

É fundamental mencionar que apesar de ocorrer em todos os ensaios, a ocorrência dos pites não foi capaz de elevar o valor de sinal RMS captado nos ensaios, de maneira que este tipo de mecanismo de falha não foi considerado como falha durante os experimentos. Assim, quanto ao *pitting*, o presente trabalho evidencia sua ocorrência devido à presença dos pites ao fim dos ensaios, mas não aborda sua evolução, tampouco os tempos de ensaio até sua ocorrência.

Por outro lado, a elevação do valor RMS do sinal de vibração, salvo exceções, ocorre simultaneamente à ocorrência da cratera por *spalling*. A Figura 4.14a evidencia um desgaste desse tipo ocorrido nos ensaios, os valores de RMS captados pelo sensor são apresentados na Figura 4.14b. A seta tracejada indica o sentido de rolamento das esferas. O momento de falha foi identificado visualmente.

Figura 4.14 - (a) Cratera por *spalling* gerada nos ensaios; (b) Valor RMS do sinal do acelerômetro representando momento da geração da cratera

Fonte: O autor

A profundidade desse tipo de desgaste é muito mais profunda em relação aos pites evidenciados nas Figura 4.12 e Figura 4.13, em uma região coerente com aquelas apontadas por diversos autores supracitados, como Tallian (1999), Ding e Gear (2009) e Santus et al. (2012). Ou seja, na região próxima a $Z\tau_{zx\text{máx}}$ (cerca de $55 \mu\text{m}$), calculada através da eq. (30) como sendo $58,9 \mu\text{m}$. O caso ilustrado na Figura 4.14 é representativo das demais crateras por *spalling* ocorridas, neste exemplo é apresentada a cratera de um *spalling* ocorrido num corpo de prova sem *shot-peening* (6ª repetição).

4.4.1.2 Profundidade da cratera

Como forma de caracterização do mecanismo de falha definido como *spalling*, é fundamental analisar a profundidade da cratera gerada. Haja vista que este tipo de falha é gerado subsuperficialmente e propagação das trincas ocorre na direção paralela à superfície (SANTUS et al., 2012), a profundidade da cratera fornece informações importantes sobre a posição em que o grupo de trincas se iniciou, ou seja, qual é a profundidade crítica para nucleação de trincas **$z_{\text{Crítica}}$** .

A média e desvio-padrão das profundidades das crateras, medidas em todos os corpos de prova ensaiados, são apresentadas na Figura 4.15. Também nessa figura, são apresentadas a profundidade de máxima tensão de cisalhamento, **$Z\tau_{\text{máx}}$**

e a profundidade de máxima tensão de cisalhamento ortogonal, $Z\tau_{zxm\acute{a}x}$. Vale ressaltar também que os cálculos de tais profundidades não levaram em consideração os efeitos da carbonitretação tampouco os efeitos de *shot-peening*, que poderiam causar variação nos valores, provavelmente reduzindo tais profundidades.

Figura 4.15 - Profundidade das crateras para ambos os grupos amostrais, evidenciando as profundidades das tensões cisalhantes máximas

Fonte: O autor

A profundidade das crateras geradas no grupo com *shot-peening* foram menores. Resultados semelhantes foram reproduzidos por Gao (2008), que realizou experimentos de FCR em uma liga de cromo-níquel-molibdênio carbonitretada, com e sem *shot-peening*. Apesar de, para Gao, o *shot-peening* ter aumentado a vida sob FCR, o trabalho concluiu que as crateras geradas nas peças com *shot-peening* eram "menores e mais rasas".

Para o grupo sem *shot-peening*, apresentou-se uma relação significativa entre a profundidade das crateras e a profundidade da tensão de cisalhamento ortogonal máxima, $Z\tau_{zxm\acute{a}x}$. Isso indica que essa profundidade é a crítica para nucleação de trincas. Ou seja, para o grupo sem *shot-peening*, $zCrítica \approx Z\tau_{zxm\acute{a}x}$, de acordo com o apresentado inicialmente por Lundberg e Palmgren (1947 apud MOYAR E SHARMA, 1997) e reproduzido por outros diversos autores.

Uma possível explicação desse comportamento parte da abordagem de Leng, Chen e Shao (1988b), em que a $zCrítica$ é aquela em que é encontrada a máxima

relação entre tensão e dureza, vide eq. (39). Uma vez que a dureza medida apresentou um comportamento constante ao longo da profundidade entre 30 e 210 μm (Figura 4.10), a região crítica de nucleação de trincas depende somente da máxima tensão atuante. De fato, para o caso do grupo sem *shot-peening*, a profundidade crítica é justamente aquela em que ocorrem as maiores tensões cíclicas, ou seja, $Z\tau_{\text{zxmáx}}$.

Já para o grupo com *shot-peening*, a profundidade crítica não aparenta estar também relacionada com a $\tau_{\text{zxmáx}}$. Entretanto, pode-se supor que as diversas alterações no material devido ao tratamento de *shot-peening* (apresentadas no item 2.5.4) podem ter alterado o campo de tensões e movido a $Z\tau_{\text{zxmáx}}$ para uma região mais próxima à superfície. Sob essa hipótese, a região crítica para nucleação das trincas seria (assim como para o grupo sem *shot-peening*) a região onde ocorrem as máximas tensões cíclicas $Z\tau_{\text{zxmáx}}$, restando a diferença entre as profundidades das crateras dos grupos amostrais (Figura 4.15) devido à localização de tal região, alteradas pelo processo de *shot-peening*.

Essencialmente, tal hipótese assume que: $z_{\text{Crítica}} \approx Z\tau_{\text{zxmáx}}$ para ambos os grupos amostrais, mas $Z\tau_{\text{zxmáx}}(\text{sem } \textit{shot-peening}) \neq Z\tau_{\text{zxmáx}}(\text{com } \textit{shot-peening})$.

4.4.2 Análises estatísticas

4.4.2.1 Tempos até a falha

Os tempos até a falha de todos os ensaios de FCR são evidenciados na Tabela 13. Os ensaios descartados foram aqueles em que não foi possível determinar o momento de falha a partir do gráfico do valor RMS do sinal por diversos motivos. Por vezes, foram encontradas crateras na peça antes de o sinal RMS ser elevado e, por vezes, o sinal RMS foi elevado antes de serem encontradas crateras na peça, esse comportamento é melhor discutido adiante, no item 5.1.

Tabela 13 - Ciclos até a falha (milhões) para ambos os grupos

Repetição	Sem <i>shot-peening</i>	Com <i>shot-peening</i>
1	42	50
2	Descartado*	57
3	56	14
4	108	36
5	120	68
6	127	24
7	75	Descartado*
8	Descartado*	90
9	52	Descartado*
10	118	49
Média	87,25	48,50
Desvio-padrão	34,73	24,27

* Os ensaios descartados foram aqueles em que não foi possível determinar o momento da falha a partir do gráfico de vibração adquirido, tal comportamento é discutido no item 5.1.

Fonte: O autor

4.4.2.2 Análise não-paramétrica

A análise não-paramétrica foi conduzida com base nos dados evidenciados na Tabela 13, as funções de confiabilidade para os corpos de prova dos grupos sem e com *shot-peening* são evidenciadas nas Figura 4.16a e Figura 4.16b, respectivamente, calculadas a partir das eqs. (41) e (42).

Figura 4.16 - Confiabilidade estimada através de análise não-paramétrica, eqs. (41) e (42). (a) Sem *shot-peening*; (b) Com *shot-peening*

Fonte: O autor

Para os experimentos realizados, o grupo de corpos de prova com *shot-peening* apresentou função confiabilidade prematuramente reduzida com relação ao grupo de corpos de prova sem *shot-peening*, indicando o pior comportamento quanto à FCR. As taxas de falhas dos grupos sem e com *shot-peening* são apresentados na Figura 4.17a e na Figura 4.17b, respectivamente, calculadas a partir da eq. (44).

Figura 4.17 - Taxa de falha quanto à fadiga de contato de rolamento para ambas os corpos de prova, eq. (44). (a) Sem *shot-peening*; (b) Com *shot-peening*

Fonte: O autor

O grupo sem *shot-peening* apresentou uma taxa de falhas reduzida e virtualmente constante até atingir cerca de 100 milhões de ciclos de carregamento, quando a taxa se eleva abruptamente. Esse comportamento é usualmente encontrado em peças sob carregamento cíclico e é um indício da ocorrência de fadiga. O grupo com *shot-peening* apresentou uma curva de taxa de falhas com comportamento semelhante, mas duas características diferentes devem ser notadas: a elevação prematura da taxa de falhas (elevando-se em somente cerca de 50 milhões de ciclos) e o comportamento do pico da taxa.

O pico da taxa de falhas indica o intervalo de tempo (ou de número de ciclos) em que ocorre a maior probabilidade de falha, assim como o valor de tal probabilidade. Para o grupo com *shot-peening*, este foi mais ‘agudo’ e de maior magnitude, indicando uma possível maior previsibilidade das falhas. Mais especificamente, os corpos de prova com *shot-peening* têm 27% de chance de falhar num pequeno intervalo de número de ciclos (por volta de 50 milhões de ciclos) enquanto os corpos de prova sem *shot-peening* chegam a ter, no máximo, 17% de falha por volta dos 120 milhões de ciclos. Vale dizer que a maior previsibilidade de falhas é uma condição vantajosa e desejada principalmente na fase de projeto do produto e na engenharia de manutenção. Esse comportamento também pode ser observado na queda mais rápida da função confiabilidade conforme o aumento do número de ciclos para o grupo sem *shot-peening*, apresentada na Figura 4.16.

4.4.2.3 Análise paramétrica

A análise paramétrica foi executada pelo método da máxima verossimilhança, resultando nos parâmetros expostos na Tabela 14.

Tabela 14 - Parâmetros da distribuição de Weibull para ambos os grupos

	η	β
Sem <i>shot-peening</i>	98,14	3,07
Com <i>shot-peening</i>	54,82	2,29

Fonte: O autor

Em posse dos parâmetros de Weibull apresentados na Tabela 14 foi possível determinar a reta Y da eq. (53). Também, em posse do número total de ensaios, foi possível encontrar os valores das constantes tabeladas C_1 e C_2 mostrados por Tiryakioğlu, Hudak e Ökten (2011) e determinar $\hat{\varphi}(t_i)$ pela eq. (52). Os valores para um total de 8 ensaios ($N=8$) são $C_1 = 0,309$ e $C_2 = 0,25$.

Assim, por meio do *software* MATLAB (algoritmos e gráficos mostrados no Apêndice A), foi realizado o teste de qualidade de ajuste segundo Tiryakioğlu, Hudak e Ökten (2009) e calculados os valores das eqs. (46) a (53). Os resultados dos cálculos são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Valores dos parâmetros para cálculo da qualidade de ajuste da análise paramétrica segundo eqs. (46) a (52)

Grupo sem <i>shot-peening</i>	
$A^2 \leq A_{0.05}^2$	$0,5780 < 0,7409$
$R^2 \geq R_{0.05}^2$	$0,8353 < 0,8400 !$
Grupo com <i>shot-peening</i>	
$A^2 \leq A_{0.05}^2$	$0,1669 < 0,7409$
$R^2 \geq R_{0.05}^2$	$0,9138 > 0,8400$

Fonte: O autor

Com exceção do coeficiente de determinação do grupo sem *shot-peening*, em que a condição apresentada na eq. (47) não foi satisfeita, os testes de qualidade de ajuste indicaram que os dados evidenciados na Tabela 13 seguem, com 95% de confiança, as distribuições de Weibull com os parâmetros evidenciados na Tabela 14. A proximidade do valor de R^2 com o de $R_{0.05}^2$ indica que a confiança é somente pouco inferior a 95%, portanto foi considerada ainda satisfatória.

Assim, os gráficos da função densidade probabilidade (exemplificado na Figura 2.21) e da probabilidade acumulada de falha (em log, calculada pela eq. (40)) são evidenciados na Figura 4.18a e na Figura 4.18b, respectivamente.

Figura 4.18 - Gráficos de distribuição de Weibull obtidos pelo método da máxima verossimilhança para ambos os grupos. (a) Função densidade probabilidade; (b) Probabilidade de falha acumulada

Fonte: O autor

Com base na Figura 4.18 e em acordo com a análise paramétrica, para os experimentos supracitados, as peças do grupo com *shot-peening* apresentaram resultado em resistência à fadiga de contato de rolamento menor que as peças do grupo sem *shot-peening*, indicando que o processo de *shot-peening* foi prejudicial para a resistência à fadiga dos corpos de prova. Assim, os valores L10 dos materiais resultaram em (quantidade de horas em que é esperado que 10% das peças falhem) 20 horas para as peças sem *shot-peening* e 47 horas para as peças com *shot-peening*.

Para determinar com qual grau de confiança pode-se considerar que os grupos amostrais são diferentes, substituem-se os valores de vida observados (Tabela 13) e os parâmetros estimados pelo método da verossimilhança (Tabela 14) na função razão de verossimilhança evidenciada na eq. (55), resultando para o grupo sem *shot-peening*:

$$\prod_{i=1}^N \left(\frac{\beta}{\eta} * \left(\frac{x_i}{\eta} \right)^{\beta-1} * e^{-\left(\frac{x_i}{\eta} \right)^{\beta}} \right) - 1.185713023130395E - 17 * e^{\frac{-\chi^2_{(1-\alpha;2)}}{2}} = 0 \quad (56)$$

E para o grupo com *shot-peening*:

$$\prod_{i=1}^N \left(\frac{\beta}{\eta} * \left(\frac{x_i}{\eta} \right)^{\beta-1} * e^{-\left(\frac{x_i}{\eta} \right)^{\beta}} \right) - 2.158928373896465E - 16 * e^{\frac{-\chi^2_{(1-\alpha;2)}}{2}} = 0 \quad (57)$$

A Figura 4.19 mostra, graficamente, os valores de β e η que satisfazem as eqs. (56) e (57), para níveis de confiança de 80% (Figura 4.19a) e 90% (Figura 4.19b). Tal solução foi encontrada a partir da função 'fcontour' do MATLAB (algoritmo mostrado no Apêndice A), que calcula as isolinhas que solucionam a equação à esquerda, a isolinha de interesse é a de valor zero.

Figura 4.19 – Gráficos de contorno da função razão de verossimilhança para ambos os grupos; (a) 80% de confiança; (b) 90% de confiança.

Fonte: O autor

Houve intersecção dos gráficos de contorno mostrados na Figura 4.19b, indicando que não se pode afirmar que os corpos de prova são estatisticamente diferentes para 90% de confiança. Entretanto, os gráficos não se cruzam ao reduzir-se a confiança para 80% na Figura 4.19a (confirmado com ampliação).

Em suma, esse resultado indica que é possível afirmar que o processo de *shot-peening* foi prejudicial quanto à resistência à fadiga dos corpos de prova com apenas 80% de confiança, com base nos ensaios realizados.

Com relação à possível maior previsibilidade de falhas para o grupo com *shot-peening* apontada no item 4.4.2.2, pode-se perceber na Figura 4.19a que mesmo com 80% de confiança, o parâmetro de forma β de ambos os grupos amostrais varia

consideravelmente (largura dos gráficos de contorno). Uma vez que esse parâmetro, também conhecido como 'parâmetro de inclinação' é o principal responsável por determinar a previsibilidade das falhas, um teste de hipótese direcionado a esse parâmetro deveria ser executado para determinar com qual confiança pode-se afirmar que um grupo amostral tem maior previsibilidade de falhas. Sendo assim, as análises realizadas são insuficientes para afirmar se o grupo com *shot-peening* apresentou maior previsibilidade de falhas.

Por introduzir diversas alterações no material (alterações microestruturais, encruamento, entre outras), ocorrer de maneira heterogênea ao longo dos pontos da superfície e depender de diversos parâmetros e incertezas oriundos do processo em si (por exemplo, variação do diâmetro das granalhas), o *shot-peening* se comporta como uma intensa fonte de incertezas para a análise estatística. Esse comportamento dificulta a análise determinística do processo, ou seja, compromete a definição de fatores e/ou coeficientes que sejam capazes de predizer a variação da vida da peça em função do tratamento, prejudicando a análise estatística. Portanto, em função da característica supracitada do processo de *shot-peening*, a confiança de 80% alcançada foi considerada satisfatória.

Entretanto, vale ressaltar que existem diferenças entre: 1. a facilidade em analisar deterministicamente um mecanismo de falha; e 2. a previsibilidade de tal falha. Enquanto a primeira característica está relacionada com dificuldade a em se predizer a variação da vida da peça (a partir de fatores e/ou coeficientes), a segunda está relacionada com amplitude de tal variação.

5. DISCUSSÕES

5.1 UTILIZAÇÃO DOS ENSAIOS DE ROLAMENTO PURO PARA AVALIAR A RESISTÊNCIA À FADIGA DE CONTATO DE MATERIAIS DE ENGRENAGEM

Os experimentos realizados neste trabalho visaram avaliar a hipótese que um ensaio de rolamento puro é capaz de reproduzir os mesmos mecanismos de falha encontrados em engrenagens automotivas no diâmetro primitivo (*pitting* e *spalling*), podendo ser considerado um ensaio alternativo ao ensaio de bancada convencional para avaliação da fadiga de contato em engrenagens. Os resultados indicaram que os ensaios foram capazes de promover os mecanismos de falha de *spalling* e *pitting*, entretanto, não foram capazes de detectar a ocorrência do *pitting*. Haja vista que este é um dos mecanismos de falha mais importantes na fadiga de contato de engrenagens, a referida hipótese se mostrou prejudicada.

5.1.1 Falta de detecção do *pitting*

São duas as principais hipóteses para a não detecção de *pitting*: 1. os pites encontrados nos corpos de prova são não-destrutivos; 2. o sensor de vibração não foi capaz de detectar a manifestação destes.

A norma ISO 6336-1 (2006) divide o *pitting* em três tipos dependendo da taxa de crescimento da evolução da área dos pites ao longo da utilização do componente, sendo: *pitting* progressivo (taxa de crescimento da área com pites aumenta continuamente), *pitting* preso (taxa de crescimento da área com pites atinge um valor e se estabiliza), *pitting* degressivo (taxa de crescimento da área com pites atinge um valor e, após isso, começa a reduzir). Os dois últimos (preso e degressivo) são considerados não-destrutivos e podem ser considerados toleráveis.

O *pitting* é gerado a partir do contato de deslizamento de asperezas e, de fato, em engrenagens o *pitting* costuma ser encontrado na região logo abaixo do diâmetro primitivo, onde o movimento de deslizamento já não é desprezível. Assim, devido à ausência de deslizamento, o mecanismo de falha de *pitting* pode não ter sido dominante e os pites encontrados nos corpos de prova tenham se comportado como não-destrutivos, sendo promovidos pelo contato de deslizamento devido à

deformação elástica dos materiais. A dominância do mecanismo de falha entre *pitting* e *spalling* é melhor discutida adiante, no item 5.2.

Caso a hipótese de *pitting* não-destrutivo não seja confirmada, a atenção se destina à aquisição de sinais. Nesse caso, duas possíveis causas merecem maior atenção: o processamento de sinais e o desgaste dos elementos da máquina.

O processamento de sinais ocorre diretamente pelo *software* do equipamento e o operador tem acesso somente ao gráfico com o valor RMS do sinal de vibração, com poucas informações, inclusive, sobre a taxa de amostragem. Possivelmente, o cálculo do valor RMS não seja a ferramenta mais adequada à detecção dos pites, já que a dimensão dos pites é muito pequena (escala das asperezas) que pode ser incapaz de aumentar a potência do sinal (representado pelo valor RMS). Dessa maneira, o ensaio se torna insensível à presença desse tipo de desgaste.

Não obstante, em alguns casos, a detecção do *spalling* também se mostrou prejudicada pelo método do cálculo de RMS, tal como evidenciado na Figura 5.1, que compara o valor de RMS do sinal de vibração de um dos ensaios realizados (descartado) com o defeito gerado no corpo de prova. A flecha tracejada indica o sentido de rolamento das esferas.

Figura 5.1 – Exemplo de ensaio descartado. a) RMS do sinal de vibração de um ensaio de rolamento de esferas sobre plano; b) Defeito gerado na superfície do corpo de prova

Fonte: O autor

Foi gerada uma cratera na superfície do corpo de prova e o valor de RMS não se alterou significativamente, inviabilizando a identificação do momento de

ocorrência da falha e obrigando o descarte do ensaio. Em outros casos, o comportamento inverso foi encontrado, ou seja, o valor do RMS se elevou, mas nenhuma cratera foi encontrada na peça.

Tais considerações sugerem que o método de cálculo do valor RMS não é o mais indicado para avaliar o desgaste superficial no presente trabalho. Outras técnicas de processamento de sinais poderiam ser empregadas, principalmente as focadas no domínio espectral, tais como: transformada de Fourier, verificação de *aliasing*, espectrogramas, densidade espectral de potência, entre outros. Evidente que mais ensaios deveriam ser realizados para possibilitar o emprego de tais ferramentas, contudo, espera-se que a principal vantagem da execução destes decorra da análise das frequências separadamente, de maneira que seja possível detectar frequências características que representem cada mecanismo de falha e avaliá-las separadamente, possivelmente através de filtros. Tais técnicas não foram desenvolvidas no presente trabalho devido à configuração pré-determinada do programa de aquisição e processamento de sinais do equipamento, que adquire somente o valor do RMS do sinal, conforme exposto no item 3.3.2.

Outra possível causa para a falta de correlação entre os gráficos de vibração e a geração de desgaste na superfície dos corpos de prova pode estar relacionada ao desgaste dos outros elementos do equipamento, mais especificamente, do rolamento superior (anel superior e esferas superiores) e/ou do espaçador, evidenciados na Figura 3.3. O anel superior possui assento esférico, que reduz a pressão de contato e prolongando a vida útil; e o espaçador não é um elemento crítico para falha de rolamentos, razão pela qual a falha desses componentes não é esperada. No entanto, devido à não comercialização destes elementos individualmente, ambos são reutilizados nos ensaios e, após um certo número de usos, podem desgastar e causar alterações no sinal de vibração. Esse comportamento foi previsto, sendo definido um número de ensaios a ser realizado com cada rolamento superior e anel espaçador como 10. Entretanto, em função dos resultados inesperados, o questionamento relacionado ao desgaste de tais componentes não pode ser descartado. A solução para avaliar tal comportamento consiste, também, na avaliação das frequências do sinal, definindo o que (qual frequência) causa a variação no valor RMS.

5.1.2 Aplicabilidade dos ensaios de rolamento puro para engrenagens

Apesar das considerações negativas acerca da utilização do ensaio de rolamento puro para avaliar a fadiga de contato de rolamento em engrenagens, a eficiente avaliação do mecanismo de *spalling* é uma vantagem relevante, já que este é um dos mecanismos de falha predominantes em engrenagens e é o principal nos casos em que o contato de asperezas é evitado (engrenagens com baixas rugosidades).

Os ensaios de rolamento puro realizados foram capazes de avaliar a ‘resistência ao *spalling*’ dos corpos de prova, sendo um método de avaliar isoladamente tal mecanismo de falha. Esse tipo de ensaio, que avalia somente um dos mecanismos de falha do material dentre os diversos possíveis do elemento é vantajoso principalmente nas etapas de projeto em que a facilidade e baixo custo de fabricação dos corpos de prova são importantes, i.e.: no desenvolvimento e/ou seleção de um novo revestimento. Com relação às engrenagens, pode-se considerar um ensaio de flexão realizado em um corpo de prova como um exemplo deste tipo de experimento, já que este é capaz de abranger somente um mecanismo de falha da engrenagem (fadiga iniciada no pé de dente), mas não é capaz de avaliar a vida engrenagem, já que esta está sujeito a outros diversos mecanismos de falha.

Dessa maneira, o ensaio de rolamento puro se posiciona como um dos ensaios auxiliares ao ensaio de bancada, podendo ser considerado preliminar ao ensaio de bancada, mas não alternativo. Em comparação com o ensaio *twin-disk*, o ensaio de rolamento puro aborda menos mecanismos de falha, sendo menos representativo do caso de engrenamento, entretanto pode ser capaz de analisar os mecanismos de fadiga de contato de rolamento de forma mais eficiente, por promover a remoção de material pontualmente, através de somente um mecanismo de falha, e não disperso ao longo da superfície do corpo de prova com diversos mecanismos de falha simultâneos, como pode ocorrer com a configuração *twin-disk*.

5.2 INFLUÊNCIA PREJUDICIAL DO *SHOT-PEENING*

O processo de *shot-peening* é largamente utilizado na indústria para aumento da resistência à fadiga de componentes mecânicos, entretanto, nos experimentos do

presente trabalho, o processo foi prejudicial à vida sob fadiga de contato de rolamento.

O comportamento pior do corpo de prova com *shot-peening*, apesar de inesperado, foi encontrado por alguns autores. Liu et al. (2009) avaliaram o efeito do *shot-peening* em fadiga de alto ciclo e concluíram que o *overpeening* causa piora na resistência à fadiga; Vrbka et al. (2011) encontraram resultados que indicavam a influência negativa do *shot-peening* em FCR e atribuíram ao aumento da rugosidade das superfícies dos materiais causada pelo processo. No entanto, no presente trabalho não foram encontradas trincas associadas a um possível *overpeening* e tampouco houve redução da rugosidade devido ao processo de *shot-peening*, devendo outras hipóteses serem levantadas.

As hipóteses apresentadas a seguir são baseadas nas diferenças entre o ensaio e o engrenamento, ademais, elas não são excludentes entre si, ou seja, a afirmação de uma hipótese não representa a negação de outra, de maneira que o comportamento prejudicial do *shot-peening* pode ser resultado da associação entre elas. Também, importante ressaltar que tais hipóteses são especulativas e maiores análises devem, necessariamente, ser conduzidas antes de ser possível tecer quaisquer conclusões referentes a elas.

Tendo isso em vista, as principais diferenças entre o contato de engrenamento citado por Machado (2016) e os experimentos do presente trabalho consistem em: 1. presença de deslizamento (na região logo abaixo do diâmetro primitivo); e 2. alteração na distribuição de tensões (principalmente devido ao aumento da carga do ensaio). Tais fatores podem ter alterado o mecanismo de falha dominante, tal como ressaltado e indicado como uma das “armadilhas” da utilização de ensaios acelerados por Meeker e Escobar (1998).

A elevação da pressão máxima de contato a 1,5 vezes maior que aquela encontrada usualmente (em campo) ocorreu a fim de reduzir o tempo necessário até a manifestação da falha no material, numa tentativa de se comportar como um ensaio acelerado. Porém, a elevação da pressão de contato acarreta em mudanças na distribuição de tensões no interior do material, entre elas, a mudança da localização das máximas tensões cisalhantes, $Z\tau_{\text{máx}}$ e $Z\tau_{\text{zxmáx}}$, para uma região mais profunda. As distribuições de tensões para o caso de 2 GPa (representando caso normal de engrenamento) e 3 GPa (representando experimentos do presente

trabalho) de **P_{máx}** são apresentadas na Figura 5.2, segundo Moyar e Sharma (1997). Nota-se que as tensões para os dois casos diferem tanto na sua magnitude como nas profundidades de valores máximos. Já que o processo de *shot-peening* utilizado foi dimensionado para o caso com distribuição de tensões do engrenamento (Figura 5.2b), provavelmente não é o ideal para o caso de tensões do presente trabalho (Figura 5.2a).

Figura 5.2 - Distribuição de pressões de Hertz no interior dos materiais, vide eqs. (18) a (30). (a) 3 GPa de P_{máx} (representativo dos ensaios do presente trabalho); (b) 2 GPa de P_{máx} (representativo das condições de operação da engrenagem)

Fonte: O autor

A outra diferença fundamental consiste na ausência de deslizamento nos experimentos do presente trabalho que, essencialmente, pode ter alterado o mecanismo de falha dominante de *pitting* (engrenagem) para *spalling* (experimentos). Em engrenagens, na região logo abaixo do diâmetro primitivo ocorre a presença do deslizamento e, nesses componentes, onde o mecanismo de falha de *pitting* é dominante, o *shot-peening* tem comportamento benéfico por mitigar o *pitting* através de, principalmente, aumento da dureza superficial e, conseqüentemente, mitigação da geração de trincas superficiais geradas pelo contato entre asperezas.

Entretanto, para os ensaios do presente trabalho, a ausência de deslizamento evita a ocorrência de *pitting* (que, geralmente, ocorre antes do *spalling*) independentemente do tratamento de *shot-peening*, tornando-o um mecanismo de falha não-dominante nos ensaios e, portanto, o *shot-peening* menos significativo.

Dessa maneira, ambas as vidas dos grupos amostrais estariam superestimadas com relação ao caso com deslizamento e rolamento (por evitar o *spalling*).

Em suma, a hipótese descrita sugere que o *shot-peening* só possui efeito benéfico para a FCR nos casos em que o mecanismo de falha dominante for o *pitting* (iniciado superficialmente devido ao contato entre asperezas, caso da engrenagem referida), sendo ineficiente (ou até prejudicial) nos casos em que o mecanismo de falha dominante for o *spalling* (iniciado subsuperficialmente, quando o contato de asperezas é evitado, caso dos experimentos do presente trabalho). Apesar da grande quantidade de trabalhos relacionando o comportamento à fadiga de contato de rolamento e o tratamento de *shot-peening*, poucos foram os trabalhos encontrados que avaliam o *pitting* e o *spalling* separadamente (que foi possível no presente trabalho devido à característica de manifestação das falhas pontuais), razão pela qual tal hipótese não pôde ser melhor discutida com base em trabalhos anteriores.

As hipóteses supracitadas justificam o motivo pelo qual o *shot-peening* não melhorou a vida sob FCR dos corpos de prova do presente trabalho, mas não explicam seu comportamento prejudicial. Esse questionamento pode ser analisado com base na análise das microestruturas. Leng, Chen e Shao (1988a), Herring (2005), Shen et al. (2015) e Paladugu e Hyde (2018), concluíram que a maior presença de austenita retida é favorável à redução de propagação de trincas, devido ao aumento da tenacidade.

O processo de *shot-peening* utilizado aumenta a dureza do material e, em contrapartida, reduz sua tenacidade. Essa ‘troca’ de propriedades tem efeito positivo para o mecanismo de falha atuante na superfície (*pitting*), devido ao comportamento supracitado. Entretanto, em trincas presentes em regiões mais profundas (*spalling*) a elevação da dureza já não é tão acentuada e a redução da tenacidade é prejudicial aos mecanismos de proteção e fechamento de trincas.

Essencialmente, para aumentar a resistência à fadiga de contato de rolamento: quanto mais próximo à superfície são as tensões críticas, mais importante é a elevação da dureza comparada com a redução de tenacidade, e vice-versa; razão pela qual o *shot-peening* tem efeito positivo na superfície (*pitting*, engrenagens), e possivelmente negativo em regiões mais profundas (*spalling*,

presente trabalho). Também em função dos motivos supracitados, a comparação com outros trabalhos se mostrou dificultada.

Lv, Lei e Sun (2016), encontraram um aumento de resistência à fadiga devido ao processo de *shot-peening* e atribuíram, principalmente, ao aumento da tensão residual e ao refinamento de grão. Entretanto, tais autores não verificaram se o processo de *shot-peening* alterou o mecanismo de falha de *pitting* para *spalling* (superficialmente para subsuperficialmente), que pode ter sido a causa do aumento significativo da resistência à fadiga. De fato, os autores ainda ressaltam que as trincas de fadiga nas peças com *shot-peening* não se iniciaram predominantemente na superfície, mas na subsuperfície. Também, foi encontrado um aumento significativo de dureza nos materiais que passaram pelo processo de *shot-peening*, que é um fator influente para elevação da resistência à fadiga.

Batista e Dias (2003) apresentaram resultados em desacordo com a hipótese do presente trabalho. Foi obtido um aumento na resistência à fadiga em engrenagens carbonitretadas e tratadas com *shot-peening*, quando comparadas com engrenagens somente carbonitretadas. Tais autores analisaram o modo de falha e indicam que a profundidade da cratera gerada é da ordem de 100 µm (indicando que seja gerada por *spalling*). Também, sugerem que o *shot-peening* tenha alterado o mecanismo de falha de (*spalling* ou *pitting*) para somente *pitting*, ou seja, indicando que o *shot-peening* foi mais eficiente em mitigar a propagação de trincas subsuperficiais do que as superficiais.

A análise dos trabalhos supracitados reforça o caráter especulativo da hipótese apresentada no presente trabalho, que tem como alicerce o conceito de que os efeitos benéficos do *shot-peening* para a resistência à fadiga de contato de rolamento em engrenagens são principalmente devido a: 1. alteração do mecanismo de falha dominante de *pitting* para *spalling*; 2. elevação de dureza. Dos trabalhos citados no presente trabalho, somente o desenvolvido por Batista e Dias (2003) indica com clareza a elevação da resistência à fadiga devido ao *shot-peening* sem alterações no mecanismo de falha e tampouco aumento significativo da dureza, sendo o principal concorrente à hipótese do presente trabalho. A dificuldade de comparação com outras publicações reside principalmente na indefinição da caracterização dos mecanismos de *pitting* e *spalling*.

Por fim, a última possível influência devido à alteração do mecanismo de falha dominante é relacionado com o modo de propagação das trincas. Uma vez que o mecanismo de falha dos experimentos é orientado por uma tensão de cisalhamento (tensão de cisalhamento ortogonal, modo II de propagação), pode-se sugerir que a tensão residual não seria necessariamente benéfica à propagação das trincas e o benefício do *shot-peening* (evidenciado na literatura) estaria relacionado com o aumento da dureza ou exclusivamente dependente do mecanismo de falha de *pitting* (iniciado superficialmente, modo I de propagação).

Para facilitar o entendimento, foi elaborado um fluxograma para elucidar a hipótese geral apresentada, apresentado na Figura 5.3.

Figura 5.3 - Fluxograma evidenciando hipóteses levantadas para o comportamento prejudicial do tratamento de *shot-peening*

Fonte: O autor

Além das condições supracitadas, outra condição deve ser ressaltada, relacionada com a heterogeneidade das tensões residuais.

Os resultados (Figura 4.11) indicaram a presença de tensões compressivas na região em que ocorre o processo de fadiga de contato de rolamento, o que

deveria aumentar a resistência do material. Entretanto, Neves et al. (2007) utilizaram o mesmo tipo de equipamento do presente trabalho e encontraram menor resistência à fadiga de contato de rolamento para corpos de prova de ferro fundido com maior tensão residual compressiva (imposta mecanicamente, sem alteração de dureza). Também, Brecher, Brumm e Greschert (2014 apud REGO, 2016) encontraram pior vida sob fadiga de contato mesmo para peças com maiores tensões residuais compressivas. Rego (2016) ressalta que uma das possíveis causas desse comportamento é relacionada à maior heterogeneidade das tensões residuais. Assim, a heterogeneidade das tensões residuais, e não somente a intensidade delas, exerce influência na resistência à fadiga de contato de rolamento.

Tal heterogeneidade pode ser determinada analisando parâmetros da função de Gauss resultante da deconvolução do perfil medido na difração de raios-X (intensidade ao longo de 2θ). Isso parte do princípio que tal perfil (resultante da medição) pode ser considerado como uma distribuição de Voigt, que é a convolução entre uma distribuição de Gauss (referida) e uma distribuição de Cauchy (REGO, 2016). Tal análise não foi realizada no presente trabalho, apesar de reconhecer que os resultados provenientes desta possam ser relevantes.

Por fim, é importante ressaltar que a escassez de informações sobre os processos de fabricação e, principalmente, os processos do tratamento de *shot-peening* dificultam a elaboração de uma conclusão robusta sobre a influência desse processo na resistência à fadiga de contato de rolamento.

6. CONCLUSÕES

Ensaio de rolamento de esfera sobre plano foram realizados com corpos de prova produzidos para obter características superficiais semelhantes às engrenagens, as quais foram separadas em dois grupos: com *shot-peening* e sem *shot-peening*, com o intuito de avaliar a viabilidade da execução destes ensaios para avaliar a resistência à fadiga de contato em engrenagens em seu diâmetro primitivo, além de comparar os grupos amostrais entre si. Baseado nos resultados experimentais, caracterizações e em trabalhos anteriores, uma série de conclusões pode ser elaborada:

- Os ensaios de rolamento puro de esfera sobre plano reproduziram os mesmos mecanismos de falha encontrados na região do diâmetro primitivo de engrenagens, caracterizados como *pitting* e *spalling*. Entretanto, o ensaio se apresentou incapaz de avaliar ocorrência de falha gerada por *pitting*, de maneira que esse tipo de ensaio não pode ser considerado alternativo ao ensaio de bancada, e sim adicional, **eficiente no sentido de avaliar somente a ‘resistência ao *spalling*’** de um material ou revestimento;
- O equipamento utilizado se mostrou incapaz em monitorar a ocorrência do *pitting*, isso pode estar relacionado: 1. à condição de contato sem deslizamento, que desfavorece o *pitting* destrutivo; e/ou 2. à superficialidade do processamento de sinais de vibração utilizado no equipamento, consistindo somente na aquisição do valor *root mean square*;
- As profundidades medidas das crateras geradas por *spalling*, ou seja, as profundidades críticas para nucleação do grupo de trincas subsuperficiais se apresentaram menores para os corpos de prova com *shot-peening*; a profundidade crítica para nucleação do grupo de trincas superficiais encontrada foi semelhante à profundidade da máxima tensão de cisalhamento ortogonal; e
- O processo de *shot-peening* diminuiu a resistência à fadiga de contato de rolamento dos corpos de prova. Com base nas análises e caracterizações realizadas, não foi possível justificar tal comportamento, de

modo que algumas hipóteses foram levantadas e discutidas com base em trabalhos anteriores.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar análise do sinal de vibração captado pelo sensor do equipamento, aplicando ferramentas de análise e processamento de sinais, principalmente as de análise do domínio espectral (transformada de Fourier, verificação de *aliasing*, espectrogramas, densidade espectral de potência, entre outros) para definir frequências características de falhas;
- Realizar ensaios utilizando rolos como contra corpos (ao invés de esferas), promovendo a presença de alguma parcela de deslizamento no contato, se assemelhando melhor com um contato de engrenamento e os mecanismos de falha atuantes neste;
- Avaliar a influência da microestrutura no processo de fadiga de contato de rolamento, medindo a transformação de fase ocorrida durante os ensaios e devido ao processo de *shot-peening*;
- Avaliar a influência da heterogeneidade das tensões residuais introduzidas no material pelo processo de *shot-peening* na resistência à fadiga de contato de rolamento;
- Realizar ensaios interrompidos para avaliar a evolução dos mecanismos de falha dos corpos de prova;
- Avaliar a influência das tensões residuais introduzidas pelo processo de *shot-peening* em um processo de fadiga orientado por uma tensão de cisalhamento (modo II de propagação de trincas);
- Avaliar a influência das tensões residuais isoladamente do processo de *shot-peening*, introduzidas por outro método, tal como mecanicamente;
- Repetir os ensaios realizados no presente trabalho e robustecer com experimentos utilizando outros materiais.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS. **STP 771**: Rolling contact fatigue testing of bearing steels., 1982.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS. **E2860-12**: Standard Test Method for Residual Stress Measurement by X-Ray Diffraction for Bearing Steels, 2012.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS. **ASTM D5182-97**: Standard Test Method for Evaluating the Scuffing Load Capacity of Oils (FZG Visual Method), 2014.

ANAZAWA R. M.; ABDALLA A. J.; HASHIMOTO T. M.; PEREIRA M. S.; SUZUKI P. A. Determinação da austenita retida em um aço multifásico por microscopia óptica e difração de raios-X. **Revista Brasileira de Aplicações de Vácuo**, Vol. 29, n. 2, pp. 61-65, 2010.

ANDERSON T. L. **Fracture Mechanics**: Fundamentals and Applications. 3rd ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group. 610p., 2005.

ARAKERE N. K. Gigacycle rolling contact fatigue of bearing steels: A review. **International Journal of Fatigue**, Vol. 93, pp. 238-249, 2016.

ARCELORMITTAL. Guia do Aço. 2013. Disponível online em: <<http://brasil.arcelormittal.com.br/pdf/quem-somos/guia-aco.pdf>>. Acesso em 15/08/2018.

BATISTA A. C.; DIAS A. M. **Contact fatigue of carbonitrided and shot-peened gears. Effect of residual stresses**. In: GEAR & TRANSMISSIONS Workshop. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003.

BHUSHAN B. **Introduction to Tribology**. 2nd ed. Ohio: John Wiley & Sons Inc., 2013.

BRANDÃO J. A. et al. Comparative overview of five gear oils in mixed and boundary film lubrication. **Tribology International**, Vol. 47, pp. 50-61, 2012.

CALLISTER W.D. **Materials Science and Engineering**. 7th ed. Nova Iorque: John Wiley & Sons Inc., 2007.

DAVIS J. R. **Surface Hardening of Steels**: Understanding the Basics. Materials Park: ASM International. 2002.

De SOUZA G. F. M. Análise de Confiabilidade Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos. São Paulo: Epusp, 2016. 147p. Apostila para disciplina de pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecânica, PMR-5201 - Análise de Confiabilidade Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos.

De SOUZA G. L.; BRACARENSE A. Q.; MASSARANI M.; Residência Tecnológica para Engenheiros. In: **SIMPÓSIO INTERNACIONAL DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA - SIMEA 2016**. São Paulo, Brasil, 2016.

DEVENDIRAN S.; MANIVANNAN K. Vibration Based Condition Monitoring and Fault Diagnosis Technologies for Bearing and Gear Components-A Review. **International Journal of Applied Engineering Research**, Vol. 11, pp. 3966-3975, 2016.

DING Y.; GEAR J. A. *Spalling* depth prediction model. **Wear**, Vol. 267, pp. 1181–1190, 2009.

DING Y.; RIEGER N. F. *Spalling* formation mechanism for gears Yan. **Wear**, Vol. 254, pp. 1307–1317, 2003.

DOWLING N. E., **Mechanical Behavior of Materials**. 4th Edition. Harlow: Pearson Education Limited, 2013.

ESCOBAR L. A.; MEEKER W. Q. A Review of Accelerated Test Models. **Statistical Science**. Vol. 21, No. 4, pp. 552-577, 2006.

FERNANDES P. J. L.; McDULING C. Surface contact fatigue failure in gears. **Engineering Failure Analysis**, Vol. 4, No. 2, pp. 99-107, 1997.

FERREIRA FILHO V. S. et al. Inovar-Auto & Alianças Estratégicas: Um novo cenário de cooperação para Montadoras e Fornecedores de Autopeças. In: X SEGET–SIMPÓSIO DE EXCELÊNCIA EM GESTÃO E TECNOLOGIA. Porto Alegre, Brasil, 2013.

FVA INFORMATION SHEET No. 2/IV: **Influence of Lubricant on the Pitting Capacity of Case Carburized Gears in Load-Spectra and Single-Stage-Investigations**, 1997.

FVA INFORMATION SHEET No. 54/7: **Test procedure for the investigation of the micro-pitting capacity of gear lubricants**, 1993.

FUKUMASU N. K.; MACHADO G. A. A.; SOUZA R. M.; MACHADO I. F. Stress Analysis to Improve Pitting Resistance in Gear Teeth. **Procedia CIRP**, Vol. 45, pp. 255-258, 2016.

GAO Y. Influence of Deep-Nitriding and Shot Peening on Rolling Contact Fatigue Performance of 32Cr3MoVA Steel. **Journal of Materials Engineering and Performance**, Vol. 17, pp. 455-459, 2008.

GIGNAC G. E.; AZODORAI E. T. Effect size guidelines for individual differences researchers. **Personality and Individual Differences**, Vol. 102, pp. 74–78, 2016.

HAMPSHIRE, J; NASH, J; HOLLOX, G. **Materials evaluation by flat washer testing**. In: HOO J., editor, Rolling contact fatigue testing of bearing steels ASTM STP 771. American Society for Testing and Materials, p. 46–66, 1982.

HAMROCK B. J.; DOWSON D. Ball Bearing Mechanics, **NASA Technical Memorandum** 81691, Chapter 3, 1981.

HAMROCK B. J.; SCHMID S. R.; JACOBSON B. O. **Fundamentals of Fluid Film Lubrication**. 2nd ed. Nova Iorque: Marcel Dekker Inc., 2004.

HERRING D. H. **A Discussion of Retained Austenite**. IndustrialHeating.com, 2005. Disponível em <<http://www.heat-treat-doctor.com/documents/RetainedAustenite.pdf>>. Acesso 21.09.2017.

HERTZBERG R.W. **Deformation and fracture mechanics of engineering materials**. 4th ed. Noboken: John Wiley & Sons Inc., 1996.

HUTCHINGS I. M. **Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials**. Londres: Edward Arnold, 1992.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 4288**: Geometrical Product Specifications (GPS) — Surface texture: Profile method — Rules and procedures for the assessment of surface texture, 1996.

_____. **ISO 6336-1**: Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, 2006.

_____. **ISO 14635-3**: Gears - FZG test procedures - Part 3: FZG test method A/2, 8/50 for relative scuffing load-carrying capacity and wear characteristics of semifluid gear greases, 2005.

_____. **ISO 6336-1**: Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, 2006.

_____. **ISO 25178-2**: Geometrical product specifications (GPS) - Surface texture: Areal - Part 2: Terms, definitions and surface texture parameters, 2012.

_____. **ISO 16610-31**: Geometrical product specifications (GPS) - Filtration - Part 31: Robust profile filters: Gaussian regression filters, 2010.

JOHNSON K. L., **Contact mechanics**. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.

KEYENCE CORPORATION. **Introduction to Surface Roughness Measurement**. 2012.

KIRK D. Residual Stresses and Retained Austenite in Shot Peened Steels. **Int. Newsletter for Shot Peening-Surface Finishing Industry**, Vol. 14, Issue 1, 2000.

LAMPMAN S. Introduction to Surface Hardening of Steels. In: **ASM Metals Handbook**, Vol. 4, 1991.

LENG X.; CHEN Q.; SHAO E. Influence of microstructure and residual stress on the stages of case crushing. **Wear**, Vol. 122, pp. 45-55, 1988a.

LENG X.; CHEN Q.; SHAO E. Initiation and propagation of case crushing cracks in rolling contact fatigue. **Wear**, Vol. 122, pp. 33-43, 1988b.

LEWIS E. E. **Introduction to Reliability Engineering**. Nova Iorque: John Wiley & Sons Inc., 1987.

LIU W.; DONG J.; ZHANG P.; ZHAI C.; DING W. Effect of Shot Peening on Surface Characteristics and Fatigue Properties of T5-Treated ZK60 Alloy. **Materials Transactions**, Vol. 50, No. 4, pp. 791-798, 2009.

LV Y.; LEI L.; SUN L. Influence of different combined severe shot peening and laser surface melting treatments on the fatigue performance of 20CrMnTi steel gear. **Materials Science & Engineering A**, Vol. 658, pp. 77-85, 2016.

MACHADO G. A. A. **Apresentação das características das engrenagens**. Trabalho apresentado na reunião do projeto FCA-LFS, 2016, São Paulo. Não publicado

MANSON S.; HALFORD G. **Fatigue and Durability of Structural Materials**. Ohio: ASM International, 2006.

MEEKER W. Q.; ESCOBAR L. A. Pitfalls of Accelerated Testing. **IEEE Transactions on Reliability**, Vol. 47, No. 2, 1998.

MEEKER W. Q.; ESCOBAR L. A. Teaching about Approximate Confidence Regions Based on Maximum Likelihood Estimation. **The American Statistician**, Vol. 49, 1995.

MITSUBAYASHI M.; MIYATA T.; AIHARA H. Phenomenal analysis of shot peening: analysis of fatigue strength by fracture mechanics for shot-peened steel. **JSAE**, Review 15, pp. 67-71, 1994.

MOYAR G. J.; SHARMA V. Orthogonal Shear Stress Amplitude as a Function of Rolling Contact Ellipticity and Depth. **Journal of Tribology**, Vol. 199, pp 883-886, 1997.

MOYER C. A.; **Friction and Wear of Bearing Steels**. ASM International, 2001.

MURARO M. A. et al. The Influence of Contact Stress Distribution and Specific Film Thickness on the Wear of Spur Gears During *Pitting* Tests. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences & Engineering**, Vol. XXXIV, No. 2, pp. 135-144, 2012.

NAUNHEIMER H.; BERTSCHE B.; RYBORZ J.; NOVAK W. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2nd Edition. Springer Science & Business Media. 2010.

NEVES J. C. K.; ÂNGELO C. M.; SOUZA R. M.; SINATORA A. Effect of mechanically imposed stresses on the contact fatigue resistance of two cast irons with high hardness matrix. **Wear**, Vol. 263, pp. 700-706, 2007.

NEVES J. C. K. **Desenvolvimento de um equipamento para ensaio de fadiga de contato esfera sobre plano e sua aplicação na caracterização de ferros fundidos com matrizes de elevada dureza**. 2006. 138p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2006.

NEVES P. C. U. **Automatização de uma máquina de ensaio de fadiga de contato**. 2007. Trabalho de Conclusão de Curso – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2007.

OLIVER W. C.; PHARR G. M. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments. **Journal of Materials Research**, Vol. 7, No. 6, pp. 1564-1583, 1992.

OLVER A. V. The Mechanism of Rolling Contact Fatigue: An Update. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, Vol. 219, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2005.

PALADUGU M.; HYDE R. S. Influence of microstructure on retained austenite and residual stress changes under rolling contact fatigue in mixed lubrication conditions. **Wear**, Vol. 406–407, pp. 84–91, 2018.

PANDEY R. K.; DESHMUSH M.N. Shot Peening and its Effect on Fatigue Life of Engineering Components. In: INT. CONF. ON SHOT PEENING AND SHOT BLASTING, pp. 1-20, 2001.

PIAO Z.; XU B.; WANG H.; WEN D. Influence of Surface Roughness on Rolling Contact Fatigue Behavior of Fe-Cr Alloy Coatings. **Journal of Materials Engineering and Performance**, Vol. 22, pp. 767-773, 2012.

PREVÉY P. S. X-Ray Diffraction Residual Stress Techniques. In: **ASM Metals Handbook**, Vol.10, pp. 380-392, 1986.

REGO R. R. **Residual Stress Interaction In-Between Processes of the Gear Manufacturing Chain**. 2016. 196f. Tese (Doutorado) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos. 2016.

RELIASOFT CORPORATION. **Life Data Analysis Reference**. Tucson: Creative Commons, 2015.

REVANKAR G. Introduction to Hardness Testing. In: **ASM Metals Handbook**, Vol. 8, 2000.

SADEGHI F. et al. A Review of Rolling Contact Fatigue. **Journal of Tribology**, Vol. 131, p. 041403, 2009.

SANTUS C. et al. Surface and subsurface rolling contact fatigue characteristic depths and proposal of stress indexes. **International Journal of Fatigue**, Vol. 45, pp. 71-81, 2012.

SHEN T.; MOGHADAM S. M.; SADEGHI F.; PAULSON K.; TRICE R. W. Effect of retained austenite – Compressive residual stresses on rolling contact fatigue life of carburized AISI 8620 steel. **International Journal of Fatigue**, Vol. 75, pp 135-144, 2015.

SLOGEN M. **Contact Mechanics in Gears - A Computer-Aided Approach for Analyzing Contacts in Spur and Helical Gears**. Göteborg: Department of Product and Production Development, 2013.

STACHOWIAK G. W.; BATCHELOR A. W. **Engineering Tribology**. 4th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1993.

SURESH S. **Fatigue of materials**. 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 679p., 1998.

SUWANPRATEEB J. A Comparison of Different Methods in Determining Load- and Time-Dependence of Vickers Hardness in Polymers. **Polymer Testing**, Vol. 17, pp. 495-506, 1998.

SZCZEREK M.; TUSZYNSKI W. A method for assessing performance of automotive gear oils. In: **2nd WORLD TRIBOLOGY CONGRESS**, Austria, 2001.

TALLIAN T. E. **Failure atlas for Hertz contact machine elements**. 2nd ed. Nova lorque: American Society of Mechanical Engineers, 486p., 1999.

TANDON N.; CHOUDHURY A. A review of vibration and acoustics measurement methods for the detection of defects in rolling element bearing. **Tribology International**, Vol. 32, pp. 469–480, 1999.

TIRYAKIOĞLU M.; HUDAK D.; ÖKTEN G. On evaluating Weibull fits to mechanical testing data. **Materials Science and Engineering A**, Vol. 527, pp. 297-399, 2009.

TIRYAKIOĞLU M.; HUDAK D.; ÖKTEN G. Guidelines for Two-Parameter Weibull Analysis for Flaw-Containing Materials. **Metallurgical and Materials Transactions B**, Vol. 42B, pp. 1130-1135, 2011.

VRBKA M.; KRUPKA I.; SVOBODA P.; SPERKA P.; NÁVRAT T.; HARTL M.; NOHAVA J. Effect of shot peening on rolling contact fatigue and lubricant film thickness within mixed lubricated non-conformal rolling/sliding contacts. **Tribology International**, Vol. 44, pp. 1726–1735, 2011.

WALTON D.; GOODWIN A. J. The wear of unlubricated metallic spur gears. **Wear**, Vol. 222, pp. 103-113, 1998.

WEN S.; HUANG P. **Principles of Tribology**. 2nd ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2017.

WULPI D.J. **Understanding how components fail**. 2nd ed. Ohio: ASM International, 1999.

ZHANG G.; LIU X.; LU W. A parameter prediction model of running-in based on surface topography. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, Part J: J Engineering Tribology 0(0), pp. 1-9, 2013.

ZHAO W.; PAN R.; ARON A.; METTAS A. Some Properties of Confidence Bounds on Reliability Estimation for Parts under Varying Stresses. 2005. Disponível online em: <<https://faculty.utep.edu/portals/520/cb-final.pdf>> Acesso em 15/08/2018.

ZHU D.; WANG Q. J. On the λ ratio range of mixed lubrication. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, Vol. 226(12) Part J: Journal of Engineering Tribology, 2012.

APÊNDICE A - ALGORITMOS DO SOFTWARE MATLAB

Os algoritmos do *software* MATLAB evidenciados no Apêndice A foram utilizados para realização de diversos cálculos do presente trabalho. Os comandos para elaboração dos gráficos foram alterados manualmente conforme cada caso. Os algoritmos evidenciados no Apêndice A foram simplificados, desconsiderando algumas ferramentas paralelas (i.e., plotar alguns gráficos, limpar variáveis, etc.).

ANÁLISE DE VARIÂNCIAS TWO-WAY (a partir de arquivos .txt com dados de rugosidade gerados por equipamento de interferometria óptica)

```
%Mesmo número de arquivos com SP e NP
%Calcula a partir de arquivos.txt no formato: col1=parâmetro, col2=valor

%Listados por ordem de nome

[filenames, pathname] = uigetfile({'*.txt'; '*.tsv'; '*.*'}, 'Escolher
arquivo', 'MultiSelect', 'on'); %diálogo para pegar arquivo

if iscell(filenames)
    narquivos=length(filenames);
else
    narquivos=1; %define número de arquivos selecionados
end

Y{1,1}(1,1)=1;

for q=1:narquivos %faz o loop para detectar em qual ensaio está
    if iscell(filenames)
        filename=filenames{q}; %tratando q-ésimo arquivo
    else
        filename=filenames;
    end

    fid = fopen(fullfile(pathname,filename),'rt'); %abre arquivo

    if fid < 0
        uiwait(msgbox('Nao foi possível abrir o arquivo.', '', 'modal'));
    %envia mensagem de erro caso arquivo não pôde ser aberto
    end

    %LEITURA DO ARQUIVO .TXT
    Matrizinfos=
    textscan(fid, '%s%s%s%s', 'HeaderLines', 5, 'Delimiter', '\t'); %armazena as
    informacoes
    Nome=Matrizinfos{1,1};
    Valor=Matrizinfos{1,2};

    for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
        Nomes{i}=Matrizinfos{1,1}{i,1};
        Valores(i,q)=str2num(Matrizinfos{1,2}{i,1});
        if filename(1)=='N'
            V{i,1}(q,1)=Valores(i,q);
        end
        if filename(1)=='S'
```

```

        V{i,1}(q,2)=Valores(i,q);
    end
end
end

ncadat=narquivos/2;

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
    Y{i,1}=V{i,1}(1:ncadat,1);
    Y{i,1}(:,2)=V{i,1}(ncadat+1:end,2);
end

[a b]=size(Y{1,1});

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
    grandemedia(i)=mean2(Y{i,1});
    mediatnp(i)=mean2(Y{i,1}(:,1));
    mediatsp(i)=mean2(Y{i,1}(:,2));
    z=1;
    for j=1:a
        if j==1
            medianp(i,z)=mean2(Y{i,1}(j:j+14,1));
            mediasp(i,z)=mean2(Y{i,1}(j:j+14,2));
        end
        if (rem(j,15)==0 && j<a)
            z=z+1;
            medianp(i,z)=mean2(Y{i,1}(j+1:j+15,1));
            mediasp(i,z)=mean2(Y{i,1}(j+1:j+15,2));
        end
        median(i,z)=mediasp(i,z)/2+medianp(i,z)/2;
    end
    D{i,1}=Y{i,1}-grandemedia(i);
end

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
    for j=1:a
        T{i,1}(j,1)=mediatnp(i)-grandemedia(i);
        T{i,1}(j,2)=mediatsp(i)-grandemedia(i);
    end
end

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
    grupo=1;
    for c=1:a
        N{i,1}(c,1)=median(i,grupo)-grandemedia(i);
        N{i,1}(c,2)=median(i,grupo)-grandemedia(i);
        if rem(c,15)==0
            grupo=grupo+1;
        end
    end
end

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
    grupo=1;
    for j=1:a
        I{i,1}(j,1)=medianp(i,grupo)-mediatnp(i)-
            median(i,grupo)+grandemedia(i);
        I{i,1}(j,2)=mediasp(i,grupo)-mediatsp(i)-
            median(i,grupo)+grandemedia(i);
        if rem(j,15)==0
            grupo=grupo+1;
        end
    end
end

```

```

        end
    end
end

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
    grupo=1;
    for j=1:a
        R{i,1}(j,1)=Y{i,1}(j,1)-medianp(i,grupo);
        R{i,1}(j,2)=Y{i,1}(j,2)-mediasp(i,grupo);
        if rem(j,15)==0
            grupo=grupo+1;
        end
    end
end

GLD=2*a-1;
GLT=1;
GLN=(grupo-1)*2-1;
GLI=GLT*GLN;
GLR=GLD-GLT-GLN-GLI;

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
    SQD{i,1}=sumsqr(D{i,1});
    mSQD{i,1}=SQD{i,1}/GLD;

    SQT{i,1}=sumsqr(T{i,1});
    mSQT{i,1}=SQT{i,1}/GLT;

    SQN{i,1}=sumsqr(N{i,1});
    mSQN{i,1}=SQN{i,1}/GLN;

    SQI{i,1}=sumsqr(I{i,1});
    mSQI{i,1}=SQI{i,1}/GLI;

    SQR{i,1}=sumsqr(R{i,1});
    mSQR{i,1}=SQR{i,1}/GLR;
end

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
    if abs(SQR{i,1}+SQT{i,1}+SQN{i,1}+SQI{i,1}-SQD{i,1})>0.1
        uiwait(msgbox('Soma dos quadrados não convergente', '', 'modal'));
    %envia mensagem de erro caso arquivo não pôde ser aberto
    end
    F{i,1}=mSQT{i,1}/(mSQR{i,1}+mSQI{i,1});
    F2{i,1}=mSQN{i,1}/mSQR{i,1};

    p{i,1} = 100*(fcdf(F{i,1},GLT,GLR)); %Chance do tratamento realmente
    ser diferente
    p2{i,1} = 100*(fcdf(F2{i,1},GLN,GLR)); %Chance dos corpos de prova
    serem diferentes

    ES{i,1}=100*SQT{i,1}/SQD{i,1}; %Efeito do tratamento
end

for i=1:length(Matrizinfos{1,1})

    MediaNP{i,1}=mediatnp(i);
    DpNP{i,1}=std(Y{i,1}(:,1));

    MediaSP{i,1}=mediatasp(i);
    DpSP{i,1}=std(Y{i,1}(:,2));

```

```

end

%Escrevendo arquivo .txt
out=fopen('Resumo.txt','wt'); %abrindo um arquivo para escrever
fprintf(out,'Resumo'); %escreve o título setado
fprintf(out,'\n\n');
    linhainfos=sprintf('%d %s \n',(grupo-1)*2,' amostras, 15 medições
por amostra'); %cria a string do i-ésimo valor
    fprintf(out,linhainfos); %escreve a string
    fprintf(out,'\n');
    fprintf(out,'Parâmetro\tNP\ttdpNP\tSP\ttdpSP\tTamanho          do
efeito(%)'); %escreve o título setado
    Formatosaida= '\n%s\t%f\t%s\t%f\t%f\t%f\t%f'; %formato de saída dos
valores
    for i=1:length(Matrizinfos{1,1})
        linha=sprintf(Formatosaida,Nome{i},MediaNP{i,1},'+-
',DpNP{i,1},MediaSP{i,1},'+-',DpSP{i,1},ES{i,1}); %cria a string do i-ésimo
valor
        fprintf(out,linha); %escreve a string
    end

%Fecha os arquivos
fclose('all');

```

CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE CONTATO

```

%CARGA
Cargamorta=64; %kg (colocar se cálculo por kg)
Carga=51.41; %(colocar se cálculo por N, deixar 0 se for por kg) (51.41N
leva a 2GPa) (177N leva a 3GPa)
Nesferas=15; %Número de esferas

Poissonesf=0.285; %Poisson esfera
Poissoncp=0.285; %Poisson corpo-de-prova
Moduloesf=210*10^9; %Módulo elástico esfera
Modulocp=200*10^9; %Módulo elástico corpo-de-prova
% Durezaesf=; %Dureza da esfera [Pa]
% Durezacp=; %Dureza do cp [Pa]

n0=0.026; %Viscosidade Dinâmica (Pa*s)
alfa= 1.6*10^-8; %Coeficiente de variação da viscosidade com a pressão
(m2/N)
Rqesf=0.02*10^-6; %Rq da esfera 0.02 (metros)
Rqcp=0.34*10^-6; %Rq do corpo-de-prova (metros)
%1.04 sem antes; 1.16 com antes; 0,34 sem depois e 0,53 com depois

%DIMENSÕES
dgiro=0.041; %m, Diâmetro de giro da esfera no eixo
desfera=0.007938; %m, Diâmetro da esfera do rolamento
Rax=desfera/2; %Raio do corpo 1 na direção x
Rbx=inf; %Raio do corpo 1 na direção x
Ray=desfera/2; %Raio do corpo 1 na direção x
Rby=inf; %Raio do corpo 1 na direção x
R=1/((1/Rax)+(1/Rbx)+(1/Ray)+(1/Rby)); %Raio combinado reduzido (Neves)
k=Rax/Ray;

%VELOCIDADES
Weixo=rotacao*pi/30; %rad/s, Rotação do motor (sentido importa)

```

```

Veixoraio=Weixo*(dgiro/2);%m/s, Velocidade do 'eixo' no raio de ação
Vcg=Veixoraio/2;
EntVel=Vcg; %Velocidade de entrada, igual trab Cosseau
https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.041
SlidVel=0;
SRR=SlidVel/EntVel;

%PRESSÃO DE CONTATO (@Johnson 1985)
Pmorto=9.81*Cargamorta; %Peso morto
Ptampa=4.37*9.81; %Peso da tampa
Pbraco=80.1+2.5; %Peso do braço + conjunto
CargaEnsaio=(Ptampa*0.12+Pbraco*0.22+Pmorto*0.47)/0.12; %Carga total do
ensaio

if Carga==0
    CargaEsf=CargaEnsaio/Nesferas; %Carga por esfera
else
    CargaEsf=Carga; %Carga por esfera
end

EComb=2/(((1-Poissonesf^2)/Moduloesf)+((1-Poissoncp^2)/Modulocp)); %Módulo
elástico combinado E' (2*E*=E')
Raioceto=(3*CargaEsf*R/(EComb))^(1/3); %Raio de contato
Areaceto=pi*Raioceto^2; %Área de contato
AprCent=Raioceto^2/(desfera/2); %Aproximação de centro delta
Pmedia=CargaEsf/Areaceto; %Pa, Pressão média de Hertz
Pmax=3*CargaEsf/(2*pi*Raioceto^2)
Cismax=0.31*Pmax; %Pa, Cisalhamento máximo, na posição central de contato
PosCismax=0.48*Raioceto; %Profundidade do cisalhamento máximo
Ttmaxesf=(1/3)*(1-2*Poissonesf)*Pmax; %Tensão trativa máxima esfera
Ttmaxcp=(1/3)*(1-2*Poissoncp)*Pmax; %Tensão trativa máxima cp

%TORQUE RESISTENTE ESPERADO
CAest=0.0005; %Coeficiente de atrito de rolamento (estimado)
TorqueResist=CargaEnsaio*CAest*dgiro*0.5;

%ESPESSURA DE FILME DE EHL (STACHOWIAK E BATCHELOR, 1993)
U=EntVel*n0/(EComb*R); %Parâmetro de velocidade
G=alfa*EComb; %Parâmetro de materiais
W=CargaEsf/(EComb*R^2); %Parâmetro de carga
Rqcomb=sqrt(Rqesf^2+Rqcp^2); %Eq 7.34
GV=G*W^3/U^2; %Pg 329
GE=W^(8/3)/U^2; %Pg 329
hc=R*U^2/W^2*3.61*GV^(0.53)*GE^(0.13)*(1-0.61*exp(-0.73*(k))) %Eq 7.31
ho=R*U^2/W^2*3.42*GV^(0.49)*GE^(0.17)*(1-exp(-0.68*(k))) %Eq 7.32
lambda=ho/Rqcomb;

%TENSÕES
z=linspace(-0.0005,-0.000001,10000);
e=Rax/Ray;
Z=z./Raioceto;

%Orthogonal Shear Stress Amphtude as a Function of Rolling Contact
%Ellipticity and Depth (Moyar e Sharma, 1997)

A=-(1/4)*(5*Z.^2-3./e^2);
B=-(Z.^2./e.^2);
C=-(Z.^2/(4.*e.^2)).*(1+e.^2*Z.^2);
p=(A./3).^2-B./3;
q=-(A./3).^3+(B.*A)./6-C./2;
discriminante=q.^2-p.^3;

```

```

for i=1:length(discriminante)
    if discriminante(i)>=0
        v(i)=nthroot((q(i)+sqrt(discriminante(i))),3)+nthroot((q(i)-
sqrt(discriminante(i))),3);
    else
        u(i)=acos(q(i)./(p(i).*nthroot(p(i),2)));
        v(i)=2.*p(i).^(1/2).*cos(u(i)./3);
    end
end

Lambdao=v-(A/3);

sigma1=Pmax*((1+Poissoncp).*(1-(z./Raiecto).*atan(Raiecto./z))-
0.5.*((1+(z.^2./Raiecto.^2)).^-1)); %Valor de sigma1=sigma2=sigma3=sigmay
eq 3.45 Johnson
sigma3=Pmax.*((1+(z.^2./Raiecto.^2)).^-1); %Valor de sigma 3 eq 3.45
Johnson
cis=abs((sigma1-sigma3)/2); %Valor de Tmax eq 3.45 Johnson
cisort=Pmax.*Z.^2.*(Lambdao-
Z.^2).^(1/2)./((Lambdao.^2+Z.^2).*(1+e.^2.*Lambdao).^(1/2)); %Valor de
Tyzmax @Moyar
[valor1,index1]=max(cis);
Cismax=valor1/1000000 %Valor Cismax (MPa)
zCismax=1000000*z(index1) %Posição em Z de Cismax (um)
[valor,index]=max(cisort);
Tzxmax=valor/1000000 %Valor Tzxmax (MPa)
zTzxmax=1000000*z(index) %Posição em Z de Tzxmax (um)
xo=Raiecto*1000000*sqrt((1+Lambdao).*(1-(Z.^2./Lambdao))); %Posição em
X de Tyzmax (um)

graf=plot(sigma1/1000000,z*1000000,'k',...
sigma3/1000000,z*1000000,'b',...
cis/1000000,z*1000000,'g',...
cisort/1000000,z*1000000,'r');
set(gca,'XLim',[0 3000],'YLim',[-500 0],'FontSize',25)
%
xlabel('Orthogonal Shear Stress
(MPa)','fontWeight','bold','FontSize',25);
ylabel('Profundidade (um)','fontWeight','bold','FontSize',25);
set(graf,'LineWidth',2);
legend('\sigma_{1} (eq. 18)','\sigma_{3} (eq. 19)','\tau (eq.
20)','\tau_{zx} (eq. 30)')
set(legend,'FontSize',18,'Position',[.6 .3 .1 .1]);
grid on

figure

grafnorm=plot(sigma1./Pmax,z./Raiecto,sigma3./Pmax,z./Raiecto,cis./Pmax,z./
Raiecto);
set(gca,'XLim',[0 1.2],'YLim',[-3 0],'FontSize',25)
%
xlabel('Orthogonal Shear Stress
(MPa)','fontWeight','bold','FontSize',25);
ylabel('Profundidade (z) / Raio de contato
(a)','fontWeight','bold','FontSize',25);
legend('\sigma_{1}/P_{máx} (eq. 18)','\sigma_{3}/P_{máx} (eq.
19)','\tau/P_{máx} (eq. 20)')
set(grafnorm,'LineWidth',2);
set(legend,'FontSize',22,'Position',[.6 .3 .1 .1]);
grid on

```

ANÁLISE PARAMÉTRICA E QUALIDADE DE AJUSTE

```
%Realiza o método da máxima verossimilhança
%Depois, realiza o teste de qualidade de ajuste de R2 e de Anderson-Darling
%Deve-se adicionar os tempos na variável t (linha 10)

t=[42 56 108 120 127 75 52 118];
%np t=[42 56 108 120 127 75 52 118];
%sp t=[50 57 14 36 68 24 90 49];
N=length(t);

%MÉTODO DA MÁXIMA VEROSSIMILHANÇA
%FUNÇÃO PRÉ-DEFINIDA NO MATLAB
[MMV] = mle(t,'distribution','wbl');
hepta=MMV(1)
beta=MMV(2)

%MÉTODO PAPER TIRYAKIOGLU
%Basicamente, muda o calculo da probabilidade F(i)
%Com base em uma tabela de 'a' e 'b' em funcao do numero de amostras
a(8)=0.309;
b(8)=0.25;

%Calculo dos coeficientes da reta de Weibull
%ln(-ln(1-F(ti))) = 'a'*ln(ti)+'b'
%ln(-ln(1-F(ti))) = beta*ln(ti)-beta*ln(hepta)
%beta = coeficiente angular 'a' da linha de tendencia
%ln(hepta) = termo 'b' da reta / -beta (ou linha 45)
areta=beta;
brete=-beta*log(hepta);
%Ordenar de forma ascendente e transpor
t=sort(t)';

%Plotar Reta de Weibull em escala logarítmica em x
x=linspace(-10,10,1000);
y=areta*x+brete;
semilogx(exp(x),y,'Color','k')
xlim([1 1000])
ylim([-5 5])
yticks(-5:1:5)
xlabel('ln(ti)','fontweight','bold','FontSize',25);
ylabel('ln(-ln(1-F(ti)))','fontweight','bold','FontSize',25);
set(gca,'FontSize',15)
grid on

%Calcular valores estimados
for i=1:N
yest(i)=areta*log(t(i))+brete; %Valores calculados pela Reta de Weibull (p/
cálculo de R2)
estweib(i)=wblcdf(t(i),hepta,beta); %Estimação com base na Distribuição de
Weibull (p/ cálculo de R2)
end

%Calcular valores não-paramétricos (como se fosse um método gráfico para
comparar com reta de Weibull)
for i=1:N
t(i,2)=N-i+1; %Rank Inverso
if i>1
t(i,3)=(t(i,2)*t(i-1,3)+(N+1))/(t(i,2)+1); %Rank ajustado = ((rank
inverso*rank ajustado anterior+(N+1)/rank inverso)
else
```



```

        t(i,3)=1; %Rank ajustado
    end
    t(i,4)=(t(i,3)-a(N))/(N+b(N)); %F(ti) = i-a/N+b
    t(i,5)=log(t(i,1)); %ln(ti)
    t(i,6)=log(-log(1-t(i,4))); %ln(-ln(1-F(ti))) Eixo Y do papel de
Weibull = ln(-ln(1-F(ti)))
end

%Plotar pontos no gráfico
for i=1:N
    hold on
    plot(t(i),t(i,6),'k*')
    hold on
    plot(t(i),yest(i),'ko')
end

%Cálculo de R2
% R2 = 1- (soma(y(i)-yest(i))^2)/soma(y(i)-ymedio)^2)
sqtot=0;
sqres=0;
for i=1:N
    sqtot=sqtot+(t(i,6)-mean(t(:,6)))^2;
    sqres=sqres+(t(i,6)-yest(i))^2;
end
r_quadrado=1 - sqres/sqtot

% %Cálculo de R2(0.05)
% %Limite com alfa 0.05 segundo Tiryakioğlu Hudak e Otken (2009)
% %se R2>R205, os dados vem da distribuicao de Weibull
r_quadrado05=1.0637-(0.4174/N^0.3)

%Cálculo de A2
a_quadrado=0;
for k=1:N
    a_quadrado=a_quadrado+(2*k-1)*log(estweib(k))+(2*N+1-2*k)*(log(1-
estweib(k)));
    %Formula Anderson-Darling apud Tiryakioğlu Hudak e Otken (2009)
end
a_quadrado=-N-(1/N)*(a_quadrado)
%Cálculo de A2(0.05)
%Limite com alfa 0.05 segundo Tiryakioğlu
%se A2<A205, os dados vem de uma distribuicao de Weibull
a_quadrado05=1.2344-(1.3956/sqrt(N))

r_quadradook=0;
a_quadradook=0;

if r_quadrado>r_quadrado05
    r_quadradook=1
end

if a_quadrado<a_quadrado05
    a_quadradook=1
end

```

São apresentados os gráficos de qualidade de ajuste para cálculo do coeficiente de determinação R2. (a) sem shot-peening (b) com shot-peening. A linha é a reta da distribuição Weibull $Y(ti)$ com os valores β e η calculados pelo método da

verossimilhança; os círculos são os valores da reta $Y(t_i)$ calculados com a substituição dos tempos t_i até a falha; as estrelas são os valores de confiabilidade estimada $\hat{\phi}(t_i)$ calculados pelo método gráfico sem viés.

INTERVALOS DE CONFIANÇA

```
%Plota os contornos dos níveis de confiança
%Parâmetros de entrada:
%Beta e hepta (calculados), tempos (adquiridos), alfa (selecionado)

%Teste para conferir com referência (ReliaSoft, 2015)
% t.np=[10 20 30 40 50];
% hepta.np=33.9428;
% beta.np=2.2938;

%PARÂMETROS INICIAIS
%Alfa
alfa=0.9;
confianca=sprintf('%d%s',100*alfa,'% Confiança');

%Tempos e parâmetros np e sp
t.np=[42 56 108 120 127 75 52 118];
hepta.np=98.1465;
beta.np=3.0757;

t.sp=[50 57 14 36 68 24 90 49];
hepta.sp=54.8230;
beta.sp= 2.2885;

%Variáveis de controle
veroestnp=1;
verossimnp=1;
veroestsp=1;
verossimsp=1;

%Cálculo da função de verossimilhança utilizando os parâmetros estimados na
%MMV para np e sp
for i=1:length(t.np)
    veroestnp=veroestnp*(beta.np/hepta.np*(t.np(i)/hepta.np)^(beta.np-
1)*exp(-(t.np(i)/hepta.np)^(beta.np)))
end

for i=1:length(t.sp)
```

```

        veroestsp=veroestsp*(beta.sp/hepta.sp*(t.sp(i)/hepta.sp)^(beta.sp-
1)*exp(-(t.sp(i)/hepta.sp)^(beta.sp)))
end

%Função multiplicada pelo fator com o chi-quadrado (2 graus de liberdade
pois 2 parâmetros)
resultadoveronp=veroestnp*(exp(-chi2inv(alfa,2)/2));
resultadoverosp=veroestsp*(exp(-chi2inv(alfa,2)/2));

%Função verossimilhança com beta e hepta simbólicos (variáveis de
interesse)
syms betanp heptanp
for i=1:length(t.np)
    verossiminp=verossiminp*(betanp/heptanp*(t.np(i)/heptanp)^(betanp-
1)*exp(-(t.np(i)/heptanp)^(betanp)));
end

syms betasp heptasp
for i=1:length(t.sp)
    verossimisp=verossimisp*(betasp/heptasp*(t.sp(i)/heptasp)^(betasp-
1)*exp(-(t.sp(i)/heptasp)^(betasp)));
end

%Função a ser minimizada (verossimilhança simbólica - verossimilhança
%chi-quadrado)
funcaonp=verossiminp-resultadoveronp;
funcaosp=verossimisp-resultadoverosp;

%PLOTAR GRÁFICOS
%Elaborar linhas do np e sp
fig1=figure(1);
hfcnp = fcontour(funcaonp,[0, 6, 0, 150]);
fig2=figure(2);
hfcsp = fcontour(funcaosp,[0, 6, 0, 150]);
%Criar gráfico de contorno fim
fig3=figure;
Contorno=contour(hfcnp.XData, hfcnp.YData,
hfcnp.ZData,'LevelList',0,'LineWidth',2,'LineColor','black');
hold on
contour(hfcsp.XData, hfcsp.YData,
hfcsp.ZData,'LevelList',0,'LineWidth',2,'LineColor','red');
hold on
plot(beta.np,hepta.np,'k*')
hold on
plot(beta.sp,hepta.sp,'r*')
grid minor
legend('Sem shot-peening','Com shot-peening');
annotation('textbox',[.6 .3 .1 .1],'String',confianca,'BackgroundColor',[1
1 1],'FontSize',12);
set(legend,'FontSize',12,'Location','southeast');
xlabel('\beta','FontSize',15,'FontWeight','bold');
ylabel('\eta','FontSize',15,'FontWeight','bold');
set(gca,'FontSize',15);
titulo=sprintf('%s%d','Comparacao_intervalos-de-confianca',100*alfa);
print(fig3,titulo,'-dpng');

```

APÊNDICE B – ALGORITMO PARA CONTAR PIXELS UTILIZANDO *IMAGEJ*

```
//Programa para contar porcentagem de claro/escuro em uma foto
//Utiliza um limite na escala RGB para definir o que é claro/escuro
//Tal limite é solicitado pelo programa ao usuário no início (recomenda-se
fazer alguns testes para ver o mais indicado em cada caso)
//O programa solicita um "Diretório de entrada", onde deve estar as fotos a
serem processadas
//O programa solicita um "Diretório de saída", onde vai salvar as fotos
processadas (em condição binária) e um arquivo .txt com as porcentagens de
branco para cada foto, em ordem.

requires("1.33s");
print("\\Clear"); //Limpa o Log
run("Clear Results"); //Limpa os Results
numero=getNumber("Limite P/B (RGB)", 180) ; //Solicita limite RGB
dir = getDirectory("Escolha diretório de entrada"); //Solicita pasta
entrada
dir2=getDirectory("Escolha diretório de saída"); //Solicita pasta
saída
setBatchMode(true); //Não sei
count = 0
countFiles(dir);
n = 0;
processFiles(dir);
//print(count+" files processed");

function countFiles(dir) {
list = getFileList(dir);
for (i=0; i<list.length; i++) {
if (endsWith(list[i], "/"))
countFiles(""+dir+list[i]);
else
count++;
}
}

function processFiles(dir) {
list = getFileList(dir);
pctAR=newArray(count); //Matriz de porcentagens de AR
for (i=0; i<list.length; i++) {
if (endsWith(list[i], "/"))
processFiles(""+dir+list[i]);
else {
showProgress(n++, count);
path = dir+list[i];
processFile(path);
total=getResult("Area",i*2); //Variável total, todos os
pixels
branco=getResult("Area",i*2+1); //Variável branco, pixels
brancos
pctAR[i]=branco/total; //Porcentagem de brancos
print (pctAR[i]); //Escreve no log
}
}
}

function processFile(path) {
open(path);
run("8-bit"); //Transforma a imagem em 8-bits
```

```

run("Threshold..."); //Abre a janela Image>Adjust>Threshold
selectWindow("Threshold"); //Selecione a janela
setOption("BlackBackground", true); //Seta o Dark Background (fundo
preto)
setThreshold(numero, 255); //Seta o limite previamente solicitado
run("Convert to Mask"); //Aplica
run("Select All"); //Selecione tudo
run("Measure"); //Salva o valor em results
run("Create Selection"); //Selecione só os brancos
run("Measure"); //Salva o valor em results
saveAs("Jpeg",dir2+list[i]); //Salva a imagem binário na pasta de
saída
        close();
    }

selectWindow("Log"); //select Log-window
saveAs("Text",dir2+"Resultados"+numero+".txt"); //Salva na pasta de
saída
run("Close All"); //Fecha tudo

```

ANEXO A – CURVA DE VISCOSIDADE DO ÓLEO API GL4 SAE 75W