



# INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE RODAGEM NA FADIGA DE ENGRENAGENS

**ALEXANDRE QUINTAL E FERREIRA**

outubro de 2021

# INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE RODAGEM NA FADIGA DE ENGRENAGENS

Alexandre Quintal e Ferreira

1161270

**2021**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Engenharia Mecânica





# INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE RODAGEM NA FADIGA DE ENGRENAGENS

Alexandre Quintal e Ferreira

1161270

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação de Ramiro Carneiro Martins e coorientação de Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes

**2021**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Engenharia Mecânica





# JÚRI

## **Presidente**

Doutoramento, Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho  
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Orientador**

Doutoramento, Ramiro Carneiro Martins  
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Coorientador**

Doutoramento, Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes  
Professor Auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

## **Arguente**

Doutoramento, Pedro Miguel Teixeira Marques  
Investigador, Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial



## Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer ao Doutor Ramiro Carneiro Martins pela prontidão em me proporcionar a possibilidade e o desafio de realizar o presente estudo, como também pela disponibilidade demonstrada. Ao Doutor Carlos Miguel da Costa Fernandes que me acompanhou diariamente, expressei a minha gratidão por todo o tempo dispensado, pelo ensinamento e por me dar a liberdade de aprender por mim mesmo perante as dificuldades. Agradeço a todos os constituintes do CETRIB, Dr. Jorge Seabra, Dr. David Gonçalves, Dr. Pedro Marques, Eng. Beatriz Graça e Eng. João Marafona por me receberem na unidade de investigação. Agradecer também aos doutorandos Eng. Justino Cruz e Eng. Pedro Romio por partilharem o dia a dia comigo e por toda a amizade que demonstraram.

Um obrigado àquelas pessoas que fizeram parte do percurso que foi o meu mestrado, como também uma palavra às boas amizades que perduram desde o tempo de licenciatura.

Uma palavra de agradecimento à família, em especial ao meu pai e à minha irmã pelo encorajamento que me deram por aceitar este desafio.

Por fim, e de todas as pessoas a mais importante, agradeço à minha mãe por tudo aquilo que sempre me proporcionou desde o primeiro dia em que decidi abraçar o desafio de me afirmar como engenheiro. Obrigado também pelo teu esforço, pelas palavras de motivação, pelos conselhos, por estares sempre do meu lado e por nunca pões em causa que eu era capaz de alcançar os meus sonhos e objetivos.



## Palavras chave

Banco de ensaios *FZG*; Engrenagens; Rodagem;  
*Micropitting*; Análise visual; Textura superficial.

## RESUMO

Rodagem é definida como sendo o processo que ocorre antes do regime permanente de operação quando duas ou mais superfícies entram em contacto, perante certas condições de carga e movimento relativo. De muitos outros fatores, este processo é geralmente acompanhado pela modificação de parâmetros como a rugosidade superficial, coeficiente de atrito e da taxa de desgaste do material.

Associado à fadiga de contacto, *micropitting* é um fenómeno progressivo onde se alteram as condições superficiais de um determinado componente, influenciando diretamente na prestação do mesmo ou até reduzir a sua vida útil em serviço.

O presente estudo tem como principal objetivo avaliar o impacto das condições de rodagem no aparecimento e propagação de *micropitting* na superfície de engrenagens *FZG* tipo C.

Dos diferentes procedimentos associados ao estudo presente neste documento, estes podem ser definidos pelos seguintes tópicos:

- Caracterização do óleo lubrificante para engrenagens PAO 150;
- Execução da campanha de testes de *micropitting*, no banco de ensaio de engrenagens *FZG*;
- Análise visual da área afetada por *micropitting* na superfície da engrenagem;
- Medição da textura superficial das engrenagens entre os estágios da campanha de testes;
- Medição da perda de massa das engrenagens no decorrer dos ensaios de fadiga;
- Apresentação dos dados adquiridos e a análise dos mesmos.

O trabalho que será apresentado nesta dissertação, dá continuidade a um estudo realizado por *Fernandes et al.* [1], no qual, foi avaliado o impacto da rodagem na eficiência das engrenagens. Para tal, a rodagem das engrenagens foi realizada com diferentes condições de carga e temperatura, lubrificadas por um óleo de engrenagens PAO 150.

A campanha de testes de *micropitting* consistiu em quatro estágios distintos, três destes com duração de 16 h e um de 80 h, pelo que, nos dois últimos estágios as engrenagens foram submetidas à mesma carga.

Mediante a campanha de testes realizada, constata-se que para as engrenagens com uma temperatura mais baixa na fase de rodagem, houve um maior aparecimento e consequente propagação de *micropitting* na superfície das mesmas, sendo comprovada a reprodutibilidade do resultado obtido.



## Keywords

FZG test rig;

Gears;

Running-in;

Micropitting;

Visual analysis;

Surface texture.

## ABSTRACT

Running-in can be defined as the process that occurs leading to the steady-state operation conditions, between two new contacting surfaces through certain load and rolling/sliding conditions. Despite many other factors, this process is accompanied with various changes concerning surface roughness, coefficient of friction and wear rate.

Associated with the rolling contact fatigue, the process of micropitting is a progressive phenomenon that alters the surface conditions of a component, thus, degrading the performance and reliability of the mechanical equipment.

The main focus of the present study is to determine the impact of the running-in conditions on the appearance and propagation of the micropitting phenomenon in FZG type C gears.

Despite the various procedures done, the work presented can be summarized in the following topics:

- Characterization of gear oil lubricant PAO 150;
- Micropitting test campaign in FZG gear test rig;
- Visual analysis of the micropitted area;
- Measurement of the surface texture between load stages throughout the test campaign;
- Acquisition of mass loss measurements;
- Presentation of the acquired data and correlate the information.

The study presented in this dissertation was based on a previous work done by *Fernandes et al.* [1], where the influence of running-in operating conditions on the steady-state torque loss of ground spur gears was assessed, when lubricated with PAO 150 gear oil.

The micropitting test campaign consisted of four different load stages, three of them with a duration of 16 h with increasing contact load, and one over-load stage of 80 h. The last two load-stages were equal.

One of the main conclusions is that lower oil temperature during running-in promotes larger micropitting area on the gear flank. Furthermore, the experimental procedure reproducibility was confirmed.



# LISTA DE ABREVIATURAS, UNIDADES E SÍMBOLOS

## Lista de Abreviaturas

3D	Três dimensões
AMP	Área afetada por micropitting
APB	Após perda de binário
API	American Petroleum Institute
ASTM	American Society for Testing and Material
DGMK	Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl
DIN	Deutsches Institut für Normung
EHD	Elastohidrodinâmica
FTIR	Fourier Transform Infra Red spectroscopy
FZG	Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebbau
ISO	International Organization for Standardization
IV	Índice de viscosidade
PAG	Polialquilenoglicol
PAO	Polialfaolefinas
PG	Poliglicóis
SAE	Society of Automotive Engineers

## Lista de Unidades

GPa	Gigapascal
Hz	Hertz
K	Kelvin
N	Newton
Pa s	Pascal segundo
cP	Centipoise
cSt	Centistoke
g cm <sup>-3</sup>	grama por centímetro cúbico
h	hora
kg	quilograma
kgf	quilograma-força
L	litro
m	metro
mg	miligrama
min	minuto
mL	mililitro
mm	milímetro

$m^3$	metro cúbico
rpm	rotação por minuto
$\mu m$	micrómetro
$^{\circ}C$	Grau célsius

## Lista de Símbolos

$A$	Constante da equação de <i>Vogel-Cameron et al.</i>	
$AW$	Anti-desgaste	
$B$	Constante da equação de <i>Vogel-cameron et al.</i>	
$C$	Constante da equação de <i>Vogel-Cameron et al.</i>	
$E^*$	Módulo de elasticidade equivalente	Pa
$EP$	Extrema pressão	
$E_f$	Energia de atrito	J
$E^{\circ}$	Grau Engler	
$F_a$	Força de atrito	N
$F_k$	Peso do suporte para os pesos normalizados	N
$F_N$	Força normal	N
$F_W$	Somatório dos pesos utilizados	N
$G$	Parâmetro adimensional de material	
$H_m$	Dureza do material	
$H_{vl}$	Fator de perdas da engrenagem	
$K$	Condutibilidade térmica do lubrificante	$^{\circ}C^{-1}$
$L_{0.8}$	Comprimento de onda	mm
$L_x$	largura de Hertz	mm
$M_{r1}$	Percentagem de material acima do núcleo	
$M_{r2}$	Percentagem de material abaixo do núcleo	
$P$	Perfil primário	
$P_h$	Pressão máxima de Hertz	Pa
$P_i$	Potência de entrada	W
$P_t$	Máxima altura entre pico e vale do perfil primário	$\mu m$
$R$	Perfil de rugosidade	
$R_a$	Rugosidade média aritmética	$\mu m$
$R_k$	Rugosidade do núcleo	$\mu m$
$R_{ku}$	Distribuição de Kurtosis	
$R_{max}$	Máxima altura de pico ou vale	$\mu m$
$R_{pk}$	Altura de picos reduzida	$\mu m$
$R_q$	Rugosidade média quadrática composta	$\mu m$
$R_{sk}$	Assimetria da superfície	
$R_{vk}$	Altura de vales reduzida	$\mu m$
$R_x$	Raio equivalente	m
$R_{Z(DIN)}$	Média das alturas de picos ou vales	$\mu m$
$SRR$	Taxa de escorregamento	
$S_a$	Altura média aritmética (3D)	$\mu m$

$S_{ku}$	Distribuição de Kurtosis (3D)	
$S_p$	Altura máxima de pico (3D)	$\mu\text{m}$
$S_q$	Altura quadrática média aritmética (3D)	$\mu\text{m}$
$S_{sk}$	Assimetria da superfície (3D)	
$S_v$	Altura máxima de vale (3D)	$\mu\text{m}$
$S_Z$	Altura máxima da superfície (3D)	$\mu\text{m}$
$T$	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
$T_1$	Binário no pinhão de testes	N m
$T_H$	Binário produzido pelo braço	N m
$T_L$	Binário do motor elétrico	N m
$T_{VD}$	Binário de atrito nos vedantes	N m
$T_{vl}$	Binário de atrito nos rolamento	N m
$T_{vz0}$	Binário de atrito sem carga	N m
$U$	Parâmetro adimensional de velocidade	
$V_0$	Volume de retenção de óleo	
$W$	Perfil de ondulação	
$W'$	Parâmetro adimensional de carga	
$W_t$	Máxima altura entre pico e vale do perfil de ondulação	$\mu\text{m}$
$a$	Semi-largura de Hertz	mm
$b$	Largura de dentado	mm
$d$	Densidade	
$d_a$	Círculo de Addendum	mm
$h_0$	Espessura de filme lubrificante	mm
$h_{0t}$	Espessura de filme corrigida	
$i$	Razão de transmissão	
$k$	Taxa de desgaste média	
$k_1$	Constante da equação de grau Engler	
$k_2$	Constante da equação de grau Engler	
$k_3$	Constante da equação de grau Engler	
$m$	Parâmetro dependente do lubrificante (ASTM D341)	
$n$	Parâmetro dependente do lubrificante (ASTM D341)	
$p$	Pressão	Pa
$s$	Parâmetro dependente do lubrificante ( <i>Gold et al.</i> )	
$t$	Parâmetro dependente do lubrificante ( <i>Gold et al.</i> )	
$x_i$	Correção de dentado	mm
$z_i$	Número de dentes	
$\Delta_V$	Volume de desgaste	$\text{m}^3$
$\Delta_m$	Perda de massa	mg
$\alpha$	Coefficiente de piezo viscosidade	$\text{Pa}^{-1}$
$\beta$	Coefficiente de termoviscosidade	
$\dot{\gamma}$	Taxa de deformação	
$\epsilon_\alpha$	Razão de condução	
$\eta$	Viscosidade dinâmica	Pa s
$\eta_D$	Eficiência da caixa escrava	
$\eta_T$	Eficiência da caixa de testes	
$\lambda_c$	Cut-off	mm

---

$\mu_{Xu}$	Coeficiente de atrito proposto por Xu et al.	
$\mu_{mZ}$	Coeficiente de atrito médio	
$\nu$	Viscosidade cinemática	cSt
$\rho$	Massa volúmica	kg m <sup>-3</sup>
$\sigma$	Rugosidade quadrática média composta	μm
$\nu$	Coeficiente de poisson	
$\phi_T$	Fator de correção	
$\Lambda$	Espessura específica de filme	

---

# ÍNDICE DE FIGURAS

2.1. Escoamento laminar de um fluido. . . . .	12
2.2. Variação da viscosidade dinâmica em função da temperatura para diferentes tipos de lubrificantes (adaptado). . . . .	13
2.3. Variação da viscosidade cinemática em função da temperatura (adaptado). . . . .	14
2.4. Variação da viscosidade dinâmica em função da pressão, para diferentes tipos de óleos. (1) Aromático; (2) Nafténico; (3) Parafínico; (4) Biodegradável. . . . .	15
2.5. Tipos de contactos em EHD. (a) Contacto linear. (b) Contacto pontual elíptico. . . . .	20
2.6. Ilustração dos diferentes regimes de lubrificação em EHD. (a) Lubrificação por filme completo. (b) Lubrificação por filme misto. (c) Lubrificação por filme limite. . . . .	20
2.7. Composição de uma superfície. . . . .	23
2.8. Medição dos perfis de rugosidade de uma engrenagem. . . . .	23
2.9. Exemplos de diferentes valores de “cut-off” e respetivos perfis $R$ e $W$ . . . . .	25
2.10. Representação da rugosidade média aritmética . . . . .	25
2.11. Comparação entre superfícies com o mesmo valor de $R_a$ . . . . .	26
2.12. Determinação de $R_z$ e $R_{max}$ para os respetivos comprimentos de referência . . . . .	26
2.13. Ilustração do parâmetro $W_t$ . . . . .	27
2.14. Exemplo da medição de $P_t$ . . . . .	27
2.15. Curva de <i>Abbott-Firestone</i> e respetivas linhas de referência . . . . .	28
2.16. Parâmetros $T_{pa}$ e $T_{pi}$ e consequentes perfis de rugosidade . . . . .	28
2.17. Comparação do parâmetro $T_{pi}$ para diferentes perfis de rugosidade . . . . .	29
2.18. Parâmetros $R_k$ , $M_{r1}$ e $M_{r2}$ , representados através da curva de percentagem de material . . . . .	29
2.19. Representação gráfica de $R_{pk}$ e $R_{vk}$ . . . . .	30
2.20. Caracterização de duas superfícies com o mesmo $R_a$ . . . . .	30
2.21. Ilustração do volume retido de óleo . . . . .	30
2.22. Ilustração da assimetria de uma superfície, consoante a sua distribuição, para o mesmo valor de $R_a$ . . . . .	31
2.23. Ilustração de superfícies com o mesmo $R_a$ , mas com diferentes distribuições de $K_u$ . . . . .	32
2.24. Representação de uma superfície a 3D . . . . .	32
2.25. Desgaste abrasivo severo, nos dentes de uma engrenagem . . . . .	35
2.26. Desgaste adesivo na superfície dos dentes de uma engrenagem . . . . .	36
2.27. Microfissuras no interior de um componente mecânico. . . . .	37
2.28. Fenómeno de <i>micropitting</i> nos dentes de uma engrenagem . . . . .	38

2.29. Fenómeno de <i>pitting</i> e <i>spalling</i> nos dentes de uma engrenagem. (a) Fase inicial de desgaste por <i>pitting</i> . (b) Evolução desde <i>pitting</i> até o fenómeno de <i>spalling</i> . . . . .	39
2.30. Fenómeno de <i>spalling</i> nos dentes de uma engrenagem de turbina eólica. . . . .	40
2.31. Diferentes fases num processo de rodagem. . . . .	41
2.32. Ilustração do movimento relativo na superfície do dente de uma engrenagem. . . . .	44
3.1. Equipamento utilizado para efetuar a medição da densidade. . . . .	49
3.2. Representação dos componentes do vibro viscosímetro e aplicação do mesmo na medição da viscosidade do lubrificante (a) Ilustração de um vibro viscosímetro. (b) Equipamento utilizado na medição da viscosidade do lubrificante. . . . .	50
3.3. Ilustração dos diferentes elementos constituintes de um viscosímetro de <i>Engler</i> . . . . .	51
3.4. Fase final da medição do tempo de escoamento utilizando um viscosímetro de <i>Engler</i> . . . . .	52
3.5. Detalhe da área de análise do equipamento utilizado para análise <i>FTIR</i> . . . . .	53
3.6. Esquema do banco de ensaios FZG. . . . .	54
3.7. Componentes principais do banco de ensaios FZG. . . . .	55
3.8. Disposição dos diferentes termopares. . . . .	56
3.9. Método de identificação dos diferentes lados/flancos da engrenagem . . . . .	57
3.10. Exemplo do procedimento de extração do pinhão. . . . .	58
3.11. Fenómeno de <i>fretting</i> . (a) Marcações no veio do pinhão causadas pelas vibrações do banco FZG; (b) Marcas no furo interior do pinhão causadas por vibrações. . . . .	58
3.12. Representação das diferentes anomalias encontradas nas engrenagens para as engrenagens: (a) G1; (b) G3; (c) G4; (d) G1R. . . . .	59
3.13. Demonstração do carregamento da embraiagem para a realização do respetivo ensaio (estágio K9). . . . .	60
3.14. Ilustração dos pontos de medição de binário do banco FZG. . . . .	62
3.15. Representação do equipamento utilizado na medição do perfil de rugosidade. . . . .	63
3.16. Ilustração do método utilizado para a medição do perfil de rugosidade e respetivo suporte. (a) Posicionamento do apalpador; (b) Suporte de medição. . . . .	64
3.17. Exemplo de uma topografia realizada a um dos dentes de uma engrenagem. . . . .	65
3.18. Comparação dos raios da ponteira e vale na superfície real da engrenagem (a) Raio da ponteira do apalpador (200 $\mu\text{m}$ ). (b) Raio de um determinado vale da superfície da real da engrenagem (50 $\mu\text{m}$ ). . . . .	66
3.19. Medição do perfil de rugosidade 3D de uma engrenagem com recurso a equipamento óptico. . . . .	67
3.20. Alinhamento das franjas isocromáticas com o referencial do equipamento. . . . .	67
3.21. Posicionamento da lente para medição da rugosidade no equipamento óptico. . . . .	68
3.22. Medição do perfil de rugosidade 3D de uma engrenagem com recurso a equipamento óptico. . . . .	68

3.23. Sobreposição dos dentes e espaço insuficiente para a medição da superfície no pé do dente. . . . .	69
3.24. Equipamento de medição de massa “METTLER TOLEDO PR 1203”. (a) Balança de medição; (b) Medição de massa de uma engrenagem. . . . .	70
3.25. Sequência de operações a realizar antes e após os testes no banco FZG. . . . .	71
3.26. Sequência da campanha de testes de <i>micropitting</i> . . . . .	72
3.27. Equipamento e posicionamento da engrenagem para aquisição da respectiva fotografia. (a) Disposição geral do equipamento para de aquisição da fotografia do dente; (b) Pormenor do posicionamento do dente 1 do pinhão. . . . .	74
3.28. Procedimento de quantificação da área afetada por <i>micropitting</i> . (a) Quantificação da área afetada por <i>micropitting</i> ; (b) Quantificação da área total ativa do dente. . . . .	75
3.29. Comparação da qualidade de fotografia para entre dois equipamentos. (a) Fotografia adquirida com equipamento 1; (b) Fotografia adquirida com equipamento 2. . . . .	76
3.30. Comparação de fotografias adquiridas com diferentes exposições de luz. (a) Imagem com pouca exposição de luz. (b) Imagem com exposição de luz adequada. . . . .	76
3.31. Variação da posição da engrenagem para aquisição da fotografia superficial. (a) Posicionamento da engrenagem apoiada nos seus próprios dentes; (b) Utilização do gabari para o correto posicionamento da engrenagem. . . . .	77
3.32. Comparação entre diferentes níveis de cores com: (a) Sem filtro; (b) Filtro A. (b) Filtro B. . . . .	78
3.33. Equipamento para aplicação do composto <i>RepliSet-F1</i> para réplica da superfície. . . . .	79
3.34. Processo de obtenção da réplica da superfície do dente. (a) Posicionamento do pinhão para aplicação do composto; (b) Réplica após o tempo de cura pronta para ser removida. . . . .	79
3.35. Comparação da mesma área de referência entre superfície real e réplica. (a) Área de referência em análise para comparação com a réplica (500 $\mu\text{m}$ ); (b) Mesma área de referência, neste caso, na réplica (500 $\mu\text{m}$ ). . . . .	80
3.36. Comparação entre uma superfície de engrenagem nova e utilizada. (a) Superfície nova (200 $\mu\text{m}$ ). (b) Superfície após estágio final do ensaio de <i>micropitting</i> (200 $\mu\text{m}$ ). . . . .	80
3.37. Procedimento efetuado com o intuito de retirar formas irregular da réplica quando realizadas num disco. . . . .	81
3.38. Comparação entre a réplica realizada ao dente de uma engrenagem (esquerda) com a réplica de um disco (direita). . . . .	81
3.39. Comparação entre a visualização da superfície real com a superfície da réplica no equipamento óptico. (a) Imagem recriada pelo equipamento óptico aquando da medição da superfície real (b) Superfície lida através da tentativa de medição da réplica da superfície da engrenagem. . . . .	82
4.1. Resultados obtidos para a variação da densidade do lubrificante em função da temperatura. . . . .	86

4.2. Valores obtidos para a viscosidade dinâmica através do ensaio no vibro viscosímetro. . . . .	86
4.3. Valores obtidos para a variação da viscosidade cinemática em função da temperatura. . . . .	87
4.4. Curva de variação da viscosidade cinemática em função da temperatura pela equação ASTM-D341. . . . .	88
4.5. Comparação dos valores obtidos da viscosidade cinemática para os diferentes métodos implementados. . . . .	89
4.6. Resultados obtidos da análise <i>FTIR</i> realizado ao óleo utilizado nos testes de <i>micropitting</i> . . . . .	90
4.7. Análise por interferometria de um lubrificante PAO contaminado com água em diferentes períodos de tempo. . . . .	90
4.8. Caracterização do programa de testes . . . . .	91
4.9. Perdas de binário sem carga para diferentes gamas de rotação do motor (adaptado). . . . .	93
4.10. Variação da rugosidade média aritmética no decorrer dos ensaios de rodagem: (a) Antes da rodagem. (b) Após rodagem. . . . .	95
4.11. Variação da altura média de picos no decorrer dos ensaios de rodagem: (a) Antes da rodagem. (b) Após rodagem. . . . .	96
4.12. Perda de massa conjunta na fase de rodagem (adaptado). . . . .	97
4.13. Taxa de desgaste média em função da espessura específica de filme no decorrer dos ensaios de rodagem. . . . .	97
4.14. Variação da espessura específica de filme média, calculada no primitivo, durante o processo de rodagem. . . . .	98
4.15. Perda de binário durante os ensaios de rodagem. . . . .	99
4.16. Coeficiente de atrito durante a fase de rodagem para as diferentes engrenagens (adaptado). . . . .	99
4.17. Energia de atrito no decorrer do ensaio de rodagem. . . . .	100
4.18. Energia de atrito no decorrer do ensaio de rodagem. . . . .	100
4.19. Energia de atrito no decorrer do ensaio de rodagem. . . . .	101
4.20. Perda de binário no decorrer dos testes de eficiência e temperatura de estabilização do banco de ensaios para: (a) Estágio K1; (b) Estágio K5; (c) Estágio K7; (d) Estágio K9 (adaptado). . . . .	103
4.21. Temperatura de estabilização do banco de ensaio FZG durante os testes de perda de binário (a) Estágio K5; (b) Estágio K7; (c) Estágio K9; (adaptado). . . . .	104
4.22. Evolução do coeficiente de atrito durante os testes de eficiência no estágio (adaptado): (a) K5; (b) K7; (c) K9. . . . .	105
4.23. Quociente da evolução do coeficiente de atrito entre engrenagens submetidas a uma mesma condição de temperatura na fase de rodagem (adaptado). (a) G1 vs G2; (b) G4 vs G5. . . . .	106
4.24. Quociente da evolução do coeficiente de atrito entre engrenagens submetidas a uma mesma condição de temperatura na fase de rodagem (adaptado). (a) G1 vs G2; (b) G4 vs G5. . . . .	107
4.25. Fotografias das superfícies que contemplaram a análise visual: (a) G1 - K9/80 °C; (b) G2 - K11/80 °C; (c) G3 - K6/90 °C; (d) G4 - K9/90 °C; (e) G5* - K11/90 °C. . . . .	109

4.26. Definição da altura ativa de pé e de cabeça do dente da engrenagem. . . . .	110
4.27. Diferentes áreas afetadas por <i>micropitting</i> correspondentes à altura ativa de pé: (a) G1 - K9/80°C (72 %); (b) G2 - K11/80°C (70 %); (c) G3 - K6/90°C (62 %); (d) G4 - K9/90°C (65 %); (e) G5* - K11/90°C (63 %). . . . .	110
4.28. Percentagem de área afetada por <i>micropitting</i> correspondente à altura ativa de pé. . . . .	111
4.29. Área afetada por <i>micropitting</i> referente à altura ativa de cabeça do dente da engrenagem: (a) G1 - K9/80°C (53 %); (b) G2 - K11/80°C (42 %); (c) G3 - K6/90°C (36 %); (d) G4 - K9/90°C (37 %); (e) G5* - K11/90°C (41 %). . . . .	112
4.30. Percentagem de área afetada por <i>micropitting</i> na cabeça dente. . . . .	112
4.31. Área total afetada por <i>micropitting</i> referente à altura ativa do dente: (a) G1 - K9/80°C (61 %); (b) G2 - K11/80°C (54 %); (c) G3 - K6/90°C (47 %); (d) G4 - K9/90°C (49 %); (e) G5* - K11/90°C (50 %). . . . .	113
4.32. Percentagem de área total afetada por <i>micropitting</i> . . . . .	114
4.33. Evolução da área afetada por <i>micropitting</i> referente à altura ativa de pé para G1R após o estágio: (a) Perda de binário (46 %); (b) K7 (52 %); (c) K8 (54 %); (d) K9 (59 %); (e) K9/80h (72 %). . . . .	114
4.34. Evolução da área afetada por <i>micropitting</i> no pé do dente de G1R. . . . .	115
4.35. Evolução da superfície junto do pé do dente de G1R, através de réplicas (escala de 200 $\mu\text{m}$ ). (a) Após testes de perda de binário; (b) Após estágio K7; (c) Após estágio K8; (d) Após estágio K9; (e) Após estágio K9/80h. . . . .	116
4.36. Evolução da área afetada por <i>micropitting</i> de G1R referente à altura ativa de cabeça após: (a) Perda de binário (8 %); (b) K7 (12 %); (c) K8 (24 %); (d) K9 (38 %); (e) K9/80h (52 %). . . . .	117
4.37. Evolução da área afetada por <i>micropitting</i> no cabeça do dente, para a engrenagem GR. . . . .	117
4.38. Evolução da superfície junto à cabeça do dente do dente de G1R, através de réplicas. (escala de 200 $\mu\text{m}$ ). (a) Após testes de perda de binário; (b) Após estágio K7; (c) Após estágio K8; (d) Após estágio K9; (e) Após estágio K9/80h. . . . .	118
4.39. Área ativa total afetada por <i>micropitting</i> referente a G1R após: (a) Perda de binário (24 %); (b) K7 (29 %); (c) K8 (37 %); (d) K9 (46 %); (e) K9/80h (60 %). . . . .	119
4.40. Percentagem de área total afetada por <i>micropitting</i> . . . . .	120
4.41. Percentagem de área total afetada por <i>micropitting</i> . . . . .	120
4.42. Perda de massa total das engrenagens / mg. . . . .	121
4.43. Perda de massa de G1R ao longo dos ensaios de fadiga / mg. . . . .	122
4.44. Variação da rugosidade média aritmética ( $R_a$ ) após os ensaios de <i>micropitting</i> / %. . . . .	124
4.45. Variação da média das alturas de picos/vales ( $R_{z(DIN)}$ ) após os ensaios de <i>micropitting</i> / %. . . . .	124
4.46. Variação de $R_{max}$ concluídos os testes de <i>micropitting</i> / %. . . . .	125
4.47. Evolução de $R_{ku}$ depois de concluída a campanha de testes de <i>micropitting</i> / %. . . . .	125
4.48. $R_{sk}$ após a conclusão dos ensaios de fadiga / %. . . . .	126
4.49. Evolução de $S_a$ terminada a campanha de testes de <i>micropitting</i> / %. . . . .	128
4.50. Variação de $S_{sk}$ realizados os respetivos testes de <i>micropitting</i> / %. . . . .	128

4.51. Variação da distribuição de <i>Kurtosis</i> após os testes de <i>micropitting</i> / % . . .	129
4.52. Evolução de $S_a$ após os testes de perda de binário e após conclusão dos testes de <i>micropitting</i> referente a G1R. . . . .	130
4.53. Evolução de $S_v$ após os ensaios de fadiga referentes a G1R. . . . .	131
4.54. Evolução de $S_{sk}$ no decorrer dos ensaios de à engrenagem G1R. . . . .	131
4.55. Variação de $S_{ku}$ à medida que a superfície de G1R evolui. . . . .	132
4.56. Coeficiente de atrito ao longo do perfil de envolvente de G1. . . . .	133
4.57. Repartição da força de atrito ao longo do perfil envolvente de G1. . . . .	134
4.58. Ilustração da direção de rolamento e escorregamento na superfície de um dente de engrenagem. . . . .	135
4.59. Quociente entre a tensão de <i>Von Mises</i> e a pressão máxima de <i>Hertz</i> para o ponto de maior força de atrito do perfil de envolvente (ponto F). . . . .	135
4.60. Tensões ao longo do perfil envolvente de G1 para o último estágio do ensaio de <i>micropitting</i> / MPa. . . . .	136
4.61. Comparação entre a distribuição da força de atrito ao longo do perfil de envolvente com a área afetada por <i>micropitting</i> de G1 (altura ativa de pé - Ponto A a C). . . . .	137
4.62. Comparação entre o efeito da variação da carga ou temperatura na fase de rodagem na área afetada com <i>micropitting</i> após testes de fadiga. . . . .	138
4.63. Área afetada por <i>micropitting</i> em função da perda de massa total após os testes de <i>micropitting</i> de G1, G1R e G4. . . . .	138
4.64. Incremento da área afetada por <i>micropitting</i> em função da perda de massa entre diferentes estágios. . . . .	139
5.1. Representação dos valores de $R_q$ com a utilização do conceito de filtragem funcional. . . . .	142
5.2. Variação da espessura específica de filme em função do conceito de filtragem funcional após a fase de rodagem das engrenagens. . . . .	143
5.3. Comparação de $\Lambda$ após o último estágio dos testes de <i>micropitting</i> pela implementação do conceito de filtragem funcional. . . . .	144
5.4. Comparação entre os valores de rugosidade obtidos utilizando diferentes filtragens. . . . .	145
5.5. Comparação da espessura específica de filme pelo conceito de filtragem funcional e $\Lambda = 0.25$ mm. . . . .	145
A.1. Após testes de perda de Binário (G1). . . . .	159
A.2. Após estágio K7 dos testes de fadiga (G1). . . . .	160
A.3. Após estágio K8 dos testes de fadiga (G1). . . . .	160
A.4. Após estágio K9 dos testes de fadiga (G1). . . . .	161
A.5. Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G1). . . . .	161
A.6. Superfície nova (G1R). . . . .	162
A.7. Após fase de rodagem (G1R). . . . .	162
A.8. Após testes de perda de binário (G1R). . . . .	163
A.9. Após estágio K7 dos testes de fadiga (G1R). . . . .	163
A.10. Após estágio K8 do testes de fadiga (G1R). . . . .	164
A.11. Após estágio K9 dos testes de fadiga (G1R). . . . .	164
A.12. Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G1R). . . . .	165
A.13. Após testes de perda de binário (G2). . . . .	165

A.14. Após estágio K7 dos testes de fadiga (G2). . . . .	166
A.15. Após estágio K8 dos testes de fadiga (G2). . . . .	166
A.16. Após estágio K9 dos testes de fadiga (G2). . . . .	167
A.17. Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G2). . . . .	167
A.18. Após testes de perda de binário (G3). . . . .	168
A.19. Após estágio K7 dos testes de fadiga (G3). . . . .	168
A.20. Após estágio K8 dos testes de fadiga (G3). . . . .	169
A.21. Após estágio K9 dos testes de fadiga (G3). . . . .	169
A.22. Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G3). . . . .	170
A.23. Após testes de perda de binário (G4). . . . .	170
A.24. Após estágio K7 dos testes de fadiga (G4). . . . .	171
A.25. Após estágio K8 dos testes de fadiga (G4). . . . .	171
A.26. Após estágio K9 dos testes de fadiga (G4). . . . .	171
A.27. Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G4). . . . .	172
A.28. Após testes de perda de binário (G5). . . . .	172
A.29. Após estágio K7 dos testes de fadiga (G5). . . . .	173
A.30. Após estágio K8 dos testes de fadiga (G5). . . . .	173
A.31. Após estágio K9 dos testes de fadiga (G5). . . . .	173
A.32. Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G5). . . . .	174
A.33. Superfície no estado novo. . . . .	175
A.34. Superfície após a fase de rodagem. . . . .	176
A.35. Superfície após os testes de perda de binário. . . . .	177
A.36. Superfície após estágio K7 dos testes de fadiga. . . . .	178
A.37. Superfície após estágio K8 dos testes de fadiga. . . . .	179
A.38. Superfície após estágio K9 dos testes de fadiga. . . . .	180
A.39. Superfície após estágio K9/80h dos testes de fadiga. . . . .	181



# ÍNDICE DE TABELAS

2.1.	Classificação API para diferentes bases de óleos . . . . .	11
2.2.	Constantes $s$ e $t$ para diferentes bases de óleos lubrificantes . . . . .	16
2.3.	Classificação de lubrificantes segundo a SAE J300 (adaptado). . . . .	17
2.4.	Classificação de lubrificantes segundo a SAE J306 . . . . .	18
2.5.	Classificação de lubrificantes segundo a ISO 3448 (adaptado). . . . .	19
2.6.	Valores típicos para a espessura específica de filme ( $\Lambda$ ) . . . . .	21
2.7.	Valores de referência para a escolha do “cut-off” . . . . .	24
3.1.	Legenda do banco de ensaios FZG. . . . .	54
3.2.	Especificações técnicas da célula de binário . . . . .	54
3.3.	Descrição dos diferentes termopares. . . . .	56
3.4.	Geometria das engrenagens de teste . . . . .	57
3.5.	Identificação do dano causado às diferentes engrenagens. . . . .	59
3.6.	Definição do valor dos pesos normalizados (adaptado). . . . .	60
3.7.	Binários aplicados ao pinhão dependente do nível de carga (adaptado). . . . .	61
3.8.	Definição dos diferentes ensaios a que as engrenagens foram submetidas (adaptado). . . . .	72
3.9.	Definição dos diferentes ensaios a que as engrenagens foram submetidas. . . . .	73
4.1.	Valores obtidos da densidade do lubrificante a diferentes temperaturas. . . . .	85
4.2.	Grau <i>Engler</i> para as diferentes medições efetuadas. . . . .	87
4.3.	Constantes para o cálculo da viscosidade cinemática em função do grau de <i>Engler</i> . . . . .	88
4.4.	Viscosidade cinemática para as diferentes temperaturas de ensaio. . . . .	88
4.5.	Viscosidade cinemática anunciada pelo fabricante do lubrificante. . . . .	89
4.6.	Perdas de binário sem carga (adaptado). . . . .	93
4.7.	Coeficientes do modelo de perdas SKF determinados experimentalmente (adaptado). . . . .	93
4.8.	Perda de massa consequente da fase de rodagem (adaptado). . . . .	96
4.9.	Variação de massa após os testes de eficiência (adaptado). . . . .	101
4.10.	Perda de massa das engrenagens para os diferentes estágios / mg. . . . .	121
4.11.	Evolução dos parâmetros de rugosidade no decorrer dos ensaios de <i>micropitting</i> . . . . .	123
4.12.	Evolução dos parâmetros de rugosidade referentes às medições efetuadas no equipamento óptico. . . . .	127
4.13.	Evolução dos parâmetros de rugosidade adquiridos através das topografias referentes a G1R. . . . .	129

4.14. Coeficientes para o cálculo do coeficiente de atrito proposto por *Xu et al.*. 133

# ÍNDICE

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>3</b>
1.1. Apresentação da unidade de investigação . . . . .	3
1.2. Estrutura da dissertação . . . . .	3
1.3. Contextualização . . . . .	4
1.4. Metodologia . . . . .	5
1.5. Objetivos . . . . .	5
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>9</b>
2.1. Lubrificantes - Características e Propriedades . . . . .	9
2.1.1. Origem . . . . .	9
2.1.2. Viscosidade . . . . .	11
2.1.3. Termoviscosidade . . . . .	12
2.1.4. Índice de Viscosidade . . . . .	14
2.1.5. Piezoviscosidade . . . . .	15
2.1.6. Densidade . . . . .	16
2.1.7. Classificação de Lubrificantes . . . . .	16
2.2. Lubrificação Elastohidrodinâmica . . . . .	17
2.2.1. Tipos de Contacto . . . . .	18
2.2.2. Regimes de Lubrificação . . . . .	19
2.2.3. Espessura de Filme Lubrificante . . . . .	20
2.3. Rugosidade . . . . .	22
2.3.1. Composição de uma Superfície . . . . .	22
2.3.2. Perfis de Rugosidade . . . . .	22
2.3.3. Parâmetros de Rugosidade . . . . .	24
2.3.4. Parâmetros de rugosidade de área . . . . .	31
2.4. Mecanismos de Desgaste . . . . .	34
2.4.1. Tipos de Desgaste . . . . .	34
2.4.2. Abrasão . . . . .	35
2.4.3. Adesão . . . . .	36
2.4.4. Fadiga Superficial . . . . .	36
2.5. Rodagem de Engrenagens - Estado da Arte . . . . .	40
2.5.1. O que é a rodagem? . . . . .	40
2.5.2. Rodagem e a modificação da textura superficial . . . . .	41
2.5.3. Consequências da rodagem na eficiência . . . . .	42
2.5.4. <i>Micropitting</i> . . . . .	43
2.6. Discussão . . . . .	45

<b>3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS</b>	<b>49</b>
3.1. Caracterização do lubrificante . . . . .	49
3.1.1. Densidade . . . . .	49
3.1.2. Análise da viscosidade com Vibro viscosímetro . . . . .	50
3.1.3. Viscosímetro de <i>Engler</i> . . . . .	51
3.1.4. Caracterização química do lubrificante - análise <i>FTIR</i> . . . . .	52
3.2. Banco de ensaios de engrenagens <i>FZG</i> . . . . .	53
3.2.1. Disposições gerais de componentes . . . . .	53
3.2.2. Equipamento de medição de temperatura . . . . .	54
3.2.3. Engrenagens de teste . . . . .	55
3.2.4. Remoção das engrenagens do banco de ensaios <i>FZG</i> . . . . .	57
3.2.5. Condições de carga associadas aos ensaios . . . . .	59
3.2.6. Eficiência do banco de ensaios . . . . .	61
3.3. Medição da textura superficial . . . . .	62
3.3.1. Medição de rugosidade a 2D . . . . .	62
3.3.2. Topografia da superfície - Rugosímetro de contacto . . . . .	63
3.3.3. Nuances na medição da textura superficial . . . . .	64
3.3.4. Topografia da superfície - Equipamento óptico . . . . .	65
3.3.5. Impedimento da medição do pé do dente no equipamento óptico . . . . .	68
3.4. Medições de massa . . . . .	69
3.5. Definição do procedimento dos ensaios experimentais . . . . .	71
3.5.1. Definição dos testes de rodagem e de eficiência . . . . .	71
3.5.2. Definição do ensaio de <i>micropitting</i> . . . . .	72
3.6. Análise visual da superfície . . . . .	73
3.6.1. Fotografias à superfície do dente . . . . .	73
3.6.2. Réplicas da superfície . . . . .	77
<b>4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO</b>	<b>85</b>
4.1. Caracterização do lubrificante <i>PAO 150</i> . . . . .	85
4.2. Testes de rodagem e eficiência . . . . .	91
4.2.1. Análise dos ensaios . . . . .	91
4.2.2. Fase de Rodagem . . . . .	94
4.2.3. Testes de eficiência . . . . .	99
4.2.4. Influência da carga no processo de rodagem na eficiência das engrenagens . . . . .	102
4.2.5. Influência da temperatura na fase de rodagem na eficiência das engrenagens . . . . .	105
4.2.6. Principais conclusões . . . . .	106
4.3. Ensaios de <i>Micropitting</i> . . . . .	108
4.3.1. Inspeção visual . . . . .	108
4.3.2. Perda de massa . . . . .	120
4.3.3. Rugosidade . . . . .	122
4.4. Discussão . . . . .	132
<b>5. Abordagem ao conceito de filtragem funcional</b>	<b>141</b>

<b>6. CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHO FUTUROS</b>	<b>147</b>
6.1. Conclusões . . . . .	147
6.1.1. Análise visual das superfícies . . . . .	147
6.1.2. Perda de massa . . . . .	148
6.1.3. Textura superficial . . . . .	148
6.2. Trabalhos futuros . . . . .	149
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>151</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>156</b>
<b>A. Topografias da superfície</b>	<b>159</b>
A.1. Equipamento óptico . . . . .	159
A.1.1. Medições realizadas à superfície de G1 . . . . .	159
A.1.2. Medições realizadas à superfície de G1R . . . . .	162
A.1.3. Medições realizadas à superfície de G2 . . . . .	165
A.1.4. Medições realizadas à superfície de G3 . . . . .	168
A.1.5. Medições realizadas à superfície de G4 . . . . .	170
A.1.6. Medições realizadas à superfície de G5 . . . . .	172
A.2. Rugosímetro de contacto (G1R) . . . . .	175
<b>B. Ficha técnica do lubrificante <i>PAO 150</i></b>	<b>183</b>
<b>C. Ficha técnica <i>RepliSet-F1</i></b>	<b>185</b>



# INTRODUÇÃO

- 1.1 APRESENTAÇÃO DA UNIDADE DE INVESTIGAÇÃO
- 1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO
- 1.3 CONTEXTUALIZAÇÃO
- 1.4 METODOLOGIA
- 1.5 OBJETIVOS



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Apresentação da unidade de investigação

O presente estudo foi realizado em concordância de um protocolo através do Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP) e o Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial (INEGI).

Todo o trabalho de desenvolvimento no estudo aqui presente teve o apoio da Unidade de Tribologia, Vibrações e Manutenção Industrial (CETRIB), sediada no campus da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP).

CETRIB teve início em 1991 como uma unidade de investigação pertencente ao INEGI, onde é associada ao grupo de investigação de estruturas e sistemas mecânicos do INEGI, destacando-se as seguintes linhas de investigação:

- Projeto estrutural e otimização;
- Transmissões e vibrações;
- Processamento complexo/sistemas de manutenção e monitorização de integridade estrutural;
- Análise de sustentabilidade de sistemas.

A área de investigação e desenvolvimento de estruturas e sistemas mecânicos, é constituída por 63 investigadores integrados, tendo como coordenador do grupo o Dr. Jorge Humberto Oliveira Seabra, contando com 40 doutorados e mais 23 colaboradores, onde, existem de momento 12 doutorandos pertencentes a este grupo de investigação.

## 1.2 Estrutura da dissertação

No primeiro capítulo do documento, é realizada uma pequena introdução ao tema proposto na dissertação, onde, dividido por subcapítulos, são abordados tópicos como a contextualização ao tema, os objetivos da dissertação, a metodologia aplicada ao trabalho desenvolvido, estrutura do documento, como também uma pequena apresentação da unidade de investigação.

O segundo capítulo do documento, diz respeito à revisão literária onde se englobam conceitos referentes à caracterização física e química dos lubrificantes, condições de lubrificação, parâmetros de rugosidade, mecanismos de desgaste, uma apreciação de alguma

da literatura existente referente ao tema em questão e por fim, é realizada uma análise global dos diferentes parâmetros que envolvem o processo de rodagem.

No capítulo que se segue, é detalhada a metodologia utilizada para aquisição dos diversos parâmetros constituintes da análise realizada às diferentes engrenagens. Este engloba conceitos referentes ao equipamento utilizado, informação quanto à caracterização do lubrificante, banco de ensaios de engrenagens *FZG*, medição da textura superficial, medições de massa, procedimento dos ensaios experimentais e análise visual da superfície.

No quarto capítulo, no primeiro subcapítulo é dado a conhecer o trabalho que antecedeu a realização do estudo realizado neste documento. Posteriormente, no segundo subcapítulo, são abordados os diferentes dados adquiridos da campanha de testes de *micropitting*. Por fim, o último subcapítulo engloba a discussão de alguns conceitos relevantes da análise realizada, como também a interligação da informação adquirida.

O quinto capítulo dá a conhecer o conceito de filtragem funcional. Neste é detalhado o seu fundamento teórico, como também o método de implementação do mesmo. Posteriormente, são enunciados alguns dos exemplos de aplicação como também as suas consequências.

O capítulo seguinte diz respeito às conclusões e trabalhos futuros. Em primeira instância, são dadas a conhecer as diferentes conclusões consequentes dos testes/dados realizados/adquiridos. Posteriormente, são dados a conhecer alguns dos possíveis trabalhos que possam complementar a análise realizada no presente estudo.

Por fim, o último capítulo é referente à bibliografia e outras fontes de informação, onde neste, é possível constatar a literatura que serviu de suporte para fundamentar os conceitos presentes ao longo da dissertação.

## 1.3 Contextualização

Hoje em dia, a procura por sistemas mais eficientes é um conceito transversal na maioria das indústrias. Quando se fala em engrenagens, sistemas mais eficientes, com menos perdas de energia e rendimentos mais elevados são fatores de grande interesse quando se trata da transmissão de movimento, conceitos estes, que influenciam cada vez mais a investigação e desenvolvimento destes componentes. Indústrias como a automóvel, aeroespacial assim como também indústria das energias renováveis, apostam na utilização de engrenagens para a transmissão de movimento, sendo que, aliado a esta, alberga-se também o conceito de fiabilidade e versatilidade na utilização dos mesmos [2].

Contudo, não obstante da importância dos conceitos anteriores, perceber a influência do desgaste inicial da engrenagem torna-se deveras relevante. Dos primeiros estudos realizados nesta área, em 1977 *Andersson et al* [3], que tentou prever o impacto da rodagem na vida útil da engrenagem, abriu a porta para uma nova área de investigação.

Seguindo esta mesma ideologia, o presente estudo tem como objetivo avaliar o impacto da fase de rodagem de uma engrenagem no aparecimento e propagação de *micropitting* na superfície da mesma. *Micropitting* é um fenómeno progressivo associado à fadiga de contacto, onde se alteram as condições da topografia de uma superfície, podendo afetar os requisitos de operação dos mais variados equipamentos mecânicos associados

às diversas indústrias. Tomando como exemplo a indústria automóvel, como também as energias renováveis, recaí sobre as engrenagens efetuarem a transmissão de binário pelo sistema, onde muitas vezes, o aparecimento de *micropitting* pode levar a uma falha prematura do mesmo [4, 5].

Para comprovar a influência das condições de rodagem, dando continuidade a um estudo previamente realizado por *Fernandes et al.* [1], estas foram submetidas a diferentes condições de carga e temperatura, podendo assim, ser comprovado quais das condições de rodagem foram as mais determinantes para o aparecimento e propagação de *micropitting* à superfície das engrenagens.

## 1.4 Metodologia

Para o presente documento, inicialmente foi realizada uma pesquisa bibliográfica referente ao tema, tendo como suporte de pesquisa as palavras chave: rodagem, desgaste, eficiência, fadiga superficial, rugosidade e lubrificantes. A pesquisa inclui livros e artigos científicos que sustentam os tópicos a redigir.

Referente ao capítulo que evidência os procedimentos experimentais, foi tido em linha de conta o fornecimento de informação referente aos diferentes equipamentos utilizados, como também o método operacional dos mesmos. Neste, é detalhada a campanha de testes a realizada como também todo o processo antecedente e precedente à conclusão dos referidos estágios ao longo da campanha.

Posteriormente, adquirida a informação referente aos ensaios de fadiga, estes foram agrupados mediante o tipo de informação adquirida, quer seja a nível da perda de massa, medições da textura superficial e análise da superfície, pelo que, posteriormente foi possível interligar os diferentes parâmetros num capítulo para o efeito.

## 1.5 Objetivos

Tendo como perspectiva a fase de desenvolvimento da dissertação, inicialmente, foi realizada uma revisão literária com o intuito de suportar alguns dos conceitos envolventes ao tema, secção 2 do documento.

Relacionado com a campanha de testes de *micropitting*, podem destacar-se os seguintes tópicos que constituem o foco essencial do presente estudo:

- Influência do processo de rodagem no aparecimento e propagação de *micropitting* no dente de uma engrenagem;
- Aquisição de fotografias da superfície;
- Avaliar o estado superficial da engrenagem através da análise visual da mesma;
- Quantificar a perda de massa no decorrer dos ensaios;
- Medição da textura superficial das engrenagens;
- Análise dos parâmetros de rugosidade adquiridos;

- Comparação dos resultados obtidos entre as diferentes engrenagens testadas;
- Interligação de alguns conceitos teóricos que justifiquem o aparecimento de *micropitting* à superfície;
- Aferir, com base nos resultados obtidos, qual das condições de rodagem levou a uma maior área afetada por *micropitting* na superfície do dente.

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 LUBRIFICANTES - CARACTERÍSTICAS E PROPRIEDADES

2.2 LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

2.3 RUGOSIDADE

2.4 MECANISMOS DE DESGASTE

2.5 RODAGEM DE ENGRENAGENS - ESTADO DA ARTE

2.6 DISCUSSÃO



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Lubrificantes - Características e Propriedades

Um dos grandes problemas associados ao contacto entre dois corpos sólidos, por exemplo, entre os dentes de um par de engrenagens, é o desgaste dos mesmos. Para tal, em muitos casos, são utilizados lubrificantes. Independentemente do seu estado físico, estes podem ser considerados como sendo um terceiro corpo colado entre as faces em movimento relativo, em que o principal objetivo é a redução do atrito entre elas [6].

Aliado às características de redução do atrito entre superfícies, contribuem para a redução da energia necessária para o funcionamento de uma cadeia motriz, diminuindo as emissões ambientais, como também prolongando a vida útil dos componentes [7].

Com a vasta variedade de lubrificantes disponíveis no mercado atual, por vezes a sua escolha não é expedita. Esta depende, não só das condições a que este estará sujeito, como também das suas propriedades físicas [6].

Atendo que o âmbito desta dissertação não é o estudo pormenorizado de lubrificantes, nos sub-capítulos seguintes, serão enunciadas algumas propriedades físicas dos mesmos.

#### 2.1.1 Origem

Os óleos lubrificantes podem ser classificados quanto à sua origem, podendo estes, ser divididos em três grandes sub-conjuntos, em que as suas propriedades físicas diferem entre si [8].

##### **Mineral**

São obtidos através da refinação de petróleo bruto, constituídos predominantemente por hidrocarbonetos e dependendo do processo de refinação, podem obter-se óleos minerais que diferem na sua composição química.

Nos óleos de origem mineral, podem distinguir-se três tipos de base química, parafínica, nafténica e aromática, pelo que, esta última, apenas está presente em pequena percentagem nas restantes, daí não ser utilizado como um lubrificante no sentido lato da palavra [8].

Podem distinguir-se alguns aspetos importantes para as bases parafínica e nafténica [9]:

- Base parafínica: São caracterizados pelo baixo ponto de congelamento, elevado índice de viscosidade (IV), baixa toxicidade e boa resistência à oxidação.
- Base nafténica: Apresentam baixo IV, grandes resíduos de carbono na sua composição química e baixa resistência à oxidação [10].

## Sintética

Os óleos de origem sintética, surgem para colmatar algumas das desvantagens dos óleos de origem mineral, como por exemplo nos motores das aeronaves, onde, para tal aplicação, é necessário que o óleo lubrificante consiga suportar temperaturas muito baixas como também muito elevadas sem que haja a sua degradação.

A sua base é produzida através de hidrocarbonetos com baixa massa molar, posteriormente, combinados quimicamente em compostos com massa molecular mais elevada, garantindo a viscosidade pretendida. Durante o processo de obtenção de lubrificante, podem ser adicionados aditivos para garantir que o resultado final estará de acordo com especificações pretendidas, como por exemplo, a viscosidade. O custo associado à sua produção é mais elevado, mas como consequência, em algumas aplicações, revelam um desempenho superior quando comparados com os óleos de origem mineral.

Vantagens como a longevidade do lubrificante, a sua miscibilidade com a água e em alguns casos não ser inflamável, são algumas das características intrínsecas destes lubrificantes quando comparados com aqueles de origem mineral [9].

Vinculado a este grupo de lubrificantes, destacam-se os seguintes [8]:

- Polialfaolefinas (PAO): é o lubrificante de base sintética mais comum. Boa estabilidade térmica, elevado IV, baixa toxicidade, são algumas das características destes lubrificantes [8].
- Poliglicóis (PG): vantagens um baixo coeficiente de atrito, IV elevado, boa solubilidade e um coeficiente de piezoviscosidade baixo, são algumas das propriedades destes lubrificantes [7].
- Esters: estes subdividem-se numa vasta gama de lubrificantes, pelo que, cada um destes, pode apresentar propriedades distintas entre si. Boa resistência à oxidação, bom comportamento a baixas temperaturas e em alguns casos, um dos aspetos mais importantes, a sua biodegradabilidade são alguns pontos fortes destes lubrificantes [11].

Na Tabela 2.1, estão representados os diferentes grupos em que os óleos podem estar contidos de acordo com a classificação API. O grupo um (I) até três (III), diz respeito aos lubrificantes de base mineral. No quarto grupo (IV), estão subentendidos os lubrificantes de base sintética, nomeadamente todas as polialfaolefinas (PAO). Por fim o quinto grupo (V) aglomera os restantes lubrificantes de todas as outras bases [7].

Tabela 2.1.: Classificação API para diferentes bases de óleos (adaptado de [7]).

Grupo	Enxofre / % w/w	Saturação / % w/w	Índice de Viscosidade
I	> 0.03	< 90	80 - 120
II	≤ 0.03	≥ 90	80 - 120
III	≤ 0.03	≥ 90	> 120
IV	Todas as polialfaolefinas (PAO)		
V	Restantes bases não incluídas nos grupos anteriores		

## Orgânicos (vegetal ou animal)

Óleos de origem vegetal ou animal, foram certamente dos primeiros a serem utilizados pelo homem. Atualmente, são indispensáveis em aplicações onde o risco de contaminação deve ser o mínimo possível, como por exemplo, na indústria farmacêutica ou alimentar [8].

Quando comparados com óleos de origem mineral, por um lado apresentam vantagens como, baixa toxicidade, elevada viscosidade e rápida biodegradabilidade, sendo esta uma das mais relevantes. Por outro lado, a rápida oxidação, com a consequente degradação do óleo, baixa resistência a altas temperaturas e aumento da exigência em algumas aplicações, levou a que estes fossem gradualmente substituídos por óleos de origem mineral ou sintética [11, 12].

### 2.1.2 Viscosidade

Para descrever o comportamento de um óleo lubrificante é necessário conhecer as suas propriedades físicas e reológicas. Uma das mais importantes, se não a mais importante é a viscosidade do lubrificante, que está diretamente associada à sua resistência ao escoamento.

De maneira geral, quanto mais viscoso é o lubrificante, maior será a energia dispendida no funcionamento de componentes mecânicos, como por exemplo, engrenagens e rolamentos, portanto, maior será a energia dissipada. [6, 8].

Viscosidade de um fluido pode ser caracterizada como, a resistência que este oferece ao deslizamento das suas moléculas entre si. Este pressuposto é definido pela equação de Newton, equação (2.1), alusiva ao escoamento. Representado pela Figura 2.1, esta mostra uma placa móvel animada de velocidade  $U$  a deslocar-se relativamente a uma placa fixa, sendo a força necessária para manter a velocidade  $U$  constante, proporcional à viscosidade do fluido presente entre as placas.

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (2.1)$$

Com,

$$\dot{\gamma} = \frac{du}{dy} \quad (2.2)$$

onde:

- $\eta$  é a viscosidade dinâmica do fluido, [Pa s];
- $\dot{\gamma}$  é a taxa de deformação que se relaciona com a tensão de corte aplicada ao fluido, [s<sup>-1</sup>];
- $u$  é a velocidade do fluido.

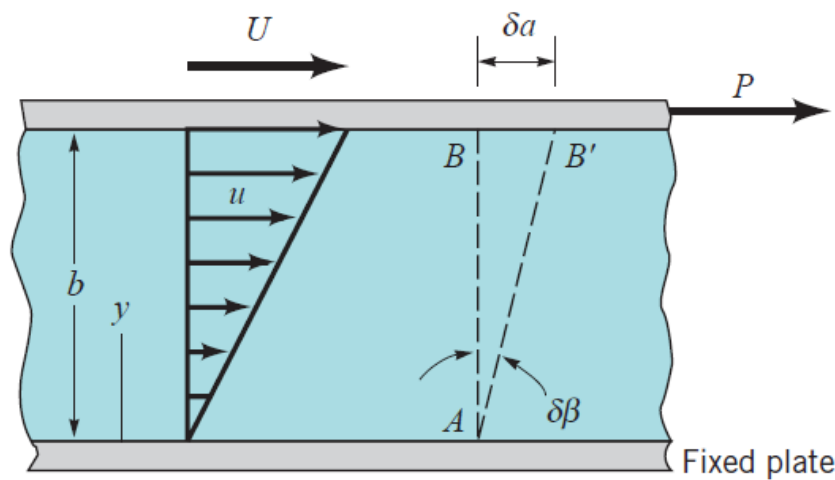


Figura 2.1.: Escoamento laminar de um fluido [13].

A equação (2.1) estabelece a proporcionalidade entre a taxa de deformação e a tensão de corte aplicadas ao fluido, sendo que, a constante de proporcionalidade é a viscosidade absoluta ou dinâmica. Fluidos que respeitem esta equação são designados de Newtonianos.

É também possível estabelecer uma relação entre a viscosidade dinâmica e a densidade relativa de fluido, esta designa-se de viscosidade cinemática ( $\nu$ ), sendo usualmente representado por centistoke [cSt], dada pela equação (2.3) [6, 7, 8].

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.3)$$

### 2.1.3 Termoviscosidade

Representa de que forma a viscosidade de um lubrificante se altera consoante a variação da temperatura. A maioria dos lubrificantes diminui a sua viscosidade com o aumento da temperatura, para uma melhor percepção, a Figura 2.2 ilustra o mesmo.

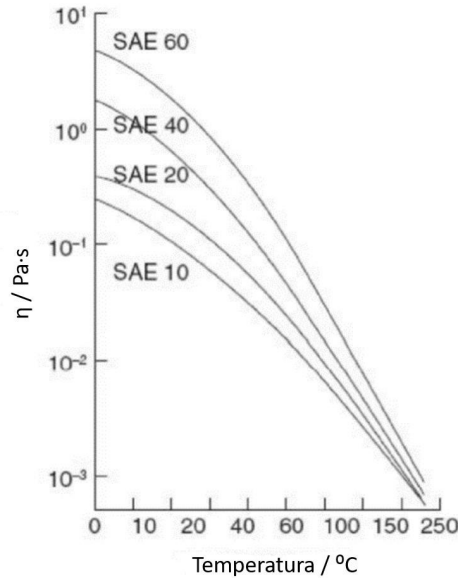


Figura 2.2.: Variação da viscosidade dinâmica em função da temperatura para diferentes tipos de lubrificantes (adaptado de [6]).

Existem diversas leis que podem descrever esta variação de viscosidade, como por exemplo a equação de *Vogel-Cameron*, equação (2.4). Tal equação é vastamente utilizada para o cálculo da viscosidade dinâmica, devido à fácil iteração computacional associada à utilização da mesma [7].

$$\eta = A \cdot e^{\left(\frac{B}{T+C}\right)} \quad (2.4)$$

Onde  $A$ ,  $B$  e  $C$  são constantes dependentes do lubrificante.

Recorrendo à informação presente nas normas ASTM, nomeadamente ASTM-D341 [14], é possível calcular a viscosidade em função da temperatura através da equação (2.5).

$$\log\log(v + c) = n - m \cdot \log(T) \quad (2.5)$$

onde,  $T$  representa a temperatura em Kelvin (K) e  $c=0.7$  cSt.

Os parâmetros  $m$  e  $n$  são dependentes do lubrificante, e podem ser calculados através da equação (2.6) e equação (2.7).

$$m = \frac{\log\left[\frac{\log(v_{40}+c)}{\log(v_{100}+c)}\right]}{\log\left[\frac{\log(100+273.15)}{\log(40+273.15)}\right]} \quad (2.6)$$

$$n = \log(\log(v_{100} + c)) + m \cdot \log(100) \quad (2.7)$$

Onde,  $v_{40}$  e  $v_{100}$  representam a viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura de 40 °C e 100 °C, respetivamente [14].

## 2.1.4 Índice de Viscosidade

Índice de viscosidade (IV) é uma propriedade empírica que, representa qual será a variação da viscosidade cinemática, de um determinado lubrificante, com a variação da temperatura, que abrange todas as diferentes classes de lubrificantes. Quanto maior for o valor de IV menor será a variação da viscosidade cinemática do lubrificante com o aumento/diminuição da temperatura, conceito representado na Figura 2.3 [7].

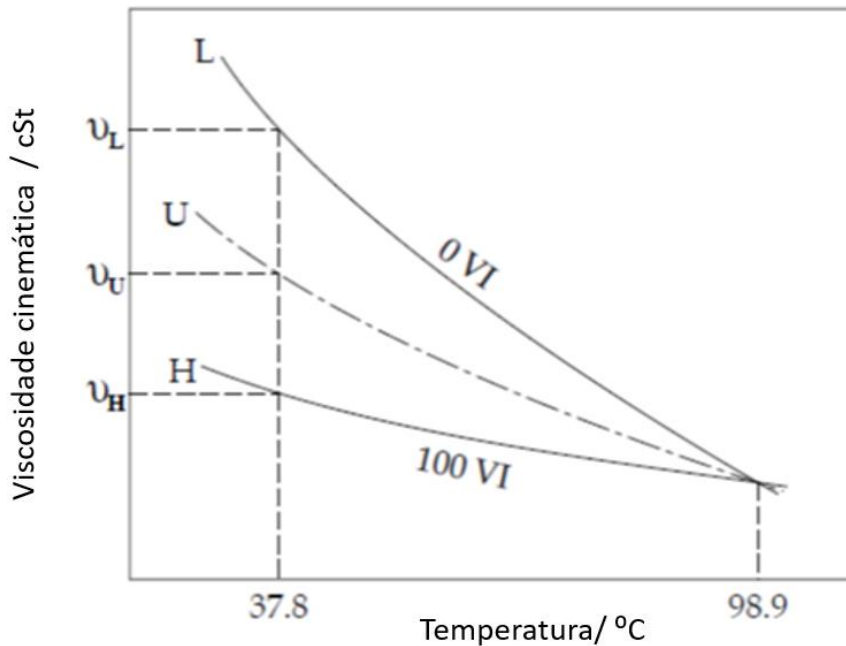


Figura 2.3.: Variação da viscosidade cinemática em função da temperatura (adaptado de [8]).

Através da equação (2.8), é possível calcular o IV para valores menores ou iguais a 100.  $L$  é a viscosidade cinemática a 40 °C de um lubrificante com  $IV = 0$ , o termo  $H$  representa a viscosidade cinemática a 40 °C de um lubrificante com  $IV = 100$  e  $U$  é a viscosidade cinemática do lubrificante em estudo a uma temperatura de 40 °C.

$$IV = \frac{(L - U)}{L - H} \cdot 100 \quad (2.8)$$

Aplicada a equação (2.8), se IV apresentar um valor superior a 100, tal parâmetro necessita ser calculado novamente. Contudo, neste caso, obtêm-se o valor de IV através da equação (2.9).

$$IV = \frac{(10^N - 1)}{0.00715} + 10 \quad (2.9)$$

O termo  $N$  da equação anterior, é calculado com auxílio da equação (2.10).

$$N = \frac{\log H - \log U}{\log Y} \quad (2.10)$$

Da equação (2.10), o termo  $H$  diz respeito à viscosidade cinemática do lubrificante a 40 °C com  $IV= 100$ ,  $U$  e  $Y$  é a viscosidade cinemática a 40 e 100 °C, respetivamente, do lubrificante em estudo [15].

## 2.1.5 Piezoviscosidade

Piezoviscosidade é a propriedade que relaciona a variação de viscosidade com a pressão. Num contacto elastohidrodinâmico, onde a pressão de contacto é na ordem dos gigapascal (GPa), esta propriedade é deveras relevante, porque, quanto maior a pressão de contacto, maior será o incremento da viscosidade, Figura 2.4 [8].

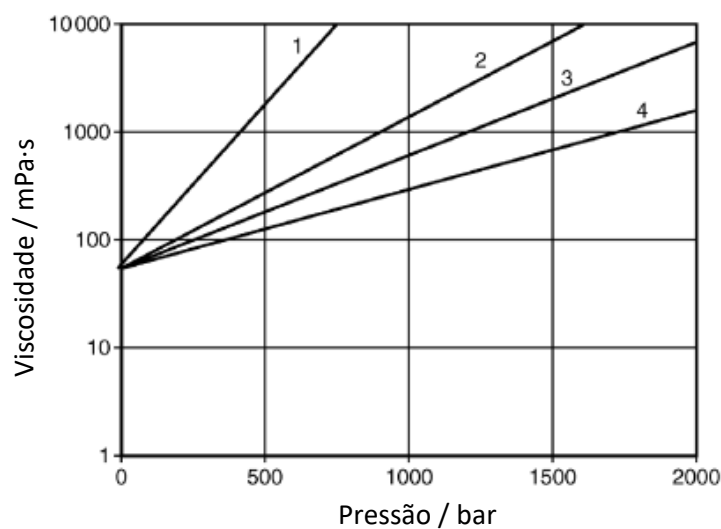


Figura 2.4.: Variação da viscosidade dinâmica em função da pressão, para diferentes tipos de óleos. (1) Aromático; (2) Nafténico; (3) Parafínico; (4) Biodegradável [7].

É possível quantificar qual será o acréscimo da viscosidade do lubrificante, sendo uma das formas mais expeditas a utilização da equação de Barus (2.11).

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha p} \quad (2.11)$$

Onde  $p$  representa a pressão,  $\alpha$  é o coeficiente de piezoviscosidade e  $\eta_0$  a viscosidade dinâmica à pressão ambiente [8].

O coeficiente de piezoviscosidade pode ser relacionado com a viscosidade cinemática ( $\nu$ ) através da equação de *Gold et al.* [16], equação (2.12).

$$\alpha = (s \cdot \nu^t) \cdot 10^{-8} \quad (2.12)$$

Onde  $s$  e  $t$  são constantes dependentes do lubrificante, Tabela 2.2.

Tabela 2.2.: Constantes  $s$  e  $t$  para diferentes bases de óleos lubrificantes (adaptado de [16]).

Pressão / GPa	Constante	Mineral	PAO	PAG
0.2	s	0.9904	0.7382	0.5489
	t	0.1390	0.1335	0.1485
0.6	s	0.8097	0.7008	-
	t	0.1534	0.0984	-

## 2.1.6 Densidade

Esta propriedade é muitas vezes esquecida, tendo em conta que a sua variação com a temperatura não é tão significativa quando comparada com a viscosidade. Em contrapartida, no caso de contatos elastohidrodinâmicos, onde as pressões de contato são elevadas, e a espessura de filme é influenciada pela pressão imposta no mesmo, torna-se necessário contabilizar este fator [10].

De forma simplista, *Dowson e Higginson*, propuseram a equação (2.13), que contabiliza o efeito da pressão sobre a densidade.

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \cdot p}{1 + 1.7 \cdot p} \quad (2.13)$$

Onde  $p$ , é a pressão em gigapascal (GPa).

## 2.1.7 Classificação de Lubrificantes

Um dos principais fatores na escolha de um lubrificante é a viscosidade do mesmo. Por vezes, é necessário um óleo lubrificante que satisfaça múltiplas condições de serviço, como por exemplo, o bom desempenho a baixas e altas temperaturas. No âmbito da classificação de lubrificantes, é comum recorrer-se à informação disponibilizada pelas normas SAE e ISO.

Dentro da classificação SAE, esta está dividida em duas categorias distintas, por um lado os lubrificantes que são utilizados para motores de combustão interna (SAE J300) e por outro os lubrificantes utilizados para transmissões (SAE J306).

Por um lado, a classificação pela SAE J300, Tabela 2.3, é subdividida de acordo com a viscosidade dos lubrificantes a baixas e altas temperaturas (graus Célsius), assim como também, relaciona as mesmas com a taxa de corte aplicada ao lubrificante [17].

Por outro lado, pela SAE J306, os lubrificantes são classificados segundo a temperatura máxima de serviço em graus Célsius. Em primeiro lugar, é registada a temperatura máxima de serviço quando o lubrificante apresenta uma viscosidade dinâmica de 150000 centiPoise (cP). Posteriormente o lubrificante é submetido a uma temperatura de 100 °C e registada a viscosidade cinemática máxima e mínima a essa mesma temperatura.

Na Tabela 2.4, estão representados os valores obtidos para a viscosidade dinâmica e cinemática, para diferentes classes de lubrificantes, estes utilizados em transmissões [18].

Tabela 2.3.: Classificação de lubrificantes segundo SAE J300 (adaptado de [17]).

Grau SAE	Viscosidade a baixa temperatura		Viscosidade a alta temperatura		
	Viscosidade máxima à temperatura indicada cP, °C <sup>1</sup>	Bombagem Viscosidade máxima à temperatura indicada cP, °C <sup>2</sup>	Viscosidade cinemática cSt a 100°C (baixa velocidade de deformação) <sup>3</sup>		Viscosidade mínima cP a 150°C (alta velocidade de deformação) <sup>4</sup>
			min	max	
0W	6200 a -35	60,000 a -40	3.8	—	—
5W	6600 a -30	60,000 a -35	3.8	—	—
10W	7000 a -25	60,000 a -30	4.1	—	—
15W	7000 a -20	60,000 a -25	5.6	-	—
20W	9500 a -15	60,000 a -20	5.6	—	—
25W	13,000 a -10	60,000 a -15	9.3	—	—
20	—	—	5.6	<9.3	2.6
30	—	—	9.3	<12.5	2.9
40	—	—	12.5	<16.3	2.9 (0W-40, 5W-40, 10W-40)
40	—	—	12.5	<16.3	3.7 (15W-40, 20W-40, 25W-40, 40)
50	—	—	16.3	<21.9	3.7
60	—	—	21.9	<26.1	3.7

<sup>1</sup> ASTM D 5293, <sup>2</sup> ASTM D 4684, <sup>3</sup> ASTM D 445, <sup>4</sup> ASTM D 4683, ASTM D 4741

1cP = 1mPa s; 1 cSt = 1mm<sup>2</sup>/S

O sufixo “W” diz respeito à palavra em inglês “winter”. Este corresponde ao uso do lubrificante a baixas temperaturas ambientes.

Quanto à classificação ISO, esta aplica-se a todos os lubrificantes industriais, sendo que esta é a mais utilizada por toda a indústria. O grau “ISO VG”, diz respeito à viscosidade cinemática média do lubrificante a 40 °C, pelo que, este pode ter uma variação de ±10% em relação à viscosidade cinemática média a 40 °C. A Tabela 2.5, discrimina os diferentes graus “ISO VG” [8].

## 2.2 Lubrificação Elastohidrodinâmica

Em contactos mecânicos, uma das grandes preocupações é o atrito gerado e o desgaste do material. Para prolongar a vida útil dos componentes, o recurso a óleos lubrificantes é quase inevitável.

Existem dois grandes campos de investigação no que diz respeito à lubrificação. Por um lado, a lubrificação hidrodinâmica, que é caracterizada pela formação de uma camada de filme lubrificante entre os dois corpos, com uma espessura varias vezes superior à rugosidade das superfícies, onde a geração do mesmo advém da cinemática e da geometria das superfícies em contacto.

Por outro lado, a lubrificação elastohidrodinâmica (EHD), onde o filme lubrificante também é gerado devido à geometria e velocidades relativas das superfícies, mas onde as

Tabela 2.4.: Classificação de lubrificantes segundo SAE J306 (adaptado de [18]).

SAE Viscosity Grade	Maximum Temperature for Viscosity of 150 000 cP, °C <sup>(1,2)</sup>	Kinematic Viscosity at 100 °C, cSt <sup>(3)</sup> Minimum <sup>(4)</sup>	Kinematic Viscosity at 100 °C, cSt <sup>(3)</sup> Maximum
70W	-55 <sup>(6)</sup>	4.1	—
75W	-40	4.1	—
80W	-26	7.0	—
85W	-12	11.0	—
80	—	7.0	<11.0
85	—	11.0	<13.5
90	—	13.5	<18.5
110	—	18.5	<24.0
140	—	24.0	<32.5
190	—	32.5	<41.0
250	—	41.0	—

deformações elásticas das superfícies é da ordem de grandeza da espessura de filme. Esta é relevante no estudo onde as áreas de contacto entre superfícies são muito pequenas, designados de contactos concentrados, como por exemplo, o contacto entre os dentes de um par de engrenagens, onde as pressões de contacto são de tal magnitude que é impensável desprezar a deformação elástica das superfícies. Como consequência das elevadas pressões geradas, as propriedades dos lubrificantes podem alterar-se rapidamente e de forma bastante significativa.

A variação das propriedades físicas do lubrificante, quando submetidos a variadas condições de pressão e temperatura, taxa de deformação, tensões de corte, elasticidade dos sólidos presentes no contacto e até fenómenos físicos do escoamento do lubrificante, são a base da formulação de um problema de EHD [8, 19].

A resolução de um problema de EHD, não é o foco principal desta dissertação, pelo que, nos subcapítulos seguintes, serão abordados alguns princípios fundamentais relevantes para o caso em estudo.

## 2.2.1 Tipos de Contacto

Não obstante das elevadas pressões geradas no contacto entre superfícies, onde a lubrificação EHD é predominante, o tipo de contacto estabelecido está diretamente relacionado com a forma dos corpos, Figura 2.5. Podem distinguir-se os seguintes tipos de contacto:

- Contacto linear - que se verifica, por exemplo, no contacto entre dois cilindros de eixos paralelos;
- Contacto pontual elíptico - verifica-se, por exemplo, no contacto entre as esferas de um rolamento e a pista interior do mesmo.

Existe ainda um caso particular do contacto pontual elíptico, que acontece quando os corpos em contacto têm o mesmo raio de curvatura, por exemplo, o contacto entre duas esferas, sendo a área de contacto um círculo [8].

Tabela 2.5.: Classificação de lubrificantes segundo a ISO 3448 (adaptado de [8]).

ISO 3448 ASTM D-2422	Ponto médio de Viscosidade mm <sup>2</sup> /s, cSt	Viscosidade Cinemática mm <sup>2</sup> /s, cSt	
		Min	Max
ISO VG 2	2.2	1.98	2.42
ISO VG 3	3.2	2.88	3.52
ISO VG 5	4.6	4.14	5.06
ISO VG 7	6.8	6.12	7.48
ISO VG 10	10	9.00	11.0
ISO VG 15	15	13.5	16.5
ISO VG 22	22	19.8	24.2
ISO VG 32	32	28.8	35.2
ISO VG 46	46	41.4	50.6
ISO VG 68	68	61.2	74.8
ISO VG 100	100	90.0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	412	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650

## 2.2.2 Regimes de Lubrificação

Como já é conhecido, o lubrificante tem como principal função separar duas superfícies, evitando o contacto das mesmas, promovendo a diminuição do atrito e do desgaste do material.

Podem ser distinguidos três tipos de regime de lubrificação em EHD, a Figura 2.6 ilustra os mesmos.

Para o caso de lubrificação por filme completo, as superfícies estão totalmente separadas por uma determinada espessura de filme lubrificante. Lubrificação por filme misto, as superfícies são separadas por uma fina camada de lubrificante, onde parte da carga é transmitida pelo filme lubrificante e parte pelo contacto entre as superfícies. Por fim, lubrificação por filme limite, o contacto metal-metal é preponderante, visto que a espessura de filme lubrificante, não é capaz de separar or completo as superfícies [10].

O tipo de regime de lubrificação é caracterizado pelo parâmetro adimensional de filme, lambda ( $\Lambda$ ), que depende da espessura de filme corrigida ( $h_{0T}$ ) e da rugosidade quadrática média composta das superfícies ( $\sigma$ ). Os valores típicos para este termo estão representados na Tabela 2.6, consoante o regime de lubrificação [19].

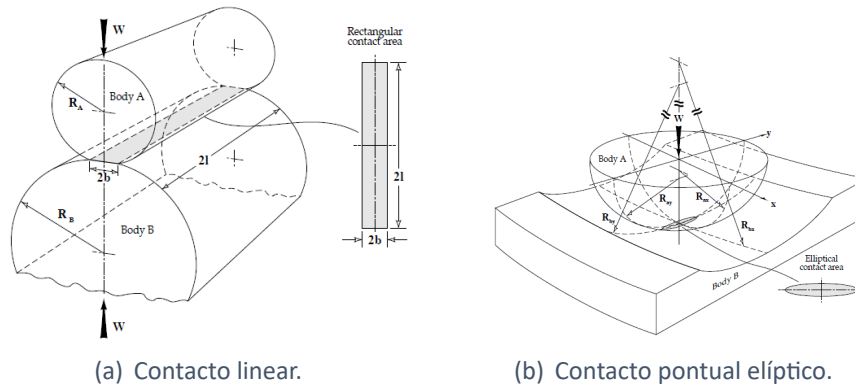


Figura 2.5.: Tipos de contactos em EHD. (a) Contacto linear. (b) Contacto pontual elíptico [8].

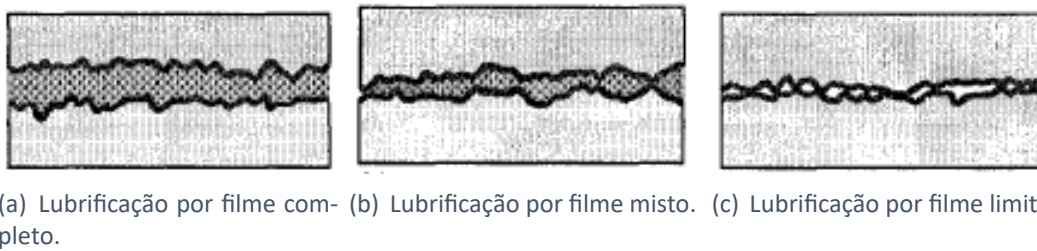


Figura 2.6.: Ilustração dos diferentes regimes de lubrificação em EHD. (a) Lubrificação por filme completo. (b) Lubrificação por filme misto. (c) Lubrificação por filme limite [10].

### 2.2.3 Espessura de Filme Lubrificante

Tendo em conta o âmbito da dissertação, neste subcapítulo serão apresentadas as equações para o cálculo da espessura de filme lubrificante no caso de contactos lineares.

A espessura de filme lubrificante calcula-se através da equação (2.14), apresentada por *Dowson and Higginson* [19]. O cálculo da espessura específica de filme, tem como base o raio primitivo da engrenagem, considerado que este é o ponto médio daquilo que ocorre para os restantes pontos de engrenamento, as propriedades físicas dos materiais, contemplando também, as propriedades do óleo lubrificante à temperatura de funcionamento.

$$h_0 = 0.975 \cdot R_x \cdot U^{0.727} \cdot G^{0.727} \cdot W'^{-0.091} \quad (2.14)$$

Os termos  $U$  (parâmetro da velocidade),  $G$  (parâmetro do material) e  $W'$  (parâmetro de carga) da equação (2.14), são obtidos pela equação (2.15), equação (2.16) e equação (2.17). O termo  $R_x$  é designado de raio equivalente, sendo obtido através da equação (2.18).

$$U = \frac{\eta_0 \cdot (U_1 + U_2)}{2 \cdot R_x \cdot E^*} \quad (2.15)$$

$$G = 2 \cdot \alpha \cdot E^* \quad (2.16)$$

Tabela 2.6.: Valores típicos para a espessura específica de filme ( $\Lambda$ ) [19].

Regime	Engrenagens	Rolamentos
Filme completo	$\Lambda \geq 2.0$	$\Lambda \geq 3.0$
Filme misto	$0.7 < \Lambda < 2.0$	$1.0 < \Lambda < 3.0$
Filme limite	$\Lambda \leq 0.7$	$\Lambda \leq 1.0$

$$W = \frac{F_N}{R_x \cdot l \cdot E^*} \quad (2.17)$$

$$R_x = \left( 0.5 \cdot \left( \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \right) \right)^{-1} \quad (2.18)$$

Onde  $E^*$  representa o módulo de elasticidade equivalente calculado através da equação (2.19).

$$E^* = \left( \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \right) + \left( \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right)^{-1} \quad (2.19)$$

Após o cálculo da espessura de filme através da equação (2.14), é necessário multiplicar o valor obtido pelo fator de correção  $\phi_T$ , devido à influência do aquecimento no convergente. A espessura de filme corrigida  $h_{0T}$ , é calculada através da equação (2.20).

$$h_{0T} = \phi_T \cdot h_0 \quad (2.20)$$

onde,

$$\phi_T = [1 + 0.1 \cdot ((1 + 14.8 \cdot SRR^{0.83}) \cdot L^{0.64})]^{-1} \quad (2.21)$$

Da equação (2.21), aparecem dois novos termos.  $SRR$  define-se pela taxa de escorregamento, equação (2.22), e  $L$  pelo parâmetro térmico do lubrificante, equação (2.23).

$$SRR = \frac{|U_1 - U_2|}{U_1 + U_2} \quad (2.22)$$

$$L = \frac{\beta \cdot \eta_0 \cdot (U_1 + U_2)^2}{K} \quad (2.23)$$

Na equação (2.23), a variável  $K$  diz respeito à condutibilidade térmica do lubrificante, e  $\beta$  é o coeficiente de termoviscosidade do mesmo.

Após todo o cálculo efetuado, através das equações enunciadas ao longo do subcapítulo, é possível validar qual será o regime de lubrificação do contacto recorrendo à equação (2.24).

$$\Lambda = \frac{h_{0T}}{\sigma} \quad (2.24)$$

onde  $\sigma$ , representa a rugosidade quadrática média composta, dada pela equação (2.25).

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (2.25)$$

## 2.3 Rugosidade

Na prática, independentemente do processo de fabrico e até por mais polida que seja a superfície, esta terá sempre rugosidade, formados por picos ou vales na superfície, pelo que, conceber uma determinada peça, em que, a sua superfície seja completamente lisa, é impossível.

Na lubrificação EHD, tendo em atenção a equação (2.24), é possível constatar que esta, está diretamente relacionada com o desempenho do sistema, uma vez que é um fator determinante no regime de lubrificação obtido.

Esta grandeza é inversamente proporcional ao fator  $\Lambda$  na equação (2.24). Quanto maior for a rugosidade menor será o valor de  $\Lambda$ , conseqüentemente, em casos extremos, a lubrificação de um dado sistema poderá ser por filme limite, o que permite a existência de contacto entre superfícies. Ao haver este tipo de interação, haverá um incremento significativo no desgaste do material, o atrito será maior e, por sua vez, menor será o tempo de vida útil dos componentes.

### 2.3.1 Composição de uma Superfície

Após o processo de fabrico de uma peça, esta pode ter uma forma diferente do pretendido. Muitas vezes são realizadas correções às mesmas para que estas ganhem a forma desejada. Mesmo após as possíveis correções, qualquer superfície é composta por:

- Forma (1ª ordem): muitas vezes erros de forma acontecem pelo desalinhamento do eixo principal da peça;
- Ondulação (2ª ordem): causada por vibrações e desalinhamento nas operações de corte, podendo estar associada a empenos aquando de tratamentos térmicos;
- Rugosidade (3ª a 4ª ordem): associada à geometria da ferramenta de corte, velocidade da operação e até do tipo de operação.

A Figura 2.7, ilustra as diferentes ordens na análise de uma superfície [20, 21].

### 2.3.2 Perfis de Rugosidade

Ao efetuar a mediação da rugosidade de uma superfície, é possível distinguir três perfis distintos, Figura 2.8.

No caso da medição dos perfis de rugosidade com rugosímetro de contacto, em primeiro lugar é medido o perfil  $P$ . Tal vem associado de erros como o raio da ponteira do apalpador, que funciona como uma filtragem mecânica da superfície, como também, já aplicada a filtragem referente à escolha do "cut-off" ( $\lambda_c$ ).

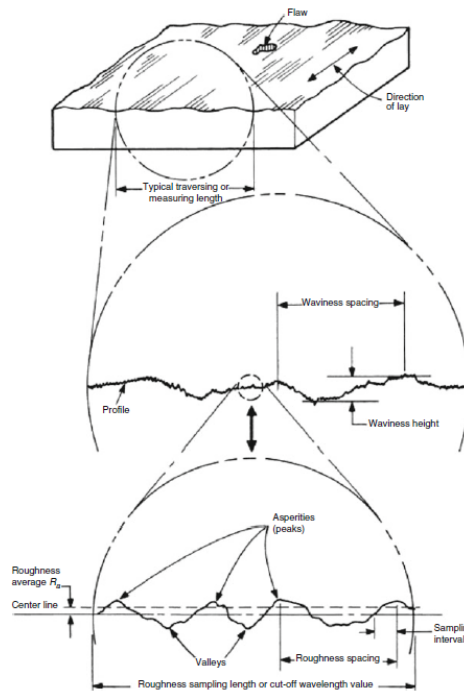


Figura 2.7.: Composição de um superfície [20].

O perfil produzido pelo “cut-off” designa-se por perfil  $W$ . No subcapítulo seguinte, este parâmetro será abordado com maior detalhe.

Obtido o perfil  $P$  e aplicada a filtragem, obtém-se o perfil de rugosidade  $R$ . Este como já referido, é obtido com os comprimentos de onda abaixo do “cut-off”, em que na zona de aplicação do filtro, pode definir-se pela subtração do perfil  $W$  ao perfil  $P$ , tal como demonstra a equação (2.26) [20, 21].

$$R = P - W \tag{2.26}$$

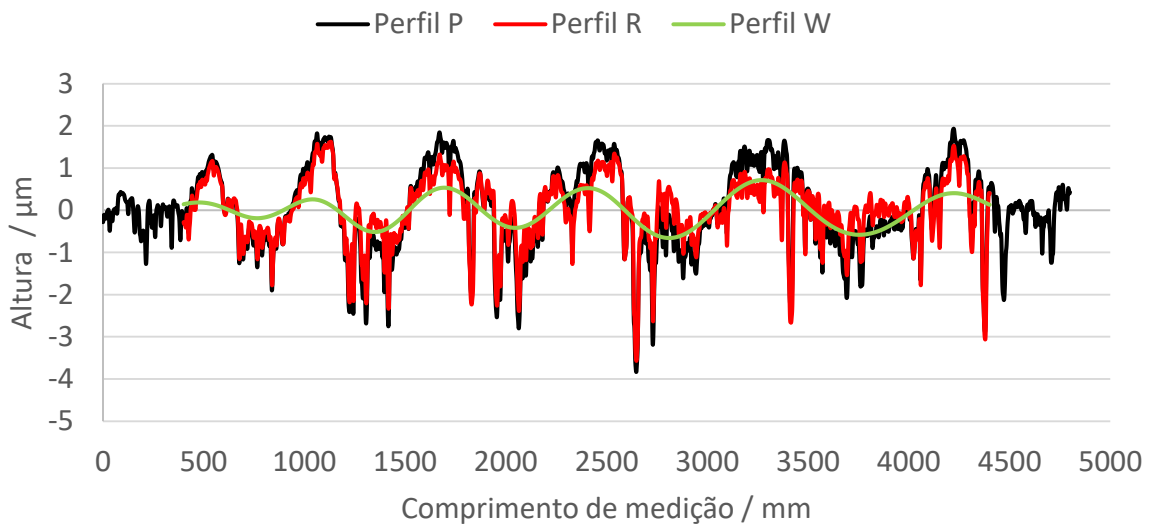


Figura 2.8.: Medição dos perfis de rugosidade de uma engrenagem.

## 2.3.3 Parâmetros de Rugosidade

### Escolha do “cut-off”

Como já referido anteriormente, o filtro “cut-off”, é o comprimento de onda, que separa aquilo que é rugosidade de ondulação. Não existe uma definição absoluta daquilo que constitui o perfil de rugosidade ou ondulação. A escolha da filtragem a aplicar, varia consoante o processo de fabrico e da função a que a superfície se destina.

Para a caracterização do perfil de rugosidade de uma determinada superfície, a escolha do “cut-off” recai sobre a norma DIN-4768, Tabela 2.7, pelo que, esta também especifica que, o “cut-off” deverá ser pelo menos duas vezes e meia a distância pico-a-pico do perfil de rugosidade.

Tabela 2.7.: Valores de referência para a escolha do “cut-off” (adaptado de [21]).

“Cut-off” ( $\lambda_c$ )	Espaçamento entre picos de perfis periódicos / mm	Rugosidade média ( $R_a$ ) / $\mu\text{m}$	$R_{z(DIN)}$ / $\mu\text{m}$
0.08	<0.032	-	-
0.25	0.032 - 0.1	<0.1	<0.5
0.8	0.1 - 0.32	0.1 - 2	0.5 - 10
2.5	0.32 - 1	2 - 10	10 - 30
8	>1	>10	>30

Para uma mesma superfície, ao utilizar valores de  $\lambda_c$  mais reduzidos, a amplitude do perfil  $W$  irá diminuir, a mesma linha de pensamento aplica-se no caso de aumentar  $\lambda_c$ , como consequência, a amplitude do perfil de rugosidade irá diminuir.

Com este decréscimo de amplitude, as medições para uma mesma superfície apresentam um perfil de rugosidade completamente distinto. A título de exemplo, a Figura 2.9 ilustra o enunciado anterior [21].

### Rugosidade média aritmética ( $R_a$ )

É o parâmetro mais usado para controlar a qualidade geral de uma superfície, pois, é simples de definir e dá uma boa perspectiva quanto à variação de alturas numa superfície.

Define-se  $R_a$  como sendo o desvio médio do perfil desde a linha de referência, Figura 2.10, e é calculado com recurso à equação (2.27).

$$R_a = d \frac{1}{l_m} \cdot \int_0^{l_m} |y(x)| dx \quad (2.27)$$

Um dos problemas associados com a rugosidade média aritmética, é que esta não discrimina os diferentes tipos de superfícies, ou seja, atendendo à Figura 2.11, é possível perceber que não há distinção entre picos e vales, tendo como base apenas este parâ-

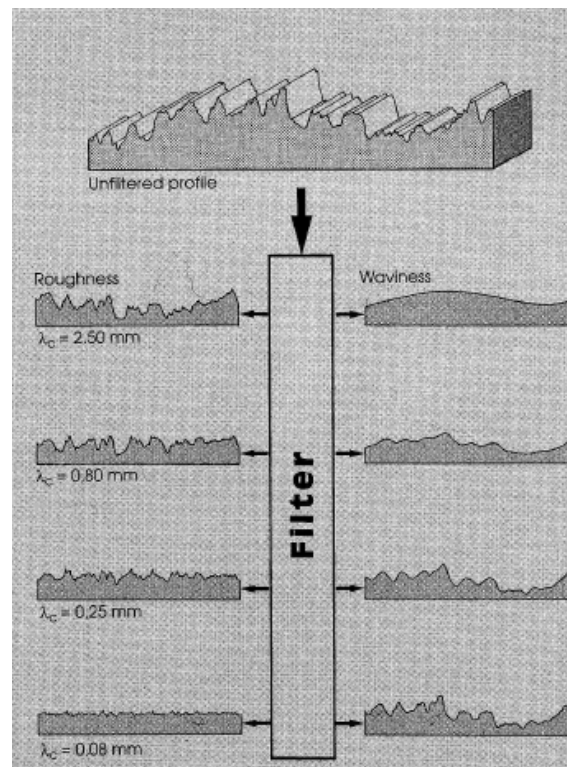


Figura 2.9.: Exemplos de diferentes valores de “cut-off” e respetivos perfis  $R$  e  $W$  [21].

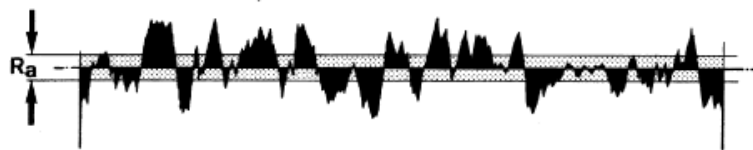


Figura 2.10.: Representação da rugosidade média aritmética [22].

metro, pelo que, são necessários outros parâmetros, aliados a este para poder quantificar o bom ou mau estado de uma superfície [20, 22].

### Rugosidade média quadrática composta ( $R_q$ )

Também representado por  $RMS$ , este define-se como a raiz quadrada do desvio médio quadrático em relação à linha de referência. Em relação a  $R_a$ , é mais sensível à variação entre picos e vales, como também, é utilizado para avaliar o regime de lubrificação. Este é definido através da equação (2.28) [22].

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l_m} \cdot \int_0^{l_m} y^2(x) dx} \quad (2.28)$$

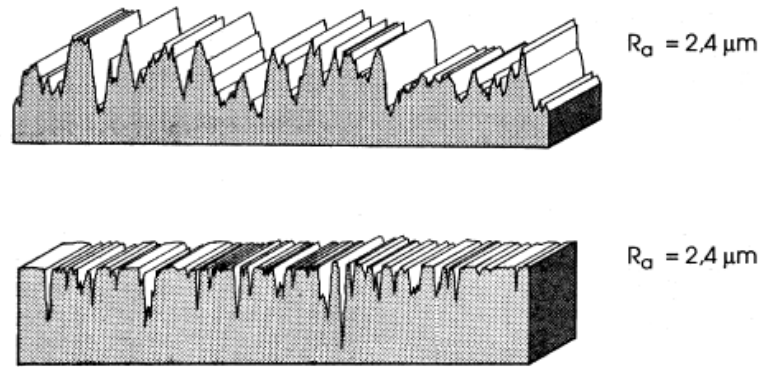


Figura 2.11.: Comparação entre superfícies com o mesmo valor de  $R_a$  (adaptado de [22]).

### Média das alturas de picos ou vales ( $R_{z(DIN)}$ ) e Máxima altura de pico ou vale ( $R_{max}$ )

Para determinar estes parâmetros, o perfil filtrado é dividido em cinco comprimentos de referência iguais, normalmente iguais ao “cut-off”, como retrata a Figura 2.12.

No caso de  $R_{z(DIN)}$ , a distância entre o pico mais alto e o vale mais profundo é determinada para cada intervalo  $Z_i$ , onde, posteriormente é calculada a média dos mesmos, equação (2.29).  $R_{max}$  é o valor máximo de entre os cinco  $Z_i$ , portanto, a maior distância entre pico e vale, equação (2.30).

$$R_{z(DIN)} = \frac{1}{5} \cdot \sum_{i=1}^5 z_i \quad (2.29)$$

$$R_{max} = \max(Z_i) \quad (2.30)$$

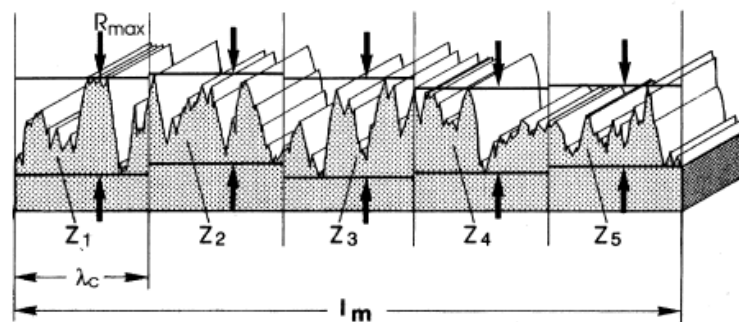


Figura 2.12.: Determinação de  $R_z$  e  $R_{max}$  para os respectivos comprimentos de referência [22].

Atendendo ao facto de que, para o cálculo de  $R_{z(DIN)}$  é considerada a média dos máximos defeitos, este é muito mais sensível à variação de altura do que  $R_a$ .  $R_{max}$ , como já referido, é a altura máxima do pico ou vale em todo o comprimento de referência, pelo que, é de grande relevância, em certas aplicações onde não são permitidos defeitos nas superfícies.

Ao monitorizar um processo de fabrico, realizando esta análise e posteriormente comparando os valores de  $R_{z(DIN)}$  e  $R_{max}$ , se estes forem próximos, significa que o processo realizado produz uma superfície consistente [22].

### Máxima altura entre pico e vale do perfil de ondulação ( $W_t$ )

Parâmetro representado por  $W_t$ , que é referente à altura máxima entre o pico e vale do perfil de ondulação, Figura 2.13. É utilizado para monitorizar um dado processo de fabrico, onde a ondulação da superfície é um parâmetro crítico de qualidade, como por exemplo, o alinhamento da mó de retificação com o cilindro de um motor de combustão interna [22].

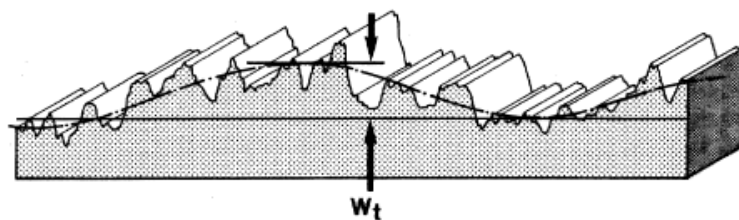


Figura 2.13.: Ilustração do parâmetro  $W_t$  [22].

### Máxima altura entre pico e vale do perfil primário ( $P_t$ )

É o parâmetro de rugosidade do perfil medido, onde contabiliza a altura máxima entre pico e vale de uma superfície, Figura 2.14. Designado por  $P_t$ , muitas vezes utilizado para aferir o estado de uma superfície quanto a defeitos, como por exemplo, fissuras [22].

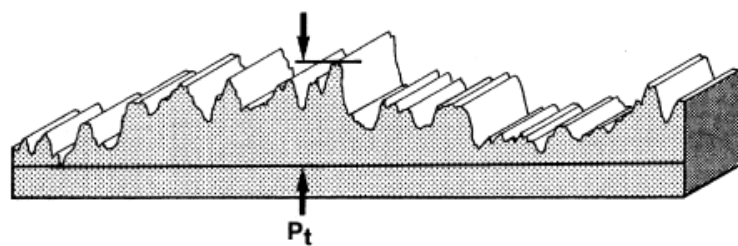


Figura 2.14.: Exemplo da medição de  $P_t$  [22].

### Curva de Abbott-Firestone

A qualidade de uma superfície, em certas aplicações, determina o quão bom será o desempenho de um determinado componente mecânico, como por exemplo, contacto entre os dentes de uma engrenagem. Neste caso, a percentagem de material, poderá prever o quão eficaz será uma dada superfície para uma dada função.

A porcentagem de material é calculada para diferentes profundidades e posteriormente expressa em forma de curva contínua, chamada de curva de porcentagem de material ou curva de *Abbott-Firestone*, Figura 2.15. Esta descreve a distribuição de material na superfície ao longo do comprimento efetivo de medição. Esta tem início no pico mais alto dentro do comprimento de medição (0%), tendo fim no vale mais profundo dentro do mesmo (100%) [23].

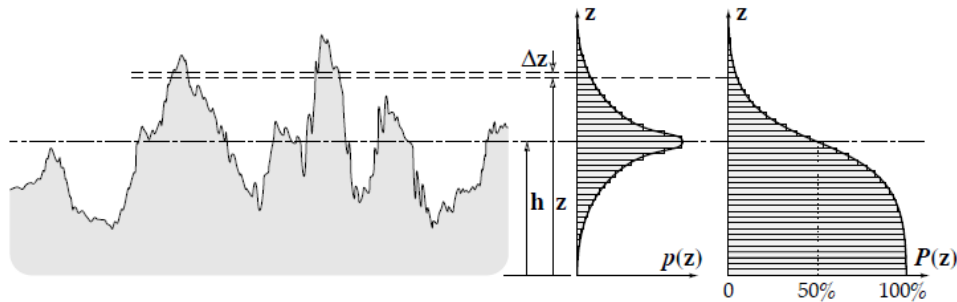


Figura 2.15.: Curva de *Abbott-Firestone* e respectivas linhas de referência [22].

Os parâmetros  $T_{pa}$  e  $T_{pi}$ , referem-se à porcentagem de material em determinadas profundidades ao longo da superfície, Figura 2.16.  $T_{pa}$  é referente ao perfil medido ( $P$ ), pelo que, este apenas é utilizado quando requisitado. No caso de  $T_{pi}$ , este é referente ao perfil filtrado ( $R$ ), ou seja, perfil de rugosidade, sendo este o mais utilizado.

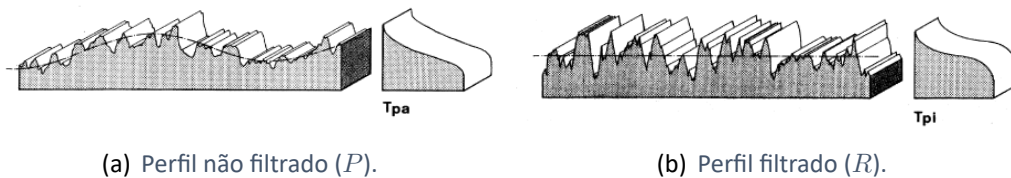


Figura 2.16.: Parâmetros  $T_{pa}$  e  $T_{pi}$  e consequentes perfis de rugosidade [22].

Diferentes superfícies apresentam diferentes curvas de porcentagem de material. A título de exemplo, na Figura 2.17 é feita a comparação do parâmetro ( $T_{pi}$ ) entre dois perfis de rugosidade diferentes [22].

## Parâmetros híbridos

Para o cálculo da família de parâmetros  $R_k$ , a curva de porcentagem de material é aproximada por duas linhas retas, que dividem a superfície em três partes distintas. Parte superior, onde constam os picos de rugosidade, a parte inferior, que agrega os vales, e a parte central, que é a rugosidade no núcleo da superfície, Figura 2.18.

Pela análise da Figura 2.18, podem ser distinguidas as três partes referidas anteriormente. Pela linha equivalente, é traçada uma secante à curva de *Abbott-Firestone* onde o declive é mínimo, possibilitando a distinção das áreas que representam os picos, vales e núcleo, pelo que, a área central, inclui quarenta por cento do perfil medido.

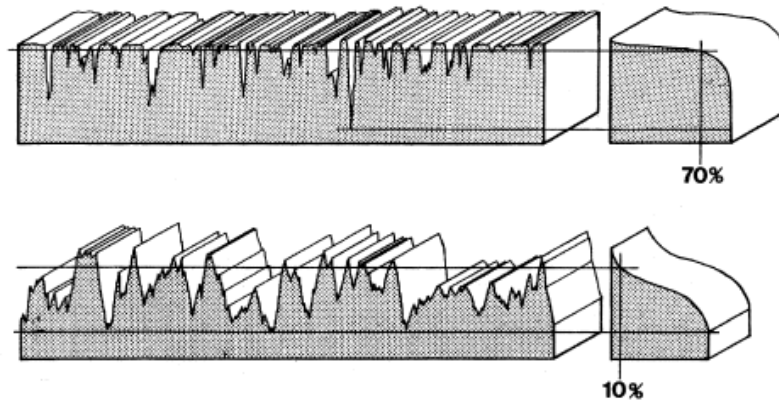


Figura 2.17.: Comparação do parâmetro  $T_{pi}$  para diferentes perfis de rugosidade [22].

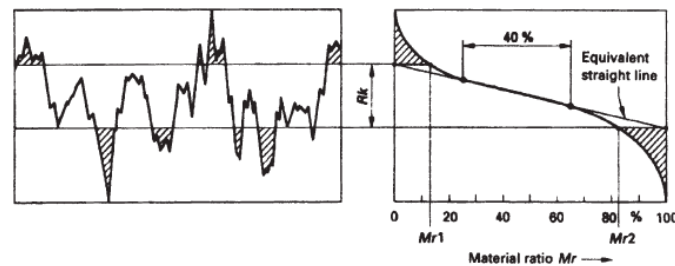


Figura 2.18.: Parâmetros  $R_k$ ,  $M_{r1}$  e  $M_{r2}$ , representados através da curva de percentagem de material [24].

Projetando a linha até a zona onde a percentagem é de 0 e 100 %, posteriormente traçando linhas horizontais nestes pontos, obtêm-se três áreas distintas,  $R_k$ ,  $M_{r1}$  e  $M_{r2}$ .

$R_k$  é dado pela distância vertical entre as linhas horizontais traçadas e é designado de rugosidade do núcleo, onde a percentagem de material é mais significativa.  $M_{r1}$  e  $M_{r2}$ , designam-se pela percentagem de material acima e abaixo do núcleo respetivamente.

Na Figura 2.19, surgem mais dois parâmetros aliados a esta análise. O parâmetro  $R_{pk}$  diz respeito à área do triângulo retângulo entre a curva de *Abbott-Firestone* e a linha superior do núcleo, pelo que, tem como definição a altura média dos picos acima de  $R_k$ , podendo ser calculado através da equação (2.31) e equação (2.32).  $R_{vk}$  obtém-se pelo mesmo processo, com a particularidade, deste ser referente à parte abaixo da linha do núcleo e é designado de, altura média de vales abaixo da linha inferior do núcleo.

$$A_2 = \frac{M_{r1} \cdot R_{pk}}{2} \quad (2.31)$$

Em que,  $A_2 = A_1$ .

$$R_{pk} = \frac{2 \cdot A_2}{M_{r1}} \quad (2.32)$$

Por um lado, o parâmetro  $R_{vk}$ , é resultado do processo de fabrico do componente em que a sua alteração, em alguns casos, não é possível de se realizar. Por outro lado  $R_k$  e  $R_{pk}$ , também aliados ao processo de fabrico, têm a particularidade de serem mais facilmente

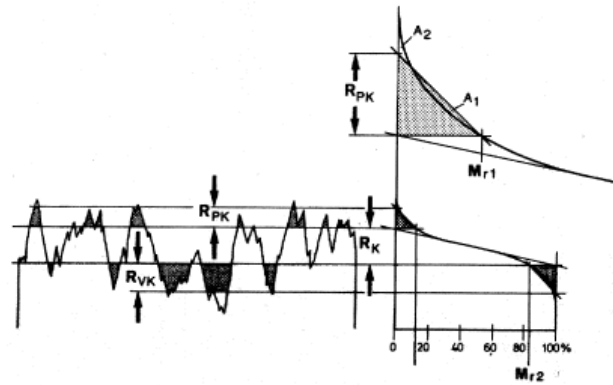


Figura 2.19.: Representação gráfica de  $R_{pk}$  e  $R_{vk}$  [22].

alterados, como por exemplo, através de um processo de retificação da superfície.

Como já referido anteriormente, o parâmetro  $R_a$  não é suficiente para caracterizar uma superfície, Figura 2.7, mas, aliando os parâmetros anteriores a este, é então possível fazer tal distinção, a título de exemplo, a Figura 2.29 representa a conjugação dos mesmos.

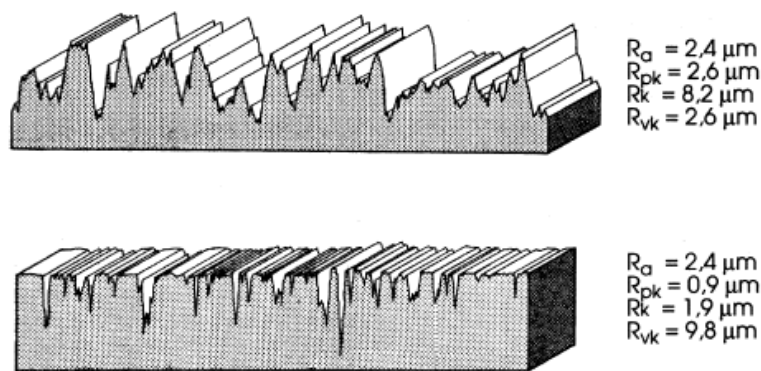


Figura 2.20.: Caracterização de duas superfícies com o mesmo  $R_a$  [22].

O volume de retenção de óleo ( $V_o$ ), é um parâmetro que advém da utilização simultânea de  $R_{vk}$  e  $M_{r2}$ . Por exemplo, num motor de combustão interna, o movimento relativo do pistão em relação ao cilindro, deixa na sua superfície uma camada de óleo muito fina, Figura 2.21.  $V_o$  é o termo que quantifica o volume de óleo retido nos vales de rugosidade, e é calculado através da equação 2.33 [22, 24].

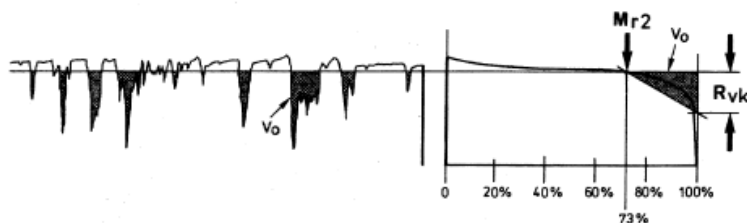


Figura 2.21.: Ilustração do volume retido de óleo [22].

$$V_o = \frac{R_{vk} \cdot (100 - M_{r2})}{200} \quad (2.33)$$

### Assimetria da superfície ( $R_{sk}$ )

Utilizado para medir a simetria de um perfil de rugosidade em relação a uma linha de referência. Este parâmetro pode ser utilizado para diferenciar superfícies que tenham o mesmo valor de  $R_a$ . Uma superfície que apresente  $R_{sk}$  negativo, tende a apresentar vales profundos na sua superfície medidos a partir de uma linha de referência, e vice-versa. A Figura 2.22, ilustra ambas as distribuições para uma dada superfície [20, 22].

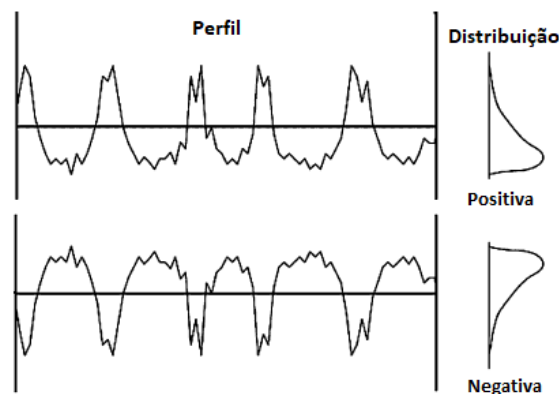


Figura 2.22.: Ilustração da assimetria de uma superfície, consoante a sua distribuição, para o mesmo valor de  $R_a$  (adaptado de [20]).

### Distribuição de Kurtosis ( $R_{ku}$ )

Este parâmetro providência informação quanto à distribuição dos picos de rugosidade acima e abaixo de uma dada linha de referência. Pode ser utilizado para diferenciar superfícies que tenham o mesmo valor de  $R_a$ .

Uma superfície que apresente uma grande quantidade de picos acima da linha de referência, é caracterizada como tendo  $K_u$  superior a 3. Se  $K_u$  inferior a 3, a superfície apresenta picos de uma forma “arredondada” ao longo da mesma e por fim, se  $K_u$  igual a 3, não existe um padrão sucessivo de picos, diz-se que é uma superfície aleatória. A Figura 2.23, ilustra o pressuposto anterior [20, 22].

## 2.3.4 Parâmetros de rugosidade de área

Muitas vezes caracterizar o estado de uma superfície apenas com parâmetros a duas dimensões pode não ser o suficiente. Neste ponto, é usual realizar uma análise a três dimensões, em que os parâmetros são relativos a uma área em estudo [25].

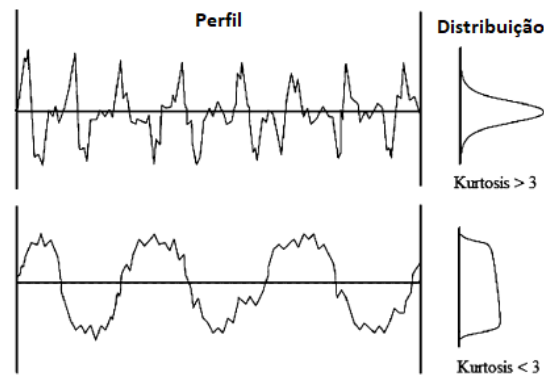


Figura 2.23.: Ilustração de superfícies com o mesmo  $R_a$ , mas com diferentes distribuições de  $K_u$  (adaptado de [20]).

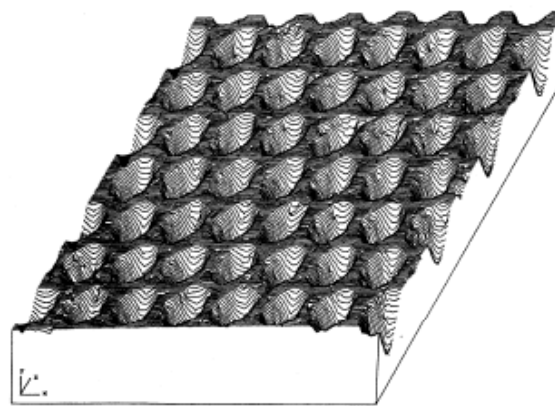


Figura 2.24.: Representação de uma superfície a 3D [22].

Em seguida, com apoio da norma ISO 25178-2:2011 [26], serão apresentados alguns dos parâmetros que são utilizados para a caracterização de uma determinada área de uma superfície. Contudo, para uma melhor compreensão de todos os fatores associados à caracterização de uma superfície a três dimensões (3D), consultar a informação disponível em [26, 27, 28]

### Altura máxima da superfície ( $S_z$ )

$S_z$  é calculado através da soma, em valor absoluto, entre a altura máxima de pico, representado por  $S_p$ , com máxima altura de vale, designado por  $S_v$ . Estes conceitos de altura máxima de pico e vale, são já conhecidos pela análise a duas dimensões de uma superfície, neste caso, estes são medidos para uma determinada área da superfície [26, 27].

Por um lado, o valor de  $S_p$  é sempre positivo, por outro,  $S_v$  é sempre negativo. Para o cálculo de  $S_z$ , recorre-se à equação (2.34) [27].

$$S_z = S_p + |S_v| \quad (2.34)$$

Este fator é fortemente influenciado pela altura de ambos os parâmetros que o consti-

tuem, sendo que, apenas é contabilizado o maior valor de ambos os parâmetros, logo, é necessário atenção redobrada na sua análise. Contudo, sabendo apenas o valor de  $S_z$ , pode ser um meio intermédio para descrever que a superfície poderá ter efetivamente um pico muito alto, onde é possível a sua retificação, ou um vale muito acentuado, que muitas vezes advém de processos de fabrico defeituosos, e que estes podem estar localizados em qualquer ponto da superfície [27].

### Altura média aritmética ( $S_a$ )

Caracterizado pela equação (2.35), é definida pelos valores absolutos da altura de picos para uma determinada área, posteriormente realizada a média aritmética dos mesmos, pode dizer-se que é uma expansão do valor a duas dimensões  $R_a$ .

$$S_a = \frac{1}{A} \cdot \int \int_A |z(x, y)| dx dy \quad (2.35)$$

Onde  $z(x, y)$  representa a altura de um determinado ponto, dentro da área de amostragem  $A$  [27].

### Altura quadrática média aritmética ( $S_q$ )

É um dos parâmetros mais utilizados para a análise de uma superfície a três dimensões, sendo que este não é fortemente influenciado por vales ou picos extremamente altos ou profundos. Definido pela equação (2.36), este é também referido como sendo uma extensão do parâmetro  $R_q$  a duas dimensões [27, 28].

$$S_q = \sqrt{\frac{1}{A} \cdot \int \int_A z^2(x, y) dx dy} \quad (2.36)$$

### Assimetria da superfície ( $S_{sk}$ )

Idêntico ao parâmetro de assimetria a duas dimensões, estes é agora aplicado a uma área. É utilizado para descrever de que forma é que os picos ou vales se distribuem pela superfície.

O valor de  $S_{sk}$  é definido pela equação (2.37). Obtendo um valor de zero, admite-se que a superfície em estudo é simétrica quanto à distribuição de picos de rugosidade. Para valores negativos, a superfície apresenta maioritariamente vales profundos, estes medidos a partir de uma dada linha de referência [28].

$$S_{sk} = \frac{1}{S_q^3} \cdot \frac{1}{A} \int \int_A z^3(x, y) dx dy \quad (2.37)$$

## Distribuição de *Kurtosis* ( $S_{ku}$ )

Descrito previamente para parâmetros a duas dimensões, este define o quão “pontia-guda” ou não é uma superfície em relação a uma dada linha de referência. Neste caso, o valor para a distribuição de *Kurtosis* é aplicada a uma área, contudo, os valores de referência, descritos para medições a duas dimensões, são os mesmos.

Definido pela equação (2.38), combinando simultaneamente o valor de  $S_{sk}$ , é possível distinguir, com alguma precisão, se a rugosidade da superfície apresenta uma face mais plana, menos picos de rugosidade, ou não, como também a distribuição dos mesmos [27, 28].

$$S_{ku} = \frac{1}{S_q^4} \cdot \frac{1}{A} \int \int_A z^4(x, y) dx dy \quad (2.38)$$

## 2.4 Mecanismos de Desgaste

Desgaste pode ser definido como a perda progressiva de material à superfície, resultante do contacto entre dois corpos em movimento relativo. Na maioria dos casos, o contacto entre superfícies dá-se nos picos de rugosidade, onde a espessura de lubrificante por vezes não é suficiente para separar as mesmas [20].

Nos subcapítulos que se seguem, serão abordados alguns dos termos relevantes que, de certo modo, se englobam no âmbito da dissertação. Estes mesmos conceitos, poderão vir a ser abordados no desenvolvimento da dissertação.

### 2.4.1 Tipos de Desgaste

Dos vários tipos de desgaste, quer sejam associados a cargas cíclicas, quer sejam entre o contacto de superfícies, podem ser destacados, como os principais mecanismos de desgaste, os seguintes:

- **Abrasão:** de uma forma simplista, ocorre quando existe contacto entre materiais com durezas diferentes, em que o mais duro tem a capacidade de “riscar” a superfície do outro;
- **Adesão:** ocorrência de micro-soldaduras nas superfícies, arrancando uma pequena porção de material de uma delas;
- **Fadiga superficial:** é resultante de cargas periódicas aplicadas nas zonas de contacto. De forma geral, tem início na superfície e, posteriormente, pode evoluir para fadiga do componente como um todo;
- **Reações triboquímicas:** ocorre perante condições tribológicas, como por exemplo, efeitos térmicos e oxidação.

Existem outros mecanismos de desgaste, como por exemplo, *fretting*, ou seja, desgaste por oscilação, gripagem, erosão, embora, na maioria dos casos, estes podem estar com-

preendidos num dos quatro mecanismos de desgaste apresentados anteriormente, referidos pela norma DIN-50320 [7, 29].

Tendo em conta o âmbito do presente estudo, o mecanismo de desgaste associado às reações triboquímicas não será analisado em maior detalhe, contudo, já em seguida, serão abordados alguns conceitos referentes ao mecanismo de desgaste por abrasão, adesão como também fadiga superficial, em que nesta, serão abordados alguns fenómenos relevantes para o presente estudo.

## 2.4.2 Abrasão

Uma abordagem simplista ao desgaste abrasivo, pode caracterizar-se quando as asperezas de um corpo penetram e cortam a superfície de um outro componente, muitas vezes apresentando durezas superficiais distintas.

Outro dos aspetos relevantes no desgaste abrasivo, é o desgaste a três corpos. Este ocorre quando o lubrificante está contaminado com partículas provenientes do desgaste das superfícies, por vezes advém da fase de rodagem, ou pela falta de limpeza inicial dos componentes.

Fatores como a ruptura do filme lubrificante, devido a cargas e a temperatura elevadas no interior do contacto, fazem com que este tipo de desgaste seja notório, pelo que, soluções como a redução das cargas aplicadas, aumentar o caudal de lubrificante e até utilizar um óleo com uma viscosidade superior, podem prevenir que tal aconteça.

Abrasão num componente, caracteriza-se pelo aparecimento de riscos opacos na sua superfície, na direção do movimento relativo dos componentes, pelo que, em casos extremos, o desgaste do componente pode ser muito significativo, Figura 2.25 [7, 30].

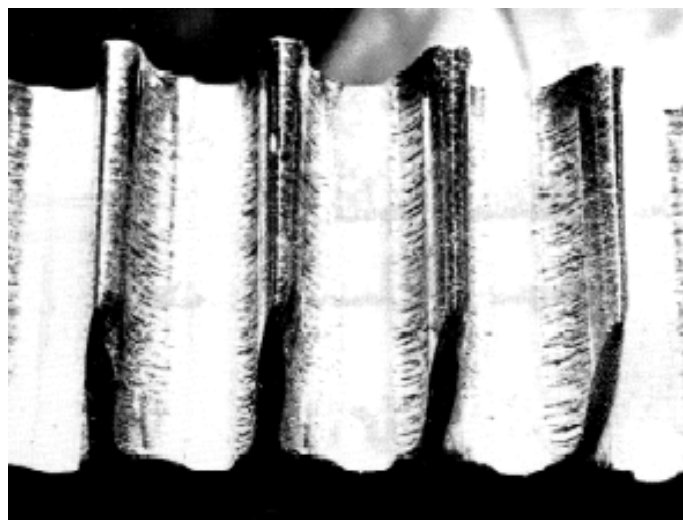


Figura 2.25.: Desgaste abrasivo severo, nos dentes de uma engrenagem [31].

### 2.4.3 Adesão

De uma forma muito simples adesão ocorre quando uma das principais funções para a utilização de lubrificantes não acontece, ou seja, minimizar o atrito dos componentes pela separação das superfícies através de um filme lubrificante.

Aliando a falta de um filme que separe as superfícies, muitas vezes, o elevado binário a transmitir, no caso de engrenagens, pode fazer com que haja contacto das superfícies onde os picos de rugosidade são mais elevados.

Se a carga imposta for suficientemente elevada, dá-se a deformação plástica das superfícies, nos pontos de contacto, onde ocorre a absorção de energia refletindo-se no aumento da temperatura. Este incremento pode ser de tal forma elevado que cause a fusão localizada dos picos de rugosidade, ocorrendo a microsoldadura dos materiais, pelo que, no geral, antecede o arrancamento de material de uma das superfícies para a outra.

Este fenómeno só ocorre aquando do contacto entre duas superfícies, para tal, condições de lubrificação apropriadas, tratamentos superficiais de qualidade e a redução das cargas impostas ao sistema, podem prevenir que tal fenómeno aconteça.

Geralmente, este tipo de desgaste é caracterizado pela presença de riscos, com um certo brilho, na superfície de uma dado componente [7, 32].

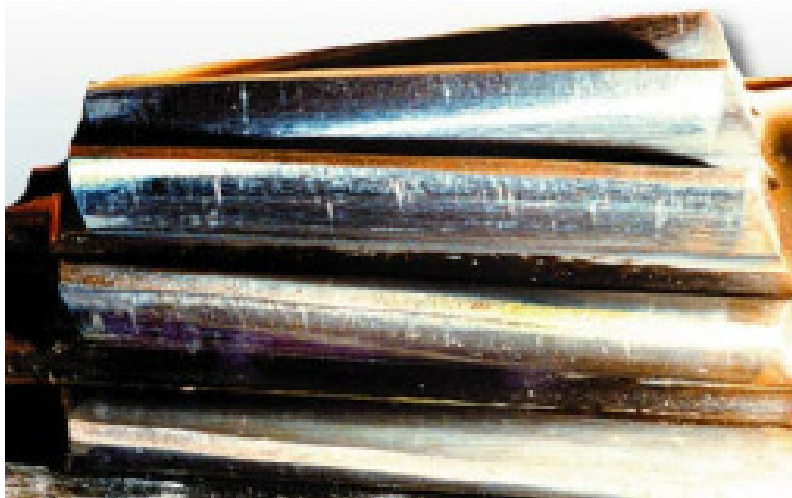


Figura 2.26.: Desgaste adesivo na superfície dos dentes de uma engrenagem [33].

### 2.4.4 Fadiga Superficial

Como já referido anteriormente, esta é resultante de cargas periódicas aplicadas nas zonas de contacto entre superfícies.

Mesmo em condições de lubrificação de filme completo, onde o contacto entre superfícies é praticamente inexistente, no caso de existirem elevadas pressões, as superfícies são deformadas elasticamente, pelo que, quer as tensões à superfície quer no interior do contacto são elevadas, podendo provocar o desgaste prematuro do componente [20].

Dos diferentes tipos de desgaste associados à fadiga superficial, em seguida e de forma sucinta, serão apresentados alguns dos tipos de fadiga superficial que se englobam no âmbito do documento.

## Fissuras

Fadiga de contacto é um fenómeno progressivo devido ao número de ciclos associados aos longos períodos de operação. As cargas cíclicas associadas às diferentes operações a que esteja sujeito um determinado componente, induzem deformações no núcleo do material, fazendo com que este se possa deformar plásticamente [34, 35].

Não só relacionado com a deformação do material, o estado de tensão no interior do sólido, reverte no aparecimento de micro-fissuras, Figura 2.27. Tais micro-fissuras, com o decorrer dos ciclos impostos, podem alastrar-se no interior do sólido, muitas vezes direcionando-se para a superfície do componente [34].

Em casos mais severos, a propagação das fissuras pode ser de tal maneira que promove o aparecimento de outros tipos de fenómenos associados à fadiga de contacto, nomeadamente, *micropitting*, *pitting* e até *spalling* [35].

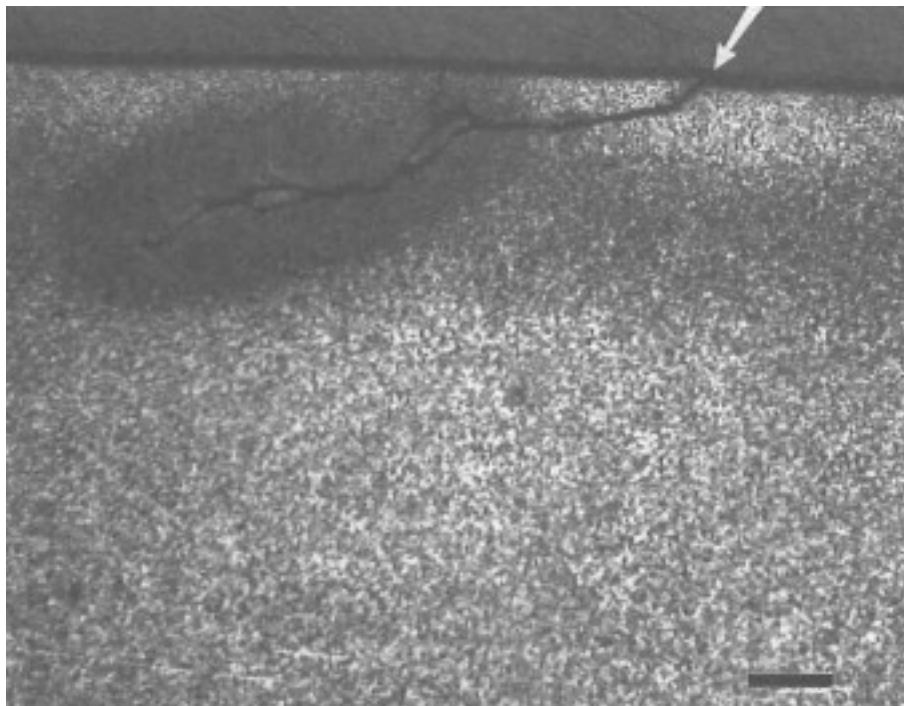


Figura 2.27.: Microfissuras no interior de um componente mecânico (escala de 100  $\mu\text{m}$ ) [36].

## Micropitting

*Micropitting* é um mecanismo de desgaste associado com a fadiga de contacto, maioritariamente presente em componentes como engrenagens e rolamentos. Este é um fenómeno progressivo onde topografia da superfície se altera constantemente, influenciando

diretamente na prestação de determinado componente em serviço ou até reduzir a vida útil do mesmo [4, 5].

Tal fenómeno pode ter início no interior da superfície, proveniente de pequenas fissuras que se propagam no seu interior, propagando-se até à superfície dando origem a pequenas crateras [37], tais pronunciam-se entre os 5  $\mu\text{m}$  e os 10  $\mu\text{m}$  de profundidade, podendo estar relacionadas com o estado de tensão presente no interior do sólido, chegando a alcançar diâmetros entre os 10  $\mu\text{m}$  e os 30  $\mu\text{m}$  [38, 39].

O início deste fenómeno é idêntico ao aparecimento de fissura. Devido às tensões instaladas, estas pequenas fissuras propagam-se com o decorrer dos ciclos, fazendo com que apareçam micro-crateras na superfície do componente. Um dos indícios que demonstra o fenómeno *micropitting*, é o aparecimento de uma mancha acinzentada, sem brilho, na superfície do determinado componente, Figura 2.28 [29, 40].

O aparecimento de *micropitting* é fortemente influenciado pela espessura de filme lubrificante e até pela resistência do mesmo a este fenómeno. Utilizar um lubrificante em conjunto com um aditivo apropriado para contrariar tal efeito ou aumentar a espessura específica de filme lubrificante, pode prevenir que tal aconteça [41]. Contudo, a rugosidade superficial tende a reduzir ou até prevenir o aparecimento de *micropitting*, ou seja, quanto menos rugosa for a superfície de um determinado componente, a probabilidade de aparecimento de *micropitting* é mais reduzida [42].

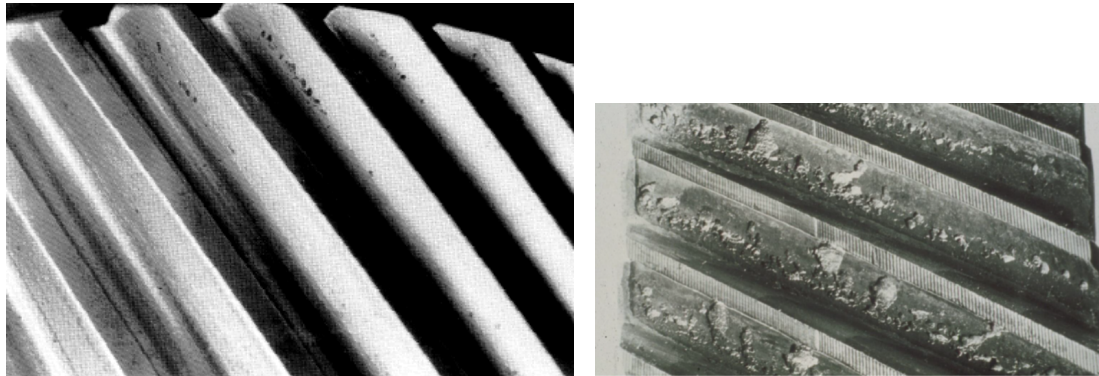


Figura 2.28.: Fenómeno de *micropitting* nos dentes de uma engrenagem [40].

## **Pitting**

Semelhante ao fenómeno de *micropitting*, este tem início no interior da superfície onde pequenas fissuras se desenvolvem. Sendo este um fenómeno em constante progressão, de pequenas fissuras a micro-crateras, com o decorrer dos ciclos de trabalho, estas expandem-se formando pequenas crateras, ou uma espécie de picadas na superfície do componente, Figura 2.29(a), podendo alcançar uma profundidade compreendida entre os 10 e os 20  $\mu\text{m}$ , com um diâmetro de aproximadamente 30  $\mu\text{m}$  [43].

Em casos mais severos, se este tipo de desgaste progredir, estas pequenas crateras continuam a fissurar, abrangendo assim uma área maior que a espéctavel, formando por crateras irregulares de maiores dimensões na superfície dos componentes, Figura 2.29(b).



(a) Fase inicial de desgaste por *pitting* [31].

(b) Evolução desde *pitting* até o fenómeno de *spalling* [40].

Figura 2.29.: Fenómeno de *pitting* e *spalling* nos dentes de uma engrenagem. (a) Fase inicial de desgaste por *pitting* [31]. (b) Evolução desde *pitting* até o fenómeno de *spalling* [40].

O regime de lubrificação, neste caso, não é um fator determinante para o aparecimento deste fenómeno, mas como já referido, as elevadas pressões de contacto, e no caso de alguns materiais, a baixa tensão limite de fadiga desempenham um papel fundamental no aparecimento e propagação deste tipo de avaria, associado à fadiga superficial [29, 40].

## **Spalling**

*Spalling* pode ser considerado como uma forma severa de *pitting*. Tanto as fissuras como os *pitts* já existentes na superfície, têm tendencia em propagar-se com o decorrer dos ciclos de trabalho. Tais fissuras progridem no interior da superfície, podendo alcançar as crateras já existentes na mesma.

Quando tal acontece, dá-se o desagregar de uma porção de material substancialmente maior do que nos casos anteriores, deixando crateras irregulares e de grandes dimensões na superfície do componente, Figura 2.30 [29, 8].

Em alguns casos, este fenómeno pode não estar diretamente relacionado com a fadiga de contacto. Pequenos defeitos de fabrico podem induzir o aparecimento de *spalling* logo nos ciclos iniciais de um determinado componente, pelo que, nestes casos, é o fim de vida do componente [36].

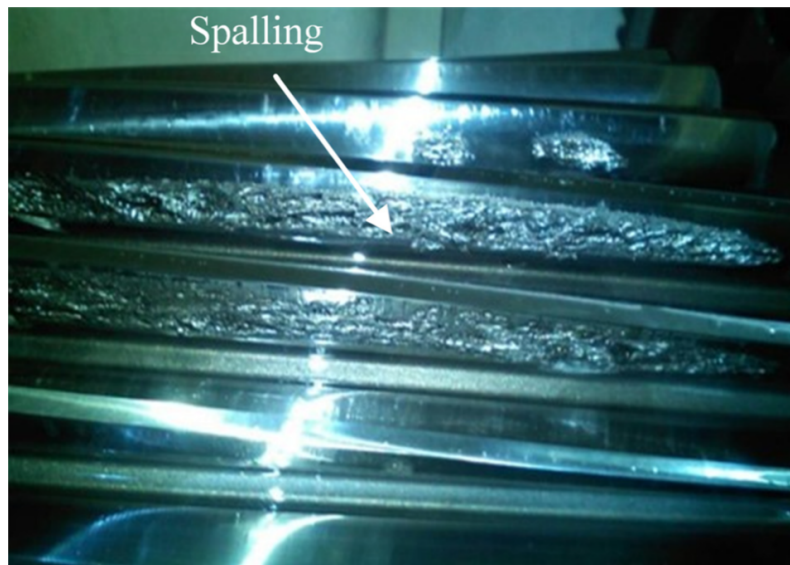


Figura 2.30.: Fenómeno de *spalling* nos dentes de uma engrenagem de turbina eólica [44].

## 2.5 Rodagem de Engrenagens - Estado da Arte

### 2.5.1 O que é a rodagem?

Inicialmente, quando duas superfícies entram em contacto, este é realizado por intermédio dos picos de rugosidade existentes nas superfícies de ambas, pelo que, a área de contacto entre estas é bastante reduzida. Neste caso, se as superfícies forem submetidas a um processo de rodagem, mediante certas condições de carga pré-definidas, os picos de rugosidade irão desvanecer gradualmente promovendo o aumento da área de contacto entre as superfícies [45].

De forma sucinta, rodagem pode ser definida como o processo que ocorre antes do regime permanente de operação quando duas ou mais superfícies entram em contacto, perante certas condições de carga e movimento relativo. Este processo geralmente é acompanhado por alterações do coeficiente de atrito e/ou da taxa de desgaste do material [46].

*Jamari et al.* [47], descreve o processo de rodagem com a ocorrência de três fases distintas, Figura 2.31. Na primeira fase, o coeficiente de atrito decresce acentuadamente, com a conseqüente alteração na topografia da superfície, em que há uma redução dos picos de rugosidade. Na segunda fase, os contatos ainda existentes promovem um ligeiro aumento da dureza e das tensões superficiais, mas apenas um pequeno decréscimo da rugosidade e no coeficiente de atrito. Por fim, esta última fase corresponde ao desgaste dito normal do componente, onde há o equilíbrio entre os fatores previamente referidos.

Perante tal processo, este advém da conjugação de diversos parâmetros, como por exemplo carga imposta e velocidade de operação. Mediante a literatura existentes, dependendo das condições associadas à rodagem, estas revertem num melhor ou pior desempenho em operação no decorrer da vida útil de determinado componente [48]. De facto, através de um modelo numérico, *Khonsari et al.* [49] propõe a otimização da rodagem onde

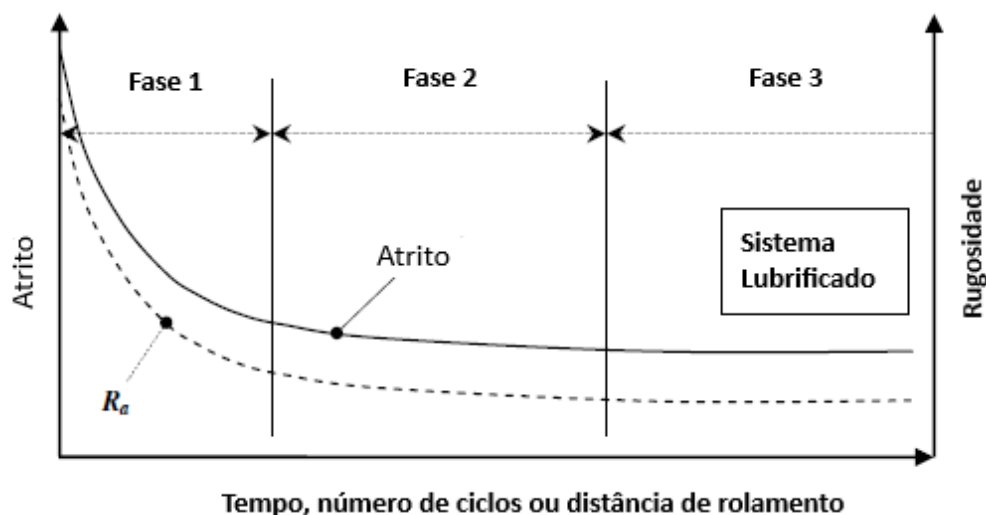


Figura 2.31.: Diferentes fases num processo de rodagem (adaptado de [47]).

refere que, dependente da carga imposta no decorrer de tal processo, existe um velocidade de operação correspondente, à qual se verifica o menor valor de  $R_a$  após a fase de rodagem.

## 2.5.2 Rodagem e a modificação da textura superficial

Torna-se claro pelo enunciado anterior que, a rodagem promove uma alteração contínua dos parâmetros associados à textura superficial, nomeadamente a rugosidade da mesma. Consequente do processo de fabrico, *Sjoberg et al.* [50], compara a evolução do rácio entre a área de contacto real e nominal, caso de contacto liso. Após a fase de rodagem, o autor observou que engrenagens com acabamento superficial por polimento apresentaram um rácio superior em relação às restantes, nomeadamente as engrenagens retificadas e honing, o que suporta a ideia de que diferentes métodos de fabrico, requerem um tempo de rodagem em concordância com o mesmo.

Outro dos conceitos pertinentes é o facto de que a rodagem tem um impacto direto na remoção dos picos de rugosidade da superfície, contudo tal conceito não se replica para os vales presentes na mesma, onde estes tendem a manter-se inalterados após o processo de rodagem [51].

Em testes precedentes realizados *Sjoberg et al.*, relativos ao impacto das condições de rodagem, constatou que o incremento da carga associada à fase de rodagem, promoveu uma maior variação dos parâmetros de rugosidade [50], conceito este, também reproduzido por *Sosa et al.* [52]. Pela comparação entre engrenagens com super-acabamento superficial e engrenagens retificadas, *Andersson et al.* verifica que nas engrenagens retificadas um incremento da pressão de contacto reverteu numa maior variação dos parâmetros de rugosidade, todavia, as restantes engrenagens já apresentavam desde início uma superfície menos rugosa [53]. *Mallipeddi et al.* complementa este conceito referindo que uma maior pressão de contacto resulta numa maior concentração de tensões ao nível das asperidades promovendo uma maior redução da rugosidade superficial [54, 55].

Aliado aos testes realizados por *Sjoberg et al.* e *Sosa et al.* em [56] e [51], posteriormente realizando testes de eficiência, para as engrenagens com estágios de carga mais baixos na fase de rodagem, um aumento da temperatura na mesma fase, promoveu o incremento do parâmetros de rugosidade como  $R_a$  e  $R_z$ . *Sosa et al.* refere ainda que, para uma maior temperatura, tal incremento da rugosidade, pode estar associado à modificação do mecanismo de desgaste.

Proveniente da textura superficial, o coeficiente de atrito está também relacionado com a rugosidade presente na superfície. Através da informação obtida pela medição da rugosidade das engrenagens sem a remoção das mesmas do banco de ensaios FZG, *Sosa et al.* [52], verificou que o coeficiente de atrito tem uma tendência decrescente após os primeiros ciclos de operação, contudo, notou um aumento do mesmo após os dez mil ciclos de operação. Associado ao impacto da dureza superficial no coeficiente de atrito, *Akchurin et al.* constatou que o desgaste inicial associado à rodagem é inverso ao incremento da dureza superficial, pelo que, pode efetivamente promover um aumento do coeficiente de atrito. Algo semelhante também foi observado no caso de superfícies com durezas distintas, onde a superfície mais macia tem um desgaste acentuado gerando partículas de maior dimensão, podendo promover o desgaste a três corpos, revertendo no aumento do coeficiente de atrito. *Akchurin et al.* suporta a ideia de que, existe um intervalo de durezas que vá de encontro à minimização do coeficiente de atrito após a rodagem [57].

Outro dos conceitos presentes no estudo de *Akchurin et al.* [57] foi a comparação entre as velocidades de escorregamento aquando do ensaio, onde neste, um incremento de tal parâmetro reverteu numa diminuição da dimensão das partículas de desgaste, pelo que, associado a um curto período de rodagem, levou a que se estabelecessem condições de lubrificação em regime completo, onde posteriormente, não foram observadas partículas de desgaste. Contudo, com a diminuição da velocidade de escorregamento, promoveram-se partículas de desgaste de maiores dimensões, pelo que, associados a uma menor espessura específica de filme lubrificante, promoveram uma superfície mais rugosa.

### 2.5.3 Consequências da rodagem na eficiência

Em concordância com o estes realizado por *Sjoberg et al.* [56], comparando o efeito da carga com aquele causado pelo aumento da temperatura na fase de rodagem na eficiência das engrenagens, o autor constata que o aumento da carga na fase de rodagem, fez com que estas engrenagens apresentassem uma maior eficiência após a campanha de testes de eficiência realizada. Algo semelhante foi também comprovado por *Andersson et al.*, para o caso de engrenagens retificadas, onde uma maior pressão de contacto na fase de rodagem promoveu uma maior eficiência das mesmas após os testes de eficiência. Contudo, quando comparados os mesmos testes em engrenagens com superacabamento superficial, o incremento de carga não foi notório nos resultados obtidos, todavia, estas apresentam uma maior eficiência quando comparadas com as engrenagens retificadas [53].

Pelos testes realizados por *Sosa et al.* [58], onde compara o efeito da rodagem em engrenagens “superfinished” com “ground”, após os testes de eficiência, constata que, o incremento de carga na fase de rodagem teve uma influência direta na eficiência das

engrenagens “grounded”, fazendo com que estas tenham apresentado um incremento da eficiência, contudo, o mesmo não se verifica naquelas submetidas a um superacabamento superficial, todavia, apresentam uma eficiência superior àquelas com acabamento “grounded”. Tal conceito suporta a ideia de que, a rugosidade inicial das engrenagens, independentemente das condições de rodagem, desempenha um papel fundamental na eficiência das engrenagens.

### 2.5.4 *Micropitting*

Para a prevenção do aparecimento do fenómeno de *micropitting*, um dos fatores em estudo é o acabamento superficial aplicado às engrenagens. De entre os possíveis processos, são destacados aqueles que promovem um melhor acabamento superficial, uma superfície menos rugosa, sendo este um fator predominante na durabilidade do componente [59]. Inicialmente *Winkelmann et al.* [60, 61], em que ao longo da campanha de testes as engrenagens foram submetidas a diferentes estágios de carga, este comprova que no caso de engrenagens com super-acabamento superficial, não houve indícios de aparecimento de *micropitting* na superfície, enquanto que para as restantes engrenagens, apresentam cerca de 79 % de área afetada por *micropitting*. No caso de engrenagens retificadas *Mallipeddi et al.*, analisou a progressão de *micropitting* após a rodagem como também após testes de eficiência. O autor constatou que o incremento da pressão de contacto na rodagem originou uma superfície mais rugosa e conseqüente aparecimento de *micropitting*. O mesmo conceito prevaleceu após os testes de eficiência onde as engrenagens com maior rugosidade, provenientes de uma maior carga na fase de rodagem, continham mais *micropitting* na sua superfície [54].

Em comparação com os resultados anteriores mencionados em [54] e aliado ao conceito de acabamento superficial, mais recentemente *Mallipeddi et al.* [62], comparou os resultados obtidos em engrenagens com super-acabamento e por honing. Este constata que quanto melhor o acabamento superficial, no caso do super-acabamento, o incremento da carga na rodagem não foi notório no aparecimento de *micropitting*, todavia, para as engrenagens com acabamento por honing apresentam menos indícios de *micropitting* que as engrenagens retificadas. Tanto comprovado por *Winkelmann et al.* como por *Mallipeddi et al.* concluí-se que, perante a rugosidade superficial inicial da engrenagem, esta tem influência direta no aparecimento e/ou propagação de *micropitting* na superfície da mesma.

Não só associado ao processo de fabrico mas também tratamento superficial utilizado, desde processos químicos, mecânicos e térmicos, estes representam algumas das possibilidades para o incremento da durabilidade e fiabilidade de um determinado componente [5]. Entre estes, o endurecimento superficial através de tratamentos térmicos, como por exemplo o caso da cementação, aliada à capacidade de promover uma superfície com uma dureza superficial superior aos restantes métodos, ao mesmo tempo que promove um núcleo relativamente rígido, tem como conseqüência um incremento da vida à fadiga do componente, reduzindo o aparecimento de *micropitting* na sua superfície, todavia, não é suficiente para eliminar por completo a hipótese do aparecimento deste fenómeno [63, 64].

Para o caso das engrenagens, o movimento relativo entre o par de dentes engrenados faz

com que haja escorregamento entre as superfícies. Focando a análise no pinhão, o contacto tem início no pé do dente, posteriormente o movimento induz o escorregamento das superfícies, sendo este no sentido negativo quando comparado com a direção de rolamento, fazendo com que o material à superfície seja tracionado para a zona do primitivo, podendo promover o arrancamento de material ou a fissuração do mesmo (Figura 2.32) [65].

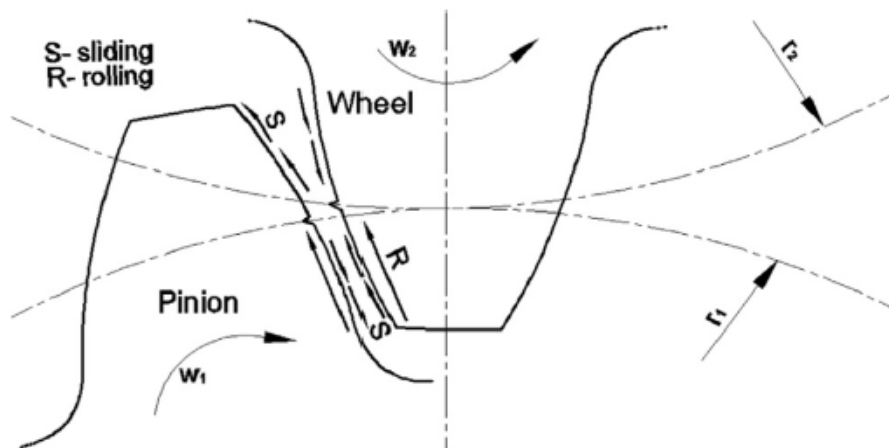


Figura 2.32.: Ilustração do movimento relativo na superfície do dente de uma engrenagem [65].

*Errichello et al.* [66] constatou que, o aparecimento e propagação das fissuras que originam *micropitting* têm uma direção oposta àquela do escorregamento, sendo este negativo, o lubrificante é empurrado para as pequenas fissuras presentes na superfície, posteriormente são propagadas através da pressão hidrostática existente. No estudo realizado a engrenagens com acabamento superficial através de honing, *Mallipedi et al.* reforça a ideia de que o aparecimento de *micropitting* é acentuado quando imposta uma maior velocidade de operação na rodagem das engrenagens. [55].

No caso do uso de lubrificantes para tentar eliminar o aparecimento *micropitting*, *Martins et al.* [67] verificou que, quando comparada a prestação entre lubrificantes de origem mineral, este aditivado com compostos de prevenção ao *micropitting*, com éster biodegradável com aditivos de baixa toxicidade, estes apresentam um comportamento idêntico no que diz respeito ao aparecimento de *micropitting* na superfície, contudo, o autor refere a importância dos aditivos utilizados[68].

Na mesma linha de pensamento, diferentes aditivos revertem em consequências distintas. Dando ênfase aos aditivos denominados de anti-desgaste (AW) e extrema pressão (EP), num estudo realizado por *Brechot et al.* [69], estes aditivos são geralmente utilizados no âmbito da proteção contra a gripagem, contudo, o mau balanceamento de tais aditivos no lubrificante, podem causar a diminuição de resistência à fadiga, tendo como consequência um maior aparecimento de *micropitting* na superfície. Posteriormente *Ochoa et al.* [70] verificou que a presença de aditivos AW e EP na fase de rodagem, funcionaram como inibidores do desgaste inicial da superfície, mantendo os picos de rugosidade presentes durante um período de tempo mais longo, revertendo numa maior interação entre superfícies, fazendo aumentar as tensões pontuais, promovendo assim um maior aparecimento de *micropitting*.

## 2.6 Discussão

Em suma, dos diferentes fatores descritos ao longo do presente capítulo, pode-se retirar as seguintes ilações:

- Rodagem é um processo realizado após o fabrico das engrenagens, onde alterações ao nível da topografia da superfície, coeficiente de atrito e taxa de desgaste ocorrem no decorrer do mesmo;
- De forma geral, são nos ciclos iniciais de rodagem, onde se verificam as maiores transformações de parâmetros, quer seja ao nível da taxa de desgaste, coeficiente de atrito e topografia da superfície;
- Quanto melhor for o acabamento superficial dado à engrenagem, que reverte numa menor rugosidade inicial da mesma, menor será o impacto da fase de rodagem, como também, maior será a prevenção no aparecimento de *micropitting*;
- A dureza superficial desempenha um fator preponderante no coeficiente de atrito. Mantendo as condições de ensaio, por um lado, verifica-se que para materiais mais duros, o desgaste de material não é tão acentuado fazendo aumentar o coeficiente de atrito. Por outro, de materiais mais macios, resultam partículas de desgaste maiores, havendo a possibilidade destas entrarem em contacto com as superfícies, aumentando o desgaste e o coeficiente de atrito;
- Dos possíveis tratamentos superficiais, destacam-se os processos que incrementam substancialmente a dureza superficial com a vantagem de produzirem um núcleo relativamente rígido, exemplo da cementação;
- O aumento da temperatura na rodagem, faz com que o desgaste de material seja mais acentuado. Uma maior temperatura faz com que a viscosidade do lubrificante diminua, como consequência, uma menor espessura de filme lubrificante separa as superfícies, promovendo uma maior interação entre as asperidades;
- No caso de superfícies mais rugosas, quando comparado o aumento da carga imposta na fase rodagem com o incremento da temperatura ou da velocidade, faz com que haja um incremento da eficiência muito mais acentuado. Contudo, consequência direta é um maior aparecimento de *micropitting* à superfície;
- Diferentes lubrificantes têm desempenhos distintos dependente das condições de operação. Contudo, um mau balanceamento dos aditivos presentes no lubrificante fazem com que o aparecimento de *micropitting* possa ser mais notório, caso dos aditivos EP e AW;
- Uma maior taxa de escorregamento na fase de rodagem pode promover mais rapidamente condições de lubrificação por filme completo, evitando o desgaste acentuado da superfície. Contudo, observa-se também que o incremento exagerado da taxa de escorregamento, promove um maior aparecimento de *micropitting* à superfície;
- Considera-se que de facto, existe um intervalo ótimo onde o impacto da dureza superficial, carga aplicada, taxa de escorregamento, rugosidade inicial, como também a escolha e balanceamento do lubrificante, caso dos aditivos, durante o pro-

cesso de rodagem, irão conduzir à minimização do coeficiente de atrito entre as superfícies das engrenagens, promovendo também uma maior proteção contra o fenómeno de *micropitting*.

# PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

3.1 CARACTERIZAÇÃO DO LUBRIFICANTE

3.2 BANCO DE ENSAIOS DE ENGRENAGENS *FZG*

3.3 MEDIÇÃO DA TEXTURA SUPERFICIAL

3.4 MEDIÇÕES DE MASSA

3.5 DEFINIÇÃO DO PROCEDIMENTO DOS ENSAIOS  
EXPERIMENTAIS

3.6 ANÁLISE VISUAL DA SUPERFÍCIE



## 3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

### 3.1 Caracterização do lubrificante

#### 3.1.1 Densidade

Para a caracterização da densidade do lubrificante, foi utilizado um densímetro *Anton Paar DMA 35<sub>N</sub>*, representado na Figura 3.1. Aliado à grande portabilidade deste equipamento, este permite avaliar a densidade de um lubrificante, com o pressuposto de este apresentar um comportamento linear da variação da densidade à pressão atmosférica, de forma rápida, expedita e dentro de uma determinada gama de densidades, temperatura e viscosidades. Mais informação disponível sobre o equipamento em [71].

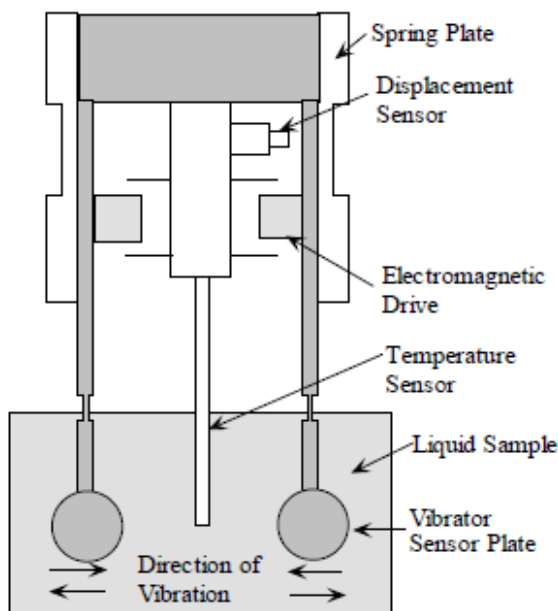


Figura 3.1.: Equipamento utilizado para efetuar a medição da densidade.

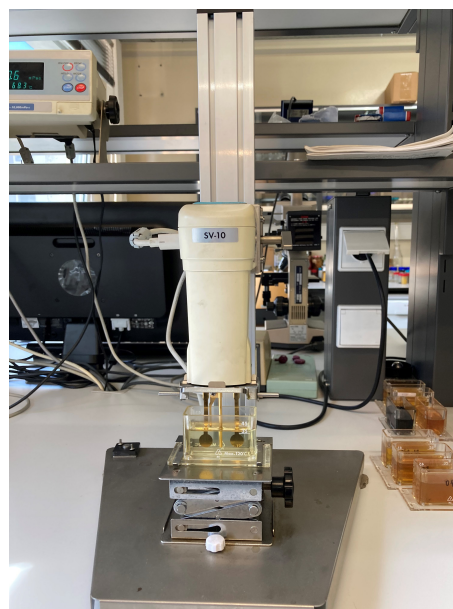
### 3.1.2 Análise da viscosidade com Vibro viscosímetro

Na indústria petroquímica, a possibilidade de medição contínua da viscosidade de um lubrificante, pode ser um fator predominante para assegurar a qualidade e a não degradação do mesmo. Apresentando vantagens como a versatilidade, serem necessários pequenas volumes de amostra, elevada sensibilidade, fácil manuseamento e a possibilidade de realizar medições em contínuo, fazem com que a utilização deste tipo de equipamento seja cada vez mais requerida. Dos diferentes elementos constituintes de um vibro viscosímetro, a Figura 3.2(a), ilustra alguns dos componentes principais do mesmo [72].

Este tipo de equipamento, neste caso denominado *AND SV-10*, representado pela Figura 3.2(b), tem dois sensores em forma de pá colocados lado a lado, estando submersos na amostra em análise, juntamente com o sensor de temperatura. Estas pás são excitadas por um condutor eletromagnético, fazendo com que a sua frequência de oscilação seja constante. A viscosidade do fluido faz com que esta oscilação seja amortecida, pelo que, quanto maior for o amortecimento causado pelo fluido, conseqüentemente, maior será a intensidade da corrente necessária para manter a frequência e amplitude de vibração das pás constante, onde, posteriormente, a intensidade do sinal emitido é convertida pelo equipamento fazendo com que a viscosidade do fluido medida, seja proporcional a este. Aliando o sinal emitido, consoante a viscosidade da amostra, com a medição da temperatura através do sensor, obtém-se a variação da viscosidade do fluido em função da temperatura do mesmo.



(a) Ilustração de um vibro viscosímetro [72].



(b) Equipamento utilizado na medição da viscosidade do lubrificante.

Figura 3.2.: Representação dos componentes do vibro viscosímetro e aplicação do mesmo na medição da viscosidade do lubrificante. (a) Ilustração de um vibro viscosímetro [72]. (b) Equipamento utilizado na medição da viscosidade do lubrificante.

### 3.1.3 Viscosímetro de Engler

Este método de medição da viscosidade de um fluido, é determinado através do quociente entre o tempo de escoamento de uma amostra de 200 mL de um dado fluido a uma dada temperatura, com o tempo de escoamento de 200 mL de água a uma temperatura de 20 °C.

Inicialmente, o lubrificante em análise é introduzido num recipiente e em seguida colocada uma tampa sobre o mesmo. Este recipiente contém orifício na sua base inferior, inicialmente fechado por uma válvula que impede o escoamento do fluido. Este recipiente está acoplado dentro de outro, em que neste, já contém um determinado fluido, geralmente óleo ou água, onde, posteriormente, este é aquecido através de uma resistência elétrica. A temperatura é controlada por dois termómetros, sendo um para cada um dos fluidos contidos no seu respetivo recipiente. Ambos os recipientes são apoiados por um tripé, pelo que este é possível ser nivelado em relação à superfície em que se apoia. Os diferentes elementos constituintes deste tipo de viscosímetro são representados pela Figura 3.3.

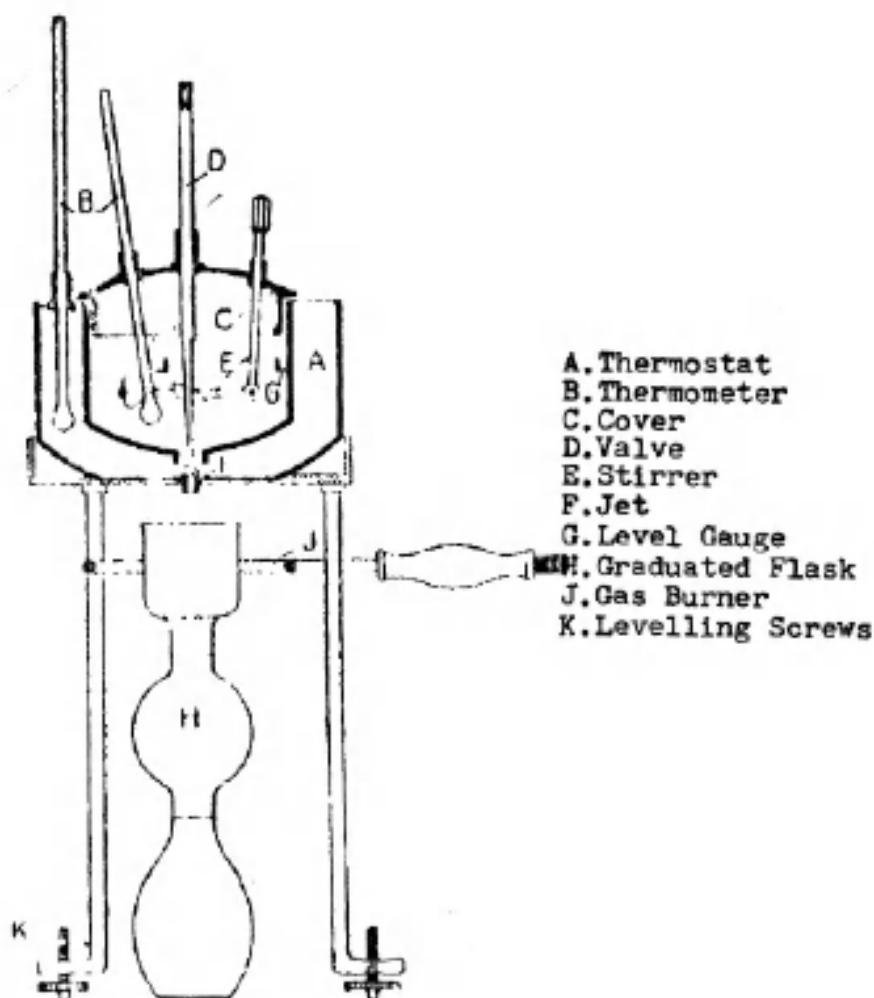


Figura 3.3.: Ilustração dos diferentes elementos constituintes de um viscosímetro de Engler [72].

No momento em que a temperatura de ambos os recipientes estabiliza é possível dar início ao ensaio. Para tal, com um cronómetro, ao mesmo tempo em que a válvula é aberta, inicia-se a contagem do tempo. No instante em que se atinge a referência de 200 mL, a contagem de tempo acaba e o ensaio dá-se por terminado. A Figura 3.4, representa a fase final de um ensaio realizado para caracterizar o lubrificante utilizado nos testes realizados às engrenagens.



Figura 3.4.: Fase final da medição do tempo de escoamento utilizando um viscosímetro de *Engler*.

### 3.1.4 Caracterização química do lubrificante - análise *FTIR*

O processo de caracterização através de uma análise *Fourier Transform Infra Red spectroscopy (FTIR)*, equipamento representado pela Figura 3.5, apoia-se no conceito das ligações intermoleculares existentes numa dada amostra, por exemplo ligações covalentes entre carbono (C) e oxigénio (O), e no facto de estas absorverem certas gamas de radiação infravermelha [73].

Neste caso, foi caracterizado o lubrificante utilizado na realização dos testes das engrenagens, nomeadamente, PAO 150. Para tal, uma pequena amostra deste é introduzida na área de teste do equipamento, Figura 3.5, posteriormente, virando os cristais para a posição desejada, o equipamento é responsável por emitir radiação infravermelha dentro de uma determinada gama de comprimentos de onda.

Dependendo das moléculas existentes no lubrificante, em determinados comprimentos de onda, a radiação inicialmente transmitida, será refletida pelas moléculas existentes na amostra, fazendo com que este espectro luminoso seja processado pelo equipamento, obtendo assim as diferentes moléculas da amostra [74].



Figura 3.5.: Detalhe da área de análise do equipamento utilizado para análise FTIR.

## 3.2 Banco de ensaios de engrenagens FZG

### 3.2.1 Disposições gerais de componentes

Para a realização dos testes às engrenagens, foi utilizada uma máquina FZG. Esta funciona segundo o princípio de recirculação de energia devido à aplicação de um momento estático. Aquando dos testes de engrenagens, estas podem ser operadas com grandes pressões de contacto, pelo que, as perdas de potência destas são compensadas por um motor elétrico acoplado ao banco, podendo atingir um máximo de 3000 rpm [75].

Pela análise da Figura 3.6, são perceptíveis alguns dos componentes que integram esta máquina. O pinhão (1) e a roda (2) estão ligados por dois veios à caixa escrava (3). O veio que liga o pinhão de teste à caixa escrava, está dividido em partes, pelo que, uma embraiagem intermédia (4) faz a ligação de ambas. Uma das metades do veio, neste caso a metade mais à esquerda, pode ser trancada por um pino (5), fazendo com que a outra metade possa rodar parcialmente, devido à embraiagem, quando imposto um binário estático através do acoplamento de um suporte (6) e a utilização de diferentes pesos, dependendo da carga pretendida [76].

A Tabela 3.1, evidencia os diferentes componentes constituintes do banco de ensaios.

Para a medição da perda de binário, uma célula de binário ETH Messtechnik DRDL II é montada no banco entre o motor e a caixa escrava para tal efeito. A aquisição de valores é feita através de um conversor de binário *ValueMaster<sub>Base</sub>* que comunica com um computador ligado através de um cabo Ethernet, pelo que, a conjugação do software com a célula de binário permite registar valores de binário dentro de um intervalo pré-determinado (entre 1 e 1000 Hz). A disposição da célula de binário, como as características técnicas da mesma são representadas pela Figura 3.7 e Tabela 3.2 respetivamente [76].

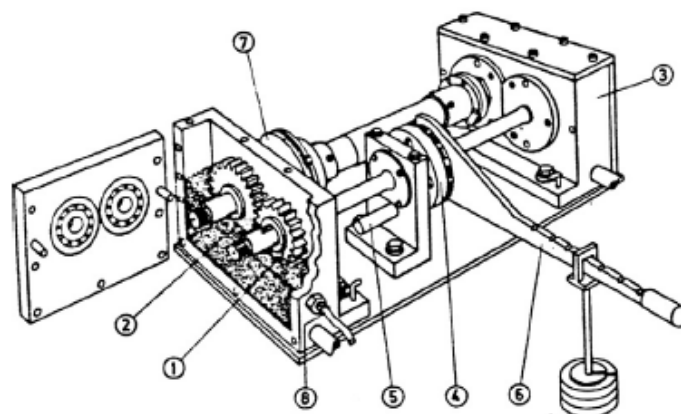


Figura 3.6.: Esquema do banco de ensaios FZG [76].

Tabela 3.1.: Legenda do banco de ensaios FZG.

Componente	Descrição
1	Pinhão da caixa de testes
2	Roda da caixa de testes
3	Caixa escrava
4	Embraiagem
5	Pino de segurança
6	Suporte para pesos
7	Sistema de medição de binário
8	Sensor de temperatura da caixa de testes

Tabela 3.2.: Especificações técnicas de célula de binário (adaptado de [76]).

ETH Messtechnik DRDL II	
Binário nominal (N m)	50
Gamas de medição (N m)	5/10/20/50
Não linearidade (%)	< 0.1
Histerese (%)	< 0.1
Precisão (%)	0.01
Sensibilidade à temperatura (% K <sup>-1</sup> )	0.01
Módulo <i>ValueMaster</i> <sub>Base</sub>	
Precisão (%)	0.02
Não-linearidade (%)	0.1
Resolução do conversor AD	11 bit + 1 bit para o primeiro sinal

### 3.2.2 Equipamento de medição de temperatura

Na maioria dos testes realizados neste tipo de bancos de ensaio, a lubrificação das engrenagens de teste é realizada através de banho de óleo. Contudo, pode ser utilizada lu-

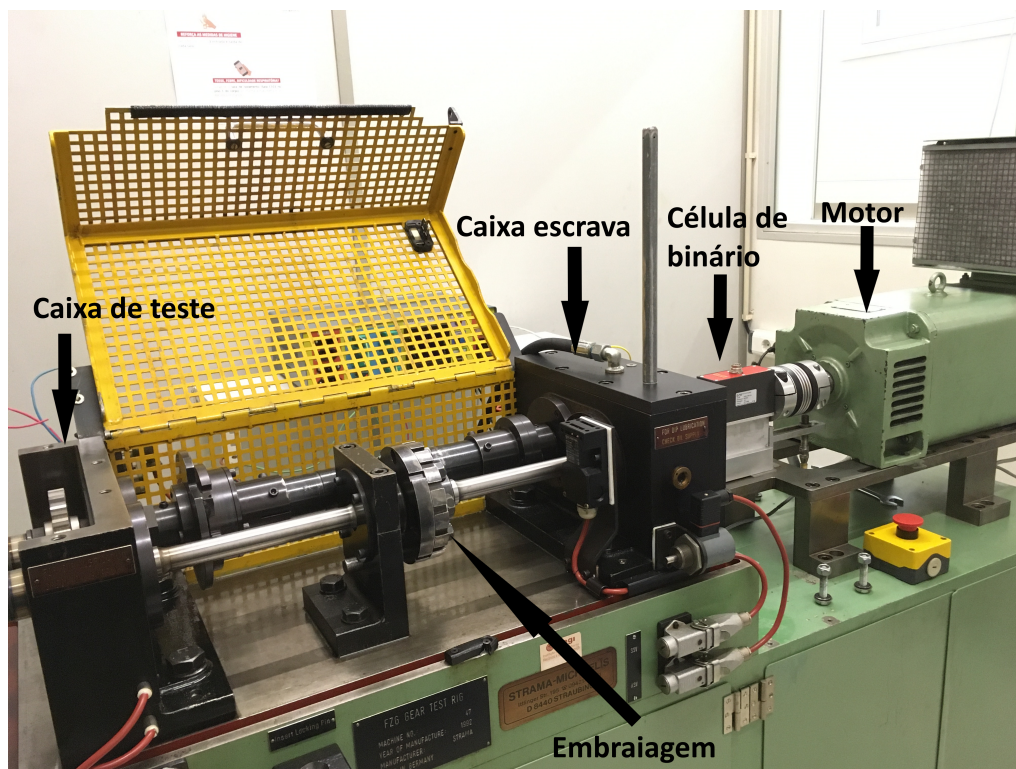


Figura 3.7.: Componentes principais do banco FZG.

brificação por injeção, sendo necessário um reservatório de óleo, onde posteriormente o óleo é bombeado para o interior da caixa de testes com um caudal pré-definido.

Neste caso, a lubrificação das engrenagens de teste será realizada através de banho de óleo. O óleo é aquecido através da resistência existente no interior da caixa de teste e a temperatura do mesmo é controlada através de um sensor, sensor (1) da Figura 3.8, assegurando uma temperatura quase uniforme ao longo de todo o ensaio [75].

O sistema de aquisição dos valores de temperatura do banco de ensaios é composto por oito termopares do tipo K, dispersos pelos diversos componentes constituintes do mesmo. Na Figura 3.8, é ilustrado o posicionamento dos diferentes termopares, e a Tabela 3.3 descreve a função de cada um destes.

### 3.2.3 Engrenagens de teste

Para os diferentes ensaios que se podem realizar num banco de testes FZG, pode afirmar-se que existem dois tipos de engrenagens que são comumente utilizadas, engrenagens FZG do tipo A e tipo C. No caso das engrenagens tipo A, estas são preferíveis quando os testes a realizar são de gripagem, devido à sua alta taxa de escorregamento. Para as engrenagens do tipo C, estas são utilizadas quando os ensaios a realizar têm como objetivo avaliar o desgaste de material, como também *micropitting* e *pitting* [77].

Dada a intenção do presente estudo, as engrenagens utilizadas para realizar os ensaios propostos foram engrenagens do tipo C, variando apenas na largura do dentado, ou seja, engrenagens C40 ( $b=40$  mm) para a caixa escrava e engrenagens C14 ( $b=14$  mm) para a

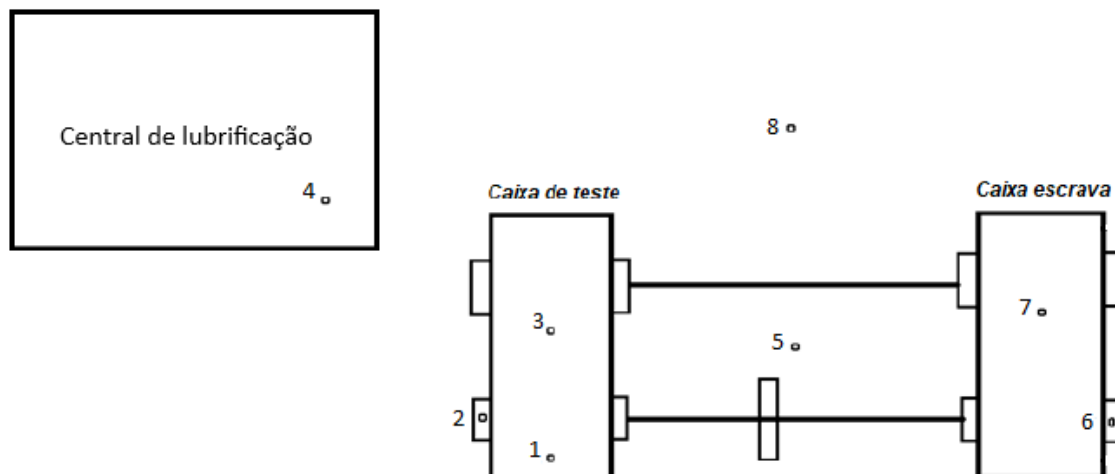


Figura 3.8.: Disposição dos diferentes termopares.

Tabela 3.3.: Descrição dos diferentes termopares.

Número	Designação	Descrição
1	A1	Temperatura do óleo na caixa de teste
2	A2	Temperatura da tampa de rolamentos da caixa de teste
3	A3	Temperatura da tampa superior da caixa de testes
4	A4	Temperatura da central de lubrificação
5	B1	Temperatura da base do banco de ensaios
6	B2	Temperatura da tampa de rolamentos da caixa escrava
7	B3	Temperatura da tampa superior da caixa escrava
8	B4	Temperatura ambiente

caixa de testes. Na Tabela 3.4, são enunciados os diferentes parâmetros para as engrenagens utilizadas [75].

Tendo ainda em atenção que, uma engrenagem apresenta dois flancos ou lados, Figura 3.9, estes são identificados como flanco A (referência da engrenagem visível) e flanco B (nenhuma marcação). Isto possibilita que para cada flanco ativo aquando dos ensaios, as condições aplicadas sejam distintas ou até avaliar a reprodutibilidade dos ensaios submetidos ao flanco oposto. Algo que se torna relevante para a análise, o acabamento superficial pode ter resultados distintos entre flancos, fazendo com que uma rugosidade superficial diferente entre flancos, possa influenciar os resultados obtidos perante a campanha de testes a realizar.

Tabela 3.4.: Geometria das engrenagens de teste (adaptado de [1]).

Parâmetro	Pinhão	Roda
Número de dentes	16	24
Módulo (m) (mm)		4.5
Entre-eixo (a) (mm)		91.5
Ângulo de pressão ( $\alpha$ ) (°)		20
Correção ao dentado ( $x_i$ ) (mm)	+0.1817	+0.1715
Círculo de Addendum ( $d_a$ ) (mm)	82.64	118.54
Razão de condução ( $\epsilon_\alpha$ )		1.44
Material		20MnCr5
Razão de transmissão (i)		1.5
Tratamento superficial		Cementação



Figura 3.9.: Método de identificação dos diferentes lados/flancos da engrenagem

### 3.2.4 Remoção das engrenagens do banco de ensaios FZG

Mesmo sendo um processo com um grau de dificuldade pouco elevado, este terá de ser realizado de modo a garantir que as engrenagens não são danificadas. Para tal, é necessário garantir que a embraiagem está desacoplada, como também garantir que o banco esteja a uma temperatura próxima à temperatura ambiente, incluindo as engrenagens. Posteriormente é montada a ferramenta que permite retirar as engrenagens, em primeiro lugar retira-se a roda e só depois o pinhão, o procedimento de extração deste é representado pela Figura 3.10.

Não tendo a devida atenção ou o cuidado redobrado em tal procedimento, poderá haver a possibilidade de causar dano à superfície se esta sofrer um impacto.

Contudo, maioritariamente após o último estágio da campanha de testes de *micropitting*, a extração dos componentes do banco de ensaios não era expedita, e muitas vezes apresentava dificuldades da extração dos componentes. Dada a montagem por interferência dos componentes, poderá ocorrer alguma vibração causada entre os diferentes elementos, tendo como consequência a passagem de óleo para o interior dos furos, por exemplo entre o veio e o componente acoplado no mesmo, fazendo com que o lubrificante carbonizasse no seu interior. Tal é representado pela Figura 3.11.



Figura 3.10.: Exemplo do procedimento de extração do pinhão.



(a) Marcações no veio do pinhão causadas pelas vibrações do banco FZG.



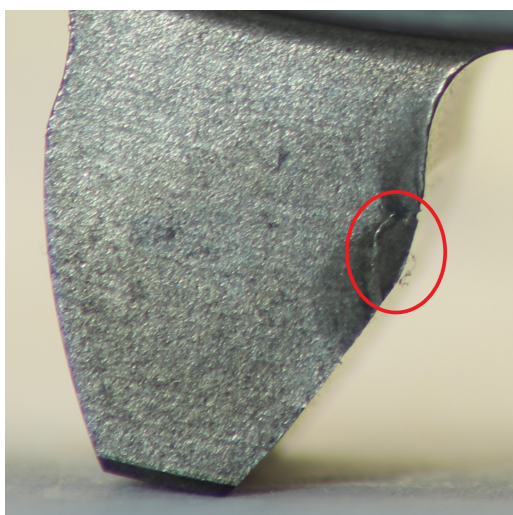
(b) Marcas no furo interior do pinhão causadas por vibrações.

Figura 3.11.: Fenômeno de *fretting*. (a) Marcações no veio do pinhão causadas pelas vibrações do banco FZG; (b) Marcas no furo interior do pinhão causadas por vibrações.

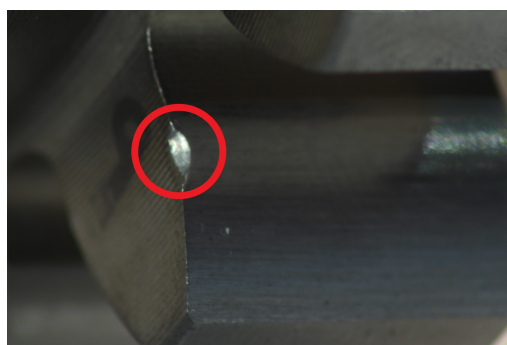
Tal dificuldade ao serem retirados os componentes, revertem no aparecimento de danos nos dentes da engrenagem, Figura 3.12, predominantemente no pinhão testado. Tais danos, promoveram a remoção de uma certa porção de material da superfície das diferentes engrenagens. A pequena remoção de material poderá influenciar a medição de massa após os estágios de carga da campanha de testes. A Tabela 3.5 enuncia os diferentes danos presentes nas engrenagens.

Tabela 3.5.: Identificação do dano causado às diferentes engrenagens.

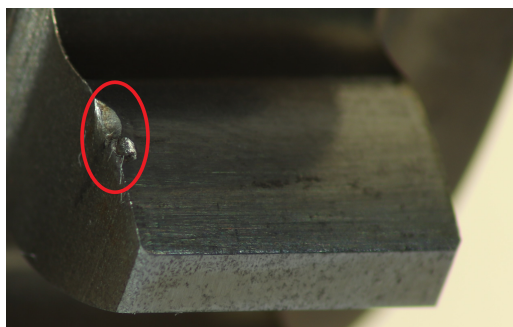
Engrenagem	Estágio
G1	Após K9/80h
G3	Após K9/80h
G4	Após K8
G1R	Ao montar a engrenagem para testes de perda de binário



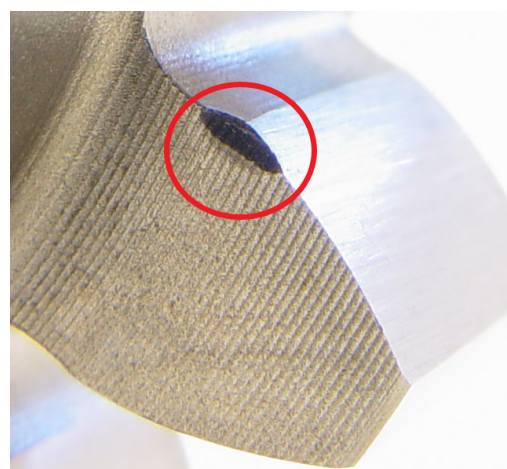
(a) G1;



(b) G3;



(c) G4;



(d) G1R.

Figura 3.12.: Representação das diferentes anomalias encontradas nas engrenagens para as engrenagens: (a) G1; (b) G3; (c) G4; (d) G1R.

### 3.2.5 Condições de carga associadas aos ensaios

Os testes realizados às engrenagens no banco de ensaios FZG, foram constituídos por diferentes níveis de carga. Esta carga é aplicada por intermédio de um braço acoplado à embraiagem (componente (6) e (4) respetivamente, da Figura 3.6), pelo que, mediante as condições do ensaio, a adição de pesos, aumenta o binário estático aplicado ao pinhão.

Na Tabela 3.6, são enunciados as diferentes massas e pesos normalizados para cada estágio de carga [75], e na Figura 3.13, é representado o acoplar do braço como também os pesos normalizados para a realização do respectivo teste.

Tabela 3.6.: Definição do valor dos pesos normalizados (adaptado de [75]).

Nível	Peso	
	kgf	N
1	5.2	51.0
2	6.8	66.7
3	8.4	82.4
4	9.8	96.1
5	11.4	111.8
6	12.8	125.6
7	14.4	141.3
8	15.8	155.0
9	17.2	168.7



Figura 3.13.: Demonstração do carregamento da embraiagem para a realização do respectivo ensaio (estágio K9).

O nível de carga mais baixo possível, é a aplicação de um braço simples (K1) na embraiagem, posteriormente, desejando aumentar a carga, K1 é substituído por um braço mais robusto (K2), neste podendo variar a posição de aplicação da carga em sete posições, pelo que, a partir deste nível, o incremento da carga é realizada através da adição dos pesos já mencionados. De salientar ainda que, o braço deve ser montado na embraiagem, para que fique o mais horizontal possível, se tal não acontecer, são permitidas variações de  $\pm 15^\circ$ , visto que esta representa apenas um desvio de 5 % no valor do binário imposto. Com o auxílio da equação (3.1), é possível calcular o binário estático corresponde a cada um dos estágios de carga [75].

$$T_1 = T_H + (F_k + F_W) \cdot h \quad (3.1)$$

Onde:

- $T_1 / \text{N m}$ , representa o binário no pinhão de teste;
- $T_H / \text{N m}$ , é o binário produzido pelo braço utilizado (K1 ou K2);
- $F_K / \text{N}$ , é o peso do suporte para os pesos normalizados (43.1 N);
- $F_W / \text{N}$ , é o somatório dos pesos utilizados (Tabela 3.6);
- $h / \text{m}$ , é a distância desde o centro da embraiagem até ao ponto de aplicação da carga.

Neste caso específico,  $h$  será sempre constante independentemente do teste a realizar, ou seja,  $h = 0.35 \text{ m}$ . Na Tabela 3.7, estão discriminados os valores de binário consoante o nível de carga.

Tabela 3.7.: Binários aplicados ao pinhão dependente do nível de carga (adaptado de [75]).

Estágio	Binário ( $T_1$ ) / N m
K1	3.3
K2	13.7
K3	28.8
K4	46.6
K5	70.0
K6	98.9
K7	132.5
K8	171.6
K9	215.6
K10	265.1
K11	319.2

### 3.2.6 Eficiência do banco de ensaios

O cálculo da eficiência, tendo em conta que o sistema funciona segundo o princípio de recirculação de energia, é função do binário estático aplicado ao sistema e do binário aplicado pelo motor eléctrico ( $T_L$ ).

Tendo em conta o binário estático aplicado ao veio do pinhão ( $T_{S1}$ ), o binário no veio da roda ( $T_{S2}$ ) é proporcional à razão de transmissão ( $i$ ) entre as engrenagens, podendo este binário ser calculado através da equação (3.2).

$$T_{S2} = i \cdot T_{S1} \quad (3.2)$$

Onde  $i = z_2/z_1$ , pelo que,  $z_1$  e  $z_2$ , dizem respeito ao número de dentes do pinhão e da roda respetivamente.

A perda de potência é medida no veio da roda, a Figura 3.14 representa a configuração dos pontos de medição de binário, pelo que, a eficiência global do banco de ensaio é dada pela equação (3.3).

$$\eta_{Global} = \frac{T_{S2} - T_L}{T_{S2}} \cdot 100 \quad (3.3)$$

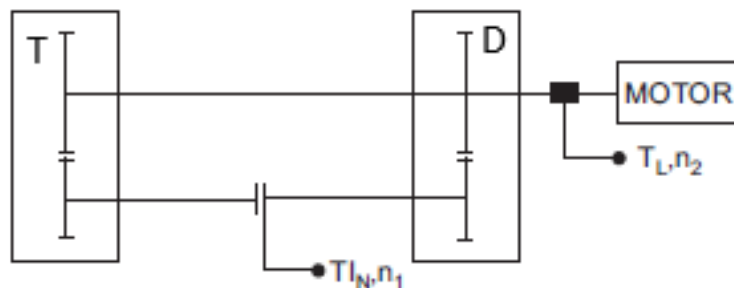


Figura 3.14.: Ilustração dos pontos de medição de binário do banco FZG [76].

No caso em que as engrenagens a testar são iguais, diz-se então que a eficiência tanto da caixa de testes ( $\eta_T$ ) como da caixa escrava ( $\eta_D$ ) são iguais, pelo que, pode ser calculada com o auxílio da equação (3.4) [78].

$$\eta_T = \eta_D = \sqrt{\frac{T_{S2} - T_L}{T_{S2}}} \cdot 100 \quad (3.4)$$

No caso das engrenagens de teste serem diferentes das engrenagens da caixa escrava, a eficiência da caixa de testes pode ser calculada pela equação (3.5) .

$$\eta_T = \frac{\eta_{Global}}{\eta_D} \quad (3.5)$$

## 3.3 Medição da textura superficial

### 3.3.1 Medição de rugosidade a 2D

No que diz respeito ao equipamento físico para a medição dos perfis de rugosidade das engrenagens, foi utilizado juntamente com a unidade de controlo, *HOMMELWERKE*

*T8000*, um apalpador TKL 300, com uma capacidade de medir uma amplitude compreendida entre os  $\pm 300 \mu\text{m}$ . O referido equipamento é demonstrado pela Figura 3.15.

Posteriormente à medição, o tratamento dos dados é efetuado com o auxílio do software *TURBO WAVE*, impondo condições de filtragem (valor de  $\lambda_c$ ).

Atendo às engrenagens a medir, após aplicado um filtro  $\lambda_c = 0.8 \text{ mm}$ , perfazendo um comprimento de medição de  $4.8 \text{ mm}$ , é utilizado um polinómio de quinto grau para a remoção da forma do dente. Para cada engrenagem analisada, no caso do pinhão, são medidos o dente 1, 5 e 9 e nas rodas são medidos o dente 1, 9 e 17. Em cada dente são realizadas três medições perfazendo um total de dezoito para cada engrenagem, iniciando o mais à esquerda possível do dente, posteriormente uma medição a meio do dente e por fim, o mais à direita possível, pelo que, efetuada a medição do perfil de rugosidade nas respetivas posições, é realizada a média dos valores obtidos, Figura 3.16(a). De salientar ainda que, para cada posição transversal do apalpador, o ponto inicial de medição desloca-se  $1 \text{ mm}$  na direção longitudinal em sentido à cabeça do dente, tal foi realizado com apoio de um suporte próprio, onde estão acoplados diferentes micrómetros para tal ajuste ser possível, Figura 3.16(b).

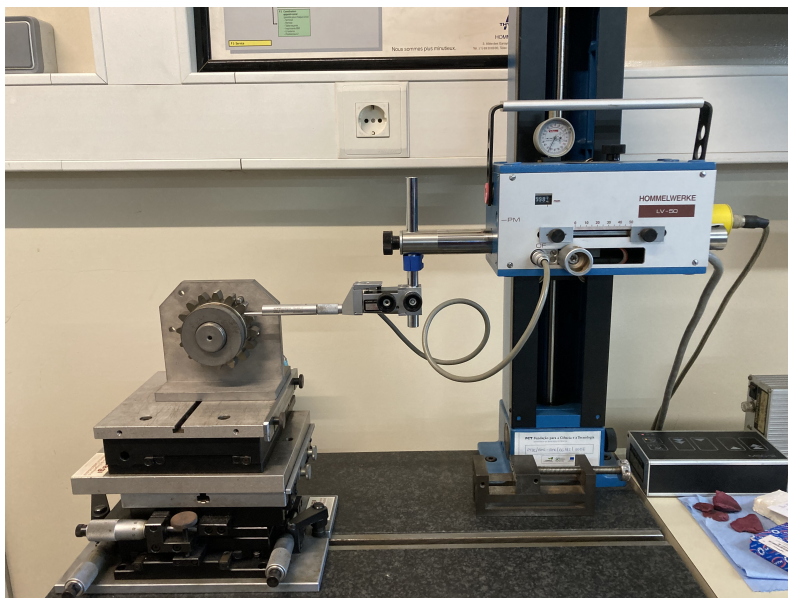


Figura 3.15.: Representação do equipamento utilizado na medição do perfil de rugosidade.

### 3.3.2 Topografia da superfície - Rugosímetro de contacto

Utilizou-se o equipamento *HOMMELWERKE T8000*, já representado anteriormente, para a medição da rugosidade superficial da engrenagem, Figura 3.15 e Figura 3.16(b).

Inicialmente colocando a ponteira na extremidade mais à esquerda no dente da engrenagem, Figura 3.16(a), são realizadas 401 medições consecutivas do perfil de rugosidade. Entre cada medição, o suporte, representado pela Figura 3.16(b), desloca-se em direção à extremidade direita do dente, perfazendo um área total de  $4 \times 4.8 \text{ mm}^2$ .

Após terem sido realizadas as respetivas medições, os dados obtidos são tratados com o

auxílio do *software HommelMaps*, onde neste, foi utilizado um polinómio de quinta ordem para remover a forma do dente, e um  $\lambda_c = 0.8$  mm para a obtenção dos parâmetros de rugosidade.

De forma a compreender os passos realizados como também o resultado final de tal medição, a Figura 3.17 ilustra não só a topografia da superfície como também os passos realizados para a sua obtenção.

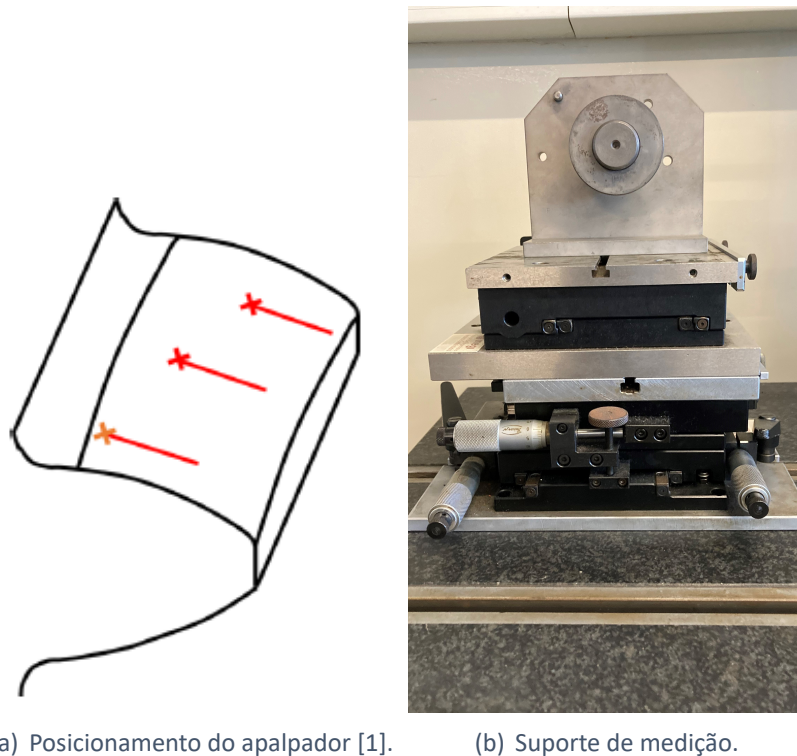


Figura 3.16.: Ilustração do método utilizado para a medição do perfil de rugosidade e respetivo suporte; (a) Posicionamento do apalpador [1]. (b) Suporte de medição.

### 3.3.3 Nuances na medição da textura superficial

Aquando da medição da rugosidade superficial com o apalpador, como já referido anteriormente, a ponteira deste, entra em contacto com a superfície, pelo que, mediante os picos e vales presentes na superfície, a ponteira oscila consoante os mesmos, descrevendo o perfil de rugosidade ao longo do comprimento de medição.

Independentemente do equipamento utilizado, o raio de curvatura da ponteira, Figura 3.18(a), representa uma filtragem mecânica associada à medição realizada, pois, nem todas as irregularidades podem ser detetadas pelo equipamento.

No âmbito do presente documento, e aquilo que se pretende estudar, como já referido anteriormente, *micropitting* são pequenas crateras que aparecem na superfície, Figura 3.18(b), estas podem não ser adequadamente representadas pelo próprio equipamento se tiverem um diâmetro inferior ao raio da ponteira utilizado.

Representado pela Figura 3.18, é possível distinguir o raio da ponteira utilizado, nomeadamente de  $5\ \mu\text{m}$ , e uma fotografia de uma das réplicas realizadas a um dente de uma determinada engrenagem.

Não obstante de que muitos dos *micropitts* presentes na superfície da amostra possam ter um raio maior que o raio da ponteira, quando se fala tanto no aparecimento como também na propagação dos mesmos, estes podem ser apenas convenientemente detetados quando já numa fase mais avançada.

### Parâmetros espaciais

Sa	= 0.818 $\mu\text{m}$	Sq	= 1.04 $\mu\text{m}$
Sp	= 4.94 $\mu\text{m}$	Sv	= 4.6 $\mu\text{m}$
St	= 9.53 $\mu\text{m}$	Ssk	= -0.481
Sku	= 3.44	Sz	= 9.53 $\mu\text{m}$

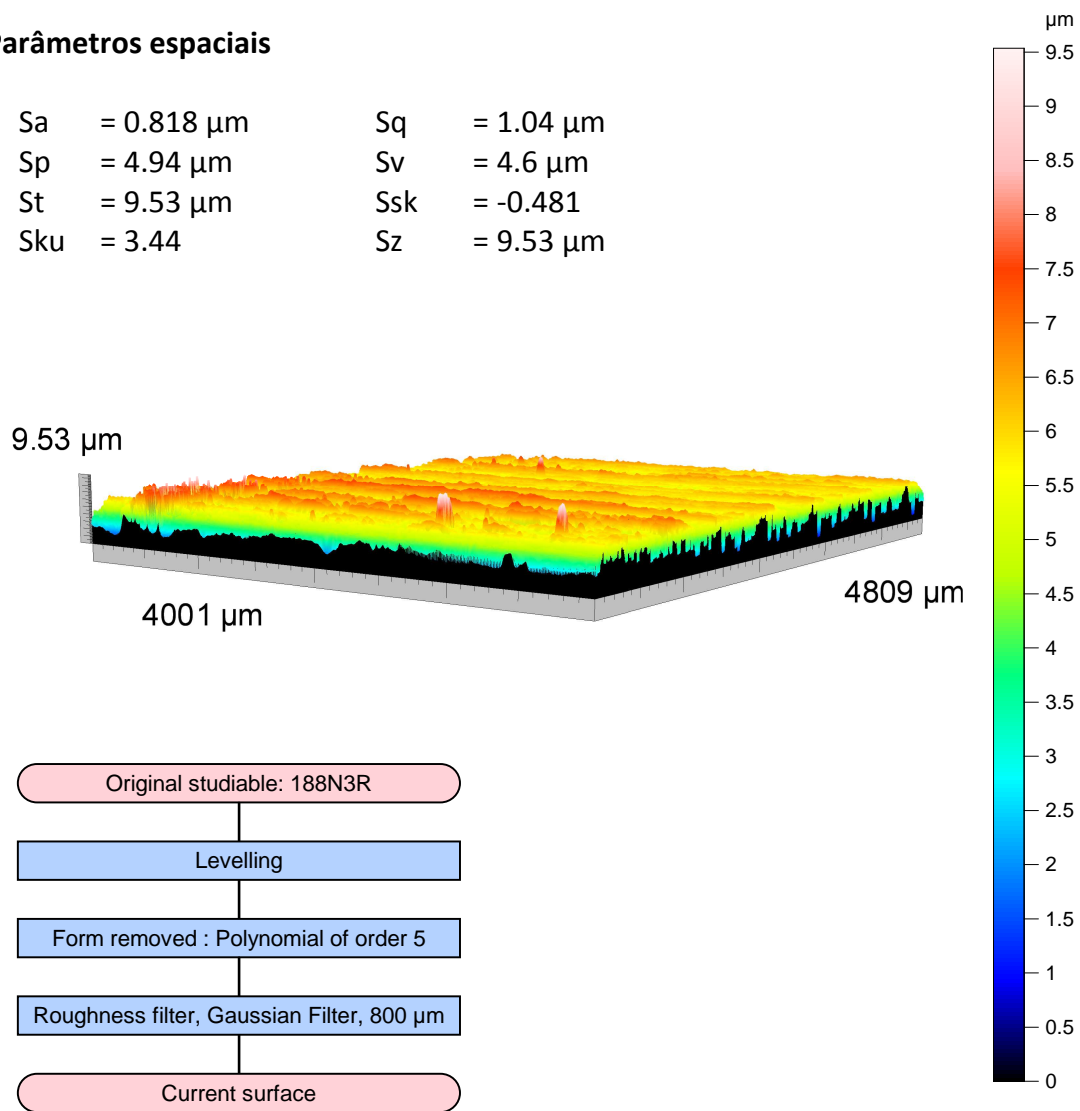
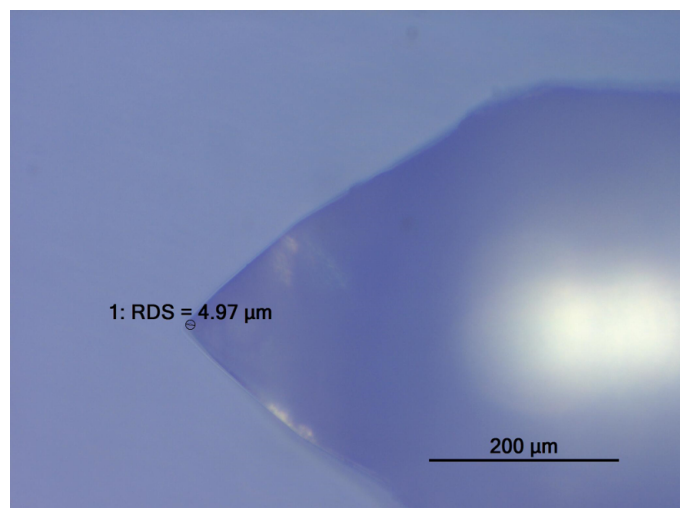


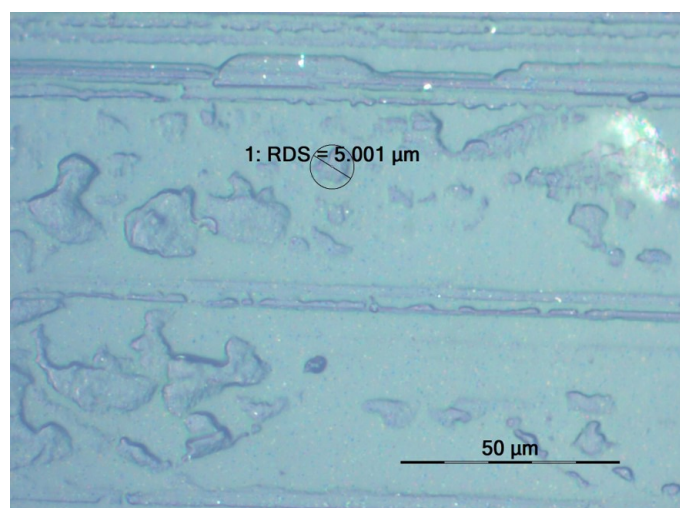
Figura 3.17.: Exemplo de uma topografia realizada a um dos dentes de uma engrenagem.

### 3.3.4 Topografia da superfície - Equipamento óptico

Como já referido em subcapítulos anteriores, a medição da rugosidade a 3D, aplica os parâmetros de rugosidade a uma determinada área de referência. Para se efetuarem as medições, foi utilizado o equipamento de medição óptico *Bruker NPFLEX*, Figura 3.19,



(a) Raio da ponteira do apalpador (200 μm).



(b) Raio de um determinado vale da superfície da real da engrenagem (50 μm).

Figura 3.18.: Comparação dos raios da ponteira e vale na superfície real da engrenagem (a) Raio da ponteira do apalpador (200 μm). (b) Raio de um determinado vale da superfície da real da engrenagem (50 μm).

mais informações relativas ao equipamento e consequente software em [79].

Dada a dificuldade de medição da rugosidade no pé do dente, esta foi apenas medida na cabeça do dente. De salientar ainda que, para uma melhor medição dos parâmetros espaciais, é necessário garantir que as franjas “isocromáticas” estejam o mais paralelas possível ao eixo horizontal do equipamento, Figura 3.20 .

Aquando da medição, é definida a área de análise, que neste caso foi escolhida uma área de 7x3mm. Posteriormente posiciona-se a engrenagem em cima da plataforma móvel, tendo em atenção o correto posicionamento transversal da engrenagem. Uma vez que será medida uma área na cabeça do dente, esta zona terá de estar o mais paralela à plataforma possível. Em seguida o equipamento é posicionado verticalmente e ajustada a lente para o ponto onde irá ser iniciada a medição, Figura 3.21.

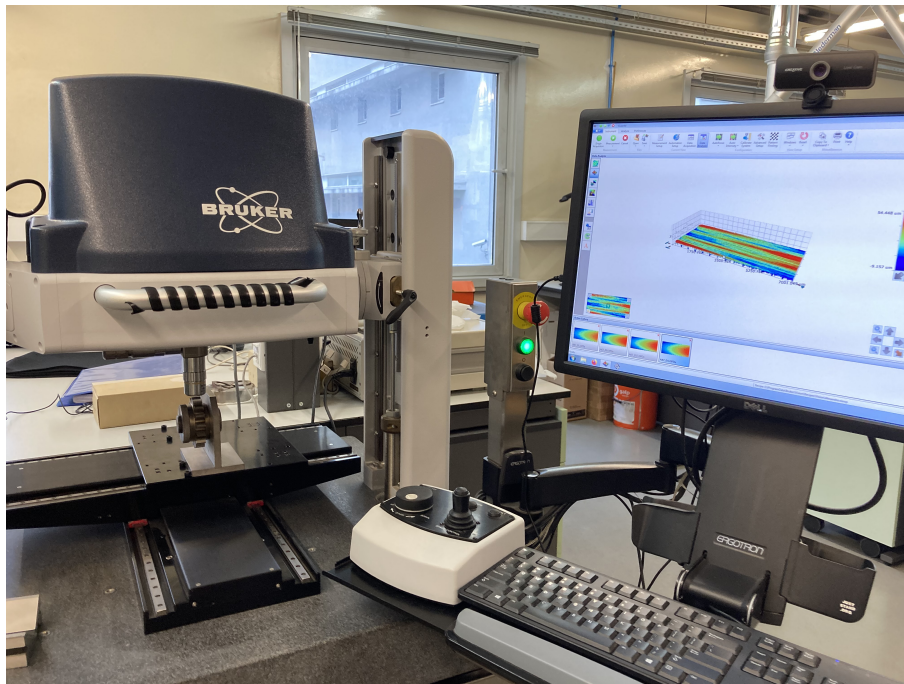


Figura 3.19.: Medição do perfil de rugosidade 3D de uma engrenagem com recurso a equipamento óptico.

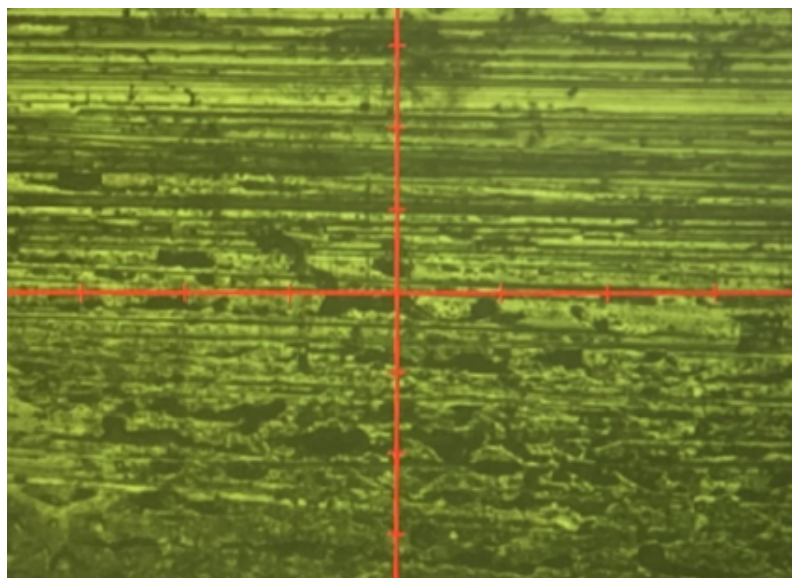


Figura 3.20.: Alinhamento das franjas isocromáticas com o referencial do equipamento.

Seleciona-se o intervalo focal da lente para o qual a medição será realizada, e posteriormente inicia-se a análise óptica. O próprio sistema informático, divide a área de referência em pequenas partes, posteriormente construindo uma imagem que representa a totalidade da área pretendida. Realizada a medição, Figura 3.22, os resultados foram posteriormente filtrados, em primeira instância para remover a forma do dente da engrenagem e posteriormente aplicado um filtro gaussiano de 0.8 mm, obtendo assim os parâmetros de rugosidade espaciais.

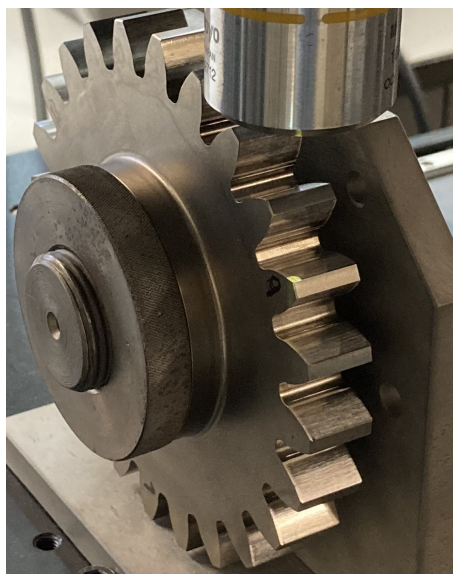


Figura 3.21.: Posicionamento da lente para medição da rugosidade no equipamento óptico.

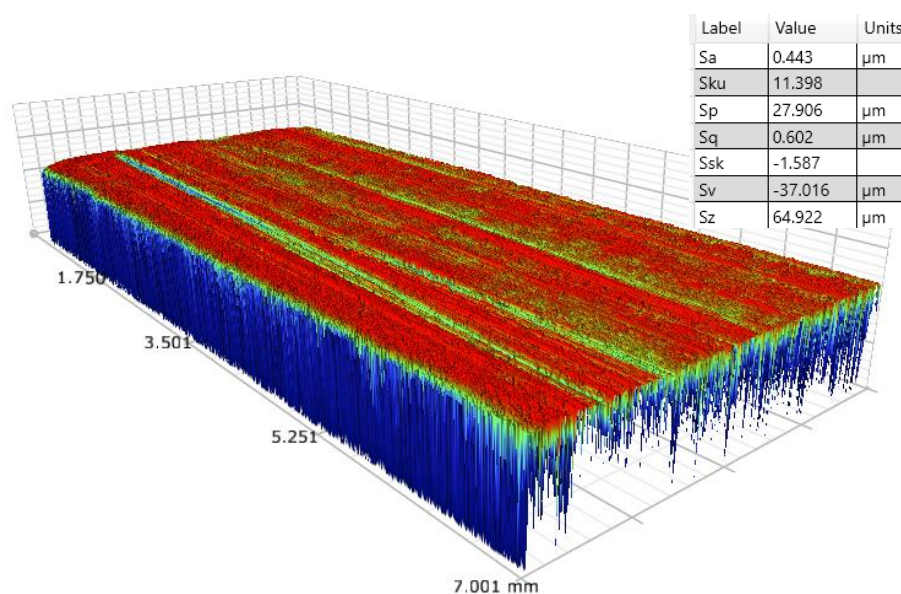


Figura 3.22.: Medição do perfil de rugosidade 3D de uma engrenagem com recurso a equipamento óptico.

### 3.3.5 Impedimento da medição do pé do dente no equipamento óptico

Devido ao posicionamento da engrenagem, a medição da rugosidade no pé do dente não é possível ser realizada. Não só pela posição do dente como também pelo facto de que a lente utilizada não ter espaço suficiente para o seu posicionamento, devido à sobreposição da cabeça do dente anterior ao pé do dente em análise. Tal conceito é representado pela Figura 3.23.

Não só atendendo ao facto da posicionamento da engrenagem como também a limitação do equipamento, se tal fosse possível, a forma do dente, curvatura do mesmo, representa

outro dos inconvenientes associados à medição.



Figura 3.23.: Sobreposição dos dentes e espaço insuficiente para a medição da superfície no pé do dente.

### 3.4 Medições de massa

Este procedimento tem como objetivo avaliar a perda de massa consequente dos ensaios realizados às engrenagens. Para tal é utilizada uma balança de elevada precisão ( $\pm 0.001$  g), representada pela Figura 3.24(a). Toda a informação referente ao manuseamento do equipamento está contido no manual de instruções presente em [80].

Antecipadamente à medição da massa das engrenagens testadas nos ensaios, é necessário efetuar a pesagem de um pinhão de referência, Figura 3.24(b). Tendo em conta que, as engrenagens poderão ser pesadas em horas ou dias diferentes, este passo intermédio tem o intuito de eliminar efeitos exteriores adversos à pesagem, como por exemplo, o efeito da temperatura ambiente, como também possíveis erros de calibração do equipamento.

A medição da massa, quer seja do pinhão de referência quer seja do pinhão e roda a testar ou já testados, para cada componente são registadas três medições e em seguida realizada a média das mesmas. Por fim, o cálculo da perda de massa realiza-se com a correção dos valores medidos, pela influência da variação de massa do pinhão de referência, equação (3.6) [1].

$$\Delta_m = (P_{final} - P_{inicial}) + (P_{ref.final} - P_{ref.inicial}) \quad (3.6)$$

Como já referido anteriormente, o intuito deste procedimento é averiguar qual foi a perda de massa após cada ensaio realizado, pelo que, obtendo este valor, é possível es-

timar a taxa de desgaste de material aquando do ensaio [81].



(a) Balança de medição.

(b) Medição de massa de uma engrenagem.

Figura 3.24.: Equipamento de medição de massa “METTLER TOLEDO PR 1203”. (a) Balança de medição; (b) Medição de massa de uma engrenagem.

Para tal, uma adaptação da lei de desgaste proposta por *Archard*, equação (3.7), que descreve o volume de desgaste perdido relacionado com o escorregamento entre superfícies.

$$\Delta V = \frac{K}{H} \cdot F_N \cdot S \quad (3.7)$$

Onde  $K$  é a taxa de desgaste adimensional,  $H$  diz respeito à dureza do material mais macio,  $F_N$  é a força normal aplicada ao dentado e  $S$  é a distancia de escorregamento.

Proposta por *Brandão et al.*, é possível relacionar a perda de massa para uma dada engrenagem com o volume de desgaste da mesma, equação (3.8), e, considerando as propriedades do pinhão, conseqüente taxa de desgaste médio para as referentes condições de ensaio, equação (3.9).

$$\Delta V = \frac{\Delta M}{\rho} \quad (3.8)$$

$$\bar{k} = 3.140 \cdot 10^{-3} \frac{\Delta M}{N_{\text{voltas}} \cdot F_N} \quad (3.9)$$

Onde,  $\Delta M$  é a perda de massa durante o ensaio em quilogramas e  $\rho$  a massa volúmica em  $\text{kg m}^{-3}$ , assumindo que  $\rho = 7850 \text{ kg m}^{-3}$ .

Para uma melhor compreensão de todo o processo de obtenção das referidas equações, como todo o procedimento teórico envolvente, consultar a informação disponível em [82] e [83].

## 3.5 Definição do procedimento dos ensaios experimentais

Perspetivando os testes de *micropitting* a realizar, foi elaborado um plano de trabalho onde foram abordados os estágios a serem realizados para as diferentes engrenagens em análise, como também todas as etapas de pré e pós processamento a realizar para os mesmos. Realçam-se alguns dos passos já referidos dos subcapítulos anteriores, como também a adição de passos intermédios como a limpeza das engrenagens em banho de ultra-sons, utilizando éter petróleo como solvente, após os ensaios realizados, a aquisição de fotografias das superfícies testadas, e posteriormente, preparação do banco de ensaios para novo teste, em suma, a sequência de preparação das engrenagens para os testes realizados é ilustrado pelo fluxograma presente na Figura 3.25.

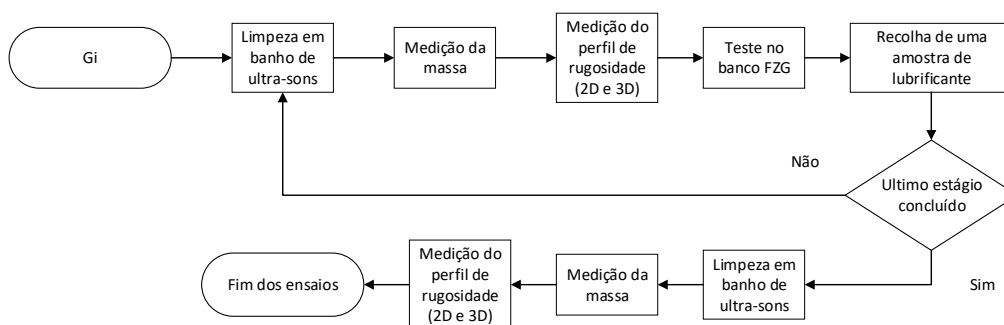


Figura 3.25.: Sequência de operações a realizar antes e após os testes no banco FZG.

### 3.5.1 Definição dos testes de rodagem e de eficiência

As engrenagens utilizadas para a realização do presente estudo, tinham sido previamente testadas por *Fernandes et al.* [1], onde o autor avalia as condições de rodagem como consequência na eficiência das engrenagens, estas foram submetidas a diferentes estágios de carga como também a temperaturas de operação distintas, Tabela 3.8.

Realizada a fase de rodagem, as engrenagens foram submetidas a testes de eficiência, pelo que, este consistiu em quatro estágios de carga diferentes, nomeadamente K1, K5, K7 e K9, como também, para cada um destes estágios, submetidas a diferentes velocidades de rotação, ou seja, 200, 350, 700, 1050, 1400 e 1850 rpm, onde, para cada velocidade de rotação, o estágio teve uma duração de 1 h e 30 min.

Presente na Tabela 3.8, são enunciados os diferentes estágios a que foram submetidas as engrenagens.

Referente ao estudo previamente realizado por *Fernandes et al.*, num capítulo mais adiante no documento, serão apresentados alguns dos dados obtidos como também as principais conclusões referente a tal estudo.

Tabela 3.8.: Definição dos diferentes ensaios a que as engrenagens foram submetidas (adaptado de [1]).

Rodagem			
Engrenagem	Estágio de carga	Temperatura do banho de óleo (°C)	Velocidade de rotação (rpm)
G1	K9	80	200
G2	K11	80	
G3	K6	90	
G4	K9	90	
G5	K11	90	
Testes de eficiência			
G1 a G5	K1 / K5 / K7 / K9	80	200 / 350 / 700 / 1050 / 1400 / 1850

### 3.5.2 Definição do ensaio de *micropitting*

Para cada engrenagem, as condições dos testes foram semelhantes aos ensaios propostos na norma *DGMK short micropitting test* abreviado de *GFKT-C/8.3/90* [84], onde “C” diz respeito ao tipo de engrenagens a utilizar, “8.3” é a velocidade linear no primitivo em  $\text{m s}^{-1}$ , aproximadamente 1500 rpm e 2250 rpm, para a roda e pinhão respetivamente, e por fim, “90” diz respeito à temperatura do óleo lubrificante da caixa de testes em °C. O método de lubrificação das engrenagens de teste foi realizado por banho de óleo, onde foi adicionado 1.5 L de lubrificante, fazendo com que metade da engrenagem fica-se submersa. Para a caixa escrava, a lubrificação foi realizada por injeção com uma pressão de 0.35 bar, correspondente a um caudal de cerca  $3 \text{ L min}^{-1}$ .

Segundo a campanha de testes presente na norma *DGMK* [84], esta considera um estágio de rodagem K3 (28.8 N m) com duração de 1 h. Contudo, pela informação enunciada no subcapítulo anterior, as engrenagens foram já submetidas a ensaios mais severos, pelo que, tal estágio de rodagem não foi realizado. Nestas foram realizados os estágios K7 e K9, com a adição de um estágio intermédio K8, ambos com duração de 16 h, e ainda um estágio de sobrecarga K9, contudo com duração de 80 h.

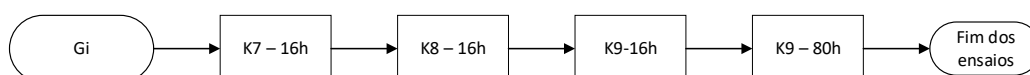


Figura 3.26.: Sequência da campanha de testes de *micropitting*.

Tabela 3.9.: Definição dos diferentes ensaios a que as engrenagens foram submetidas.

Estágio	Duração (h)	Temperatura da caixa de testes (°C)	Velocidade do motor (rpm)
K7	16	90	1500
K8			
K9			
K9	80		

## 3.6 Análise visual da superfície

### 3.6.1 Fotografias à superfície do dente

De maneira a quantificar a área superficial do dente afetada por *micropitting*, foram retidas várias fotografias à mesma. Tal abordagem permitiu averiguar o estado da superfície, não só para os testes de *micropitting* a serem realizados, como também diferenciar as engrenagens consoante a rodagem efetuada.

Para a aquisição da fotografia da superfície, foi utilizado o equipamento *Sony DSC-F707* munido de uma lente fixa *Carl Zeiss* com uma distância focal entre os 9.7 e os 48.5 mm e zoom óptico de 5 vezes. No momento de aquisição da fotografia, esta foi adquirida com uma abertura máxima de 2.06, uma distância focal de 10 mm e com uma velocidade ISO de 100.

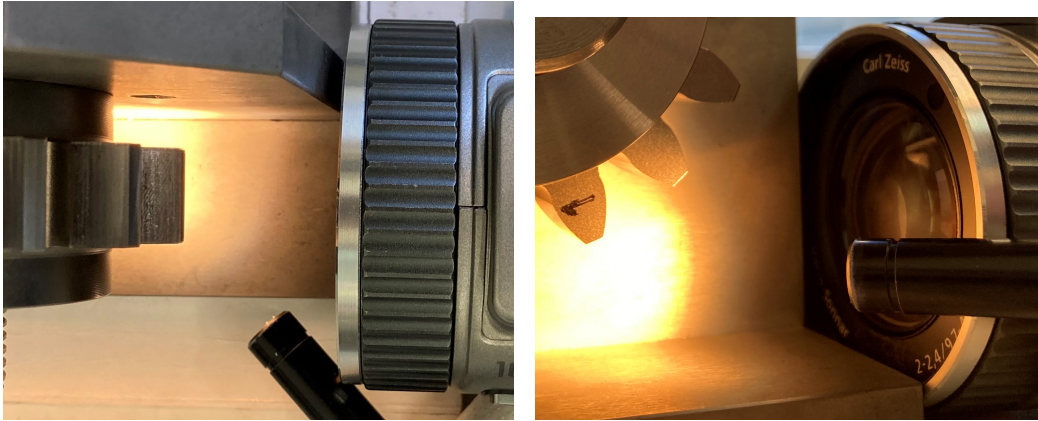
Para tal, com auxílio de um *gabarit*, juntamente com uma câmara fotográfica e uma luz de alta intensidade, tanto o pinhão como a roda foram posicionados de forma a fotografar a superfície do dente. Foram fotografados os mesmos dentes onde se realizaram as medições de rugosidade, nomeadamente, dente 1, 5 e 9 para o pinhão e dente 1, 9 e 17 para a roda, Figura 3.27, onde estes, foram escolhidos para análise pelo facto de que, o dente 1 e 9 do pinhão engrenam sempre com os dentes 1, 9 e 17 da roda. No caso do dente 5 do pinhão, este serve como dente de controlo para as restantes medições a serem efetuadas, nomeadamente aquando da análise da textura superficial.

A quantificação da área afetada por *micropitting*, teve como prioridade a análise do pinhão em prol da análise da roda. Tal conceito teve como base o número de ciclos associado a cada elemento. Tendo em conta que a razão de transmissão é de 1.5, Tabela 3.4, o número de ciclos associados aos ensaios serão 1.5 vezes superior para o pinhão, revertendo numa maior severidade para este componente aquando dos ensaios.

Devido à morosidade do processo de quantificação desta mesma área, ficou determinado que a análise deveria ter maior foco no dente número 1 de cada pinhão testado.

No que diz respeito há quantificação da área afetada por *micropitting*, tal análise teve como auxílio a utilização do software de edição de imagem *GIMP*.

Uma superfície afetada por *micropitting* diferencia-se pelo aparecimento de uma área cinzenta sem brilho na superfície. Aquando do tratamento de imagem, esta área foi delimitada com o intuito de quantificar o número de píxeis correspondente da mesma, Figura 3.28(a). Através quociente entre o número de píxeis que correspondem à área afetada



(a) Disposição geral do equipamento para aquisição da fotografia do dente. (b) Pormenor do posicionamento do dente 1 do pinhão.

Figura 3.27.: Equipamento e posicionamento da engrenagem para aquisição da respetiva fotografia. (a) Disposição geral do equipamento para de aquisição da fotografia do dente; (b) Pormenor do posicionamento do dente 1 do pinhão.

por *micropitting*, pelo número total de píxeis que correspondem à área do dente, Figura 3.28(b), é possível quantificar, em percentagem, a área total afetada por *micropitting*, equação (3.10).

$$\%Área_{micropitting} = \left( \frac{Píxeis_{micropitting}}{Píxeis_{dente}} \right) \cdot 100 \quad (3.10)$$

### Inconvenientes associados à análise visual da superfície

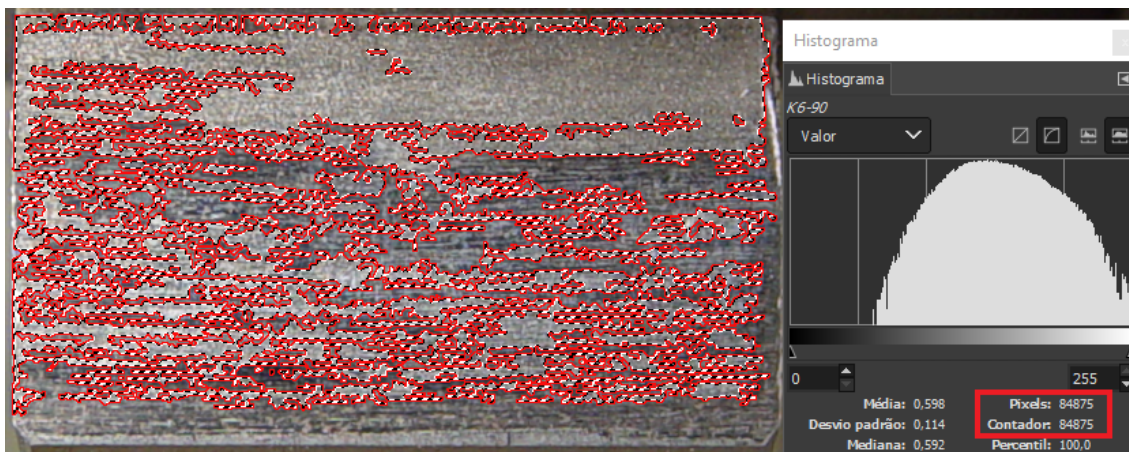
Quanto melhor for o equipamento utilizado, maior será a qualidade da fotografia em análise. Representado pela Figura 3.29, é possível distinguir o nível de definição encontrado quando se comparam dois equipamentos com qualidade de aquisição de imagem diferentes.

Quando comparada a superfície representada pela Figura 3.29(a), esta apresenta uma qualidade substancialmente inferior àquela presente na Figura 3.29(b). Tal incremento na qualidade na aquisição de imagem, reverte numa maior precisão no delinear da área afetada por *micropitting*, o que impacta diretamente no resultado obtido dessa mesma análise.

Outro dos fatores que pode influenciar a qualidade da fotografia é a exposição de luz na superfície, pelo que, pela falta de um foco luminoso de alta intensidade, não é possível identificar com clareza, a área afetada por *micropitting* na superfície, 3.30.

Acrescentando à exposição da luz, o correto posicionamento da engrenagem para a aquisição da fotografia é outro dos fatores que influencia a posterior análise da superfície. Representado pela Figura 3.31, esta demonstra a mesma engrenagem onde a fotografia da superfície foi adquirida em posições distintas.

A Figura 3.31(a) foi adquirida apoiando a engrenagem nos próprios dentes, pelo que,

(a) Quantificação da área afetada por *micropitting*.

(b) Quantificação da área total ativa do dente.

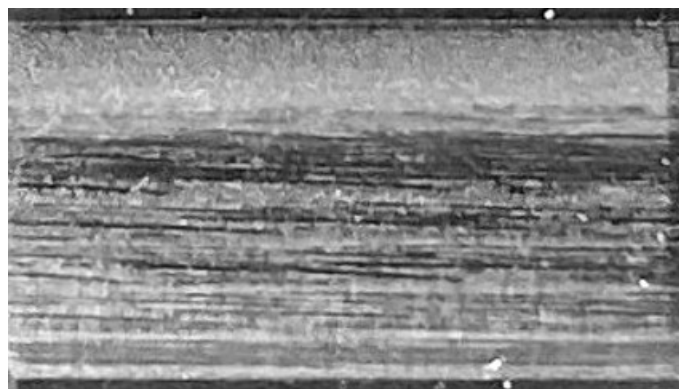
Figura 3.28.: Procedimento de quantificação da área afetada por *micropitting*. (a) Quantificação da área afetada por *micropitting*; (b) Quantificação da área total ativa do dente.

este reflete também numa exposição de luz deficiente. Por outro lado, a Figura 3.31(b), reflete o resultado da utilização do gabarito, nesta última, a área afetada por *micropitting* é muito mais notória, promovendo assim uma melhor análise da superfície.

Como já referido anteriormente, o delinear da área afetada por *micropitting* foi realizado com o auxílio de um software de edição de imagem denominado de *GIMP*. Semelhante aos restantes programas de edição de imagem, é possível aplicar filtros de cores com o intuito de salientar alguns detalhes presentes na fotografia.

Após todo o enunciado anterior e dado a conhecer algumas das dificuldades e preocupações na captura das superfícies, Figura 3.29, Figura 3.30 e Figura 3.31, na fase de edição de imagem, este apresenta também algumas nuances, pelo que, em primeiro lugar, as fotografias adquiridas são alinhadas umas em relação às outras, tendo como objetivo a uniformização da posição, horizontal e/ou vertical, das fotografias.

Representado pela Figura 3.32(a), é possível distinguir a mesma superfície apresentada na Figura 3.31(a), contudo, neste caso, como ilustra a Figura 3.32(b) e Figura 3.32(c), foram aplicados diferentes curvas de cores à superfície.

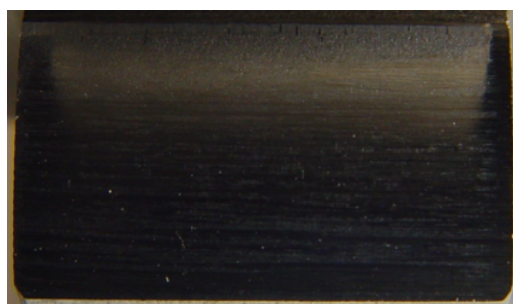


(a) Fotografia adquirida com equipamento 1.

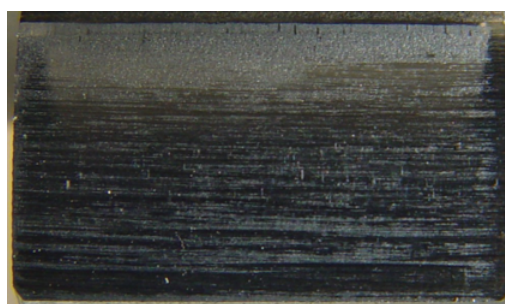


(b) Fotografia adquirida com equipamento 2.

Figura 3.29.: Comparação da qualidade de fotografia para entre dois equipamentos. (a) Fotografia adquirida com equipamento 1; (b) Fotografia adquirida com equipamento 2.



(a) Imagem com pouca exposição de luz.



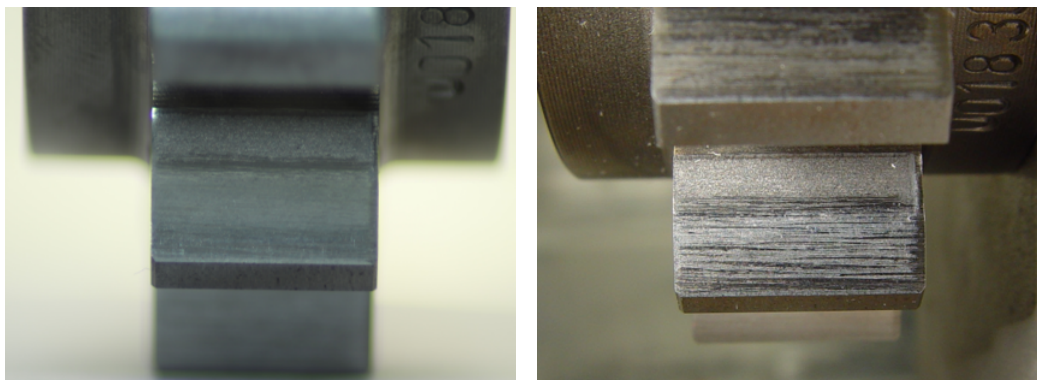
(b) Imagem com exposição de luz adequada.

Figura 3.30.: Comparação da qualidade de fotografia para entre dois equipamentos. (a) Fotografia adquirida com equipamento 1. (b) Fotografia adquirida com equipamento 2.

Como é possível constatar, se a imagem original não for de boa qualidade, tanto a nível do equipamento utilizado, posicionamento da engrenagem e exposição de luz, a modificação da imagem no que diz respeito aos filtros de níveis de cores, não será relevante para o estudo.

Uma das preocupações e dificuldades encontradas aquando da edição de imagem, foi realmente a falta de consistência entre fotografias adquiridas, pelo que, na aplicação dos filtros de imagem, os níveis de cores associados a esta modificação não terem o mesmo

resultado, Figura 3.32.



(a) Posicionamento da engrenagem apoiada nos seus próprios dentes.

(b) Utilização do gabari para o correto posicionamento da engrenagem.

Figura 3.31.: Variação da posição da engrenagem para aquisição da fotografia superficial. (a) Posicionamento da engrenagem apoiada nos seus próprios dentes; (b) Utilização do gabari para o correto posicionamento da engrenagem.

Mesmo que os níveis de cores sejam aplicados de forma a uniformizar as imagens adquiridas, a modificação das mesmas irá fazer com que a área afetada por *multipitting* seja também alterada, pelo que, mais uma vez, irá tornar a comparação entre fotografias inconsistente, fazendo com que o resultado final da análise não seja o mais correto.

De modo a evitar a manipulação exagerada das imagens, estando as engrenagens disponíveis, já realizados os testes de *multipitting*, com o compromisso de qualidade de informação em prol da quantidade da mesma, foi tomada a iniciativa de adquirir a fotografia de todas as superfícies, neste caso, o mais consistente possível, ou seja, mesma posição, exposição de luz semelhante e com o mesmo equipamento.

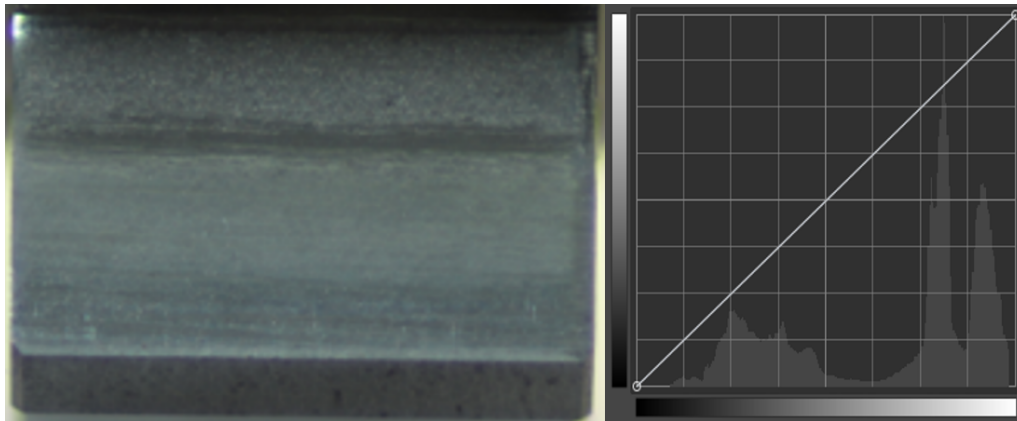
### 3.6.2 Réplicas da superfície

Associado à análise visual da superfície, foram realizadas réplicas da mesma utilizando o produto *RepliSet-F1 (Struers)*, que cumpre as especificações da norma *ASTM E 1351* [85]. Destaca-se a sua elevada precisão, de  $0.1\ \mu\text{m}$ , aliada a uma boa versatilidade e fácil manuseamento. Este procedimento teve como objetivo a visualização da superfície da forma mais detalhada possível, evidenciando se realmente a área assinalada como afetada por *multipitting*, apresentava sinais do mesmo.

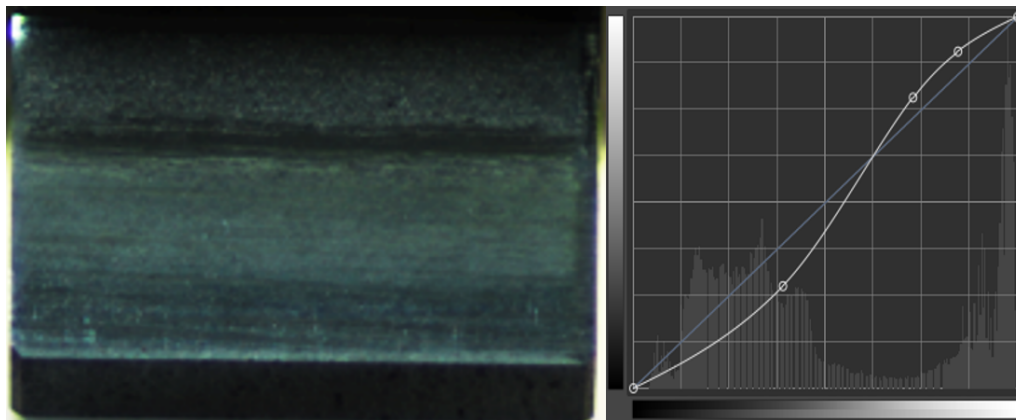
Como demonstra a Figura 3.33, o equipamento é constituído pela pistola de aplicação, o cartucho que contém o composto responsável por produzir a réplica da superfície, como também os respetivos utensílios de auxílio à aplicação do produto.

Para a aplicação do produto, o elemento da engrenagem é posicionado, fazendo com que o dente em análise, neste caso o dente 1 do pinhão e roda, se encontre numa posição horizontal, Figura 3.34(a). O *RepliSet-F1* é aplicado na superfície do dente e após um período de cura de 1 min, a amostra está pronta para posterior análise, Figura 3.34(b).

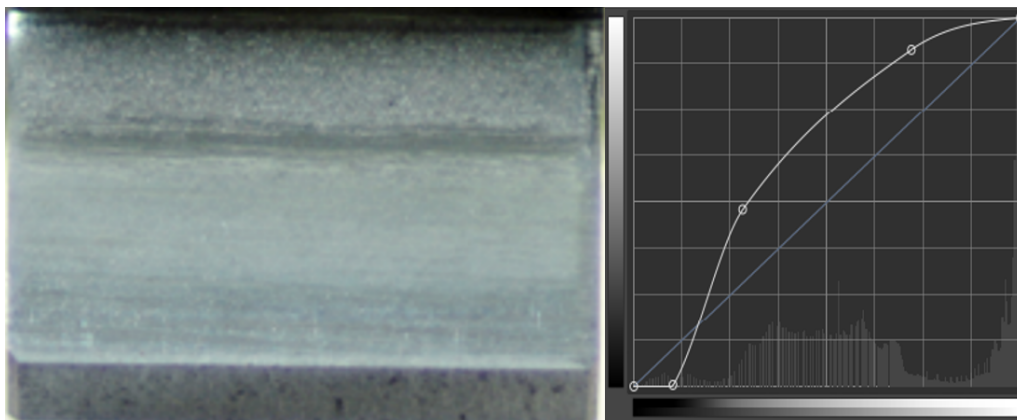
Não havendo convenientes quanto ao posicionamento do disco no microscópio, sendo



(a) Fotografia original.



(b) Modificação dos níveis de cores da fotografia original (filtro A).



(c) Modificação dos níveis de cores da fotografia original (filtro B).

Figura 3.32.: Comparação entre diferentes níveis de cores com: (a) Sem filtro; (b) Filtro A. (b) Filtro B.

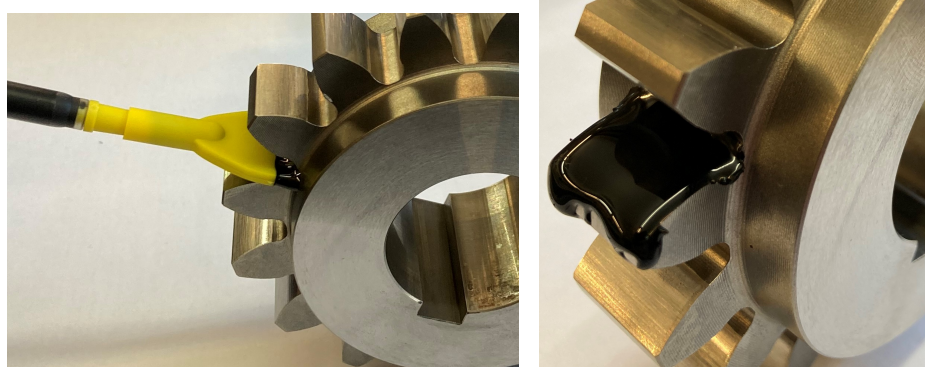
possível a visualização direta da superfície do mesmo, foi realizada uma réplica de um disco previamente testado, onde estes, muitas vezes utilizados em ensaios pino/disco ou bola/disco, para testar materiais em contacto com deslizamento/rolamento puro, variando cargas e velocidades de operação.

A réplica do disco, serviu de ponte para estabelecer a comparação entre superfícies, “*réplica vs real*”, posteriormente analisada através de um microscópio a diferentes escalas

de visualização, Figura 3.35.



Figura 3.33.: Equipamento para aplicação do composto *RepliSet-F1* para réplica da superfície.

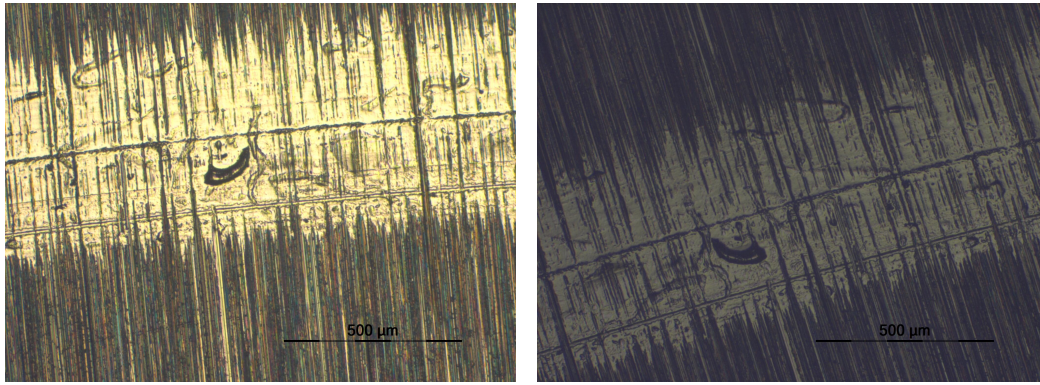


(a) Posicionamento do pinhão para aplicação do composto; (b) Réplica após o tempo de cura pronta para ser removida.

Figura 3.34.: Processo de obtenção da réplica da superfície do dente. (a) Posicionamento do pinhão para aplicação do composto; (b) Réplica após o tempo de cura pronta para ser removida.

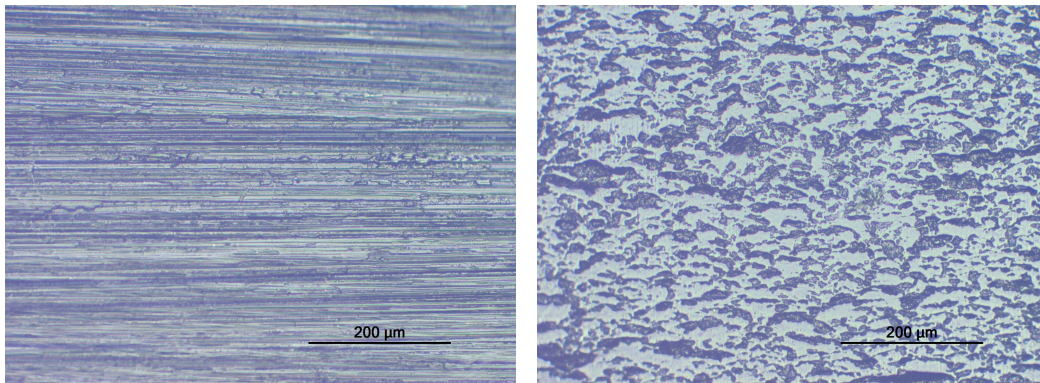
Para um mesmo ponto de referência, tanto para a superfície real, Figura 3.35(a), como para a réplica, Figura 3.35(b), ao se aproximar a base do microscópio à lente, são focados os picos da área de análise. Contudo, quando comparadas as duas imagens, os picos presentes na réplica coincidem com os vales no disco, chegando à conclusão que, mesmo que o efeito da luminosidade dê a indicação de que a replica é uma cópia idêntica da superfície, na verdade esta é um negativo da mesma.

Com objetivo de averiguar a não só a reprodutibilidade da superfície do dente da engrenagem, como também realizar a distinção dos possíveis padrões existentes na mesma, inicialmente foram realizadas duas réplicas no pé do dente, uma referente a uma superfície nova, Figura 3.36(a), onde se verificam as marcas de maquinagem à superfície, e uma superfície testada, obtida após os ensaios de *micropitting*, Figura 3.36(b), pelo que, esta apresenta um padrão completamente distinto fruto do *micropitting* presente na superfície.



(a) Área de referência em análise para comparação com a réplica (500  $\mu\text{m}$ ). (b) Mesma área de referência, neste caso, na réplica (500  $\mu\text{m}$ ).

Figura 3.35.: Comparação da mesma área de referência entre superfície real e réplica. (a) Área de referência em análise para comparação com a réplica (500  $\mu\text{m}$ ); (b) Mesma área de referência, neste caso, na réplica (500  $\mu\text{m}$ ).



(a) Superfície nova (200  $\mu\text{m}$ ).

(b) Superfície após estágio final do ensaio de *micropitting* (200  $\mu\text{m}$ ).

Figura 3.36.: Comparação entre uma superfície de engrenagem nova e utilizada. (a) Superfície nova (200  $\mu\text{m}$ ). (b) Superfície após estágio final do ensaio de *micropitting* (200  $\mu\text{m}$ ).

## Impossibilidade da análise das réplicas

As réplicas da superfície que foram efetuadas ao disco, foram realizadas de forma a que estas não apresentassem formas irregulares tanto no lado em contacto direto com o disco, como também no lado oposto. Para tal, antes que o *RepliSet-F1* cura-se, foi colocado um vidro na superfície das réplicas, fazendo com que estas ficassem o mais planas possíveis, Figura 3.37.

Comparando as réplicas efetuadas ao disco e à engrenagem, no caso das engrenagens, não houve a possibilidade de efetuar um procedimento idêntico devido ao pouco espaço existente entre os dentes, pelo que, o resultado final vem afetado de uma forma irregular nas “costas” da réplica, Figura 3.38, impossibilitando a sua correta medição através do rugosímetro de contacto

Quanto à medição da rugosidade no equipamento ótico, a superfície da réplica não re-

flete luz suficiente para tal ser realizada. Por não haver reflexão de luz, o equipamento não consegue distinguir os diferentes padrões associados à superfície, Figura 3.39, fazendo com a medição da mesma não fosse possível.

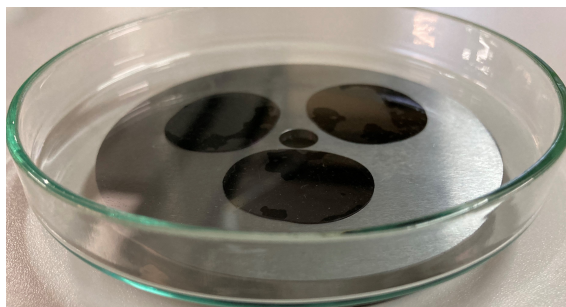


Figura 3.37.: Procedimento efetuado com o intuito de retirar formas irregular da réplica quando realizadas num disco.

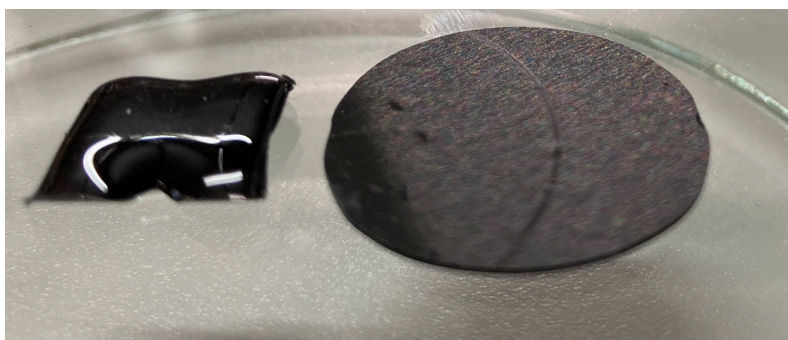
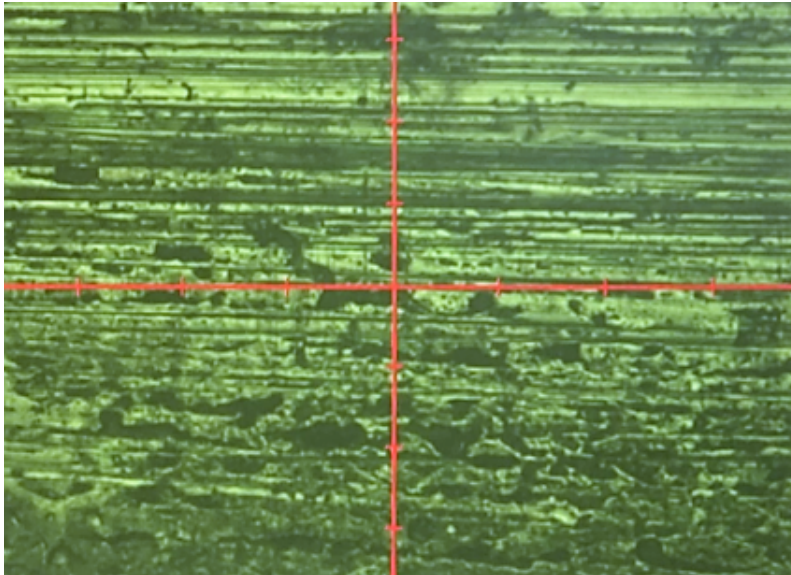
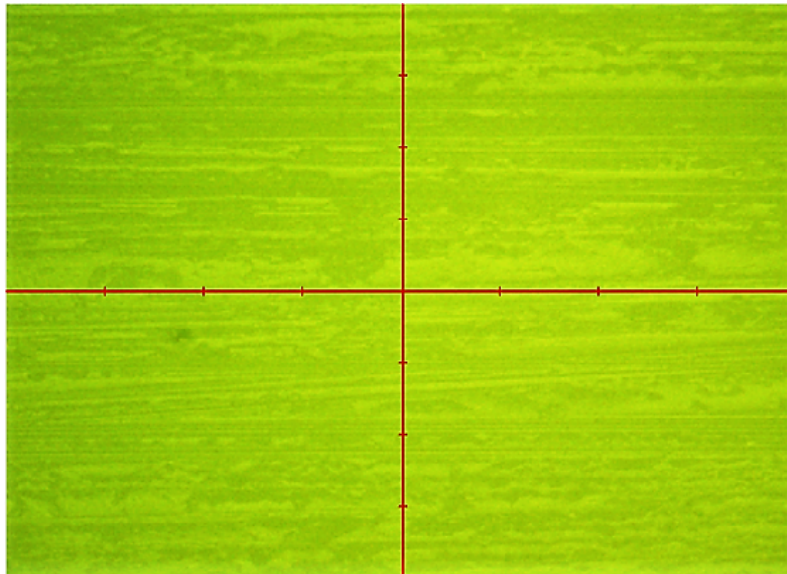


Figura 3.38.: Comparação entre a réplica realizada ao dente de uma engrenagem (esquerda) com a réplica de um disco (direita).



(a) Imagem recriada pelo equipamento óptico aquando da medição da superfície real.



(b) Superfície lida através da tentativa de medição da réplica da superfície da engrenagem.

Figura 3.39.: Comparação entre a visualização da superfície real com a superfície da réplica no equipamento óptico. (a) Imagem recriada pelo equipamento óptico aquando da medição da superfície real (b) Superfície lida através da tentativa de medição da réplica da superfície da engrenagem.

# RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

4.1 CARACTERIZAÇÃO DO LUBRIFICANTE *PAO 150*

4.2 TESTES DE RODAGEM E EFICIÊNCIA

4.3 ENSAIOS DE *MICROPITTING*

4.4 DISCUSSÃO



## 4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

### 4.1 Caracterização do lubrificante PAO 150

#### Densidade do Lubrificante

Efetuada as medições da densidade do lubrificante, as mesmas realizadas através do procedimento experimental enunciado no subcapítulo 3.1, com o auxílio da equação (4.1), que possibilita a obtenção do coeficiente de expansão térmico ( $\alpha_\rho$ ). Tanto os dados referentes às medições efetuadas como também o valor de  $\alpha_\rho$ , são enunciados na Tabela 4.1.

$$\alpha_\rho = -\frac{\frac{\rho(T)}{\rho_0} - 1}{T - T_0} \quad (4.1)$$

Tabela 4.1.: Valores obtidos da densidade do lubrificante a diferentes temperaturas.

Temperatura / °C	Valor obtido
18.6	0.8492 g cm <sup>-3</sup>
22.8	0.8468 g cm <sup>-3</sup>
$\alpha_\rho$	-0.000673 °C <sup>-1</sup>

Obtido o valor de  $\alpha_\rho$ , obtém-se a equação (4.2), que relaciona a densidade e temperatura do lubrificante, Figura 4.1.

$$\rho(T) = \rho_0 \cdot (1 - (\alpha_\rho \cdot (T_0 - T))) \quad (4.2)$$

De forma a averiguar a precisão dos resultados obtidos, estes foram comparados com aqueles fornecidos pelo fabricante. Este, anunciou que o lubrificante em causa apresenta uma densidade de 853 kg m<sup>-3</sup> a uma temperatura de 15 °C, pelo que, quando comparado com o valor obtido através do procedimento experimental, que apresenta um valor de 851 kg m<sup>-3</sup> para a mesma temperatura, obtém-se um erro de aproximadamente 0.2 %, o que indica que a medição efetuada está de acordo com o expectável.

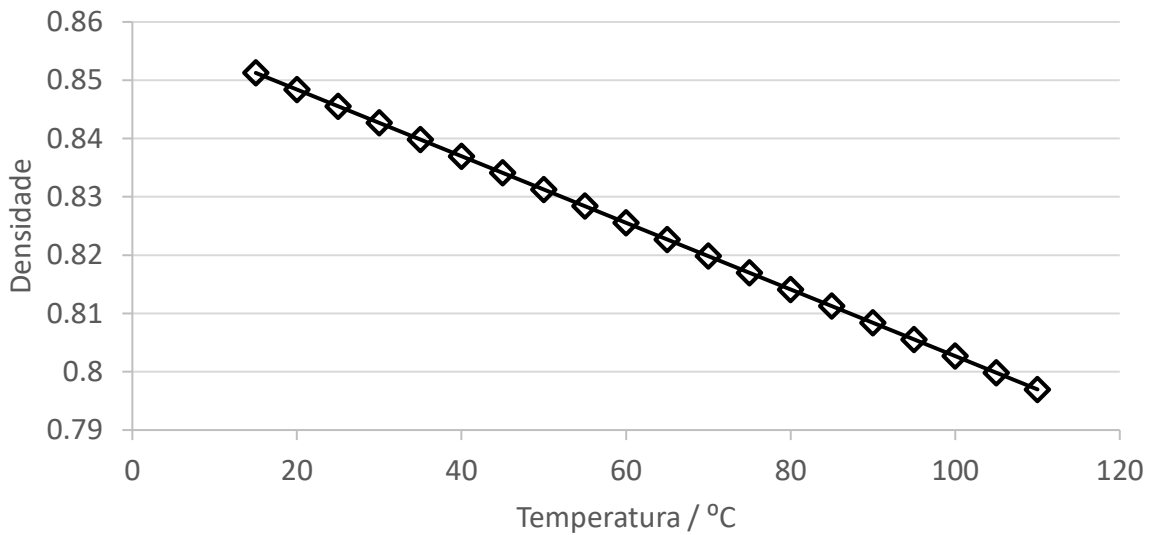


Figura 4.1.: Resultados obtidos para a variação da densidade do lubrificante em função da temperatura.

### Análise da viscosidade com vibroviscosímetro

Realizada a medição da viscosidade através do vibroviscosímetro, é necessário efetuar a correção dos valores obtidos, pela divisão dos mesmos pelo valor da densidade do fluido ( $d$ ), equação (4.3) [86]. Pela relação anterior, obtém-se a variação da viscosidade dinâmica em função da temperatura representada pela Figura 4.2.

$$\eta_{absoluto} = \frac{\eta_{ensaio}}{d_{amostra}} \quad (4.3)$$

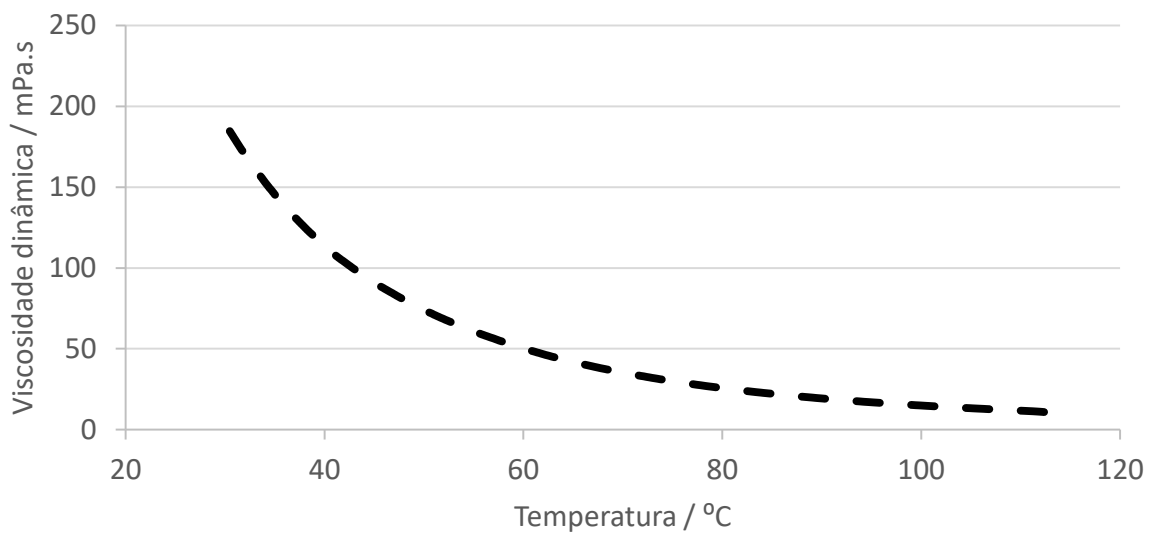


Figura 4.2.: Valores obtidos para a viscosidade dinâmica através do ensaio no vibro viscosímetro.

Com o intuito de comparar os resultados obtidos nos diferentes ensaios, através da equação (4.4), obtém-se a viscosidade cinemática do lubrificante para a mesma gama de temperaturas, onde esta, pode ser observada através da Figura 4.3.

$$v = \frac{\eta_{absoluto}}{\rho_{amostra}} \quad (4.4)$$

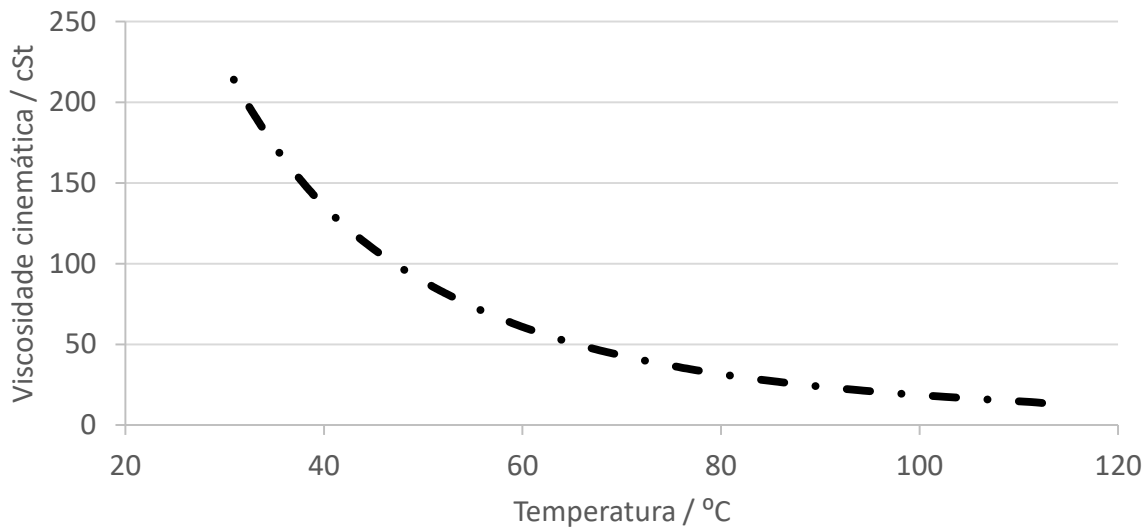


Figura 4.3.: Valores obtidos para a variação da viscosidade cinemática em função da temperatura.

### Viscosímetro de Engler

Realizadas as contagens dos tempos de escoamento para duas temperaturas de referência, pela aplicação da equação (4.5), é possível calcular o grau de Engler ( $E^\circ$ ) para ambas as medições, representados na Tabela 4.2.

$$E^\circ = \frac{t_{200\text{ mL}, amostra}}{t_{200\text{ mL}, 20^\circ\text{C}, H_2O}} \quad (4.5)$$

Tabela 4.2.: Grau Engler para as diferentes medições efetuadas.

Temperatura / °C	Tempo / s	$E^\circ$
41	962.67	18.765
100	146.40	2.854

Após o cálculo dos respectivos  $E^\circ$ , com o auxílio da equação (4.6), é possível calcular a viscosidade cinemática para cada caso específico. As constantes  $k_1$ ,  $k_2$  e  $k_3$ , são constantes que dependem do  $E^\circ$ , pelo que, a Tabela 4.3 enuncia os mesmos.

$$v = k_1 \cdot E^\circ + \frac{k_2}{E^\circ \cdot k_3} \quad (4.6)$$

Após aplicada a equação (4.6), obtém-se os seguintes valores para a viscosidade cinemática para as diferentes temperaturas de ensaio. As mesmas são representadas pela Tabela 4.4.

Tabela 4.3.: Constantes para o cálculo da viscosidade cinemática em função do grau de *Engler*.

E°	Constantes		
	$k_1$	$k_2$	$k_3$
<3	7.624	-2.717	-1.522
>3	14.867	75.568	-6.198

Tabela 4.4.: Viscosidade cinemática para as diferentes temperaturas de ensaio.

Temperatura / °C	$\nu$ / cSt
41	142.91
100	19.831

Com os valores das viscosidades cinemáticas, recorrendo à equação (2.5), resolvendo a mesma em ordem às constantes  $m$  e  $n$ , posteriormente é possível obter a curva da variação da viscosidade em função da temperatura (Figura 4.4).

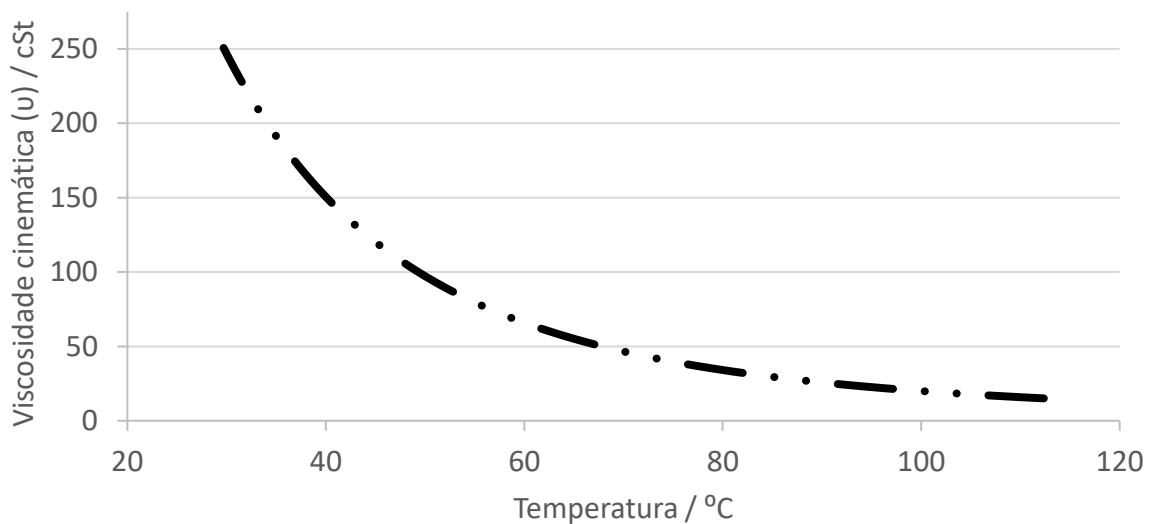


Figura 4.4.: Curva de variação da viscosidade cinemática em função da temperatura pela equação ASTM-D341 [14].

## Comparação com os dados fornecidos pelo fabricante

Comparados os valores obtidos em ambos os ensaios, quer para a análise com o viscosímetro quer as duas medições realizadas com o viscosímetro de *Engler*, como também a posterior aplicação da equação (2.5), com os valores anunciados pelo fabricante, Tabela 4.5, obtém-se uma diferença média entre medições de aproximadamente 3 %, pelo que, pode concluir-se que a diferença encontrada estão dentro dos valores aceitáveis, tendo em conta a diferença das operações realizadas.

Na Figura 4.5, estão representadas as curvas de variação da viscosidade em função da temperatura, para os diferentes métodos previamente apresentados.

Tabela 4.5.: Viscosidade cinemática anunciada pelo fabricante do lubrificante.

Temperatura / °C	$\nu$ / cSt
40	150
100	19.6

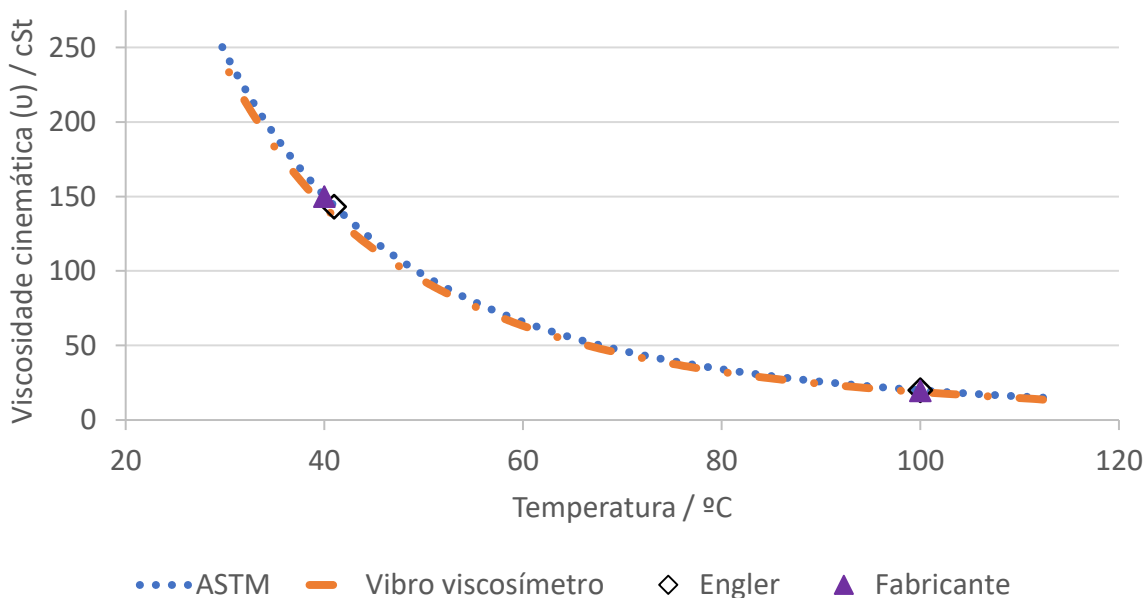


Figura 4.5.: Comparação dos valores obtidos da viscosidade cinemática para os diferentes métodos implementados.

## FTIR

Numa análise mais aprofundada, é possível corresponder os picos encontrados no espectro e respetivos comprimentos de onda com as respetivas ligações moleculares presentes na amostra. No caso da análise realizada, Figura 4.6, é possível constatar picos em diferentes comprimentos de onda. Numa região mais central, compreendida entre  $3500\text{ cm}^{-1}$  e os  $2500\text{ cm}^{-1}$  do espectro, é possível verificar a curva característica do tipo de lubrificante em análise. Já mais no fim do espectro, estão representados os picos representativos das diferentes ligações moleculares que constituem os aditivos presentes no lubrificante [87].

Tendo em conta que esse tipo de análise é no domínio químico da amostra, sendo que não é um assunto deveras relevante para o trabalho em estudo, este conceito apenas pretende dar uma noção geral do fundamento que suporta uma destas análises, podendo avaliar a degradação de um lubrificante, como por exemplo no estudo realizado por *Cen et al.* [87]. Este avalia o efeito da degradação de um lubrificante quando contaminado por água. Na Figura 4.7, é visível diversas análises a um lubrificante PAO em diferentes períodos de tempo.

É possível constatar a degradação de certos aditivos com o passar do tempo, algo que o autor também concluiu através desta análise, onde refere que com a contaminação da água faz com que aditivos inibidores de corrosão percam o seu efeito a longo prazo. De salientar ainda que, a caracterização do estado de um lubrificante não deve ser totalmente

apoiada neste tipo de análise, mas sim, uma forma de complementar a caracterização do mesmo e até verificar, como retratado no caso anterior, a degradação do lubrificante.

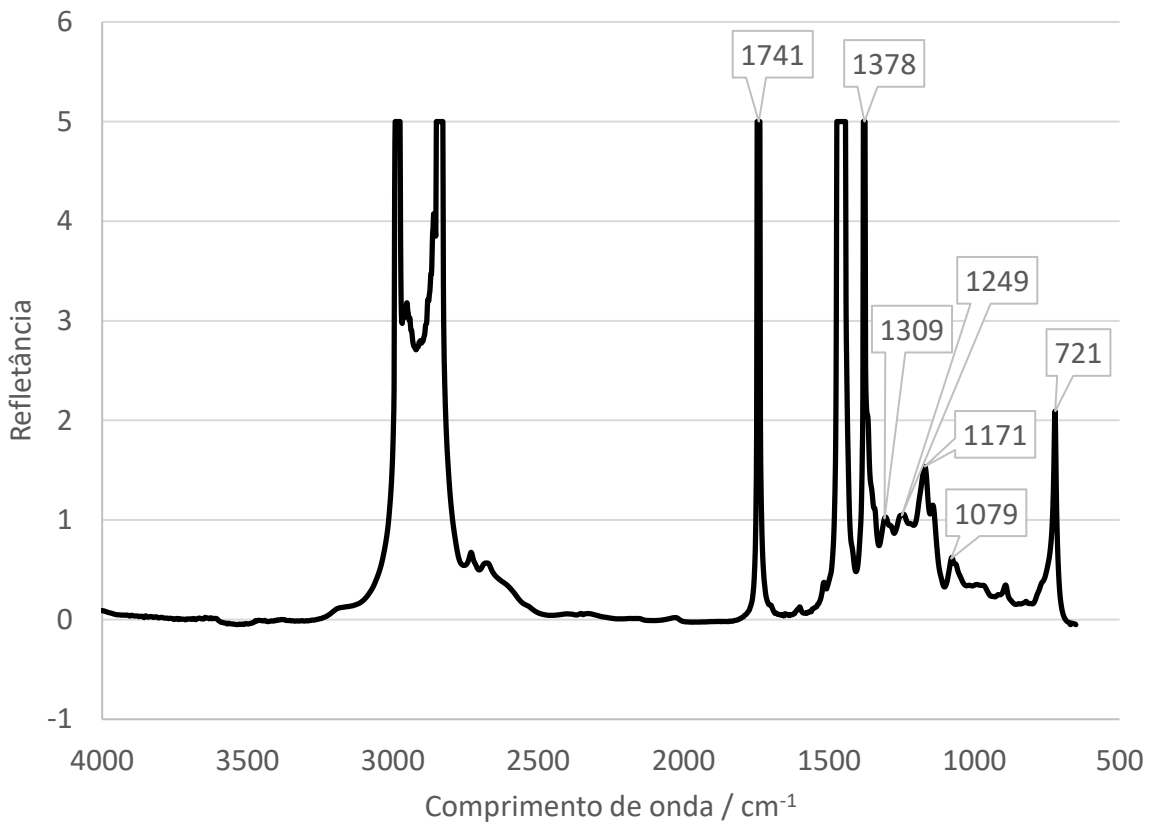


Figura 4.6.: Resultados obtidos da análise FTIR realizado ao óleo utilizado nos testes de micropitting.

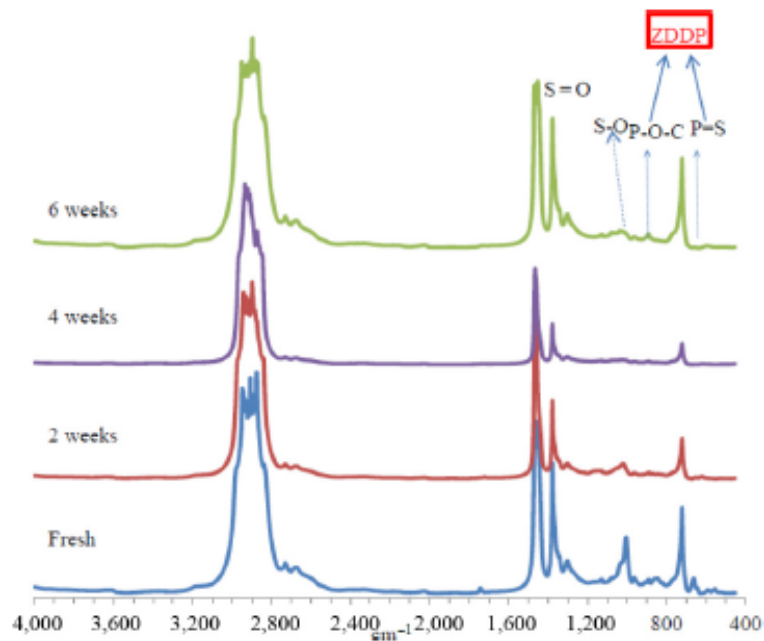


Figura 4.7.: Análise por interferometria de um lubrificante PAO contaminado com água em diferentes períodos de tempo [87].

## 4.2 Testes de rodagem e eficiência

Nos subcapítulos que se seguem, serão enunciados de forma sucinta, os resultados obtidos após os ensaios de rodagem e eficiência previamente realizados por *Fernandes et al.* [1], apresentando também as principais conclusões do estudo realizado. Tais dados são deveras importantes para o estudo realizado no presente documento, não só pelo facto de que os ensaios de rodagem, onde foram estabelecidas as diferentes condições de carga e temperatura, foram realizados por *Fernandes et al.*, como também pretende dar a conhecer o estado das engrenagens antes de serem iniciados os respetivos testes de *micropitting*.

Quanto aos ensaios de rodagem, previamente definidos na Tabela 3.8, diferentes engrenagens foram submetidas a condições de carga como também de temperatura distintas, com o intuito de prever qual seria o impacto destas condições na eficiência das engrenagens.

Quanto à preparação do banco de ensaios, como também todo o procedimento após o cessar do consequente teste realizado, quer sejam para os testes de rodagem como também de eficiência é representado pelo fluxograma presente na Figura 4.8.

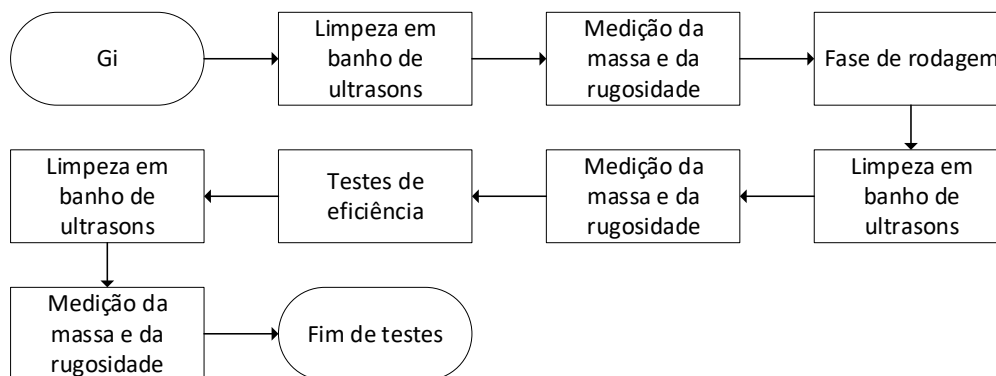


Figura 4.8.: Caracterização do programa de testes (adaptado de [1])

### 4.2.1 Análise dos ensaios

Alguma da informação presente nesta análise, advém também de estudos realizados previamente pelos autores. [88, 89, 90, 91, 92, 93]

#### Espessura específica de filme

O cálculo da espessura específica de filme  $\Lambda$  teve como base a equação (4.7) de *Talian* [94], a espessura de filme lubrificante no primitivo  $h_0$  foi calculada através da fórmula proposta por *Dowson e Higginson* [19].

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sigma} \quad (4.7)$$

Onde  $\sigma$  é obtido através da equação (4.8).

$$\sigma = \sqrt{Rq_p^2 + Rq_R^2} \quad (4.8)$$

### Taxa de desgaste média

A taxa de desgaste média teve como primeira abordagem a lei de desgaste proposta por Archard [82], equação (4.9). Pelo que, é posteriormente apresentada por Brandão *et al.* [83], para engrenagens do tipo C, na equação (4.10) e equação (4.11).

$$\Delta V = \frac{K}{H} \cdot F_N \cdot S \quad (4.9)$$

$$\Delta V = \frac{\Delta M}{\rho} \quad (4.10)$$

$$\bar{k} = 3.140 \cdot 10^{-3} \frac{\Delta M}{N_{voltas} \cdot F_N} \quad (4.11)$$

### Coefficiente de atrito deduzido através dos ensaios de perda de binário

Estudos previamente realizados por Fernandes *et al.* [76], que apresentam a perda de binário de um banco de ensaios FZG quando testadas engrenagens do tipo C40, permitiu efetuar o cálculo do coeficiente de atrito.

Considerando inicialmente a média das medições de perda de binário associadas a um estágio de carga K1,  $T_{V_{k1}}^e$ , é possível calcular a perda de binário sem carga nas engrenagens ( $T_{VZ0}$ ), como também nos vedantes ( $T_{VD}$ ) de acordo com a equação (4.12) [89].

$$T_{V0} = T_{VZ0} + T_{VD} = T_{V_{k1}}^e - T_{VL} \quad (4.12)$$

Onde  $T_{VL}$  representa as perdas de binário nos rolamentos. Na Figura 4.9, são representadas as perdas de binário sem carga do banco FZG para um estágio de carga K1 e pela aplicação da equação (4.12), pelo que, analisando os valores da mesma, um incremento da velocidade de rotação do motor, tem como consequência uma maior perda de binário.

Na Tabela 4.6, estão discriminados os valores dos desvios máximo encontrados para a fase de perda de binário sem carga, algo que é considerado como uma medida de precisão na estimativa dos valores de perda de binário no engrenamento  $T_{VZPK_i}^e$ , equação (4.13).

De salientar ainda que, pelos valores encontrados na Tabela 4.6, ficou então definido que, diferenças nas medições de  $\pm 0.15$  N m não teriam significado prático no trabalho a

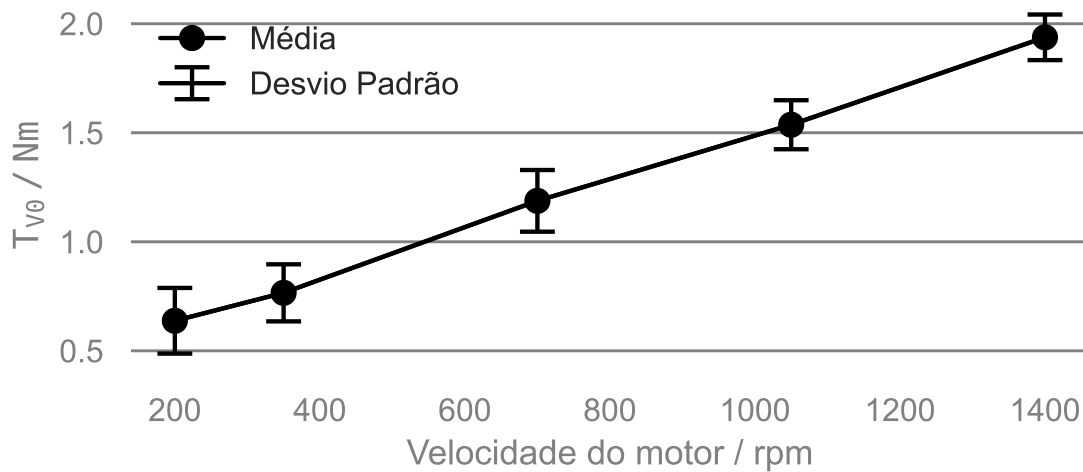


Figura 4.9.: Perdas de binário sem carga para diferentes gamas de rotação do motor (adaptado de [1]).

Tabela 4.6.: Perdas de binário sem carga (adaptado de [1]).

Rotação / rpm	$T_{V0} / \text{N m}$	Incerteza / N m
200	0.57	0.15
350	0.67	0.13
700	1.04	0.14
1050	1.32	0.11
1400	1.65	0.10
1850	2.75	0.48

desenvolver.

No que diz respeito à perda de binário nos rolamentos  $T_{VL}$ , foi utilizado o modelo teórico proposto pela SKF. O respetivo modelo considera a influência do lubrificante, algo previamente estudado e presente em [88], pelo que, na Tabela estão presentes os coeficientes determinados para duas condições distintas, rodagem e após a rodagem.

Tabela 4.7.: Coeficientes do modelo de perdas SKF determinados experimentalmente (adaptado de [1]).

Teste	Rodagem	Após Rodagem
$\mu_{bl}$	0.0409	0.0326
$\mu_{EHL}$	0.0155	0.0154

Para quantificar a perda de binário associada às engrenagens, recorre-se à equação (4.13). Obtidos tais valores, é possível estimar um coeficiente de atrito médio para as restantes engrenagens constituintes do sistema ( $\mu_{mZ}^e$ ), este calculado através da equação (4.14), considerando ainda que, o banco de ensaio opera com dois pares de engrenagens com o mesmo fator de perdas  $H_{VL}$ .

$$T_{VZPKi}^e = T_{VKi}^e - (T_{V0} + T_{VLKi}) \quad (4.13)$$

$$\mu_{mZ}^e = \frac{T_{VZPKi}^e}{2 \cdot T_{in} \cdot H_{VL}} \quad (4.14)$$

## Energia de atrito

Aplicando a equação (4.15), obtém-se a energia de atrito, representada por  $E_f$ .

$$E_f = P_{in} \cdot H_{VL} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \mu_{mZ}^e(t) dt \quad (4.15)$$

Onde  $P_{in}$  representa a potência de entrada do sistema,  $H_{VL}$  diz respeito ao fator de perdas da engrenagem e  $t_1$  e  $t_2$  é o tempo de início e fim de operação respectivamente. Posteriormente, é possível calcular o coeficiente de atrito médio para um determinado intervalo de tempo de operação, equação (4.16).

$$\mu_{mZ}^- \simeq \frac{\int_{t_1}^{t_2} \mu_{mZ}(t) dt}{t_2 - t_1} \quad (4.16)$$

## 4.2.2 Fase de Rodagem

### Evolução dos parâmetros de rugosidade

Medições dos perfis de rugosidade das engrenagens foram efetuados antes e após os ensaios de rodagem. Quando diretamente comparados parâmetros como  $R_a$  e  $R_{pk}$ , ambos sofreram variações consideráveis após a fase de rodagem. Conjugando as 18 medições efetuadas, 9 no pinhão e outras 9 na roda, na Figura 4.10 e Figura 4.11, são representadas a dispersão de valores obtidos de  $R_a$  e  $R_{pk}$  respectivamente, antes e após a fase de rodagem.

Os parâmetros de rugosidade,  $R_a$  e  $R_{pk}$ , foram adquiridos segundo o procedimento representado pela Figura 3.16, em que a remoção de forma foi efetuada com a aplicação de um polinômio de quinto grau utilizando um  $\lambda_c = 0.8$  mm.

Os gráficos contidos na Figura 4.10 e Figura 4.11, a média das 18 medições é representada pelo ponto, a mediana e a distribuição entre quartis é representada pelas linhas horizontais.

Para o caso das engrenagens com rodagem a 80 °C, caso de G1 e G2, concluída a fase de rodagem, para o caso de  $R_a$ , estas apresentam uma distribuição entre quartis mais reduzida (Figura 4.10). Focando a análise em  $R_{pk}$ , Figura 4.11, observa-se a maior variação dos valores obtidos após a fase de rodagem.

Para as engrenagens testadas a 90 °C, associado a uma taxa de desgaste mais elevada, observa-se uma variação semelhante dos valores de  $R_a$  em relação as engrenagens com rodagem a 80 °C, contudo uma menor variação de  $R_{pk}$  quando comparadas as engrenagens com rodagem a 90 °C com aquelas rodadas a 80 °C.

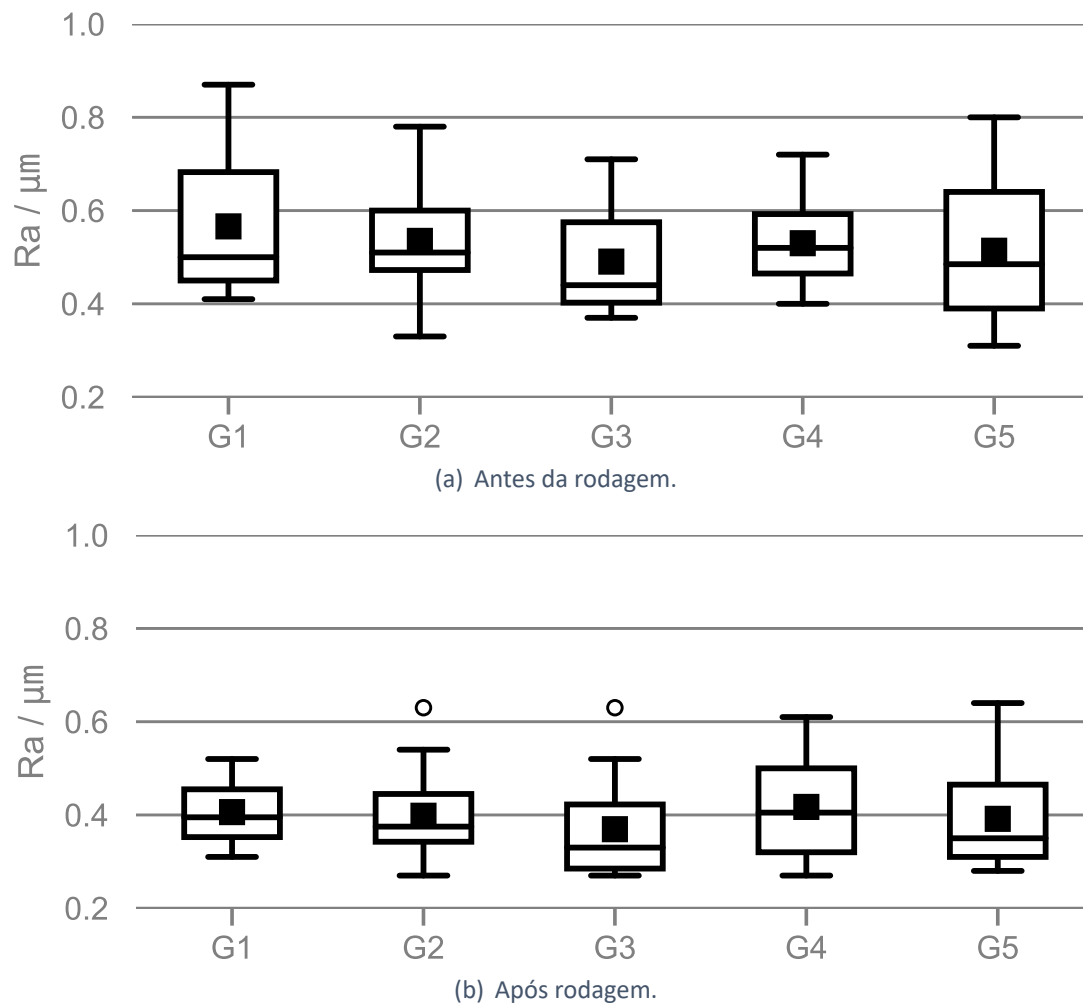


Figura 4.10.: Variação da rugosidade média aritmética no decorrer dos ensaios de rodagem [1]: (a) Antes da rodagem. (b) Após rodagem.

## Perda de massa

Quando analisados os valores de perda de massa nos ensaios, G2 e G5 submetidas a um estágio K11 na fase de rodagem, apresentaram um perda de massa substancialmente inferior que as restantes (Figura 4.12), tal pode suportar a ideia que nestas, o mecanismo de desgaste associado ao ensaio realizado poderá ser diferente que as restantes, contudo, é algo que não foi efetivamente comprovado.

Para as engrenagens com o mesmo estágio de carga na fase de rodagem, caso da engrenagem G1 e G4 em estágio K9, como também G2 e G5 em estágio K11, observa-se que o aumento da temperatura na fase de rodagem, promoveu uma maior perda de massa das engrenagens. Tal pressuposto pode ser verificado através dos valores presentes na Tabela 4.8 e Figura 4.12.

O autor refere que, as medições efetuadas para a perda de massa são na ordem dos 0.001 g, pelo que, tais resultados podem influenciar a tendência entre as condições de operação e a perda de massa em testes de curta duração, pelo que, a reprodutibilidade dos resultados terá de ser verificada em ensaios futuros.

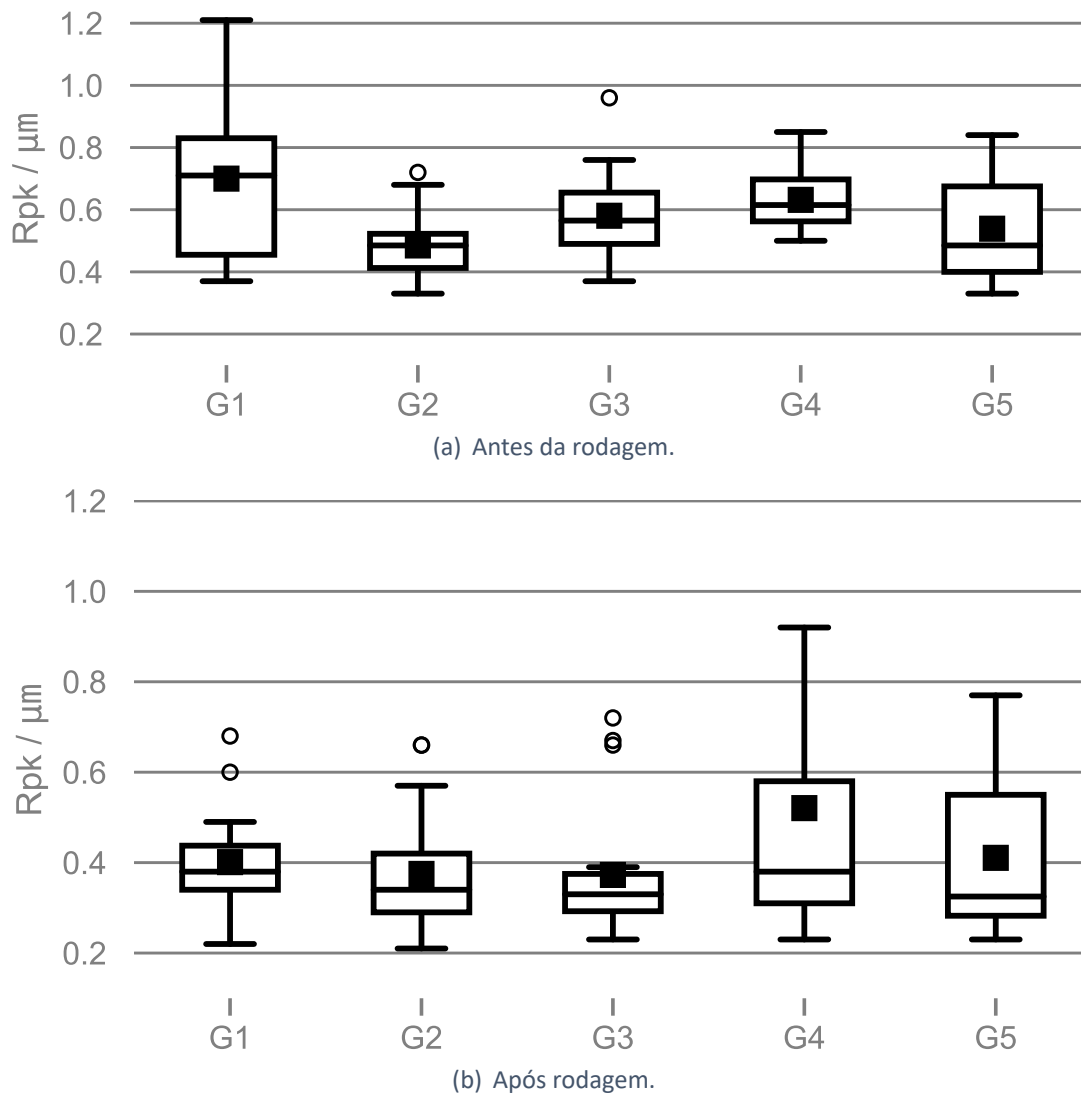


Figura 4.11.: Variação da altura média de picos no decorrer dos ensaios de rodagem [1]. (a) Antes da rodagem. (b) Após rodagem.

Tabela 4.8.: Perda de massa consequente da fase de rodagem (adaptado de [1]).

Engrenagem	Condição de rodagem	Perda de massa [mg]		
		Pinhão	Roda	Total
G1	K9 - 80	14	20	34
G2	K11 - 80	2	4	6
G3	K6 - 90	11	21	32
G4	K9 - 90	12	26	38
G5	K11 - 90	5	6	11

### Taxa de desgaste médio

Os resultados referentes à taxa de desgaste média ( $\bar{k}$ ), são apresentados em função da previsão da espessura específica de filme média ( $\bar{\Lambda}$ ) entre o estado de novo e após a rodagem. Consta-se pelos valores obtidos (Figura 4.13) que, para uma mesma carga na

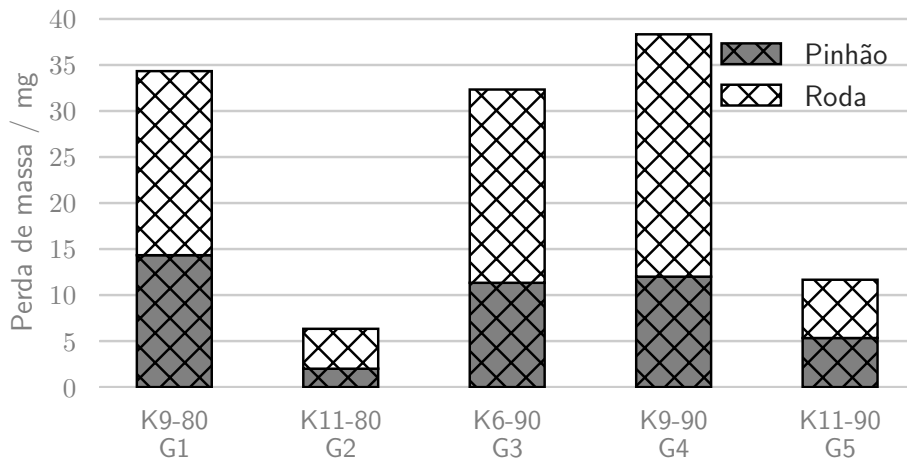


Figura 4.12.: Perda de massa conjunta na fase de rodagem (adaptado de [1]).

fase de rodagem, obtém-se uma menor taxa de desgaste média para valores mais elevados de  $\bar{\Lambda}$ . Para uma mesma temperatura de operação, o incremento da carga imposta na rodagem reverteu num decréscimo de  $\bar{k}$  e eventualmente a modificação do mecanismo de desgaste.

Contudo, *Fernandes et al.* salienta que, o cálculo da taxa de desgaste média associado à rodagem, não é de grande precisão, tendo em conta que, nesta fase é esperado que o desgaste de material seja acentuado, independentemente das condições de operação, ou seja, tal abordagem seria aconselhada quando as condições de desgaste fossem estáveis, porventura, realizar o mesmo numa fase de desgaste dito normal da vida do componente.

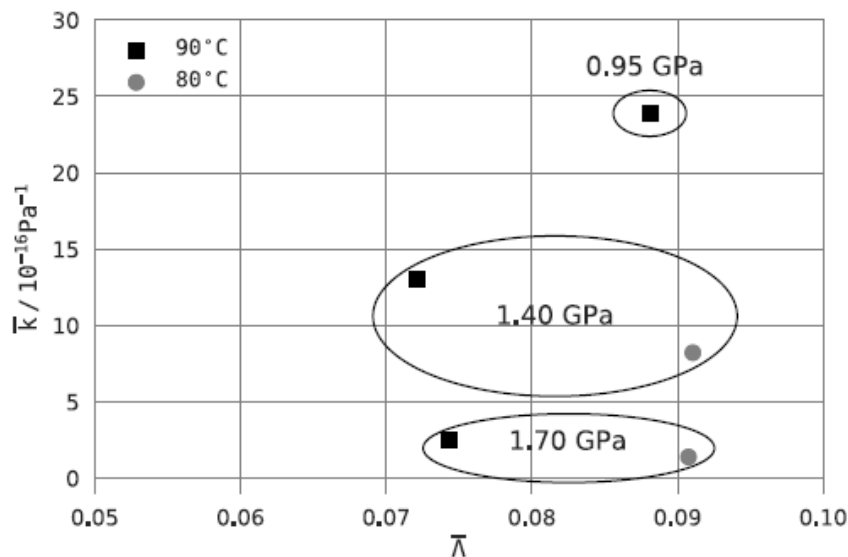


Figura 4.13.: Taxa de desgaste média em função da espessura específica de filme no decorrer dos ensaios de rodagem [1].

## Espessura específica de filme ( $\Lambda$ )

Como expectável, ao longo do processo de rodagem existem alterações quanto à topografia das superfícies em contacto. Como já referido anteriormente no documento, este parâmetro é dependente da rugosidade quadrática média composta ( $\sigma$ ), logo, com a modificação dos parâmetros de rugosidade, espera-se que haja alteração quanto a  $\Lambda$ .

Independentemente das condições impostas na fase de rodagem, houve um aumento da espessura específica de filme para todas as engrenagens. Contudo, o incremento foi mais notório nas engrenagens onde a temperatura de ensaio foi mais baixa, nomeadamente G1 e G2 com uma temperatura de 80 °C na fase de rodagem, como também para G3 com estágio K6, realizada a 90 °C. Tais valores podem ser constatados pela Figura 4.14.

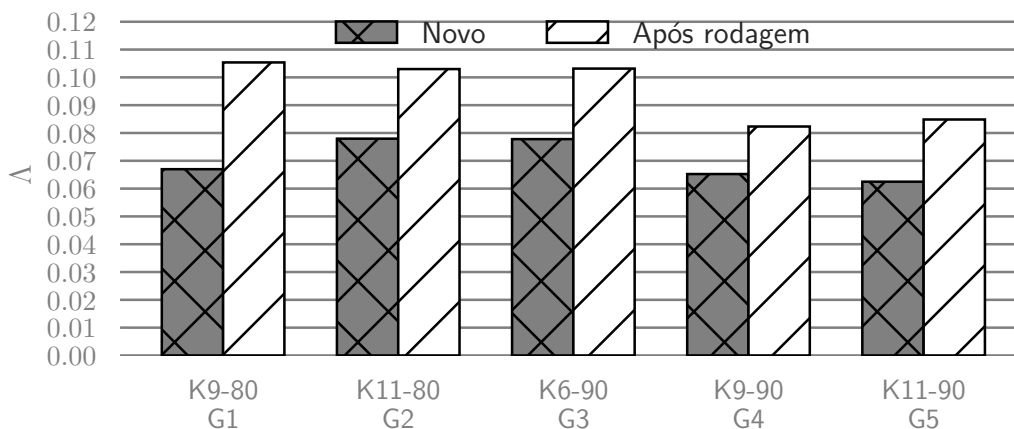


Figura 4.14.: Variação da espessura específica de filme média, calculada no primitivo, durante o processo de rodagem [1].

## Perda de binário

Durante os ensaios de rodagem, após os primeiros 30 min a perda de binário média foi calculada, tal procedimento foi realizado de 30 em 30 min até perfazer as 8 h de rodagem. Logo após os primeiros 30 min de ensaio, no caso das engrenagens submetidas à mesma carga aquando da rodagem, a perda de binário é similar, Figura 4.15.

Contudo, sendo os testes realizados a temperaturas distintas, 80 e 90 °C, é encontrada uma pequena diferença entre os valores obtidos, mesmo que a carga aplicada tenha sido a mesma. Tais valores, consequência das diferentes temperaturas utilizadas, vêm influenciados pela variação da espessura específica de filme e da perda de binário sem carga, esta devido à chapinagem do óleo.

Ainda Figura 4.15, constata-se uma diminuição da perda de binário, para G3, G4 e G5, entre os 30 e os 60 min, algo que advém, como já referido, de uma menor espessura específica de filme e maior taxa de desgaste, Figura 4.13. Contudo, é algo que não se constata para as restantes engrenagens, relacionado com o facto de estas apresentarem uma maior espessura específica de filme no decorrer do ensaio.

Tais resultados, reforçam que a topografia de uma dada superfície, evolui de forma mais rápida aquando de uma menor espessura de filme lubrificante, algo que beneficia o co-

eficiente de atrito entre as engrenagens.

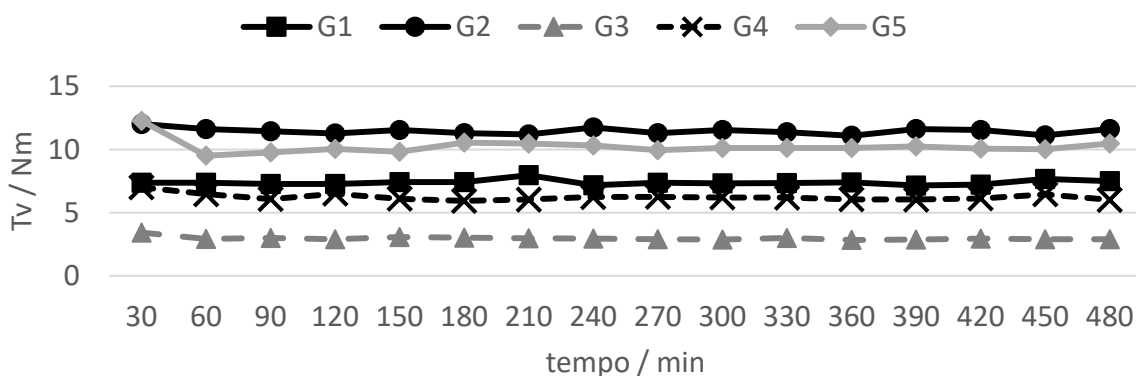


Figura 4.15.: Perda de binário durante os ensaios de rodagem (adaptado de [1]).

### Coeficiente de atrito ( $\mu$ ) e Energia de atrito

Da mesma forma que os resultados para a perda de binário foram adquiridos, a cada 30 min foi efetuado o cálculo do coeficiente de atrito médio. Neste caso, no decorrer do ensaio, o coeficiente de atrito médio apresentou a mesma tendência que os valores da perda de binário, Figura 4.16, algo que pode ser explicado pelos factores previamente referidos no caso da perda de binário.

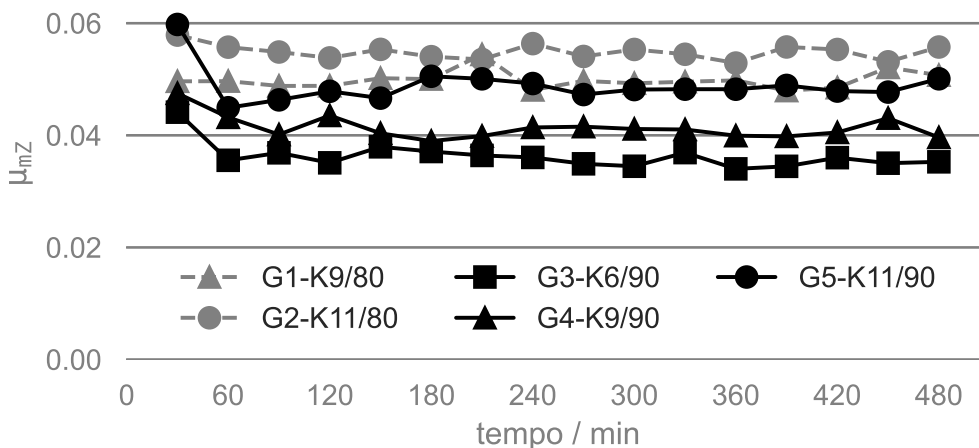


Figura 4.16.: Coeficiente de atrito durante a fase de rodagem para as diferentes engrenagens (adaptado de [1]).

No que diz respeito à energia de atrito, Figura 4.17, é visível que, para uma mesma carga aplicada ao ensaio, uma maior energia de atrito é verificada para as engrenagens em que a espessura específica de filme média é mais elevada, nomeadamente G1 e G2.

### 4.2.3 Testes de eficiência

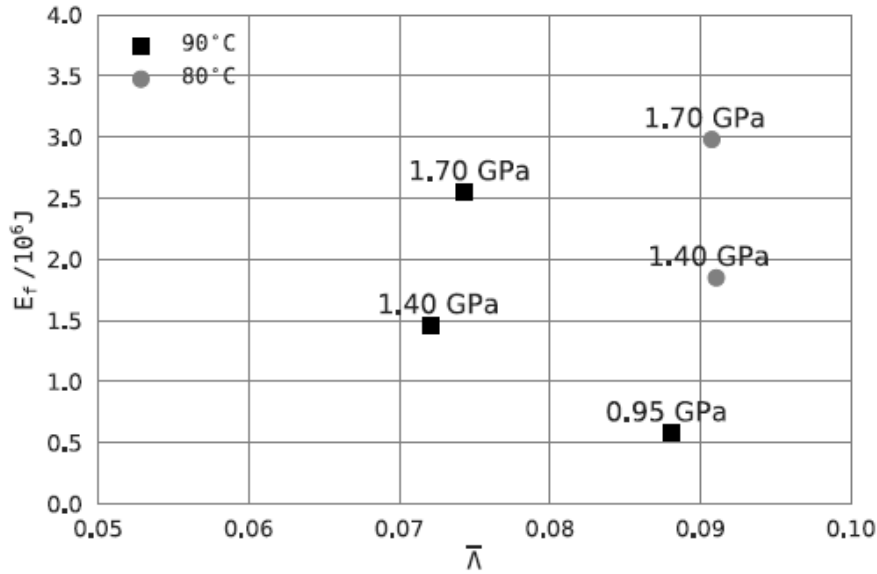


Figura 4.17.: Energia de atrito no decorrer do ensaio de rodagem [1].

### Evolução da rugosidade superficial

Pela análise da Figura 4.18 e Figura 4.19, são apresentados parâmetros como  $R_a$  e  $R_{pk}$  após os testes de eficiência, sendo estes parâmetros calculados segundo o mesmo princípio aplicado à fase de rodagem, 9 medições no pinhão e outras 9 na roda e posteriormente realizada a média e mediana das medições.

Analisando os valores obtidos, é possível constatar que, não existe uma diferença estatística relevante quando comparados os grupos de valores adquiridos, contudo, comparando G3 com as restantes engrenagens, esta apresentou no geral, um  $R_a$  mais reduzido mas  $R_{pk}$  similares aos restantes grupos. Tal consistência dos valores encontrados, sugere que, independentemente das condições de rodagem, as superfícies atingiram um estado plano de desgaste, salientando que, tal só aconteceu no decorrer dos testes de eficiência, algo que suporta a ideia que a fase de rodagem das engrenagens não teria sido concluída até então.

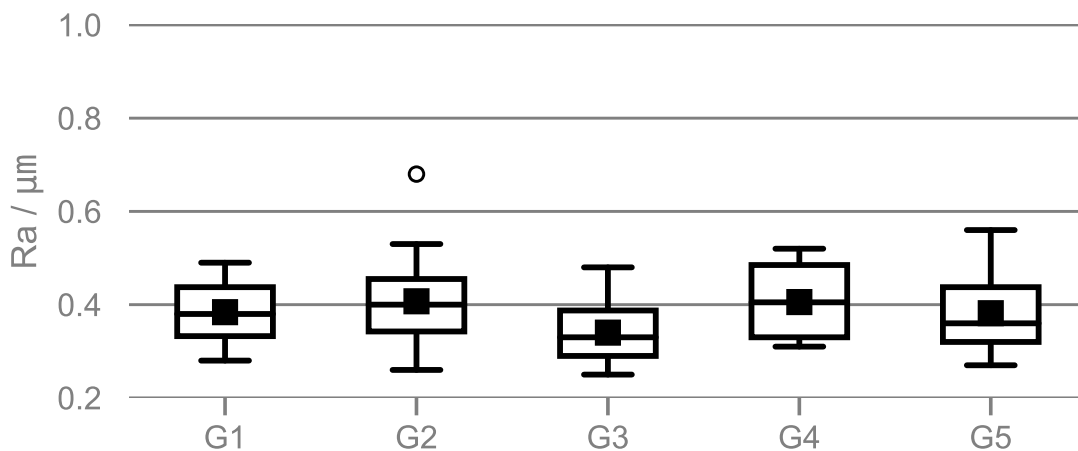


Figura 4.18.: Energia de atrito no decorrer do ensaio de rodagem [1].

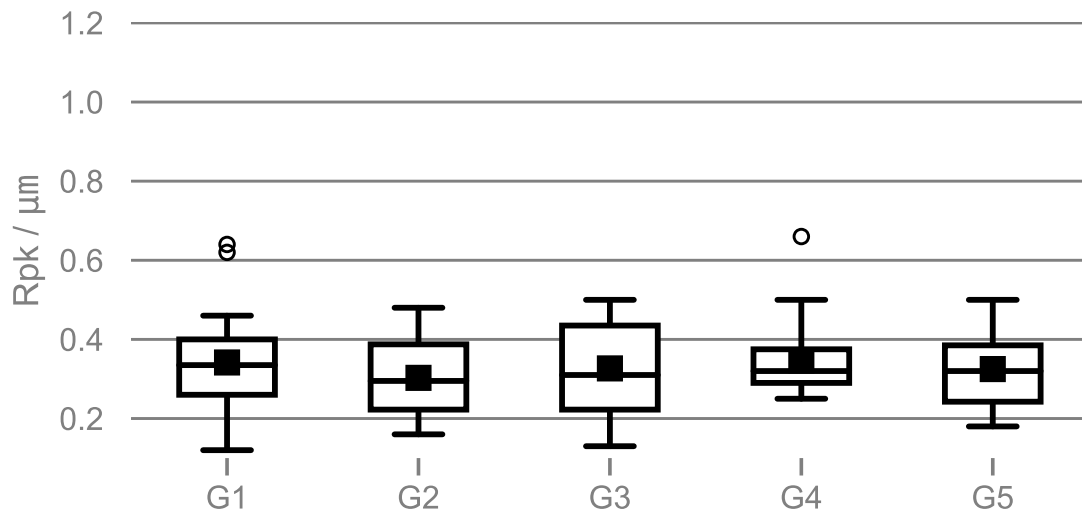


Figura 4.19.: Energia de atrito no decorrer do ensaio de rodagem [1].

## Perda de massa

Finalizados os testes de eficiência, para as engrenagens submetidas a uma fase de rodagem com uma temperatura de 80 °C, nomeadamente G1 e G2, apresentaram uma maior perda de massa no decorrer dos consequentes testes realizados, Tabela 4.9.

Verifica-se também que, para G3, rodagem com estágio K6 a 90 °C, a perda de massa desta foi a mais baixa, contudo, mesmo antes da fase de rodagem, esta já apresentava valores de  $R_a$  inferiores aos restantes grupos. Salienta-se ainda que, mesmo que a perda de massa apresente diferenças entre os pares de engrenagens testados, a variação encontrada nestas não é suficiente para ser relacionada com a evolução da rugosidade aquando dos ensaios de eficiência.

Tabela 4.9.: Variação de massa após os testes de eficiência (adaptado de [1]).

Engrenagem	Condição de rodagem	Perda de massa [mg]		
		Pinhão	Roda	Total
G1	K9 - 80	7	11	18
G2	K11 - 80	7	8	15
G3	K6 - 90	1	4	5
G4	K9 - 90	5	7	12
G5	K11 - 90	3	5	8

## Perda de binário

Para cada estágio foram calculadas as perdas de binário médias associadas a cada velocidade de rotação para uma mesma carga, Figura 4.20.

Inicialmente efetuado um estágio em K1, Figura 4.20(a), este permite quantificar as perdas de binário sem carga. Nesta fase, é expectável que a influência da rugosidade superficial seja praticamente nula, pelo que, é possível verificar que não existe influência

direta do processo de rodagem a que foram submetidas as engrenagens.

Realizado o ensaio com estágio K5, Figura 4.20(b), verifica-se que as engrenagens com rodagem a uma temperatura de 80 °C, nomeadamente G1 e G2, apresentam uma maior perda de binário em relação às restantes, algo que pode ser explicado pelos valores de  $R_{a,1}$  das referentes engrenagens, encontrados após a fase de rodagem.

Na Figura 4.20(c), são enunciados os valores para a perda de binário do estágio K7. Verifica-se que para as engrenagens G1 e G2, a perda de binário é superior quando comparadas com G3 e G5. *Fernandes et al.* salienta ainda que, para diferenças na perda de binário de  $\pm 0.15$  N m entre engrenagens, o resultado obtido não tem significado prático, algo que pode explicar o porquê de G4 apresentar uma perda de binário superior no decorrer do ensaio.

No último estágio, representado pela Figura 4.20(d), as diferenças entre as perdas de binário encontradas não são significativas, contudo, atendendo aos valores encontrados para G1, com rodagem em K9 a 80 °C, são mais baixos que os restantes valores para as diferentes engrenagens, contudo, tal variação encontra-se dentro do intervalo de  $\pm 0.15$  N m referente à incerteza de medição.

No que diz respeito à temperatura de estabilização do banco de ensaio no decorrer dos testes de eficiência, Figura 4.21, o autor refere que esta segue a mesma tendência que a perda de binário, todavia, é importante referir que a temperatura do óleo pode ser influenciada por fatores externos como a humidade e até as condições ambientais do laboratório, algo que deverá ser estudado para tentar quantificar a influência do mesmo nos resultados obtidos para a perda de binário associada aos ensaios.

## Coeficiente de atrito

É possível verificar que, à medida que o ensaio decorre, o coeficiente de atrito segue a mesma tendência independentemente da engrenagem em análise. Em maior detalhe, pela Figura 4.22(a), para as engrenagens G1 e G2, rodagem realizada a uma temperatura de 80 °C, apresentaram um maior coeficiente de atrito durante o estágio K5. Contudo, no decorrer do estágio K9 dos testes de eficiência, Figura 4.22(c), não existem diferenças significativas entre a totalidade das engrenagens, pelo que, após a conclusão dos testes realizados, não existem diferenças significativas no que diz respeito ao coeficiente de atrito, apenas um efeito transiente do mesmo até à sua estabilização.

### 4.2.4 Influência da carga no processo de rodagem na eficiência das engrenagens

Em termos de comparação direta dos resultados obtidos, a Figura 4.23, apresenta o quociente do coeficiente de atrito entre engrenagens sujeitas a uma mesma temperatura de ensaio mais a cargas distintas.

Para as engrenagens submetidas a uma rodagem com estágios de carga mais elevados, ou seja G2 e G5, apresentam um coeficiente de atrito, no geral, mais reduzido durante

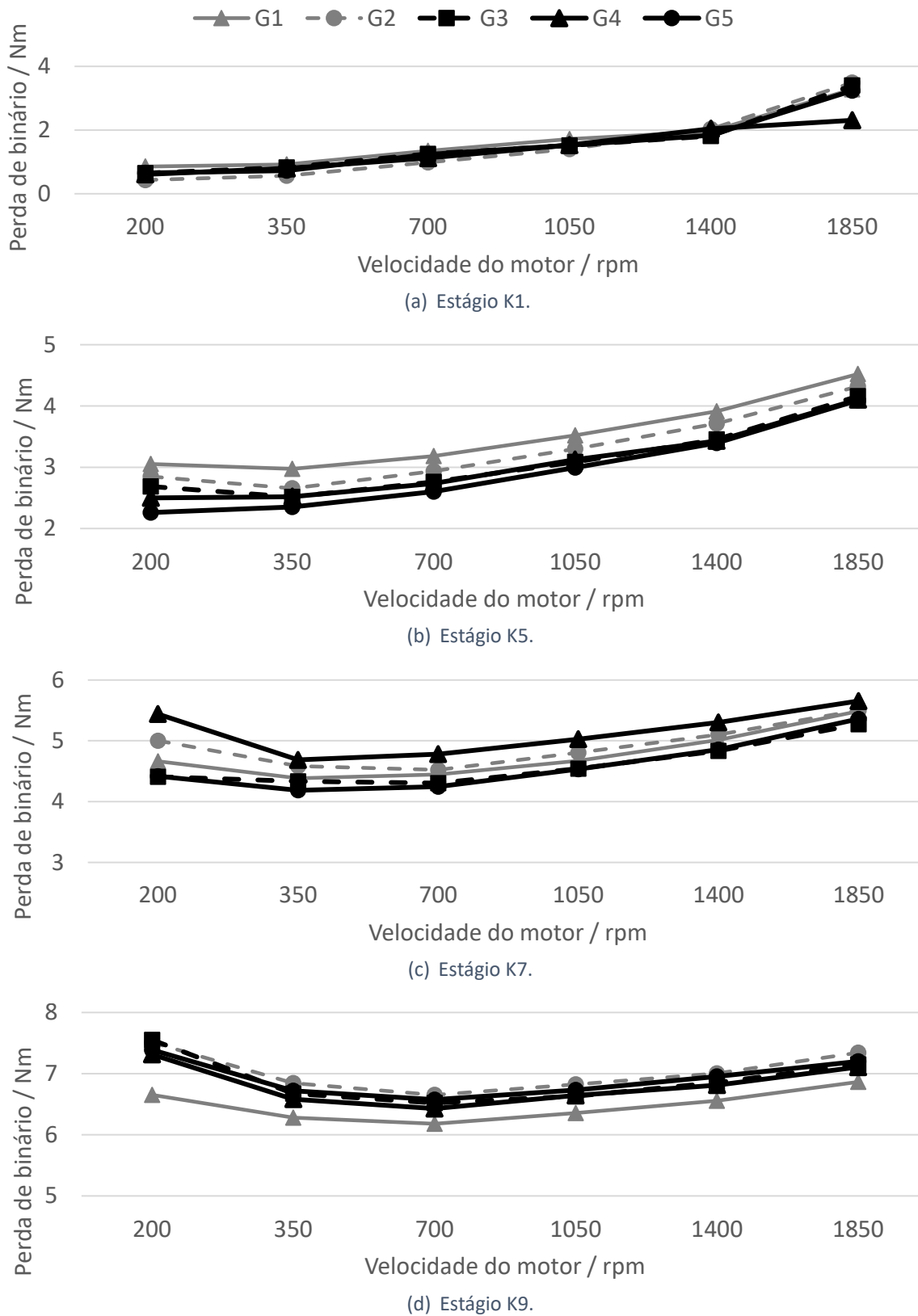


Figura 4.20.: Perda de binário no decorrer dos testes de eficiência e temperatura de estabilização do banco de ensaios para: (a) Estágio K1; (b) Estágio K5; (c) Estágio K7; (d) Estágio K9 (adaptado de [1]).

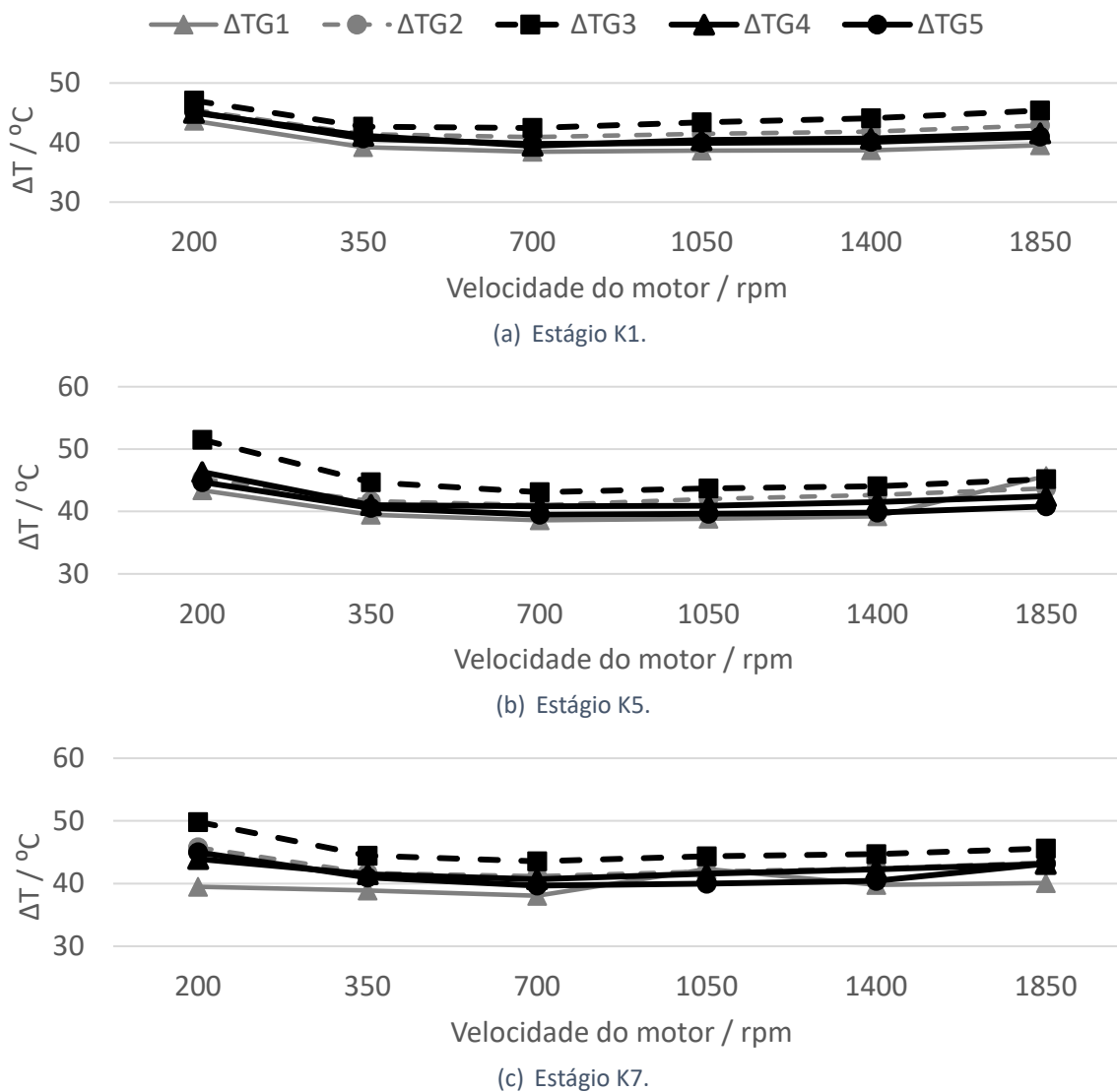
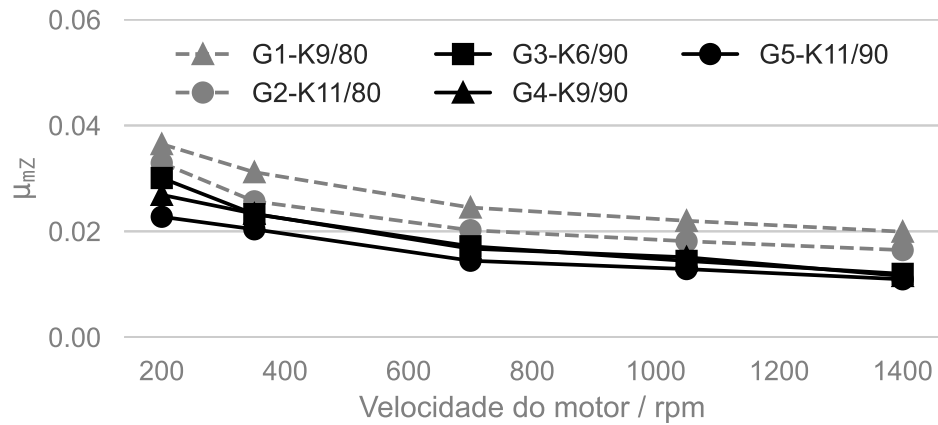


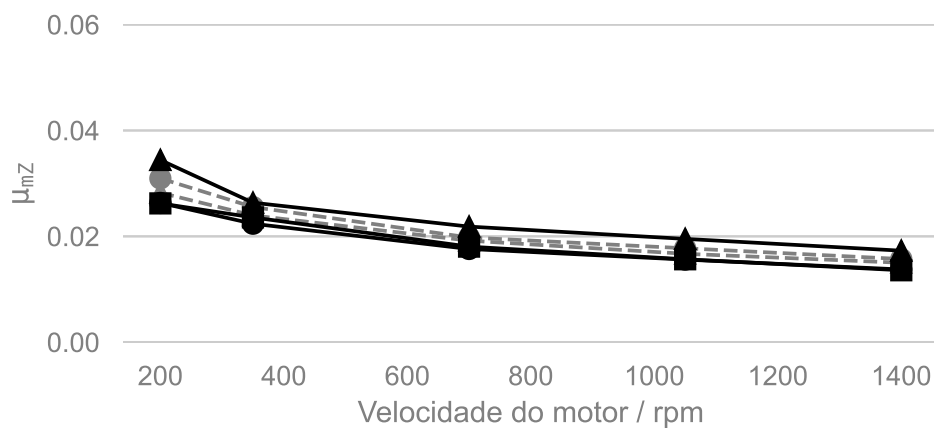
Figura 4.21.: Temperatura de estabilização do banco de ensaio FZG durante os testes de perda de binário (a) Estágio K5; (b) Estágio K7; (c) Estágio K9; (adaptado [1]).

os estágios K7 e K9 dos testes de eficiência. Contudo, no último estágio do ensaio, as diferenças encontradas são pouco relevantes, independentemente das condições de rolagem aplicadas.

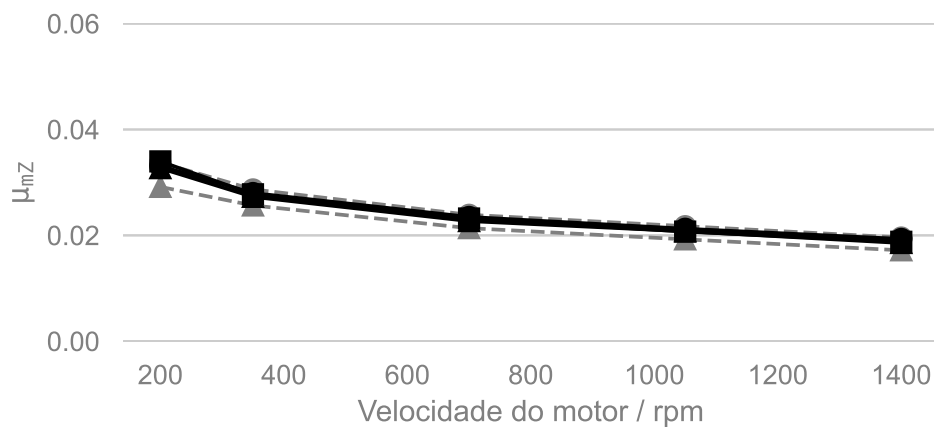
Não obstante do facto de que as condições de rolagem influenciam diretamente a eficiência das engrenagens, informação presente na literatura relativa ao tema, como também algumas referências no subcapítulo “Estado da Arte” presente no respetivo documento, contudo, após K5 e K7, aproximadamente 18 h de operação das engrenagens nos testes de eficiência, a diferença encontrada nos valores obtidos não é significativa, quer seja para a perda de binário quer seja na topografia das superfícies.



(a) K5.



(b) K7.



(c) K9.

Figura 4.22.: Evolução do coeficiente de atrito durante os testes de eficiência no estágio (adaptado de [1]): (a) K5; (b) K7; (c) K9.

## 4.2.5 Influência da temperatura na fase de rodagem na eficiência das engrenagens

Neste caso, comparando o quociente entre o coeficiente de atrito no decorrer dos testes de eficiência, entre engrenagens submetidas a uma mesma carga mas a temperatu-

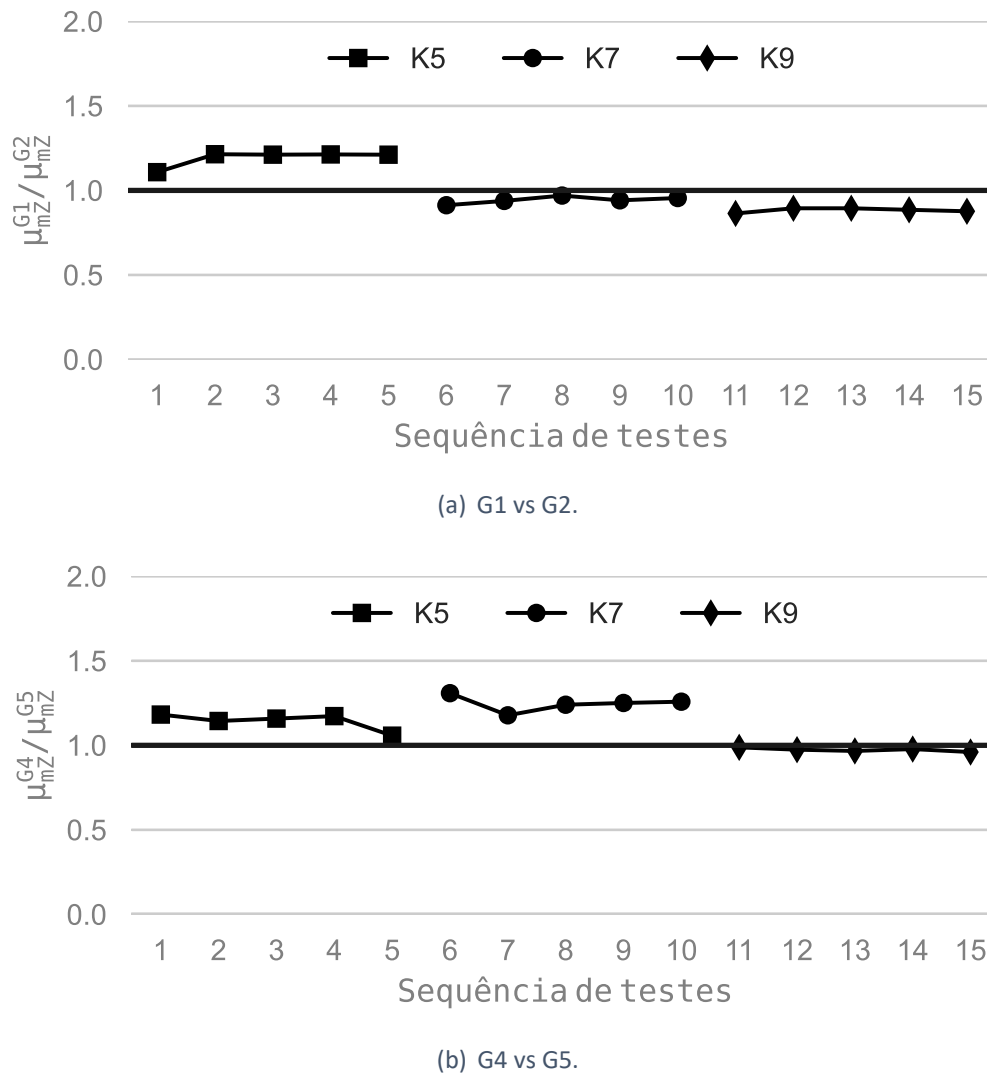


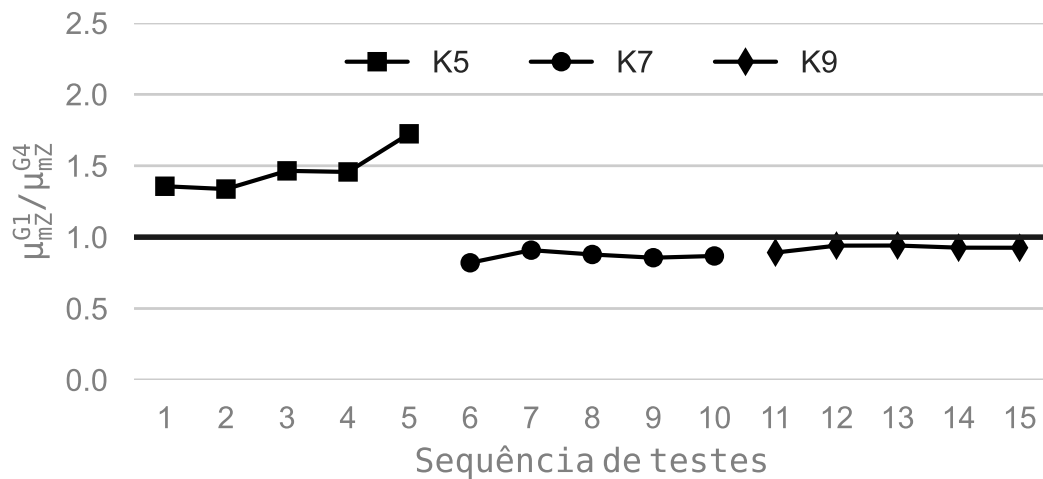
Figura 4.23.: Quociente da evolução do coeficiente de atrito entre engrenagens submetidas a uma mesma condição de temperatura na fase de rodagem (adaptado de [1]). (a) G1 vs G2; (b) G4 vs G5.

ras distintas, Figura 4.24, é possível aferir que, para as engrenagens submetidas a uma temperatura mais reduzida na fase de rodagem, nomeadamente G1 e G2 com uma temperatura de 80 °C, apresentaram um coeficiente de atrito superior nos estágios iniciais dos testes de eficiência. Contudo, com o decorrer dos ensaios, este fator tende a convergir para valores muito próximos independentemente das condições de operação na rodagem.

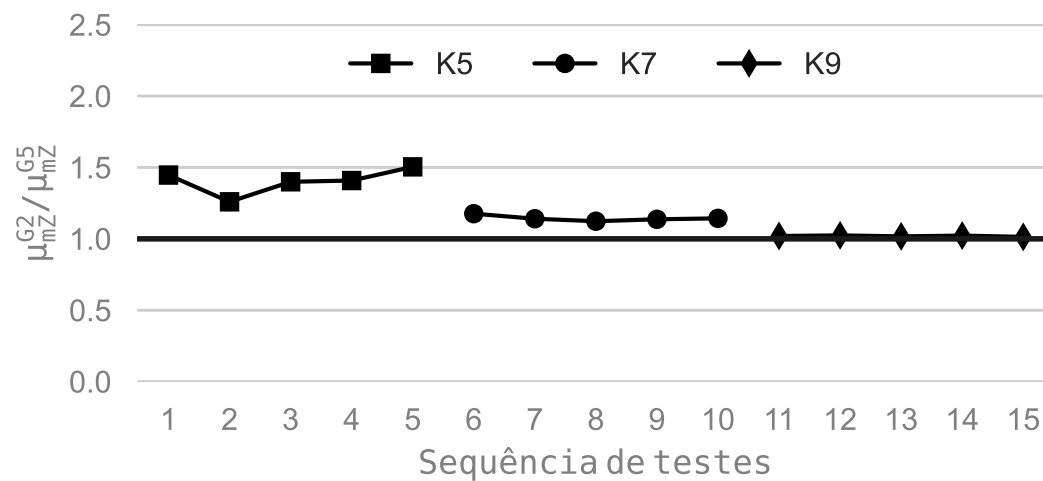
## 4.2.6 Principais conclusões

Em suma, após a fase de rodagem e consequente sequência de testes de eficiência, podem ser retiradas as seguintes conclusões:

- Uma maior temperatura de ensaio durante a rodagem, promoveu uma menor espessura específica de filme, consequentemente uma maior taxa de desgaste asso-



(a) G1 vs G4.



(b) G2 vs G5.

Figura 4.24.: Quociente da evolução do coeficiente de atrito entre engrenagens submetidas a uma mesma condição de temperatura na fase de rodagem (adaptado de [1]). (a) G1 vs G2; (b) G4 vs G5.

ciada à rodagem;

- Ao reduzir a temperatura de ensaio no processo de rodagem, teve como consequência um maior coeficiente de atrito nos estágios iniciais dos testes de eficiência;
- Após os testes de eficiência, independentemente das condições de rodagem, as engrenagens apresentam um coeficiente de atrito semelhante;
- A textura superficial das engrenagens continua a evoluir mesmo após as 8 h de rodagem, como também durante os testes de eficiência;
- Por fim, quanto à perda de binário, as condições iniciais da rodagem, tiveram pouca influência nos valores adquiridos após várias horas de ensaio.

## 4.3 Ensaio de *Micropitting*

Neste subcapítulo, serão apresentados os resultados das medições realizadas no decorrer dos ensaios de *micropitting*. Serão apresentados dados referentes à textura da superfície, nomeadamente a duas e três dimensões, perda de massa, como também os valores associados à análise visual da superfície, referente à área afetada por *micropitting*.

É importante salientar que, para ser possível comparar os dados adquiridos dos ensaios, é empírico que estes mesmos tenham sido realizados todos nas mesmas condições, desde o primeiro estágio, K7, até ao último estágio de sobrecarga, K9 com duração de 80 h, todos estes a uma temperatura do banho de óleo de 90 °C, como previsto pela norma DGMK [84]. Todavia, para a engrenagem G5, a temperatura do banho de óleo no decorrer dos ensaios foi de 100 °C, os valores obtidos para esta serão apresentados e referenciados como G5\*.

Posteriormente à análise dos resultados, foi tomada a decisão de refazer um dos ensaios realizados, na engrenagem que apresentava maior área afetada por *micropitting* na sua superfície, a engrenagem G1 com estágio K9 na rodagem a uma temperatura de 80 °C.

Para que tal engrenagem tivesse o mesmo ponto de partida em relação às outras, foi então necessária a repetição, não só dos testes de *micropitting* como também de todos os estágios previamente realizados, nomeadamente, rodagem e testes de perda de binário.

Atendendo ao objetivo do documento, os dados referentes aos ensaios de perda de binário não serão apresentados, todavia, os resultados dos respetivos ensaios de *micropitting* serão apresentados ao longo da análise das restantes engrenagens, contudo, após o enunciar dos dados adquiridos da campanha inicial de testes.

### 4.3.1 Inspeção visual

Um dos grandes focos deste estudo é a inspeção visual da área superficial afetada por *micropitting*. O pressuposto é avaliar qual das condições de rodagem poderá ter uma maior influência no seu aparecimento e posterior propagação.

Na secção 3.6.1, foram enunciadas algumas das preocupações aquando da aquisição das fotografias referentes às superfícies das engrenagens, pelo que, devido à dificuldade de inspeção das imagens já adquiridas, foram retiradas novas fotografias às engrenagens já testadas, em condições tão próximas quanto possível, Figura 4.25.

Tendo em conta que o aparecimento de *micropitting* é mais notório na zona do pé do dente (parte superior da imagem), o primeiro foco da análise começou por delimitar a linha do primitivo para cada uma das superfícies, dividindo as mesmas em duas zonas distintas: (i) Altura ativa de pé; (ii) Altura ativa de cabeça.

Através da equação (4.17), obtém-se que o raio primitivo equivalente na fotografia encontra-se a 54 % da altura do dente em relação à cabeça do mesmo, Figura 4.26.

$$r_{equivalente} = \frac{r_1 - r_{A1}}{r'_{a1} - r_1} \quad (4.17)$$

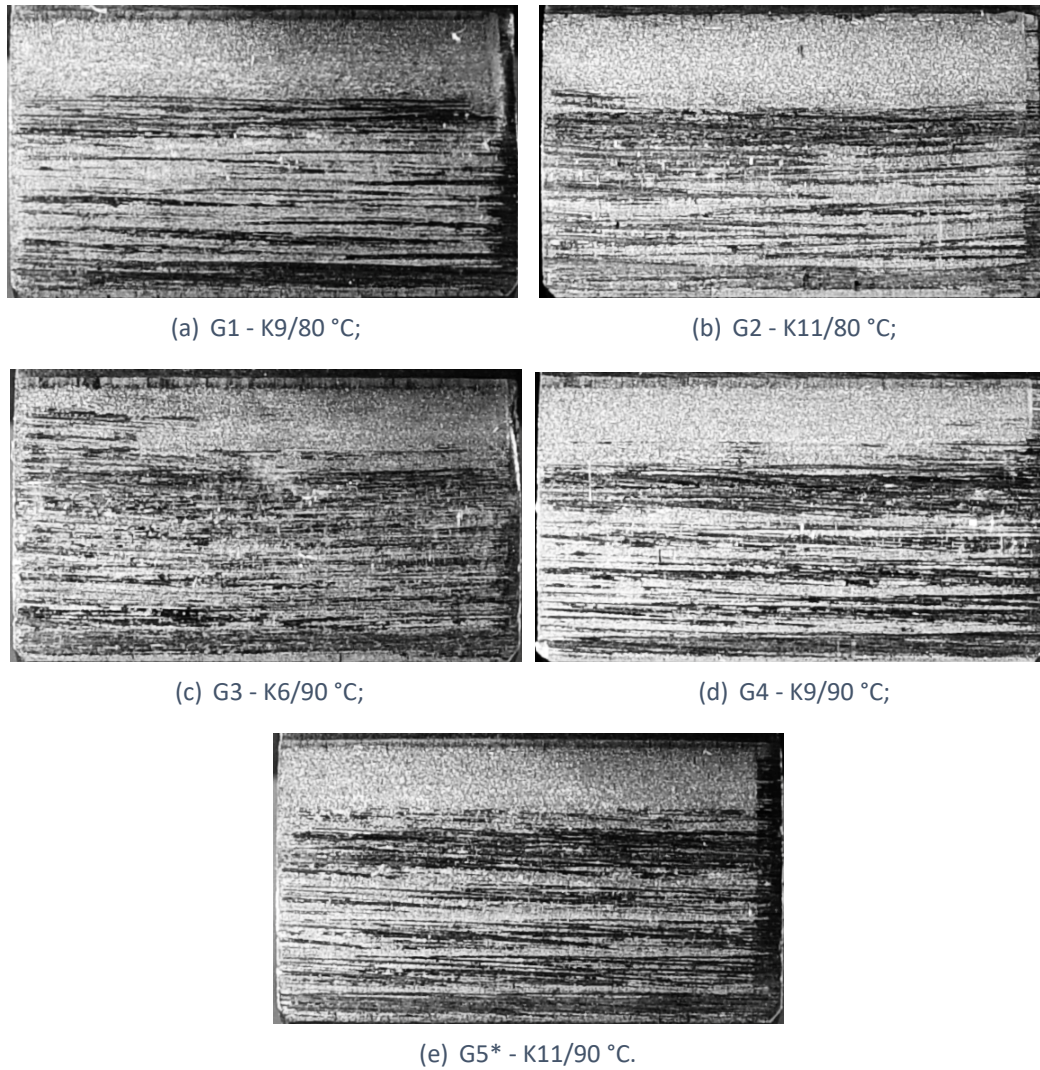


Figura 4.25.: Fotografias das superfícies que contemplaram a análise visual: (a) G1 - K9/80 °C; (b) G2 - K11/80 °C; (c) G3 - K6/90 °C; (d) G4 - K9/90 °C; (e) G5\* - K11/90 °C.

$$\equiv r_{equivalente} = \frac{4.81}{41.23 - 34.12}$$

$$r_{equivalente} \simeq 54\%$$

Onde:

$$r'_{a1} = \frac{m \cdot (Z_1 + 2 + 2 \cdot x_1 + 2 \cdot K)}{2} \tag{4.18}$$

$$r_{A1} = \sqrt{T_1 A^2 + r_{b1}^2} \tag{4.19}$$

$$h_f = 1.25 \cdot m - m \cdot x_1 \tag{4.20}$$

A área afetada por *micropitting* advém do rácio entre o número de píxeis referentes à área afetada por *micropitting*, esta representada pelas linhas contínuas ao longo o dente (Figura 4.26), e o número de píxeis representantes da área total ativa do dente (equação 3.10 presente no capítulo 3).

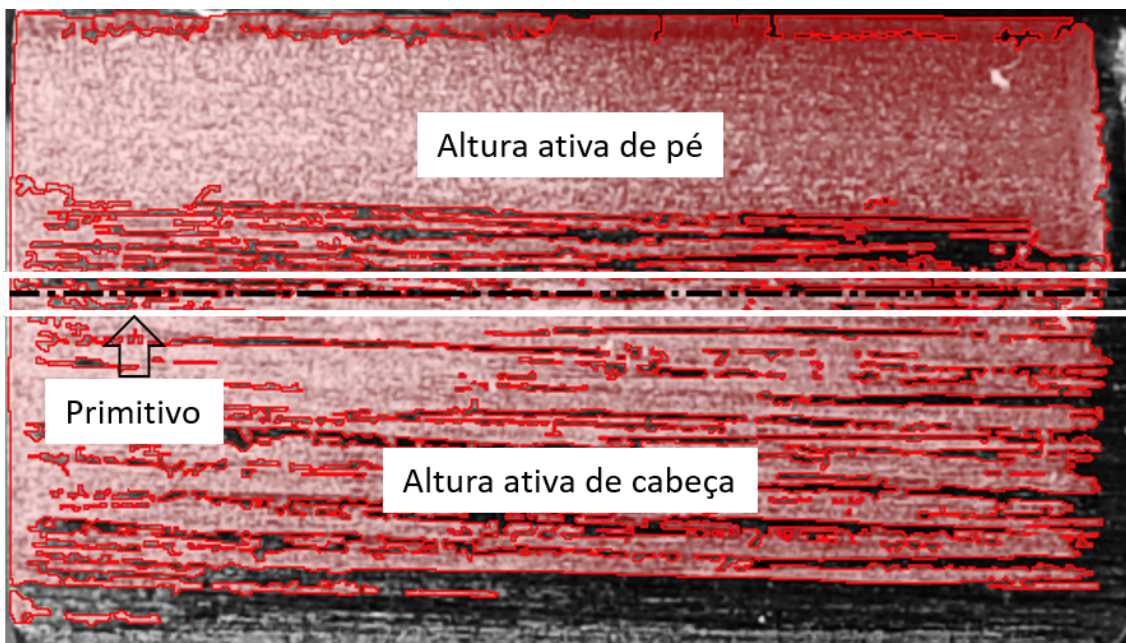


Figura 4.26.: Definição da altura ativa de pé e de cabeça do dente da engrenagem.

Em primeira instância, focando a análise apenas à área que corresponde à altura ativa de pé, Figura 4.27, estão representadas as diferentes superfícies correspondentes a cada uma das engrenagens após o último estágio dos testes de *micropitting*.

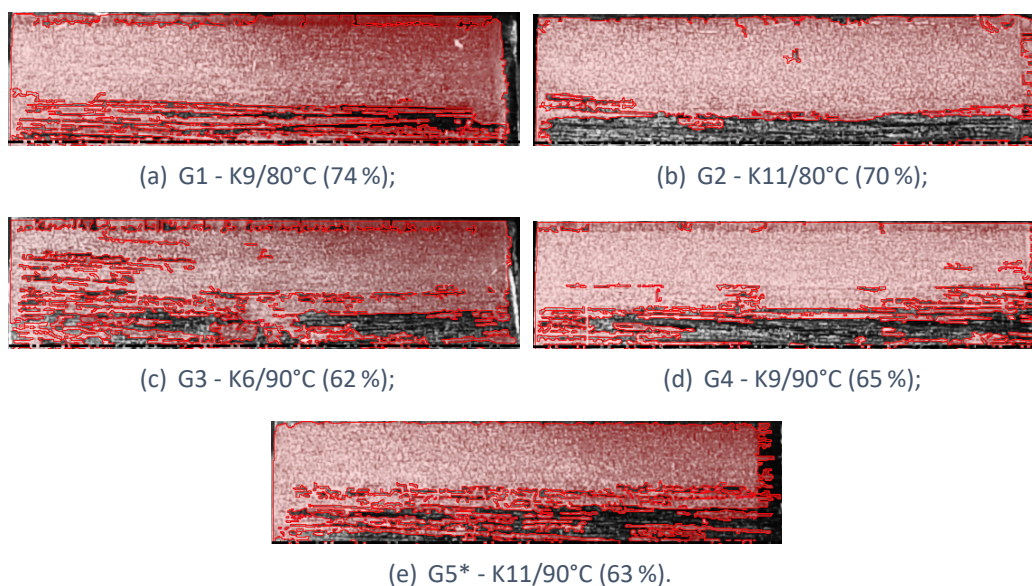


Figura 4.27.: Diferentes áreas afetadas por *micropitting* correspondentes à altura ativa de pé: (a) G1 - K9/80°C (72%); (b) G2 - K11/80°C (70%); (c) G3 - K6/90°C (62%); (d) G4 - K9/90°C (65%); (e) G5\* - K11/90°C (63%).

Atendendo ao valores obtidos para a área afetada por *micropitting* referentes à altura ativa de pé, G1 e G2, ambas com rodagem a 80 °C com estágio K9 e K11 respetivamente, apresentam uma maior área afetada por *micropitting* em relação às restantes, Figura 4.28. G1 apresenta a maior área afetada por *micropitting*, com um total de 74%. G3, com estágio de carga K6 a uma temperatura de 90 °C na fase de rodagem, apresenta a menor das áreas afetadas (62%).

No que diz respeito às engrenagens com o mesmo estágio de carga na fase de rodagem, G1 e G4, estágio K9 com temperatura de 80 °C e 90 °C respetivamente, uma menor temperatura na fase de rodagem promoveu um maior aparecimento de *micropitting* na superfície de G1, onde se observa um acréscimo de aproximadamente 14 % da área afetada por *micropitting* em relação a G4.

Comparando as engrenagens com a mesma temperatura na fase de rodagem, entre G1 e G2 (temperatura de 80 °C), G2, com um estágio de carga K11 na fase de rodagem, apresenta um decremento da área afetada por *micropitting* em cerca de 5 % em relação a G1. Entre G3 e G4, com estágios de rodagem K6 e K9, respetivamente, a uma temperatura de 90 °C, G4 apresenta um acréscimo de área afetada por *micropitting* em cerca de 5 % em relação a G3.

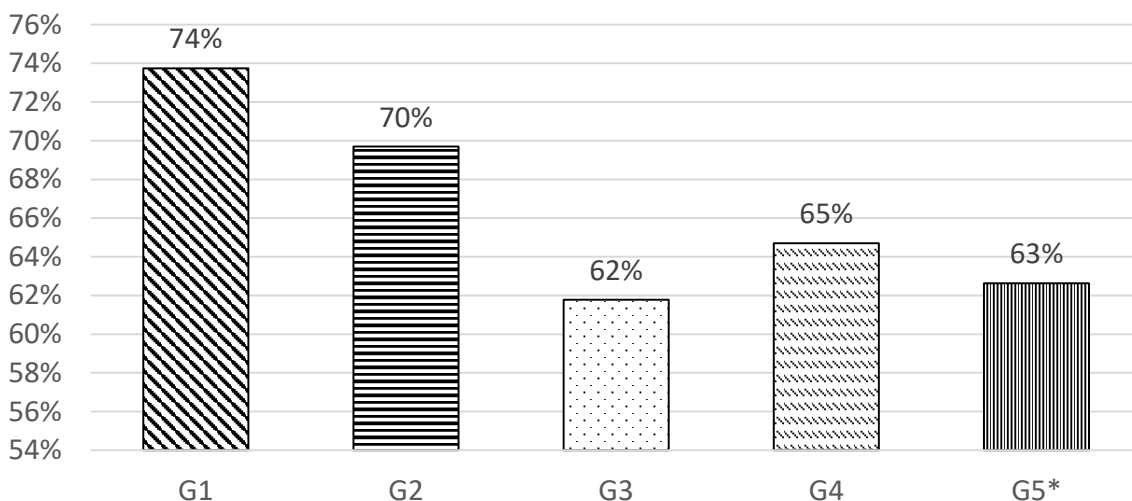


Figura 4.28.: Percentagem de área afetada por *micropitting* correspondente à altura ativa de pé.

Em seguida, foi realizada uma análise semelhante, neste caso referente à altura ativa de cabeça das engrenagens, onde, representado pela Figura 4.29, são ilustradas as diferentes engrenagens com a respetiva área afetada por *micropitting* já delineada.

À semelhança daquilo que se observa para a altura ativa de pé do dente, G1 apresenta a maior área afetada por *micropitting* em relação às restantes engrenagens, com um total de 53%. G3, com rodagem em K6 a 90 °C, apresenta a menor das áreas afetadas por *micropitting*, com um total de aproximadamente 36 %, contudo, G4 apenas apresenta um incremento em cerca de 3 % em relação a G3, devido ao aumento da carga na fase de rodagem (estágio K9).

Pela análise dos valores representados pela Figura 4.30, comparando as condições de rodagem de G1 e G4, estas com o mesmo estágio de carga (K9) com uma temperatura de 80 °C e 90 °C respetivamente, G1 apresenta um incremento da área afetada por *micropitting* referente à altura ativa de cabeça em cerca de 41 % em relação a G4.

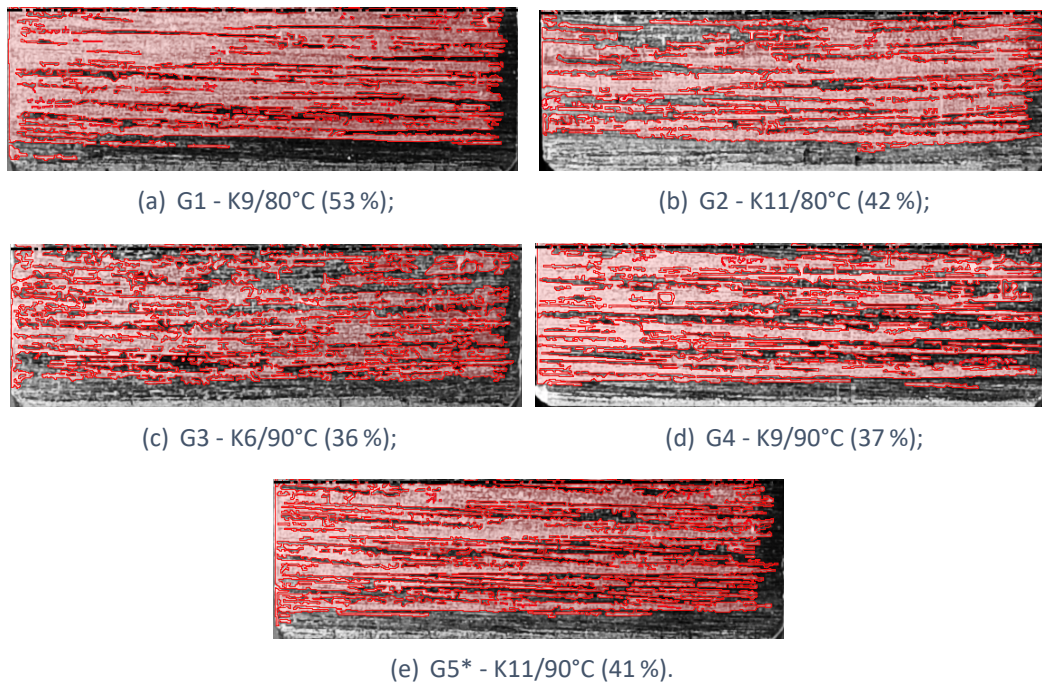


Figura 4.29.: Área afetada por *micropitting* referente à altura ativa de cabeça do dente da engrenagem: (a) G1 - K9/80°C (53 %); (b) G2 - K11/80°C (42 %); (c) G3 - K6/90°C (36 %); (d) G4 - K9/90°C (37 %); (e) G5\* - K11/90°C (41 %).

Avaliando o impacto da carga, G1 e G2, ambas com uma temperatura de rodagem a 80 °C, com estágio K9 e K11 respetivamente, para G1, com um menor estágio de carga na fase rodagem, observa-se um maior aparecimento de *micropitting* na superfície, onde esta, apresenta cerca de 26 % mais área afetada por *micropitting* em relação a G2.

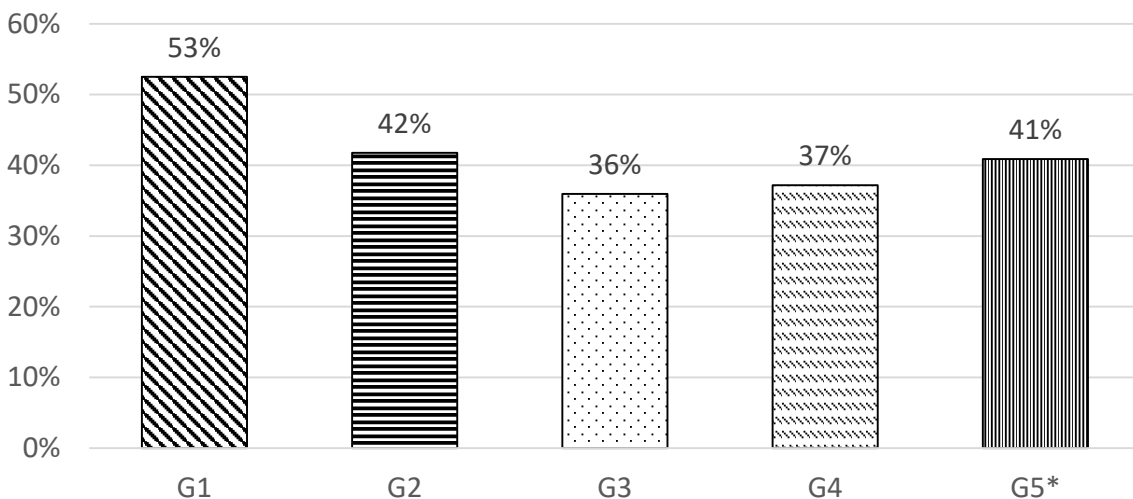


Figura 4.30.: Percentagem de área afetada por *micropitting* na cabeça do dente.

De forma a averiguar os dados adquiridos como um todo, foi realizada a comparação das áreas já referidas, altura ativa de pé e cabeça, mas neste caso, em relação à área total do dente. Representado pela Figura 4.31, estão representadas as superfícies como um todo, onde se pode distinguir a altura ativa do pé e cabeça do dente, como também a linha do primitivo.

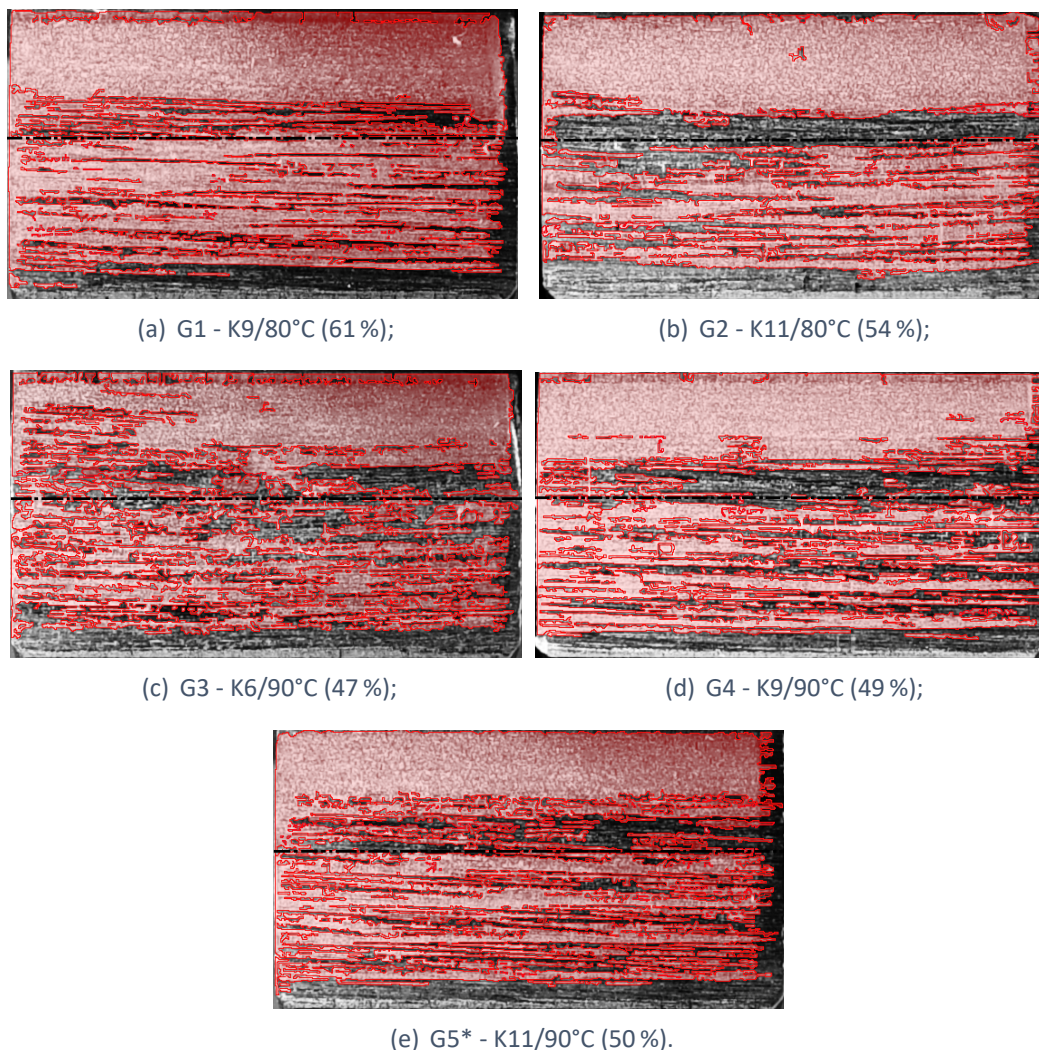


Figura 4.31.: Área total afetada por *micropitting* referente à altura ativa do dente: (a) G1 - K9/80°C (61 %); (b) G2 - K11/80°C (54 %); (c) G3 - K6/90°C (47 %); (d) G4 - K9/90°C (49 %); (e) G5\* - K11/90°C (50 %).

Comparando a área afetada por *micropitting* das diferentes superfícies (Figura 4.32), G1, com rodagem em K9 a 80 °C, apresenta a maior área afetada por *micropitting*, perfazendo um total de aproximadamente 61 % da superfície afetada por *micropitting*. No caso de G3, esta com um estágio de K6 a 90 °C na fase de rodagem, apresenta a menor área afetada por *micropitting*, com um total de cerca 47 %.

No que diz respeito ao efeito da variação da temperatura, analisando G1 e G4, estas com rodagem realizada para o mesmo estágio de carga (K9) a 80 °C e 90 °C respetivamente, G1 apresenta cerca de 24 % a mais de área afetada por *micropitting* do que G4.

Para o caso da variação de carga, entre G1 e G2, ambas a 80 °C com estágio K9 e K11 na rodagem, respetivamente, encontra-se um acréscimo da área afetada por *micropitting* de aproximadamente 13 % para G1. Entre as engrenagens G3 e G4, com rodagem realizada num estágio K6 e K9, respetivamente, ambas a 90 °C, G4 apresenta maior área afetada por *micropitting*, sendo esta superior em cerca de 4 %, sendo que entre G3 e G4, observa-se a menor das variações entre as respetivas áreas afetadas por *micropitting*.

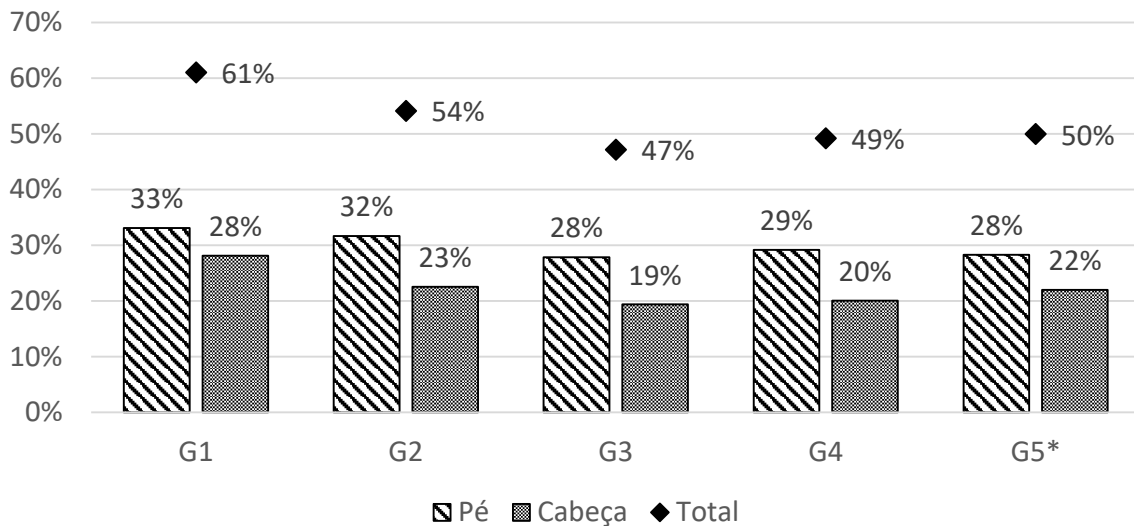


Figura 4.32.: Percentagem de área total afetada por *micropitting*.

Como já referido anteriormente, foi realizada a repetição dos testes realizados a G1. Para efeitos da análise dos resultados tal engrenagem será denominada de G1R.

Nesta fase, com o intuito de adquirir o máximo de informação possível, foi também analisada a evolução da área afetada por *micropitting* no decorrer dos ensaios, ou seja, após os testes de perda de binário, denominado de “APB”, como também após cada estágio de carga no decorrer dos ensaios de *micropitting*.

Através da mesma abordagem realizada anteriormente, as superfícies serão apresentadas subdivididas entre a área correspondente à altura ativa do pé, altura ativa de cabeça e posteriormente na sua totalidade.

No que diz respeito à área correspondente à altura ativa de pé do dente, a Figura 4.33 representa a mesma superfície no decorrer dos ensaios de fadiga.

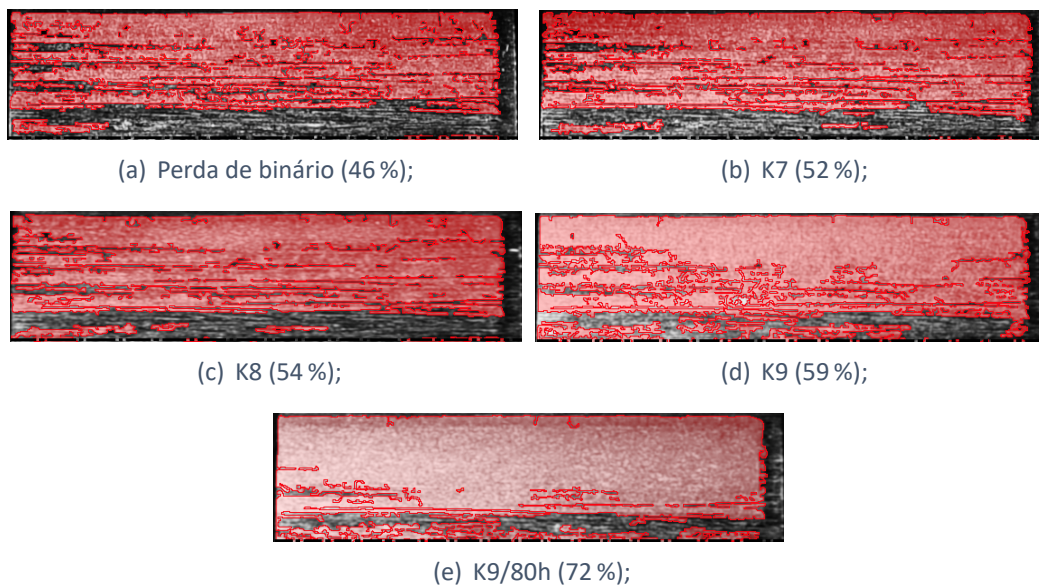


Figura 4.33.: Evolução da área afetada por *micropitting* referente à altura ativa de pé para G1R após o estágio: (a) Perda de binário (46 %); (b) K7 (52 %); (c) K8 (54 %); (d) K9 (59 %); (e) K9/80h (72 %).

Pelos resultados obtidos, o maior incremento da área afetada por *micropitting* dá-se entre o estágio de carga K9 com duração de 16 h e o último estágio da campanha de testes (K9/80h), onde é observado um incremento de aproximadamente 22 % da área afetada por *micropitting*, Figura 4.34. Quando comparada com G1, G1R apresenta um decréscimo em cerca de 2 % da área afetada por *micropitting* referente à altura ativa de pé.

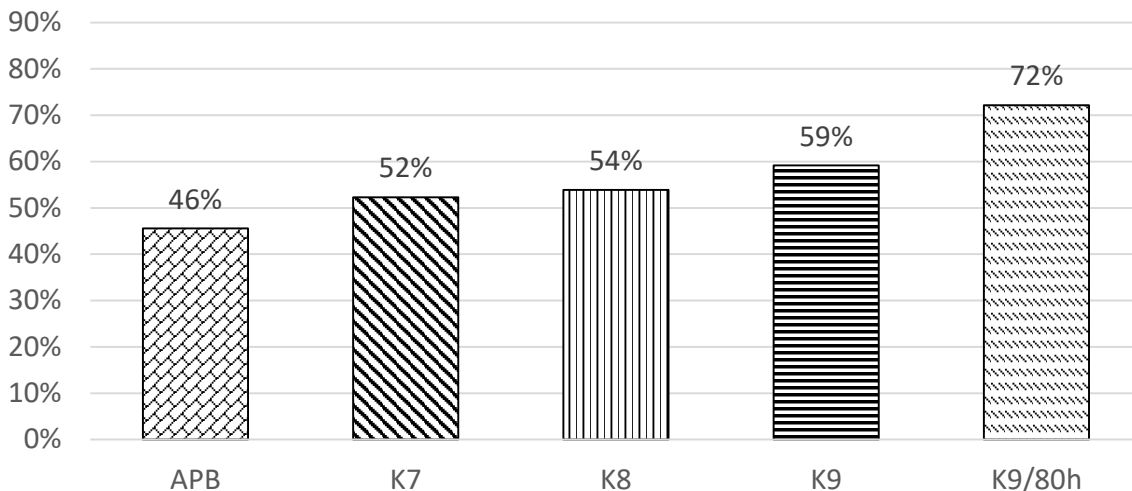


Figura 4.34.: Evolução da área afetada por *micropitting* no pé do dente de G1R.

Associado às fotografias apresentadas pela Figura 4.33, estas tiveram como apoio visual o padrão presente nas réplicas através das imagens adquiridas pelo microscópio, Figura 4.35. Estas foram obtidas aproximadamente na mesma posição, podendo averiguar a evolução da superfície com uma maior exatidão.

Semelhante ao enunciado anterior, desde a primeira imagem adquirida, Figura 4.35(a), que representa a superfície após os testes de perda de binário, é possível não só distinguir as linhas referentes ao processo de fabrico da engrenagem, como também, um padrão que, de certa forma, dá a entender que o fenómeno de *micropitting* já está presente na superfície. Contudo, a evolução desta ao longo dos ensaios, faz com que tais linhas provenientes do processo de fabrico acabem por desaparecer dando lugar a vales na superfície da engrenagem.

Comparando a superfície após os testes de perda de binário, Figura 4.35(a), com a superfície após o estágio K8 dos testes de *micropitting*, Figura 4.35(c), nota-se que a superfície evoluiu no que diz respeito à propagação do *micropitting*, onde, as linhas referentes ao processo de fabrico deram lugar ao aparecimento de *micropitting*. Algo semelhante acontece quando se observa a superfície referente ao último estágio dos ensaios de fadiga (K9/80h), Figura 4.35(e), onde apenas se destacam algumas linhas de fabrico, contudo, a maioria da superfície está afetada pelo fenómeno de *micropitting*.

Passando pela análise da área correspondente à altura ativa de cabeça, à semelhança da análise efetuada para o pé do dente, na Figura 4.36 estão representadas as diferentes áreas que correspondem à superfície após o ensaio de perda de binário como também após os diferentes estágios de carga no decorrer dos ensaios de *micropitting*.

No caso da área correspondente à altura ativa de cabeça, o maior incremento da área afetada deu-se entre o estágio K7 e K8 dos ensaios de *micropitting*, onde se observa um incremento de aproximadamente 2 vezes da área afetada por *micropitting*, Figura 4.37.

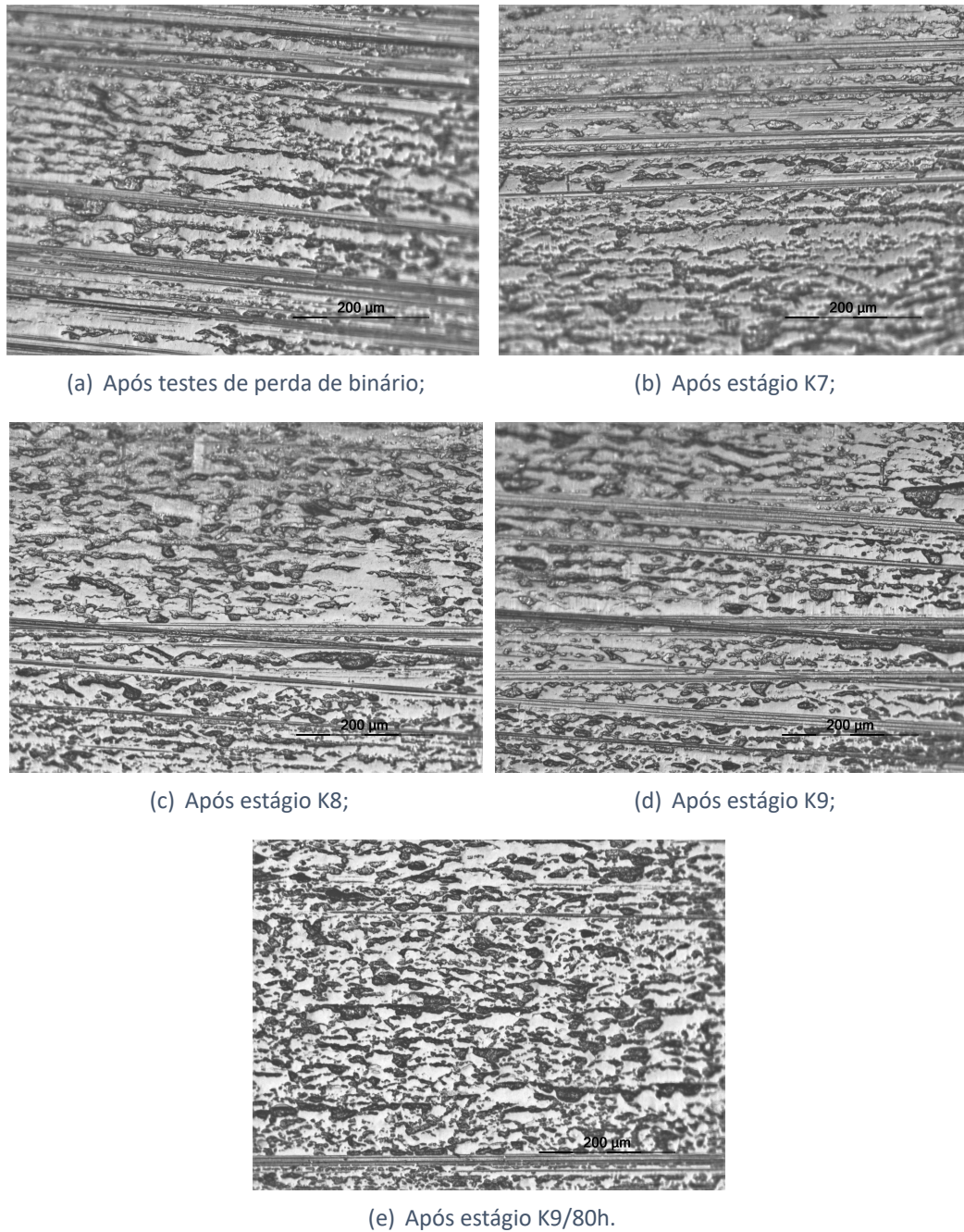


Figura 4.35.: Evolução da superfície junto do é do dente de G1R, através de réplicas (escala de 200  $\mu\text{m}$ ). (a) Após testes de perda de binário; (b) Após estágio K7; (c) Após estágio K8; (d) Após estágio K9; (e) Após estágio K9/80h.

Ao serem comparadas as engrenagens G1 e G1R após a conclusão da campanha de testes, G1 apresenta uma área afetada por *micropitting* correspondente a 53 % da altura ativa de cabeça, enquanto que para G1R esta é de 52 %, representando uma diferença de aproximadamente 1 %.

À semelhança da análise realizada para o pé do dente, foram também adquiridas imagens das réplicas, direcionadas para uma posição referente à cabeça do dente, Figura 4.38.

No caso da área referente à cabeça do dente, o fenómeno de *micropitting* não é tão

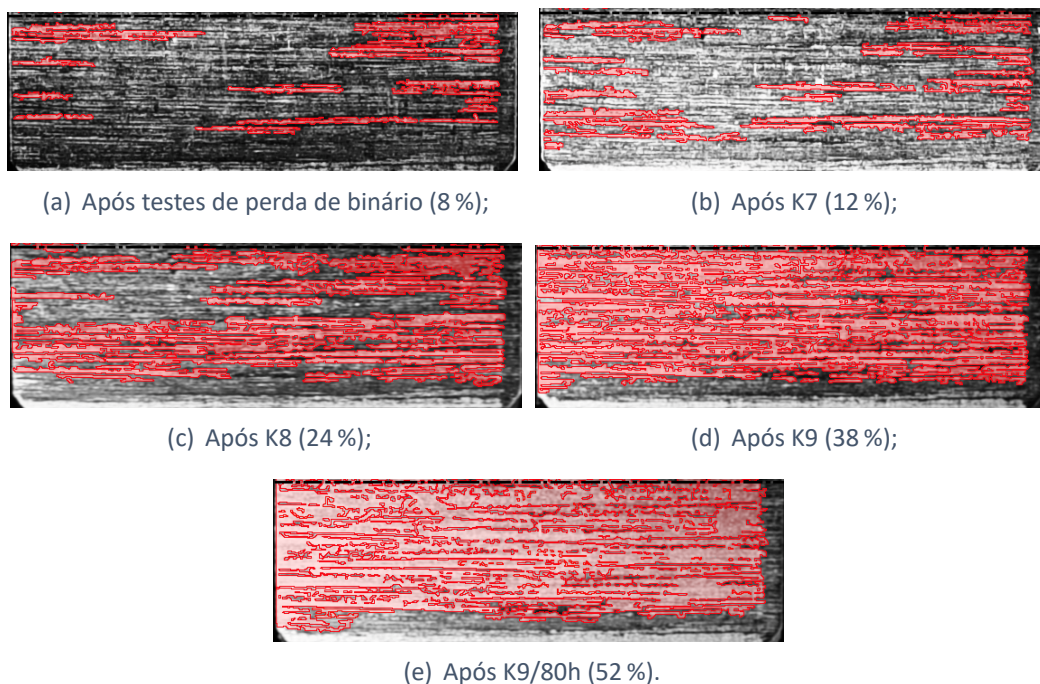


Figura 4.36.: Evolução da área afetada por *micropitting* de G1R referente à altura alta de cabeça após: (a) Perda de binário (8 %); (b) K7 (12 %); (c) K8 (24 %); (d) K9 (38 %); (e) K9/80h (52 %).

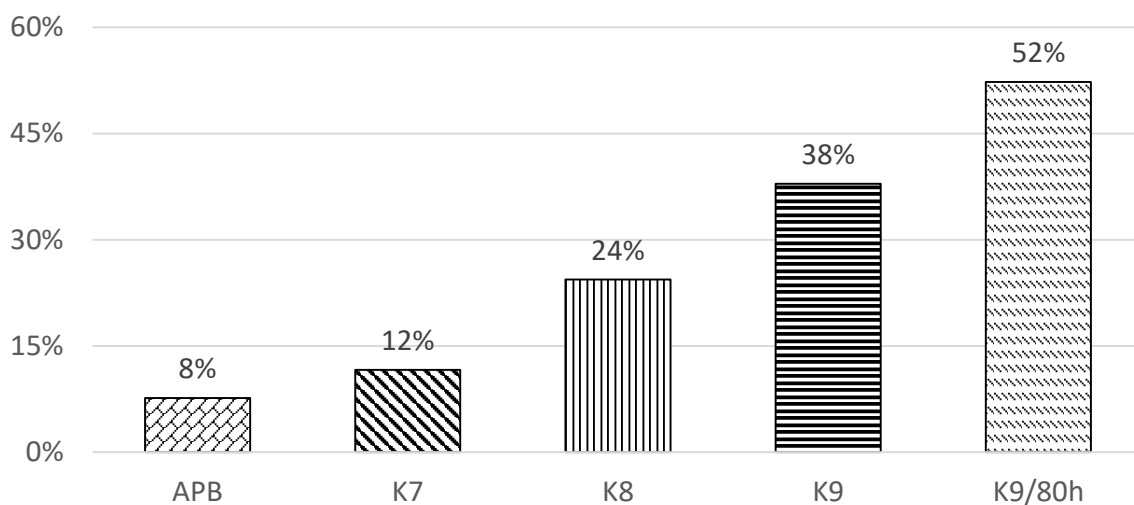


Figura 4.37.: Evolução da área afetada por *micropitting* no cabeça do dente, para a engrenagem GR.

pronunciado nos estágios iniciais da campanha de testes de fadiga. Após os testes de perda de binário, Figura 4.38(a), podem identificar-se algumas zonas onde o fenómeno de *micropitting* já se pronunciou, contudo, distinguem-se claramente as linhas referentes ao processo de fabrico como também algumas zonas de deformação plástica.

Focando a superfície após o estágio K8, Figura 4.38(c), a evolução de *micropitting* é de veras notória, abrangendo uma área consideravelmente superior, contudo, ainda se distinguem as linhas correspondentes ao processo de fabrico da engrenagem. Já no último estágio dos testes de fadiga, Figura 4.38(e), o fenómeno de *micropitting* estende-se por toda a área de análise, onde nesta, mesmo após a conclusão da campanha de testes de fadiga, ainda se distinguem as linhas que correspondem ao fabrico da engrenagem.

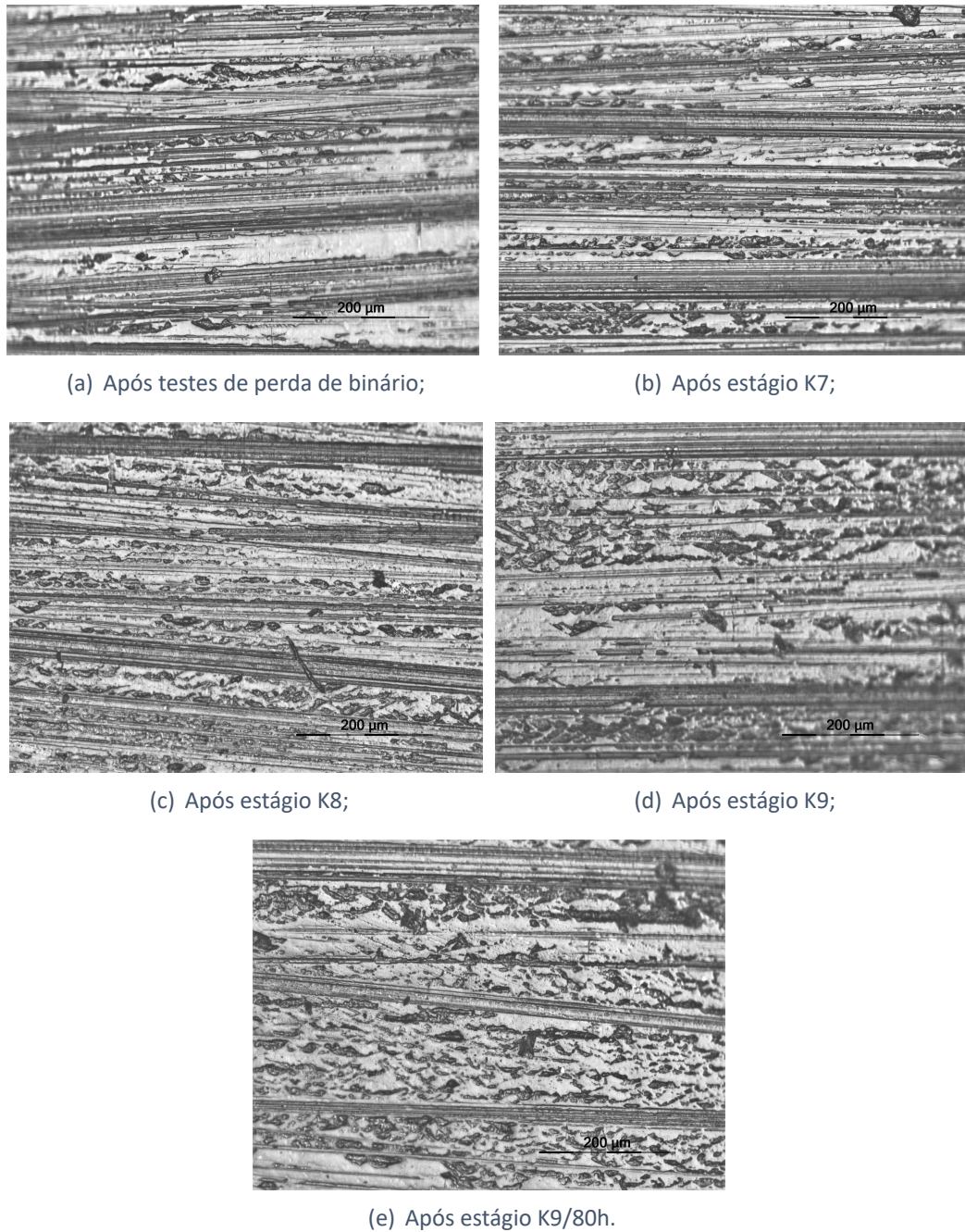


Figura 4.38.: Evolução da superfície junto à cabeça do dente do dente de G1R, através de réplicas. (escala de 200  $\mu\text{m}$ ). (a) Após testes de perda de binário; (b) Após estágio K7; (c) Após estágio K8; (d) Após estágio K9; (e) Após estágio K9/80h.

À semelhança do procedimento efetuado para as engrenagens G1 a G4, no caso de G1R, a área afetada por *micropitting* foi também calculada para a totalidade da área ativa do dente, onde, representado pela Figura 4.39, são possíveis serem observadas as diferentes superfícies na sua totalidade após os respectivos ensaios da campanha de testes de fadiga.

No que diz respeito à área afetada por *micropitting* referente à altura total ativa do dente, o maior incremento observado foi para o último estágio da campanha de testes de fadiga, onde este apresenta um incremento de aproximadamente 29% da área total afetada por

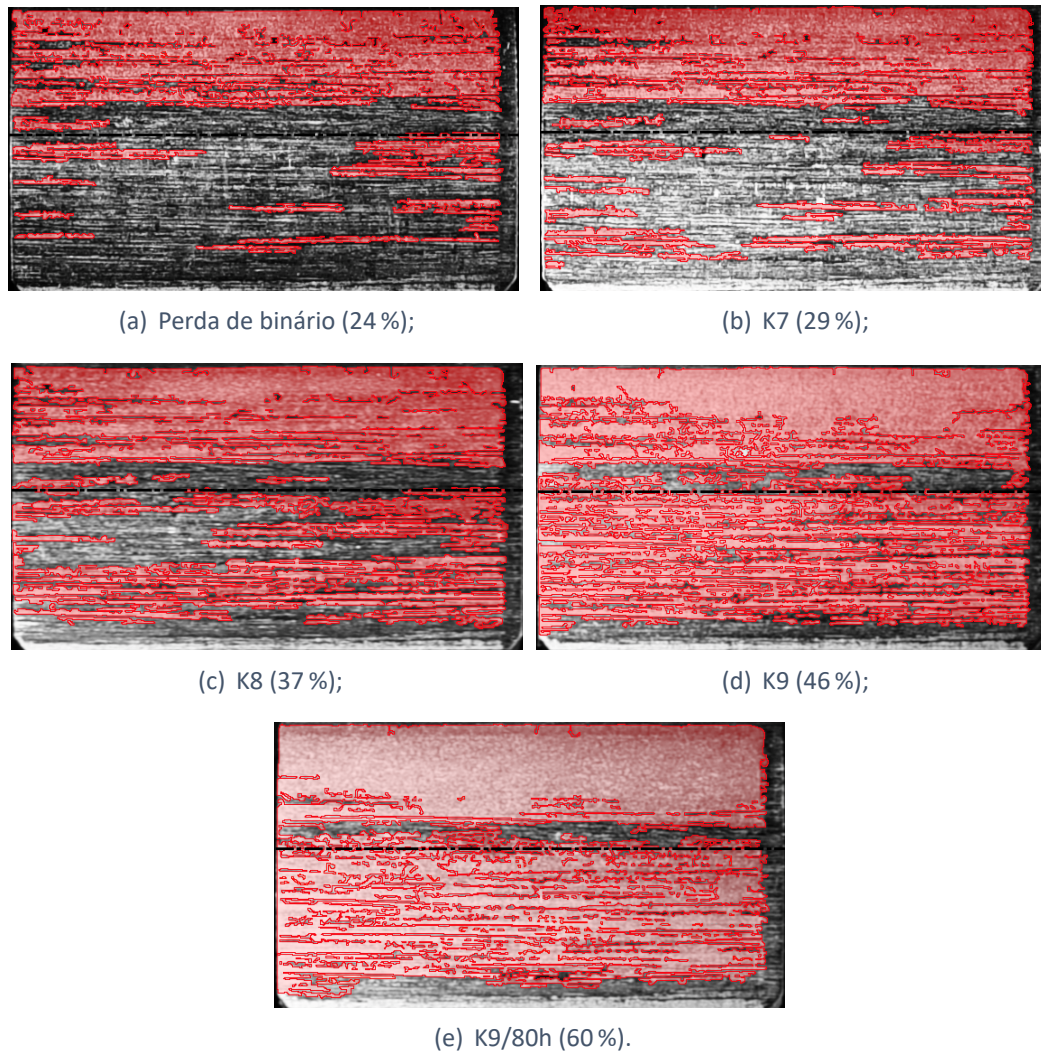


Figura 4.39.: Área total afetada por *micropitting* referente a GR. (a) Após perda de binário. (b) Após K7. (c) Após K8. (d) Após K9. (e) Após K9/80h.

*micropitting* (Figura 4.40).

Comparando a engrenagem G1R com as restante engrenagens, Figura 4.41, são enunciadas as diferentes áreas afetados por *micropitting* referentes às engrenagens testadas. Entre G1 e G1R, apenas cerca de 2 % separa os resultados obtidos.

Por um lado, no que diz respeito à influência da carga, nomeadamente entre G2 e G1R, com estágio de carga K11 e K9, respetivamente, a uma temperatura de 80 °C na fase de rodagem, G1R apresenta uma área total afetada por *micropitting* superior a G2 em aproximadamente 11 %. Por outro, comparando G4 a G1R, ambas com o mesmo estágio de carga na fase de rodagem (K9) contudo G4 com uma temperatura de operação de 90 °C e G1R de 80 °C, no que diz respeito às áreas afetadas por *micropitting*, a engrenagem em que a rodagem foi efetuada a uma menor temperatura apresenta um incremento em cerca de 22 %.

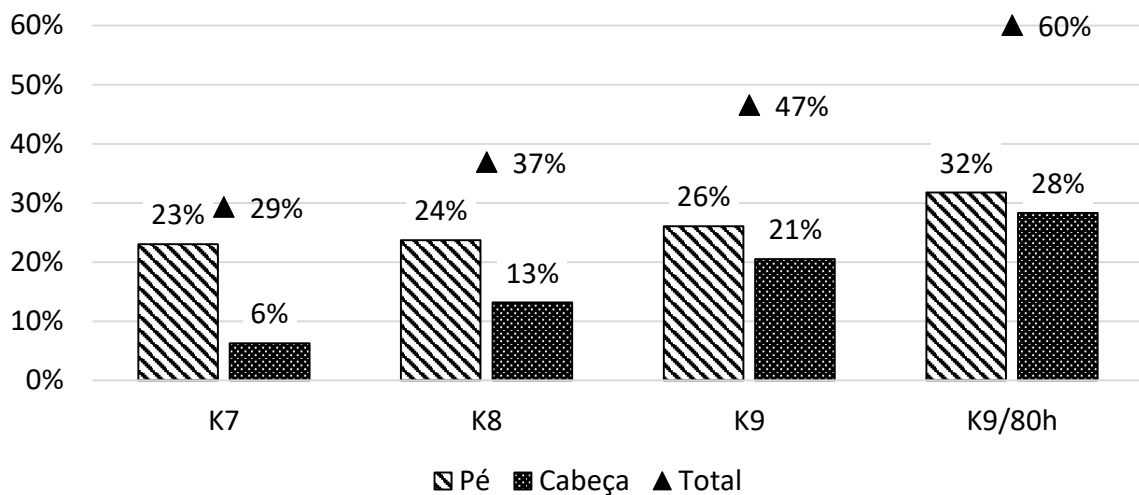


Figura 4.40.: Percentagem de área total afetada por micropitting.

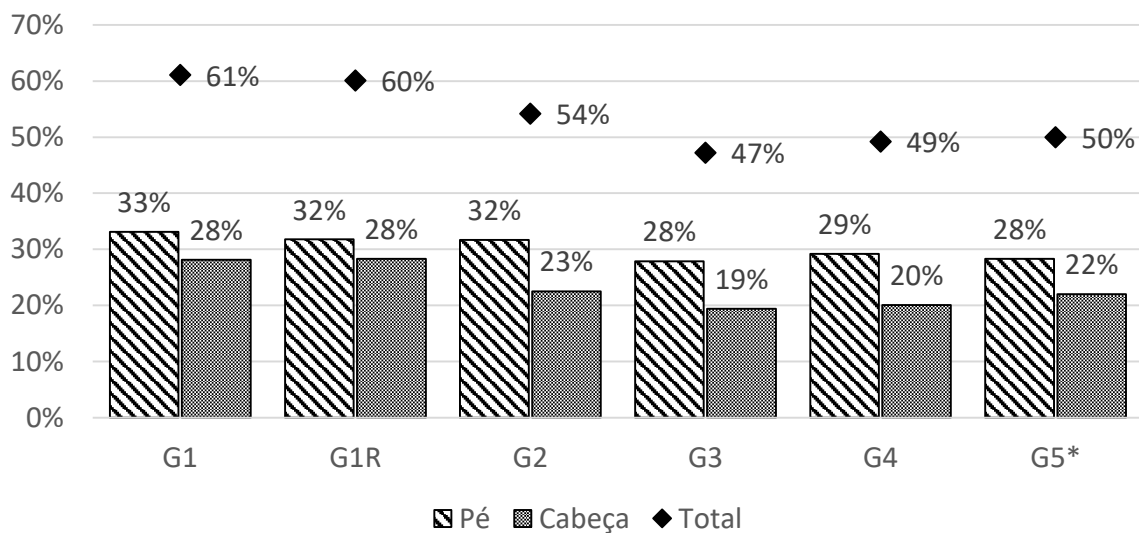


Figura 4.41.: Percentagem de área total afetada por micropitting.

### 4.3.2 Perda de massa

Como já referido, um dos contratempos a nível da análise visual da área afetada por *micropitting*, foi a inconsistência de algumas das fotografias adquiridas entre os respetivos estágios dos ensaios de *micropitting*, pelo que, as superfícies resultantes das mesmas não apresentam consistência, o que conduz a uma análise não óptima da área afetada por *micropitting*.

Contudo, as medições de massa foram realizadas com o intuito de perceber se esta poderia estar relacionada com o aparecimento de *micropitting* à superfície, pois, à medida que se dá a propagação do *micropitting*, pequenas porções de material são removidas da superfície dando lugar a pequenas crateras.

Tal incremento da área afetada por *micropitting* pode estar em concordância com uma maior perda de massa ao longo dos testes realizados. A perda de massa acumulada ao longo dos ensaios pode ser constatada através da Tabela 4.10.

Tabela 4.10.: Perda de massa das engrenagens para os diferentes estágios / mg.

Estágio	Engrenagem					
	G1	G1R	G2	G3	G4	G5*
Após rodagem	14	6	2	11	12	5
Após perda de binário	7	6	7	1	5	3
Ensaio de <i>micropitting</i>	K7	3	5	5	6	2
	K8	1	4	1	15	4
	K9	6	8	4	3	6
	K9/80h	18	21	12	15	11

Analisando a perda de massa ao longo dos ensaios de *micropitting*, G4, com rodagem em K9 a 90 °C, apresenta a maior perda de massa com um total de 29 mg, seguida de G1, mesmo estágio de rodagem mas a 80 °C, com uma perda de massa de 28 mg. Para G2, com o estágio K11 a 80 °C na rodagem, observa-se a menor perda de massa no decorrer dos ensaios de *micropitting*, quando comparada com as restantes engrenagens.

O mesmo pressuposto é verificado quando analisada a perda de massa total desde a fase de rodagem até à conclusão dos ensaios de *micropitting*, Figura 4.42. Independentemente da temperatura, G1 e G4, submetidas a um estágio K9 na rodagem, apresentam a maior perda de massa em relação às restantes engrenagens.

Um dos fatores que pode levar a uma maior discrepância na perda de massa de G3 é o facto de esta apresentar danos fora da superfície de contacto. Este conceito já foi abordado na secção 3.2.4, quando discutido o método de remoção das engrenagens do banco de ensaios.

Ao efetuar a comparação entre a perda de massa de G1 e G1R, mesmo que estas sejam distintas ao longo dos ensaios realizados, ambas apresentam uma perda de massa total idêntica. Nestas engrenagens, a diferença de perda de massa foi de 1 mg e a diferença de área afetada por *micropitting* foi de 1 %, Figura 4.43.

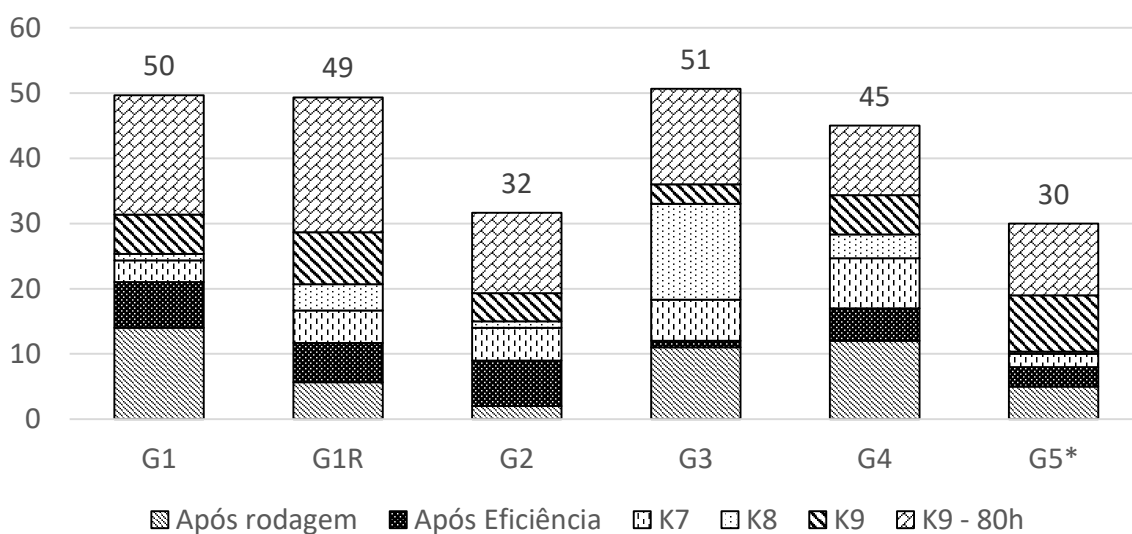


Figura 4.42.: Perda de massa total das engrenagens / mg.

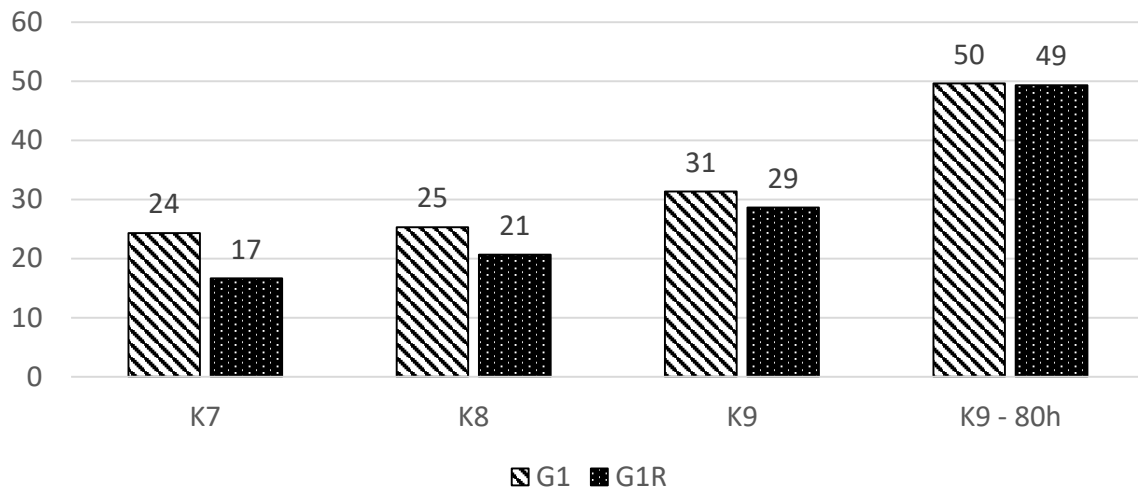


Figura 4.43.: Perda de massa de G1R ao longo dos ensaios de fadiga / mg.

### 4.3.3 Rugosidade

Juntamente com as restantes medições, a rugosidade ds superfícies foi medida após cada estágio dos ensaios de fadiga. Devido à grande quantidade de informação, apenas alguma parte da mesma será apresentada neste subcapítulo, posteriormente em anexo, serão apresentados os restantes dados adquiridos das diferentes medições efetuadas.

Toda a análise apresentada neste subcapítulo dedicado aos testes de *micropitting* têm sido realizadas em função daquilo que acontece no pinhão em prol da roda. Será usada a mesma abordagem para a análise da rugosidade.

#### Parâmetros de rugosidade de linha

Quanto aos parâmetros obtidos através do rugosímetro de contacto, será dado ênfase a parâmetros como a rugosidade média aritmética ( $R_a$ ), média das alturas de picos ou vales ( $R_{z(DIN)}$ ), máxima altura de pico ou vale ( $R_{max}$ ), distribuição de *Kurtosis* ( $R_{ku}$ ) e assimetria da superfície ( $R_{sk}$ ), Tabela 4.11.

No que diz respeito a  $R_a$ , tendo como exemplo a engrenagem G1, em que esta apresenta a maior área afetada por *micropitting* à superfície, constata-se também que esta é a única engrenagem na qual se observa um incremento de  $R_a$ , aproximadamente 2%, após a conclusão da campanha de testes de fadiga, Figura 4.44.

Comparando as engrenagens, G2, G3 e G4, estas apresentam valores muito similares após a conclusão dos testes de *micropitting*, Tabela 4.11, contudo, G4, com estágio K9 a 90 °C na fase de rodagem, apresenta a maior variação de  $R_a$  (-14%). No caso de G3, com rodagem em K6 a 90 °C, apresenta a menor variação de  $R_a$  após os testes de *micropitting* (cerca de -1%).

Analisando a repetição do ensaio através de G1R, ao contrário de G1, G1R apresenta uma diminuição do valor de  $R_a$  em cerca de 10% do seu valor inicial, Figura 4.44.

Quanto ao parâmetro  $R_{z(DIN)}$ , G1 e G4 apresentam uma variação positiva do mesmo,

Tabela 4.11.: Evolução dos parâmetros de rugosidade no decorrer dos ensaios de *micropitting*.

Engrenagem	Estágio	Parâmetro				
		$R_a / \mu\text{m}$	$R_{z(DIN)} / \mu\text{m}$	$R_{max} / \mu\text{m}$	$R_{ku}$	$R_{sk}$
G1	APB	0.44	2.87	3.54	4.17	-0.64
	K7	0.43	2.88	3.50	4.29	-0.66
	K8	0.43	2.88	3.59	4.79	-0.82
	K9	0.43	3.14	4.24	6.24	-0.84
	K9/80	0.45	3.18	4.19	6.41	-1.18
G1R	APB	0.43	3.02	3.67	4.48	-0.69
	K7	0.43	3.04	3.77	4.79	-0.71
	K8	0.42	3.05	3.77	5.89	-0.93
	K9	0.40	2.92	3.74	5.00	-0.79
	K9/80	0.38	2.87	3.51	5.02	-0.76
G2	APB	0.45	3.04	4.05	5.28	-0.70
	K7	0.45	2.84	3.68	3.89	-0.53
	K8	0.43	3.00	4.02	5.81	-0.87
	K9	0.42	2.88	3.83	4.80	-0.72
	K9/80	0.41	2.96	3.78	5.14	-0.90
G3	APB	0.40	2.66	3.36	4.47	-0.63
	K7	0.39	2.58	3.29	4.64	-0.60
	K8	0.38	2.52	3.08	4.55	-0.76
	K9	0.39	2.61	3.40	4.84	-0.74
	K9/80	0.39	2.78	3.34	5.14	-0.92
G4	APB	0.48	3.02	3.67	4.19	-0.58
	K7	0.45	3.04	3.77	5.20	-0.83
	K8	0.44	3.05	3.77	5.44	-0.82
	K9	0.43	2.92	3.74	5.80	-1.02
	K9/80	0.41	2.87	3.51	5.84	-1.03
G5*	APB	0.44	3.02	3.72	4.48	-0.69
	K7	0.45	3.04	3.58	4.79	-0.71
	K8	0.42	3.05	3.62	5.89	-0.93
	K9	0.39	2.92	3.84	5.00	-0.79
	K9/80	0.40	2.87	4.32	5.02	-0.76

11 % e 3 % respectivamente, enquanto que nas restantes engrenagens observa-se um decréscimo de  $R_{z(DIN)}$ , Figura 4.45.

À semelhança do parâmetro anterior, G1 apresenta uma das maiores variações do mesmo após os testes de *micropitting*, cerca de 11 % em relação ao valor de  $R_{z(DIN)}$  após os testes de perda de binário. No caso da engrenagem G3, esta apresenta a menor variação de  $R_{z(DIN)}$ , aproximadamente -1 % (Figura 4.45).

Pela repetição do ensaio, G1R apresenta um decréscimo de  $R_{z(DIN)}$  de aproximadamente 5 %, Figura 4.45, pelo que, quando comparada com G1, observa-se um discrepância de cerca de 10 %.

Para o parâmetro  $R_{max}$ , Figura 4.46, G1 e G4 apresentam um incremento deste parâmetro, contudo, G1 apresenta a maior das variações após a campanha de testes de *micropitting*.

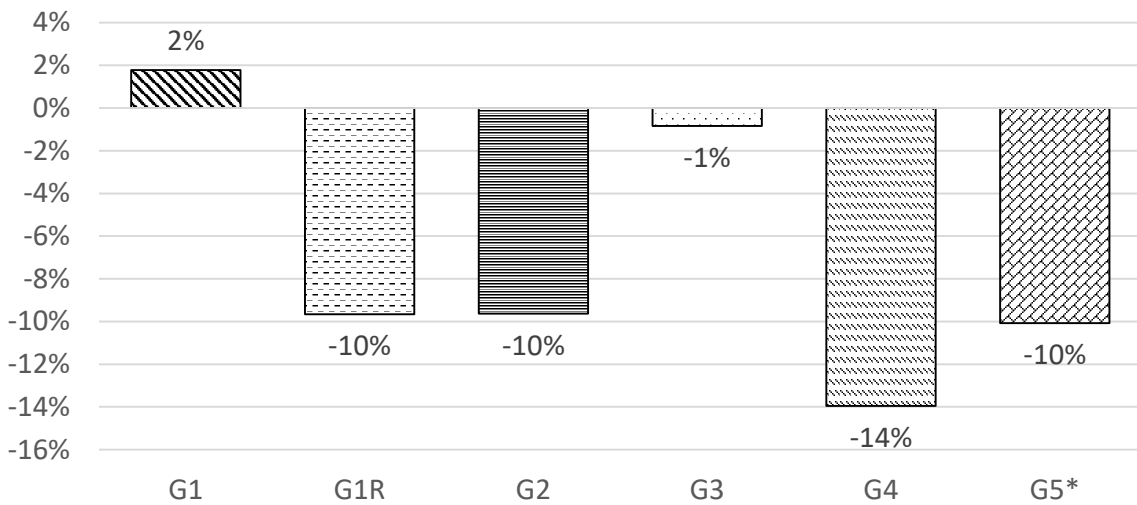


Figura 4.44.: Variação da rugosidade média aritmética ( $R_a$ ) após os ensaios de *micropitting* / %.

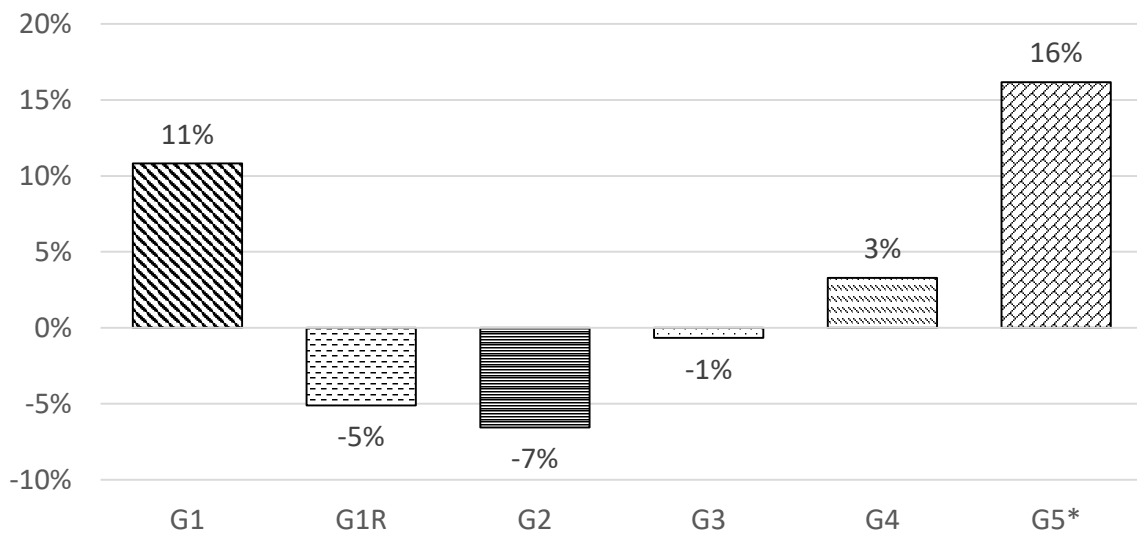


Figura 4.45.: Variação da média das alturas de picos/vales ( $R_{z(DIN)}$ ) após os ensaios de *micropitting* / %.

G3 apresenta a menor das variações quanto a  $R_{max}$ , pelo que, após os testes de *micropitting*, observa-se uma diferença de apenas -1 % do valor obtido após os testes de perda de binário.

Após os testes de *micropitting*, analisando a repetição do ensaio através de G1R, esta apresenta um decréscimo de  $R_{max}$  em cerca de 5 % em relação ao valor obtido após a conclusão dos testes de perda de binário, e um decréscimo de aproximadamente 17 % em relação a G1.

Indo ao encontro de  $R_{ku}$ , a totalidade das engrenagens já apresentam uma distribuição superior a 3 antes do início da campanha de testes de fadiga, contudo, Tabela 4.11.

Após a campanha de testes de *micropitting*, a engrenagem G2 apresenta a única variação negativa referente a  $R_{sk}$ , sendo esta em aproximadamente -2 % em relação ao valor

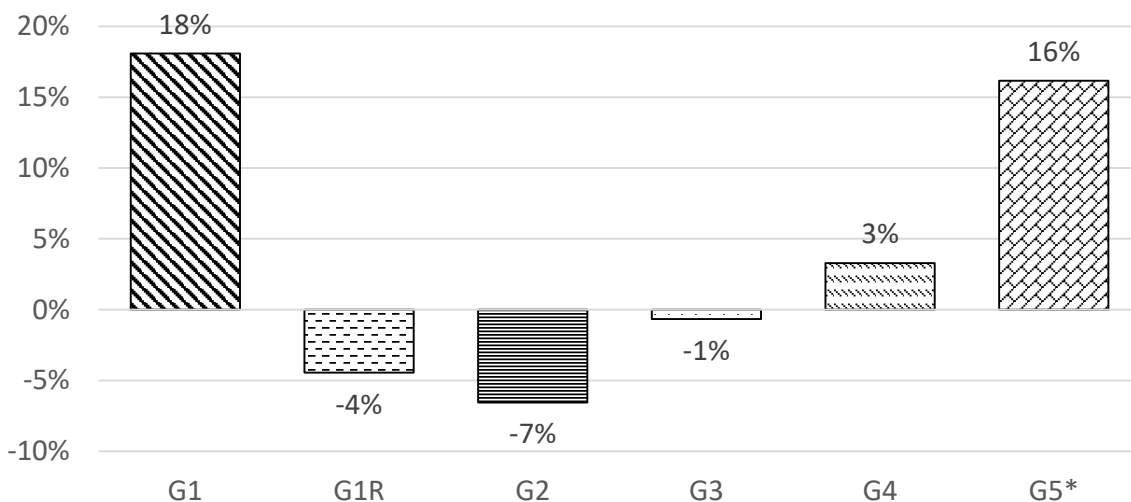


Figura 4.46.: Variação de  $R_{max}$  concluídos os testes de *micropitting* / %.

medido após os testes de perda de binário, Figura 4.47.

Para as restantes engrenagens, notou-se um incremento de  $R_{ku}$ , sendo que este foi mais notório em G1, tendo sido obtida uma variação de aproximadamente 54%. G1R seguiu a mesma tendência que G1, apresentando um incremento de  $R_{ku}$ , contudo apresenta uma variação de apenas cerca de 12%.

Independentemente do incremento ou decréscimo de  $R_{ku}$  observado para as engrenagens, Figura 4.47, a ordem de grandeza dos mesmos apresentam-se superiores a 3 (Tabela 4.11), dando a entender que as superfícies das engrenagens apresentam uma grande quantidade de picos/vales.

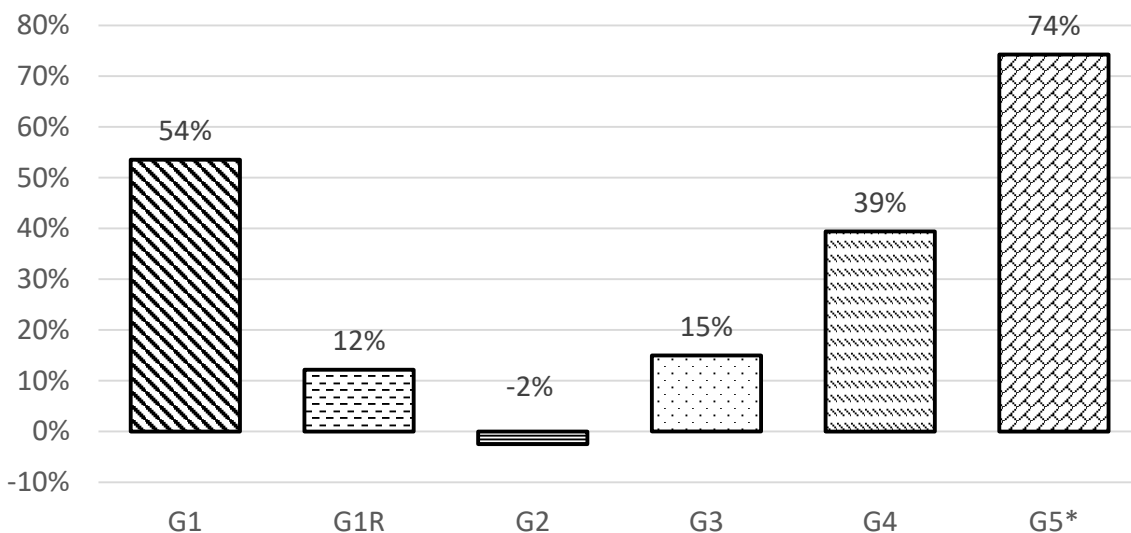


Figura 4.47.: Evolução de  $R_{ku}$  depois de concluída a campanha de testes de *micropitting* / %.

Quando analisada a variação do parâmetro de  $R_{sk}$ , Figura 4.48, G1 apresenta a maior variação após a campanha de testes de *micropitting*, aproximadamente 85%. Para a repetição do ensaio, a engrenagem G1R apresenta um incremento em cerca de 12% do seu valor inicial, contudo, representa a menor variação de  $R_{sk}$  de entre as restantes engrenagens.

A totalidade das engrenagens seguiu a tendência de o parâmetro  $R_{sk}$  evoluir cada vez mais no sentido negativo ao longo da campanha de testes de micropitting, representado pela Figura 4.48 e Tabela 4.11, pelo que, reforça a ideia do aparecimento de vales mais profundos nas superfícies das engrenagens.

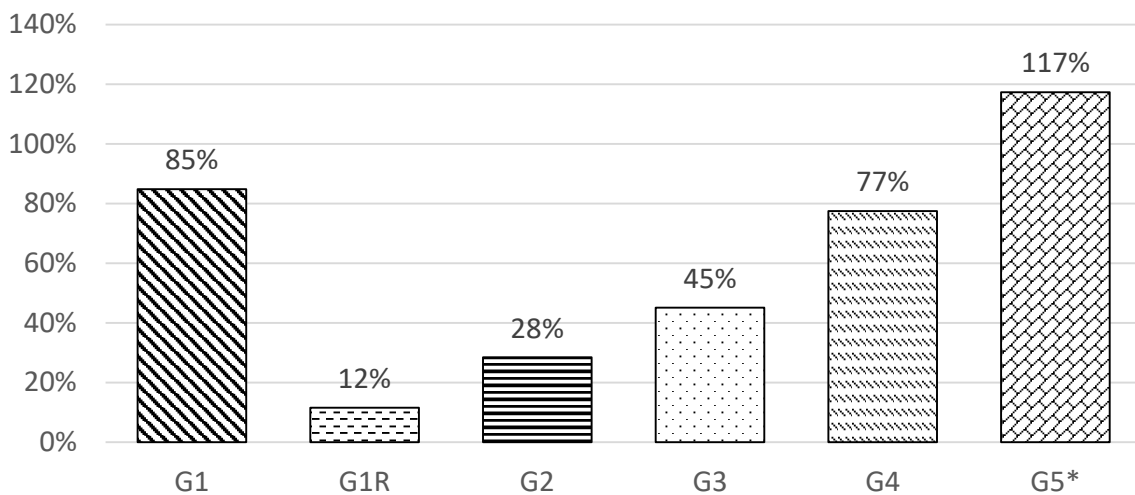


Figura 4.48.:  $R_{sk}$  após a conclusão dos ensaios de fadiga / %.

### Parâmetros de rugosidade de área adquiridos através de equipamento óptico

Dando uma visão geral da evolução dos parâmetros de rugosidade medidos através do equipamento óptico, a Tabela 4.12 contempla os dados obtidos para as diferentes engrenagens após os testes de perda de binário e após a conclusão dos ensaios de *micropitting*. Os valores que serão apresentados foram adquiridos pela aplicação de um filtro gaussiano com o mesmo valor utilizado para o “cut-off” nas medições dos parâmetros de rugosidade de linha ( $\lambda_c = 0.8 \text{ mm}$ ).

Atendendo aos valores de  $S_a$  para a totalidade das engrenagens, observa-se uma variação negativa do mesmo entre os testes de perda de binário e o último estágio dos testes de *micropitting*, Figura 4.49. No caso de G3, esta apresenta a menor variação de  $S_a$ , com uma diminuição de cerca de 6 %, enquanto que G1 apresenta a maior variação com cerca de -25 % em relação ao valor inicial.

Atendendo a repetição do ensaio, G1R apresenta um decréscimo de  $S_a$  em cerca de -16 % em comparação com o valor obtido após os ensaios de perda de binário (4.49). Quando comparada com G1, esta apresenta um decréscimo em cerca de 6 %.

No caso de  $S_{sk}$ , a totalidade das engrenagens apresentam uma distribuição negativa desde o início dos testes de *micropitting*, dando a indicação de que existe uma distribuição de vales na superfície das engrenagens. Com a conclusão dos testes de *micropitting*, observa-se para a totalidade das engrenagens uma evolução de  $S_{sk}$  no sentido negativo (Tabela 4.12), pelo que, reforça o conceito do aparecimento de vales cada vez mais profundos nas superfícies das engrenagens.

Para a engrenagem G1, esta apresenta o maior valor de  $S_{sk}$  após a conclusão dos testes

Tabela 4.12.: Evolução dos parâmetros de rugosidade referentes às medições efetuadas no equipamento óptico.

Engrenagem	Estágio	Parâmetro						
		$S_a / \mu\text{m}$	$S_q / \mu\text{m}$	$S_p / \mu\text{m}$	$S_v / \mu\text{m}$	$S_z / \mu\text{m}$	$S_{ku}$	$S_{sk}$
G1	APB	0.59	0.75	24.92	-12.11	37.03	5.54	-0.83
	K7	0.55	0.70	8.30	-7.99	16.29	4.02	-0.86
	K8	0.52	0.67	17.30	-10.67	27.97	4.29	-0.90
	K9	0.48	0.62	13.92	-10.94	24.87	6.22	-1.20
	K9/80	0.44	0.60	27.91	-37.02	64.92	11.40	-1.59
G1R	APB	0.56	0.75	11.01	-5.33	16.34	5.06	-1.25
	K7	0.55	0.74	9.68	-8.23	17.91	5.53	-1.38
	K8	0.52	0.71	7.74	-6.48	14.22	5.58	-1.37
	K9	0.49	0.66	11.71	-6.13	17.84	5.93	-1.40
	K9/80	0.47	0.64	15.09	-7.11	22.20	5.96	-1.33
G2	APB	0.66	0.84	21.52	-9.04	30.56	3.82	-0.60
	K7	0.65	0.82	18.05	-8.26	26.31	3.69	-0.71
	K8	0.65	0.82	30.84	-9.21	40.05	6.70	-0.65
	K9	0.63	0.80	6.46	-8.18	14.64	3.97	-0.83
	K9/80	0.56	0.75	9.21	-8.55	17.75	5.08	-1.06
G3	APB	0.47	0.60	17.87	-8.59	26.47	5.07	-0.95
	K7	0.46	0.59	37.19	-11.00	48.19	12.45	-1.07
	K8	0.45	0.57	19.34	-14.64	33.98	5.82	-1.05
	K9	0.46	0.61	21.73	-111.57	133.30	620.48	-4.22
	K9/80	0.44	0.60	25.78	-27.64	53.42	17.47	-1.55
G4	APB	0.48	0.61	21.04	-47.75	68.79	11.45	-0.70
	K7	0.46	0.60	23.54	-15.75	39.29	7.47	-0.86
	K8	0.44	0.58	22.83	-12.35	35.17	6.44	-0.91
	K9	0.43	0.57	31.72	-11.85	43.57	8.25	-1.05
	K9/80	0.39	0.55	13.22	-32.43	45.64	10.91	-1.45
G5*	APB	0.53	0.68	29.81	-15.14	44.95	6.99	-0.49
	K7	0.51	0.65	54.04	-9.31	63.35	29.23	-0.14
	K8	0.48	0.62	40.58	-12.13	52.71	29.72	0.05
	K9	0.43	0.55	15.33	-9.08	24.41	5.41	-0.94
	K9/80	0.39	0.52	17.16	-9.52	26.68	6.49	-1.09

de *micropitting*, contudo, é para G4 que se observa a maior variação de  $S_{sk}$ , aproximadamente o dobro do seu valor inicial.

Após os testes de perda de binário G1R apresenta o maior valor de  $S_{sk}$ , contudo, concluídos os testes de fadiga, esta apresenta a menor das variações, cerca de 6%. Quando comparada G1, G1R apresenta um decréscimo de aproximadamente 19% em relação a G1.

Na Tabela 4.12, mostra-se que as engrenagens previamente aos ensaios de *micropitting*, já apresentavam um valor de  $S_{ku}$  superior a 3, indicando que as superfícies apresentam uma grande distribuição de picos/vales na mesma.

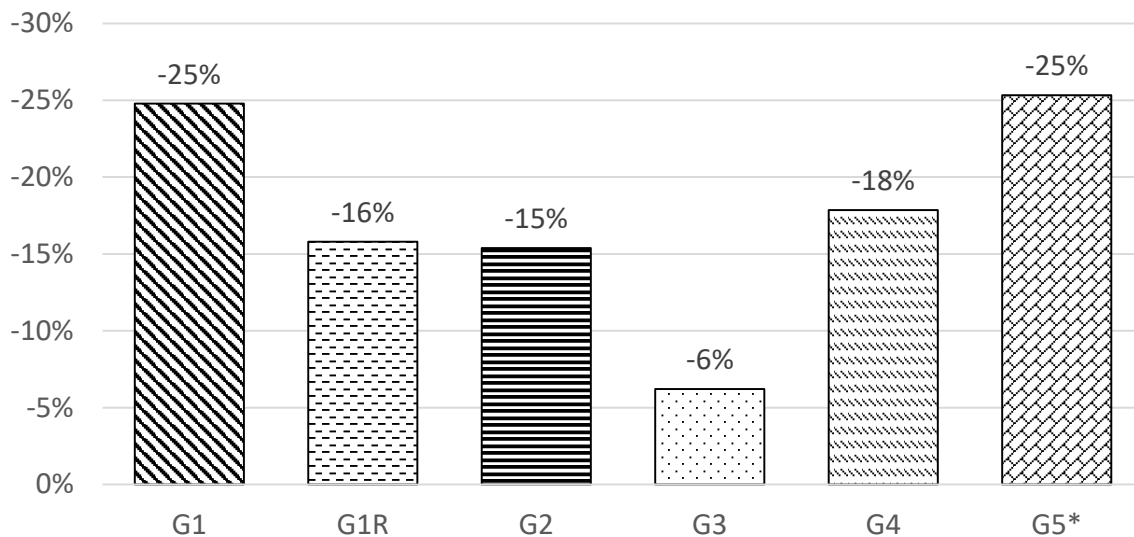


Figura 4.49.: Evolução de  $S_a$  terminada a companhia de testes de *micropitting* / %.

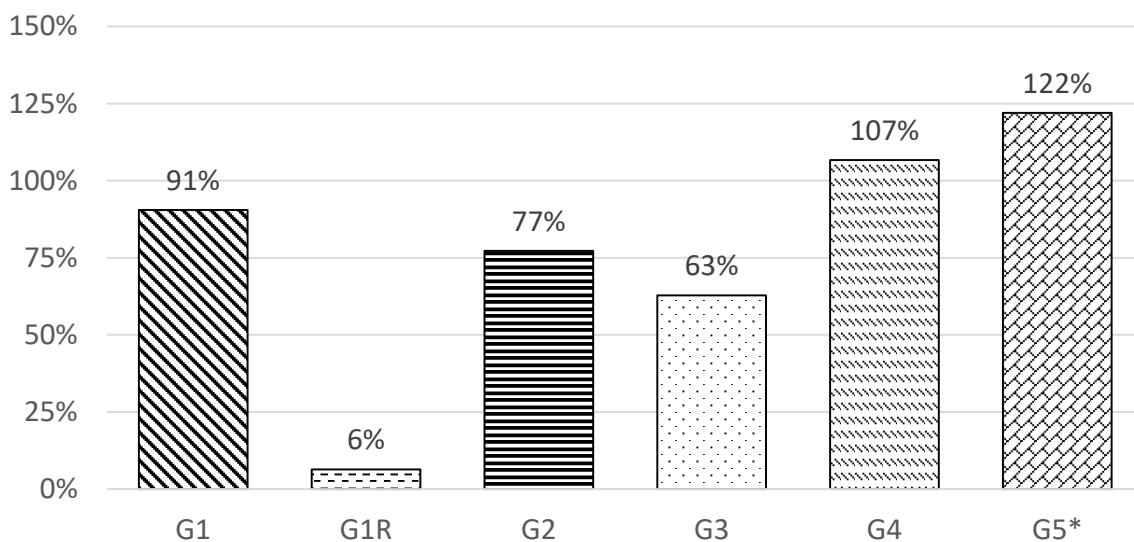


Figura 4.50.: Variação de  $S_{sk}$  realizados os respectivos testes de *micropitting* / %.

Inicialmente G4 ao contrário das restantes engrenagens, após o final dos ensaios de fadiga, apresenta um decréscimo de cerca de 5 % do seu valor inicial de  $S_{ku}$ . Mesmo que tal tenha acontecido, esta variação não representa uma alteração deveras notória, tendo em conta as restantes variações obtidas para as restantes engrenagens, Figura 4.51.

A maior das variações obtém-se para G3, onde esta apresenta cerca do triplo do seu valor inicial após a conclusão da campanha de testes de fadiga. No que diz respeito a G1, esta apresenta um incremento de  $S_{ku}$  em cerca do dobro do seu valor inicial, contudo, quando comparada com G1R, que representa a repetição do ensaio, nota-se apenas um incremento de aproximadamente 18 % do seu valor inicial (Figura 4.51).

Não obstante dos resultado obtidos (Tabela 4.12), como também das variações dos mesmos (Figura 4.51), a totalidade das engrenagens apresenta um valor de  $S_{ku}$  superior a 3 após a conclusão dos ensaios de *micropitting*, pelo que, através da definição de de  $S_{ku}$ , pode-se aferir que as superfícies das engrenagens apresentam cada vez mais picos/vales nas mesmas.

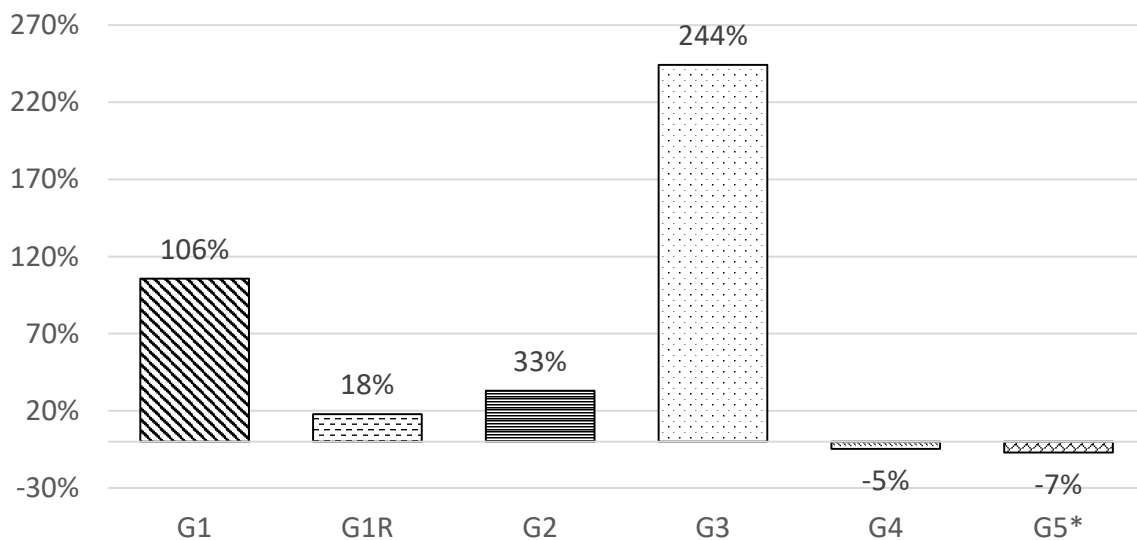


Figura 4.51.: Variação da distribuição de Kurtosis após os testes de micropitting / %.

### Topografias de G1R realizadas com rugosímetro de contacto

Como já referido, as topografias realizadas com o rugosímetro de contacto tiveram o intuito de adquirir o máximo de informação possível com a repetição do ensaio da engrenagem G1.

Mesmo não havendo termo de comparação entre as restantes engrenagens, poderá haver alguma indicação dos valores medidos que possam indicar o fenómeno de *micropitting* na superfície. Representado pelo Tabela 4.13, são detalhados alguns os dados adquiridos no decorrer dos ensaios a G1R. Estes foram obtidos pela aplicação de  $\lambda_c = 0.8$  mm e um polinómio de quinto grau para remover a forma do dente.

Tabela 4.13.: Evolução dos parâmetros de rugosidade adquiridos através das topografias referentes a G1R.

Estágio	Parâmetro						
	$S_a / \mu\text{m}$	$S_q / \mu\text{m}$	$S_p / \mu\text{m}$	$S_v / \mu\text{m}$	$S_z / \mu\text{m}$	$S_{sk}$	$S_{ku}$
Novo	0.82	1.04	4.94	4.60	9.53	-0.48	3.44
Após Rodagem	0.55	0.73	2.66	5.10	7.76	-0.82	4.86
APB	0.49	0.65	2.25	5.12	7.36	-0.86	5.12
K7	0.50	0.67	3.74	4.88	8.62	-0.70	5.23
K8	0.47	0.63	2.12	5.10	7.22	-0.93	5.08
K9	0.45	0.61	4.41	4.95	9.37	-0.49	5.81
K9/80h	0.43	0.57	2.32	6.33	8.64	-0.84	5.58

No que diz respeito a  $S_a$ , à medida que foi efetuada a campanha de testes, este apresentou um tendência decrescente ao longo da mesma. Comparando o valor obtido para entre o estado de novo e após os testes de perda de binário, observa-se uma diminuição de aproximadamente 41 % do seu valor inicial, Figura 4.52.

A mesma tendência é verificada entre o valor obtido após os testes de perda de binário e o último estágio dos testes de fadiga, onde se observa uma variação em cerca de -11 %

para  $S_a$ , Figura 4.52.

Entre as medições realizadas através do equipamento óptico (Tabela 4.12) com aquelas efetuadas pelo rugosímetro de contacto (Tabela 4.13), observa-se que existe uma variação nos valores obtidos em cerca de 8% quando comparado o valor de  $S_a$  após a conclusão dos testes de *micropitting*.

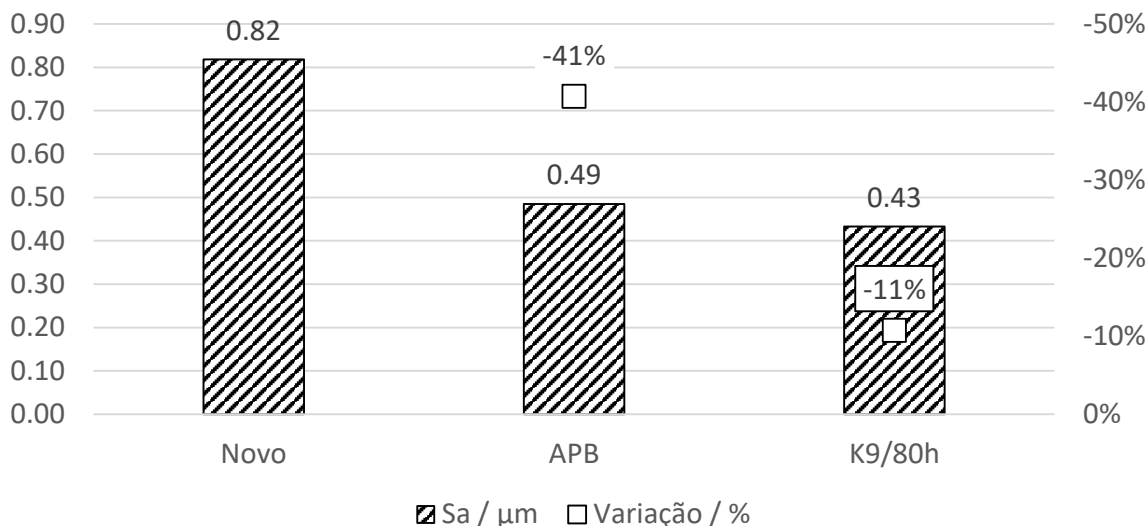


Figura 4.52.: Evolução de  $S_a$  após os testes de perda de binário e após conclusão dos testes de *micropitting* referente a G1R.

Um dos valores que se pode demonstrar deveras pertinente é a altura máxima de vale, nomeadamente  $S_v$ . Tal parâmetro por dar a entender o aparecimento de *micropitting* na superfície, tendo em conta que este fenómeno está associado ao aparecimento de pequenas crateras profundas à superfície, onde estas, referidas num estudo realizado por *Martins et al.* [95], aparecem geralmente a uma profundidade entre os 5 e os 10  $\mu\text{m}$ .

Desde o estado de novo até o último estágio da campanha de testes, existe um incremento significativo de  $S_v$ , Figura 4.53. Ao ser comparado o valor adquirido após os testes de perda de binário com aquele obtido para o estado de novo, este apresenta um acréscimo de aproximadamente 11%.

$S_v$  segue a tendência crescente ao longo dos testes de fadiga, onde se observa um incremento em cerca de 24% em relação ao valor obtido após os testes de perda de binário.

O valor de  $S_v$  encontra-se dentro do intervalo anterior (5 a 10  $\mu\text{m}$ ), contudo, tendo em conta que a profundidade é muito próxima do limite, o fenómeno de *micropitting* será pouco severo (Figura 4.53).

Em concordância com alguns dos valores previamente apresentados através das medições pelo equipamento óptico, será também relevante avaliar a evolução de parâmetros como  $S_{sk}$  e  $S_{ku}$ .

Inicialmente, a superfície já apresenta uma distribuição de  $S_{sk}$  negativa, Figura 4.54, dando a entender que esta já contempla, vales relativamente profundos na sua superfície. À medida que se procederam os testes, tal parâmetro apresenta uma tendência de ficar cada vez mais negativo, reforçando a ideia do aparecimento de vales cada vez mais profundos na superfície de G1R.

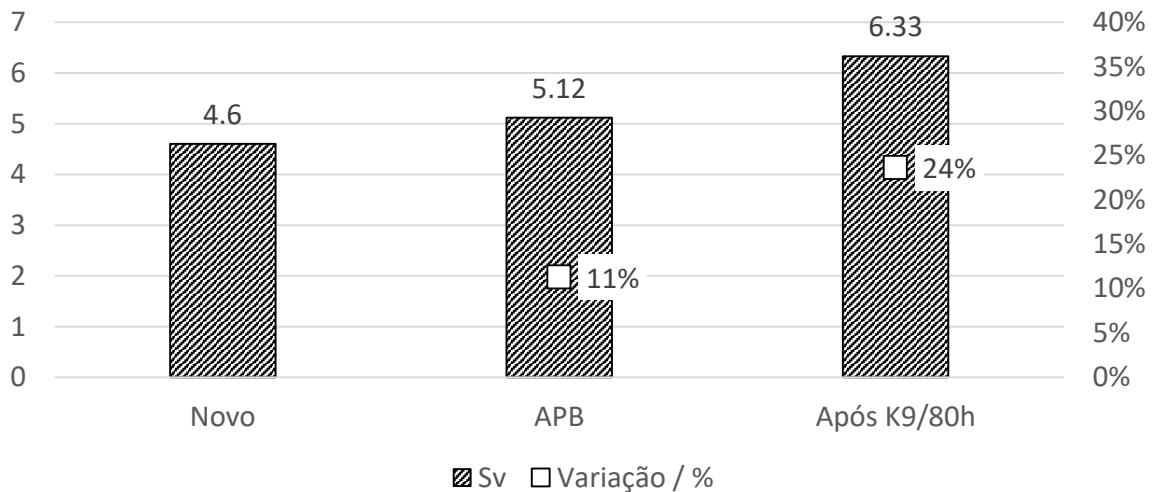


Figura 4.53.: Evolução de  $S_v$  após os ensaios de fadiga referentes a G1R.

Entre o valor obtido para o estado de novo da superfície e aquele após a conclusão dos testes de *micropitting*,  $S_{sk}$  teve uma variação de aproximadamente 75 %.

Comparando os resultados obtidos através do rugosímetro de contacto com aqueles provenientes das medições efetuadas com o equipamento óptico, ambas apresentam uma distribuição de  $S_{sk}$  negativa, contudo, os valores adquiridos através do equipamento óptico apresentam um incremento em cerca de 59 % em relação aos medidos através do rugosímetro de contacto.

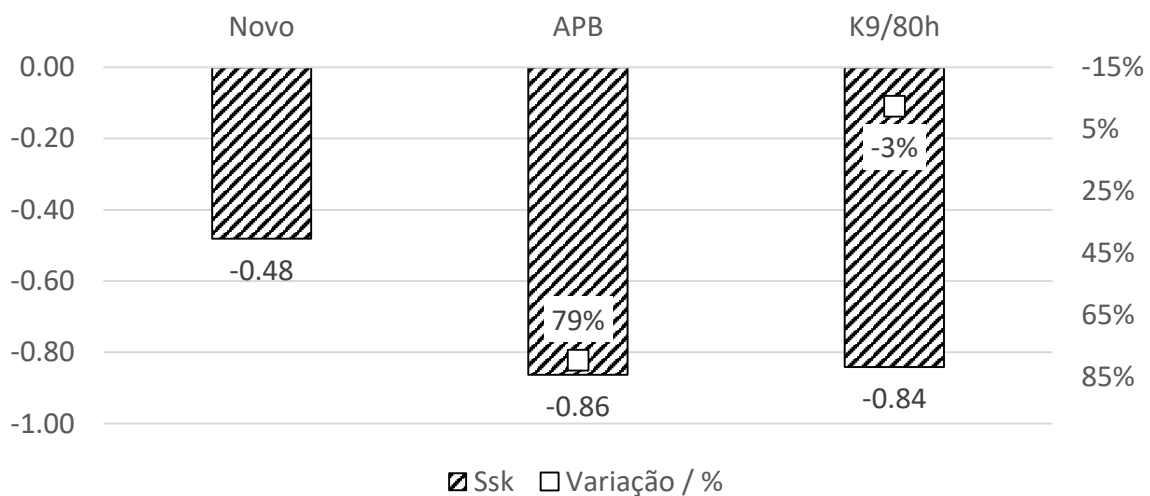


Figura 4.54.: Evolução de  $S_{sk}$  no decorrer dos ensaios de à engrenagem G1R.

G1R apresenta uma distribuição de  $S_{ku}$  superior a 3 desde o estado de novo. Contudo  $S_{ku}$  tende a evoluir no sentido positivo ao longo da campanha de testes.

Comparando  $S_{ku}$  entre a superfície no estado de novo e após os testes de perda de binário, observa-se um incremento de aproximadamente 49 %. Após a conclusão dos testes de *micropitting*,  $S_{ku}$  apresenta uma variação em cerca de 9 % a mais do valor obtido após os testes de perda de binário, Figura 4.55.

No caso dos valores obtidos pelo equipamento óptico, uma distribuição idêntica (superior a 3), contudo, quando comparados os resultados obtidos depois dos testes de *micro-*

*pitting*, observa-se uma discrepância de cerca de 7% nos valores obtidos.

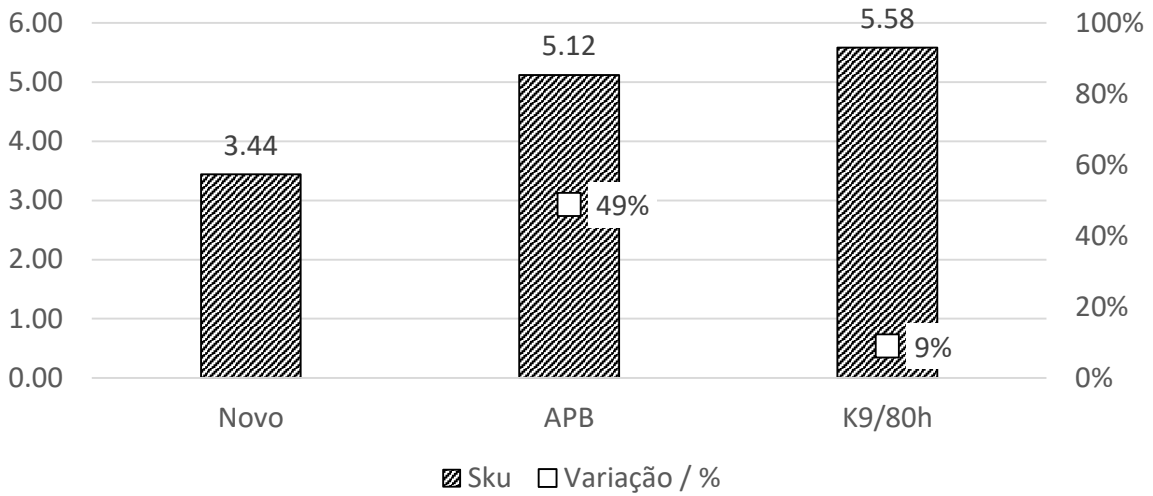


Figura 4.55.: Variação de  $S_{ku}$  à medida que a superfície de G1R evolui.

A variação encontrada entre os valores obtidos através do equipamento óptico com aqueles medidos através do rugosímetro de contacto pode ser justificada pelo facto de que a posição de medição é distinta, tópico abordado na secção 3.3, onde são abordados os procedimentos experimentais para a aquisição de dados nos respetivos equipamentos.

## 4.4 Discussão

Como já referido na secção 2.5 referentes ao “Estado da Arte”, o fenómeno de *micropitting* tende a iniciar-se na zona do pé do dente, em parte comprovado visualmente pela análise da área afetada por *micropitting* ao longo da campanha de testes referentes a G1R.

Com o intuito de estabelecer a ligação entre aquilo que foi observado visualmente com alguns conceitos teóricos, através de um estudo realizado por *Yasue et al.* [96], o autor comprava que as zonas onde se dá o fenómeno de *micropitting* na superfície são coincidentes com aquelas em que a força de atrito é mais alta.

Tomando como exemplo o estudo realizado por *Xu et al.* [97], este desenvolve um modelo que permite prever o coeficiente de atrito baseado em condições de *EHD*. Associado a este modelo, foram determinados diversos coeficientes que permitem o cálculo do coeficiente de atrito ( $\mu_{Xu}$ ), equação 4.21, Tabela 4.14.

$$\mu_{Xu}(x) = e^{f(SRR, P_h, v_0, S)} \cdot P_h^{b_2} \cdot |SRR|^{b_3} \cdot V_g^{b_6} \cdot v_0^{b_7} \cdot R_x^{b_8} \quad (4.21)$$

Onde:

$$f(SRR, P_h, v_0, S) = b_1 + b_4 \cdot |SRR| \cdot P_h \log_{10}(v_0) + b_5 \cdot e^{-|SRR| \cdot P_h \log_{10}(v_0)} + b_9 \cdot e^S \quad (4.22)$$

Tabela 4.14.: Coeficientes para o cálculo do coeficiente de atrito proposto por Xu et al. [97].

Coeficiente	Valor
b1	-8.916465
b2	1.03303
b3	1.036077
b4	-0.35407
b5	2.812084
b6	-0.100601
b7	0.752755
b8	-0.390958
b9	0.620305

$$V_g = \frac{v_1 + v_2}{2} / \text{m s}^{-1} \quad (4.23)$$

$R_x$  é o raio equivalente em m,  $v_1$  e  $v_2$  dizem respeito à velocidade de cada um dos corpos em contacto em  $\text{m s}^{-1}$ ,  $SRR$  é a taxa de escorregamento,  $S$  diz respeito ao parâmetro de rugosidade  $R_q$  em m e  $P_h$  é a pressão máxima de Hertz em GPa.

No caso de G1, tendo em linha de conta o último ensaio dos testes de *micropitting*, estágio K9 com duração de 80 h, o coeficiente de atrito ao longo do perfil de envolvente de círculo é representado pela Figura 4.56.

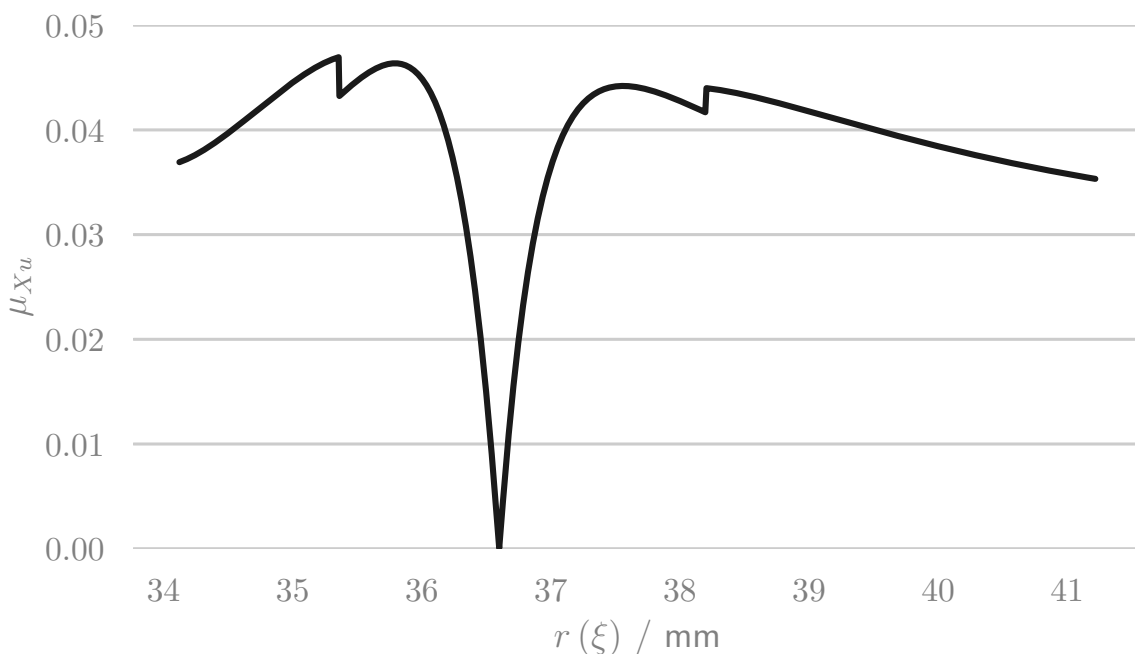


Figura 4.56.: Coeficiente de atrito ao longo do perfil de envolvente de G1.

Pelo cálculo da força normal aplicada ao dentado ( $F_N$ ), a força de atrito pode ser calculada através da multiplicação de  $F_N$  pelo coeficiente de atrito  $\mu_{Xu}$ , equação(4.24). A distribuição da força de atrito, Figura 4.57, vem associada da repartição de carga como consequência do engrenamento momentânea de mais que um par de dentes, entre A-B

e D-E (ISO-6336 [98]), pelo que, as zonas de transição são assinaladas pelo pontos B e D.

$$F_a = F_N \cdot \mu_{Xu} \quad (4.24)$$

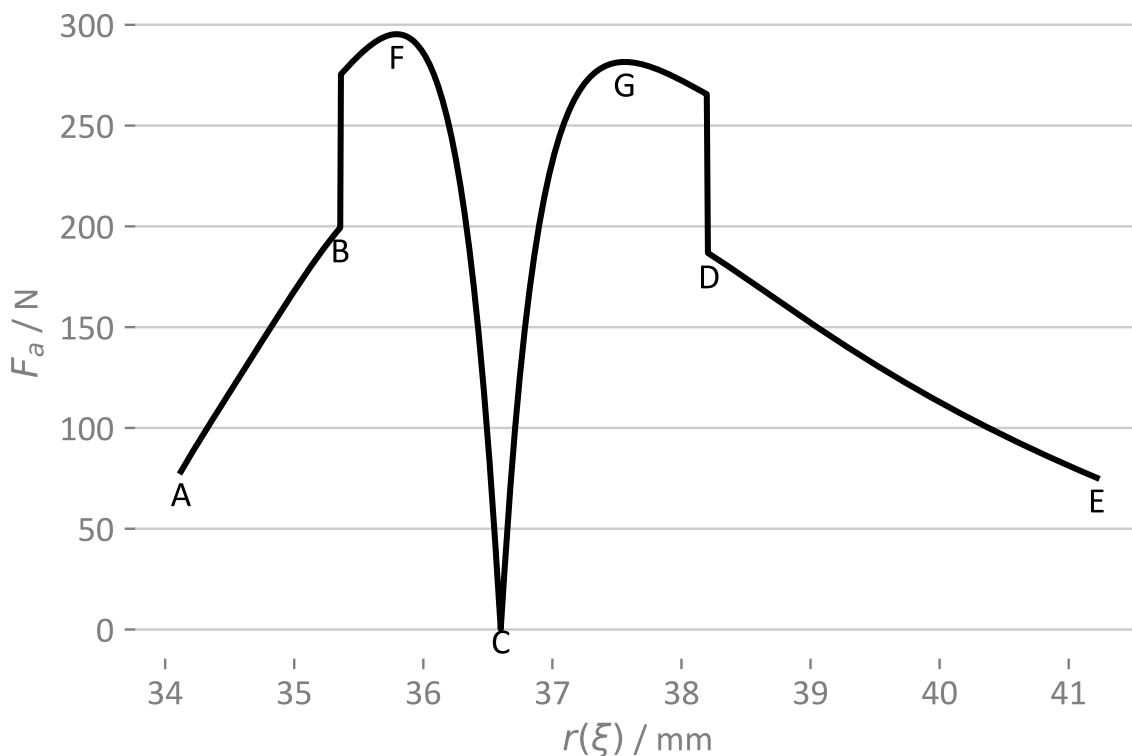


Figura 4.57.: Repartição da força de atrito ao longo do perfil envolvente de G1.

Fazendo a comparação entre as zonas afetadas por *micropitting* na superfície de G1 e a distribuição de  $F_a$ , á semelhança do pressuposto constatado por Yasue *et al.* [96], observa-se que para as zonas onde a força de atrito é mais elevada, correspondente ao ponto onde apenas um par de dentes está engrenado, pronuncia-se uma maior área afetada por *micropitting* (Figura 4.61).

Aliado ao conceito de  $F_a$ , outro dos fatores que influencia o aparecimento inicial de *micropitting* na zona referente à altura ativa de pé, é a taxa de escorregamento, Figura 4.58. Tendo em linha de conta o pinhão, no pé do dente a taxa de escorregamento assume um valor negativo, onde, é também nesta zona que o escorregamento entre as superfícies é mais severo (Figura 4.61). Pelo movimento do pinhão o material à superfície do dente é tracionado para a zona do primitivo, podendo dar início à propagação de fissuras.

Avaliando o estado de tensão existente no sólido, a Figura 4.59 representa o quociente entre a tensão equivalente de *Von Mises* e a pressão de contacto para o ponto onde a força de atrito é máxima (ponto F da Figura 4.57). Neste caso, a tensão máxima de *Von Mises* está localizada no interior da superfície, a uma profundidade de aproximadamente 0.7  $\mu\text{m}$ .

Com o intuito de avaliar as tensões ao longo do perfil de envolvente do dente, a tensão de *Von Mises* foi obtida para as diferentes posições correspondentes da Figura 4.61, tanto para o interior do sólido como também para superfície (Figura 4.60). As tensões que se fazem sentir no interior do sólido são superiores àquelas existentes à superfície, contudo,

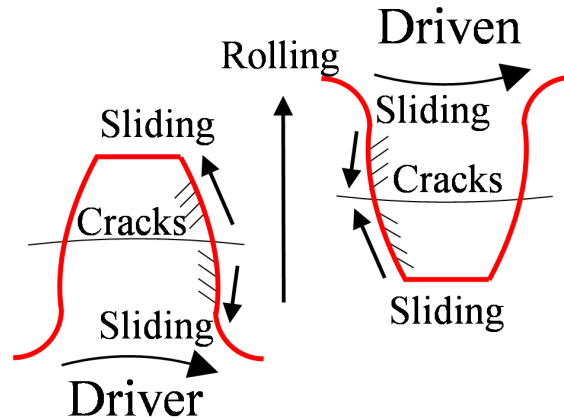


Figura 4.58.: Ilustração da direção de rolamento e escorregamento na superfície de um dente de engrenagem.

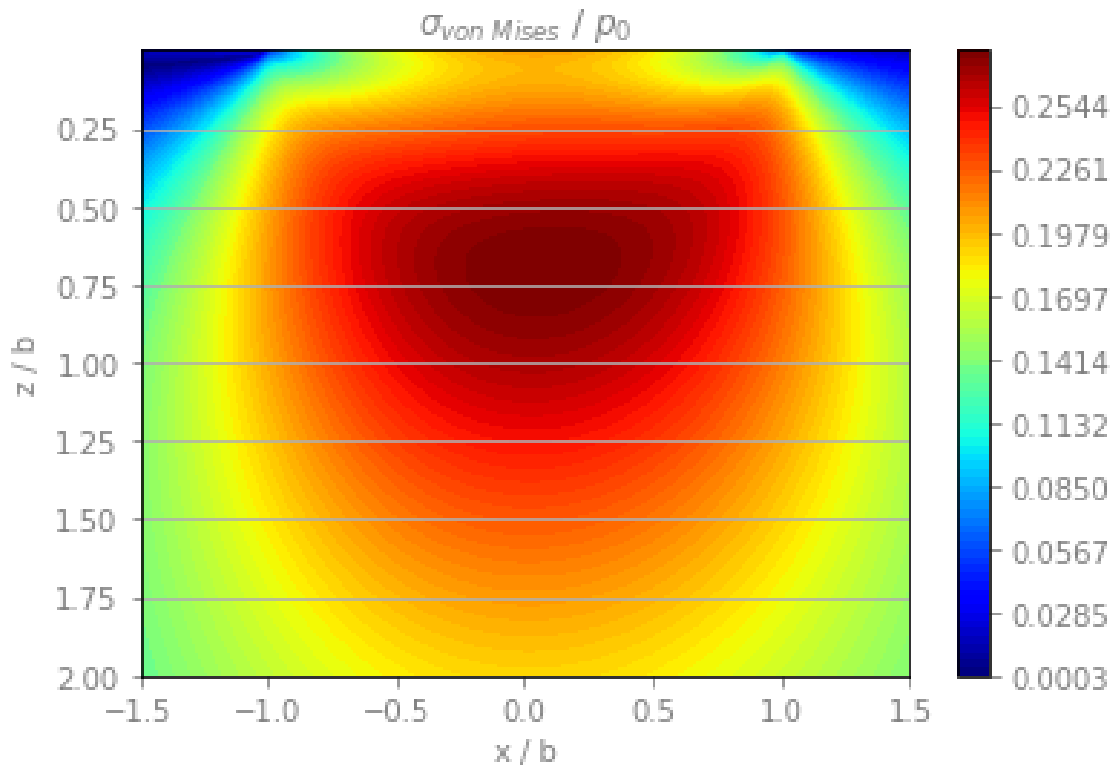


Figura 4.59.: Quociente entre a tensão de *Von Mises* e a pressão máxima de *Hertz* para o ponto de maior força de atrito do perfil de envolvente (ponto F).

ambas apresentam uma distribuição idêntica ao longo da linha de envolvente de círculo.

Importante referir ainda que, entre os pontos que correspondem a uma maior força de atrito as tensões associadas a estes são também mais elevadas, quer seja para o interior da engrenagem quer seja para a superfície da mesma.

Em suma, nas zonas de maior força de atrito, entre os pontos B e D da Figura 4.61, advém um estado de tensão mais severo, quer seja no interior do sólido quer seja à superfície,

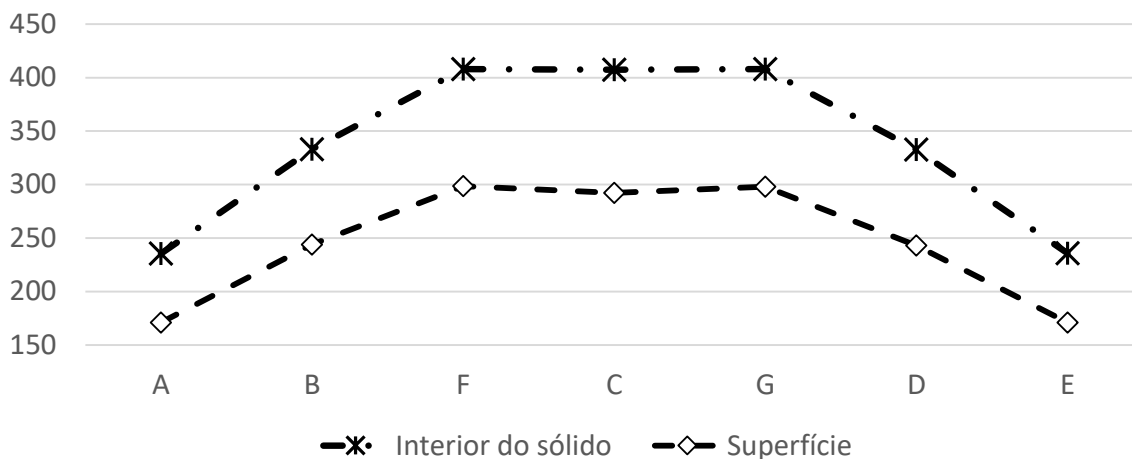


Figura 4.60.: Tensões ao longo do perfil envolvente de G1 para o último estágio do ensaio de *micropitting* / MPa.

sendo mais propício o aparecimento de falhas nesta mesma zona. Aliando o conceito de uma maior força de atrito e estado de tensão mais severo, a taxa de escorregamento, na zona referente à altura de pé (lado esquerdo da Figura 4.61) não só assume um valor negativo como também é mais severa. Conjugando cada um dos fatores e tendo em conta que estão presentes em simultâneo, a zona referente à altura ativa de pé é muito mais propícia ao aparecimento de falhas, podendo estas reverter em fissuras que posteriormente se propagam, dando origem ao fenómeno de *micropitting*.

Consoante os dados previamente apresentados, quando comparada a influência das condições de rodagem no aparecimento de *micropitting* nas superfícies das engrenagens, a influência da temperatura de ensaio representa um fator predominante quando comparado com a influência da carga.

Pela diminuição da temperatura na fase de rodagem, mantendo a carga aplicada, observa-se um aumento superior na área afetada por *micropitting* do que quando se aumenta a carga, mantendo a temperatura de operação. Das engrenagens testadas, G1, com rodagem em K9 a 80 °C, apresenta a maior área afetada por *micropitting* (61 %), pelo que, na Figura 4.62, a comparação entre G1 e G2 reflete o efeito da variação da carga na fase de rodagem, enquanto que a comparação de G1 e G4, reflete a variação da temperatura na fase de rodagem.

A Figura 4.63, mostra a área afetada por *micropitting* em função da perda de massa acumulada de G1, G4 e G1R. Para uma diferença de aproximadamente 5 mg entre as perdas de massa de G1 e G4, existe uma diferença de cerca de 24 % na área afetada por *micropitting*. Todavia, entre G1 e GR, apenas uma diferença de 1 mg, separam os dois testes realizados, onde, comparadas ambas as superfícies, estas também apresentam uma diferença mínima de aproximadamente 1 % da sua área afetada por *micropitting*.

A Figura 4.64 representa a perda de massa em função do incremento da área afetada por *micropitting*. No que diz respeito ao incremento entre os estágios K7-K8 e K8-K9, a perda de massa é o dobro quando comparados os referidos ensaios, contudo a variação da área afetada por *micropitting* é idêntica em ambos, cerca de 26 %. Contudo, quando se compara a perda de massa obtida no último ensaio realizado, esta é substancialmente superior em comparação com os restantes, resultando também numa maior área afetada

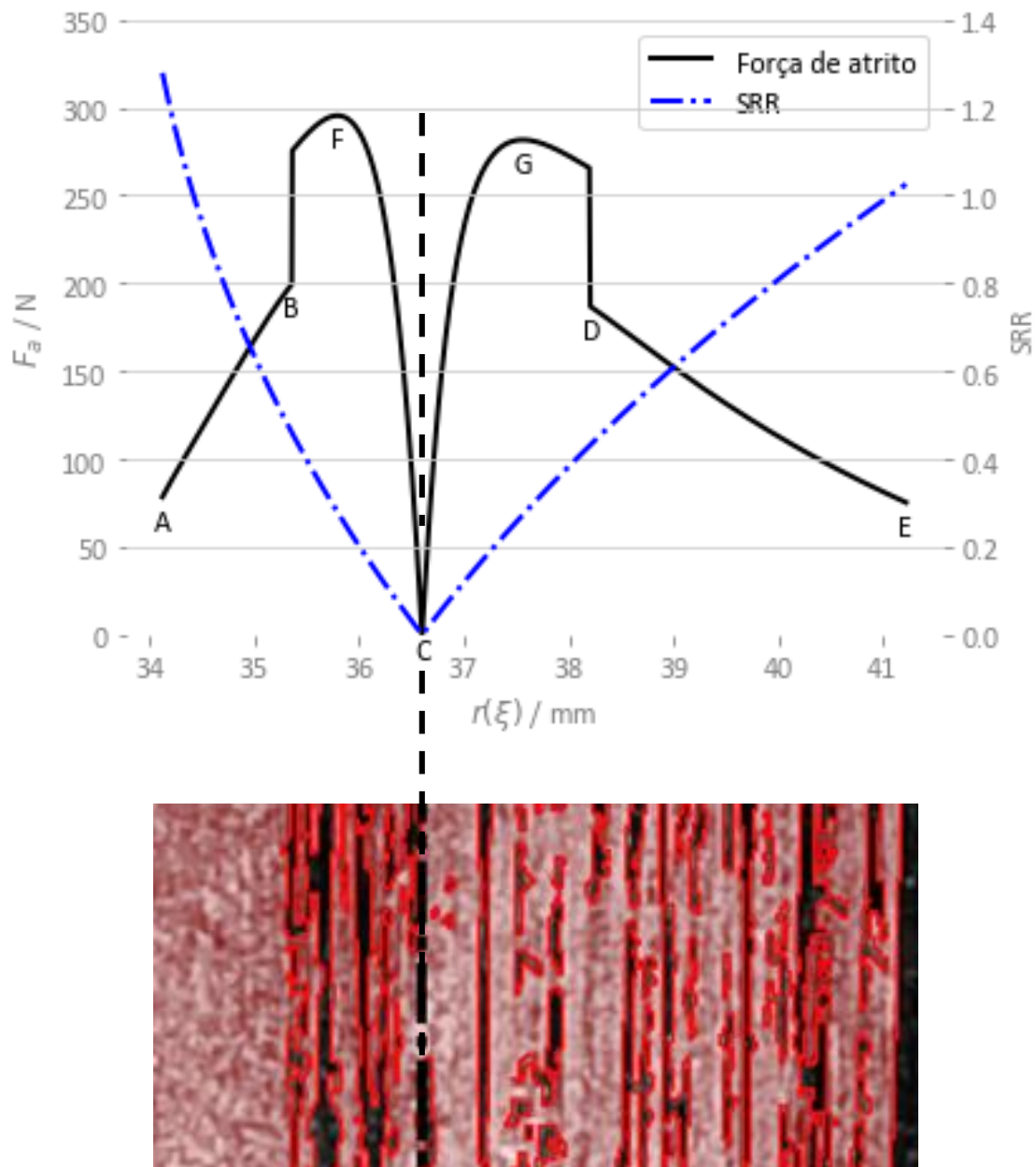


Figura 4.61.: Comparação entre a distribuição da força de atrito ao longo do perfil de envelope com a área afetada por *micropitting* de G1 (altura ativa de pé - Ponto A a C).

por *micropitting*. Mesmo que o aumento da área neste estágio seja superior em 3 %, está de acordo com a hipótese inicial onde refere que uma maior perda de massa durante um determinado estágio, promove um maior incremento da área afetada por *micropitting*.

Pelos dados adquiridos, verifica-se que tal incremento não segue uma tendência linear, contudo, seria relevante, em trabalhos futuros, a análise detalhada de tal hipótese.

No que diz respeito aos parâmetros de rugosidade, independentemente do parâmetro em causa, o aparecimento e a propagação do *micropitting*, deve ser analisado por um conjunto de parâmetros, não obstante de que, referido em alguma literatura, que alguns dos parâmetros sejam bons indicadores do aparecimento de *micropitting*.

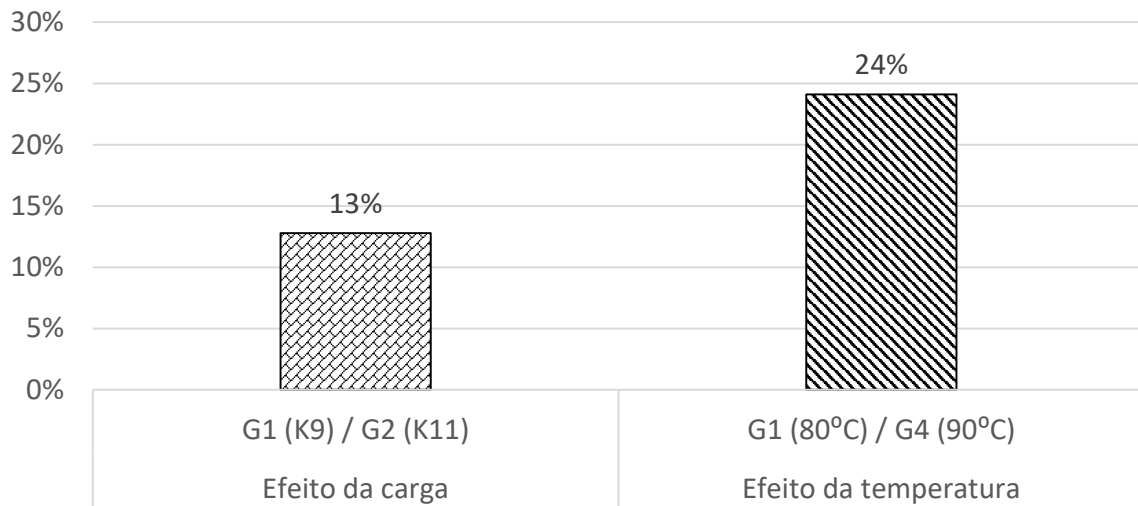


Figura 4.62.: Comparação entre o efeito da variação da carga ou temperatura na fase de rodagem na área afetada com *micropitting* após testes de fadiga.

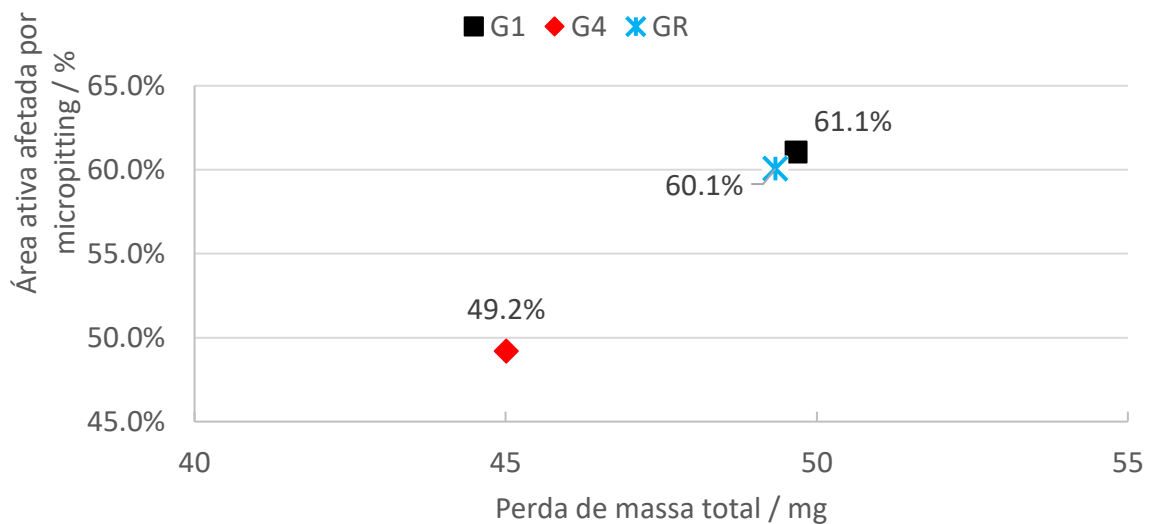


Figura 4.63.: Área afetada por *micropitting* em função da perda de massa total após os testes de *micropitting* de G1, G1R e G4.

À semelhança de Roy *et al.* [99], este refere que parâmetros como a distribuição de *Kurtosis*, nomeadamente  $R_{ku}$ , como também  $R_{sk}$ , referente à assimetria da superfície, são bons indicadores do aparecimento e da propagação de *micropitting*. Ambos os parâmetros foram analisados para as diferentes medições realizadas, quer seja com o rugosímetro de contacto e equipamento óptico, onde, por um lado, parâmetros provenientes de  $sk$  têm uma relação inversa à propagação de *micropitting*, com a tendência de se apresentarem cada vez mais negativos à medida que se dá o incremento da área afetada por *micropitting*. Por outro, a distribuição de *Kurtosis* tende a apresentar uma distribuição acima de 3, mantendo uma relação direta com o aumento de *micropitting* na superfície. Algo que se comprova na generalidade das medições efetuadas quer seja nos parâmetros de rugosidade de linha (Tabela 4.11), quer seja para os dados observados através do equipamento óptico (4.12).

Contudo os parâmetros de  $R_{ku}$  e  $R_{sk}$  não apresentam dados concretos quanto à profundidade da superfície. O fenómeno de *micropitting* dá-se entre os 5  $\mu\text{m}$  e os 10  $\mu\text{m}$  de pro-

fundidade, onde, torna-se necessário um parâmetro que dê a indicação do mesmo, algo que poderá ser realizado através de  $R_{z(DIN)}$ , onde, este parâmetro apresenta a média dos defeitos presentes num determinado comprimento de referência, não estando sujeito, como no caso de  $R_{max}$ , a que a medição seja influenciada por apenas um pico/vale mais alto/profundo proveniente de algum defeito na superfície.

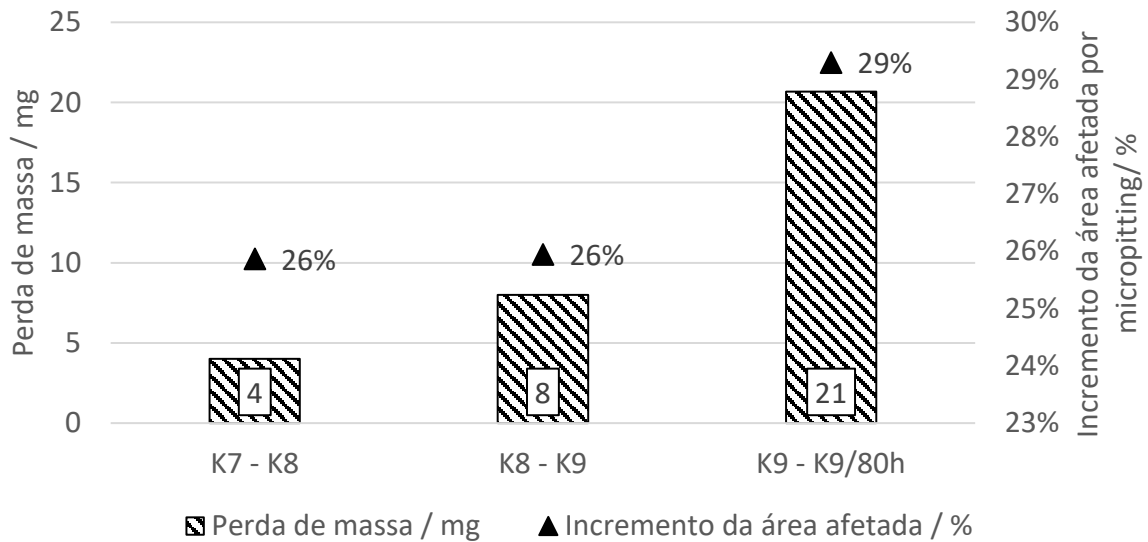


Figura 4.64.: Incremento da área afetada por *micropitting* em função da perda de massa entre diferentes estágios.

**ABORDAGEM AO CONCEITO DE  
FILTRAGEM FUNCIONAL**

## 5 Abordagem ao conceito de filtragem funcional

Como já referido anteriormente no documento, ao se efetuar a medição da textura de uma superfície onde o objetivo é avaliar a rugosidade da mesma, é necessário a aplicação de um filtro denominado de “cut-off”. Tal filtragem é aplicada consoante o processo de fabrico de determinado componente, como também, a que tipo de função a superfície se destina. Detalhado anteriormente no documento, mais propriamente na Tabela 2.7, esta segue as diretrizes constituintes da norma DIN 4768.

Contudo, em nenhum ponto da referida norma, são especificados que tipos de medição ou filtragem devem ser utilizados para superfícies destinadas aos cálculos pela teoria EHD, onde a deformação destas não pode ser desprezada e a vida útil de um determinado componente é fortemente dependente do regime de lubrificação. Todavia, *Moyer et al.* [100], tenta explicar o conceito de filtragem funcional, que diz respeito à utilização do próprio contacto hertziano para realizar a filtragem da rugosidade.

No contacto linear de engrenagens, como por exemplo aquelas utilizadas para a realização do estudo presente neste documento, a interação entre duas superfícies é limitada à largura de hertz (2a). Pelo conceito de filtragem funcional, apenas a rugosidade presente neste comprimento de referência é significativa para o cálculo da previsão do regime de lubrificação, associado ao facto de que, o desempenho de tal componente, pode estar associado à rugosidade presente no momento do contacto e não aquela que faz transparecer através da medição dita convencional [101].

Rugosidade média composta da superfície é definida pela equação (5.1), contudo, para que esta contemple o conceito anterior, é necessário efetuar a correção dos valores de  $R_q$ .

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (5.1)$$

Proposto por *Moyer et al.*, o valor corrigido de  $R_q$  pode ser relacionado com aquele medido inicialmente através do “cut-off” com um comprimento de onda de 0.8 mm, tal correção é efetuado através da equação (5.2).

$$R_{qx} = (L_x/L_{0.8})^{1/2} \cdot R_{q0.8} \quad (5.2)$$

Onde,  $L_x$  diz respeito à largura de hertz,  $L_{0.8}$  é referente ao comprimento de onda, ou seja,  $L_{0.8} = \lambda_c = 0.8\text{mm}$  e  $R_{q0.8}$  diz respeito ao valor medido de  $R_q$  com  $\lambda_c = 0.8\text{ mm}$

[100]. Simplificando a equação anterior, esta pode ser reescrita da seguinte forma, equação (5.3).

$$R_{qeff} = R_{q_{0.8mm}} \cdot \sqrt{\frac{2a}{0.8}} \quad (5.3)$$

Onde  $R_{qeff}$  é o valor corrigido,  $R_{q_{0.8mm}}$  é obtido com  $\lambda_c = 0.8$  mm e  $a$  é a semi-largura de hertz.

Tendo em consideração a engrenagem G1, após o último estágio dos testes de *micropitting*, esta foi submetida a um estágio de carga K9, consistindo numa força normal ( $F_N$ ) de aproximadamente 5891 N. Considerando a geometria da engrenagem é possível calcular a semi-largura de hertz através da equação (5.4).

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_N}{b} \cdot \frac{R_x}{E^*}} \quad (5.4)$$

Neste caso,  $a$  assume um valor de aproximadamente 0.197 mm, obtendo-se assim que  $R_{qeff}^{G1} = 0.70 \cdot R_{q_{0.8}}$ . A Figura 5.1, apresenta o valor de  $R_q$  com o filtro original e com o filtro funcional para as medições após os dois últimos estágios de carga.

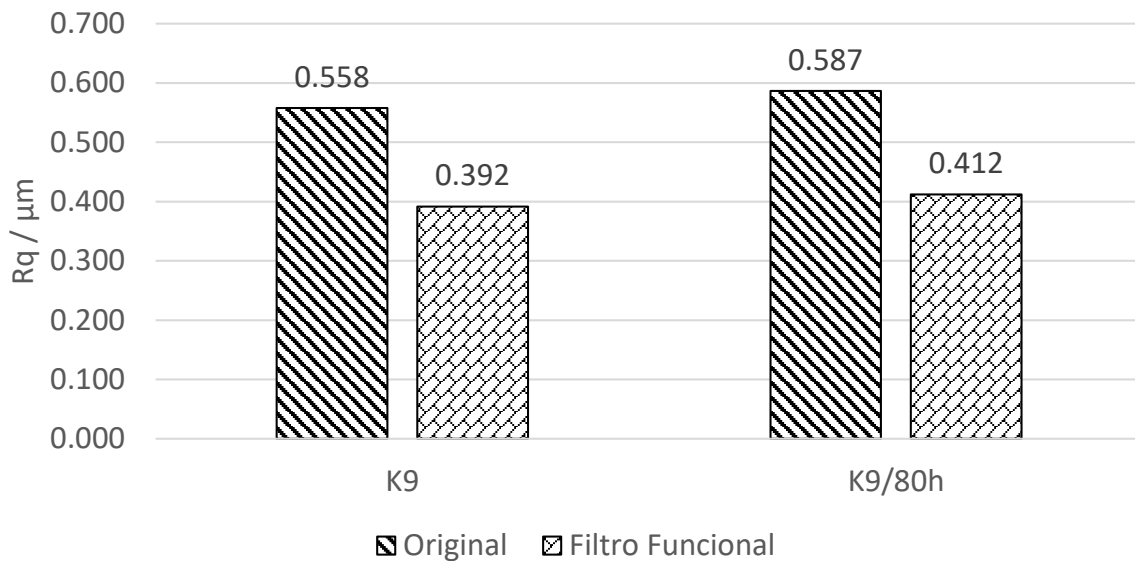


Figura 5.1.: Representação dos valores de  $R_q$  com a utilização do conceito de filtragem funcional.

$R_q$  e  $R_a$  podem ser relacionados segundo a equação (5.5). Tal aproximação pode ser realizada quando é implementado o conceito de filtragem funcional, como também, através da filtragem dita convencional apenas utilizando  $\lambda_c$  para aquisição de  $R_a$ . Contudo, perante esta análise, o conceito relevante é que, a partir da correção do valor de  $R_a$ , é possível obter  $R_a$  para o mesmo conceito de filtragem funcional [100].

$$R_a = 0.8 \cdot R_q \quad (5.5)$$

Como já referido anteriormente, uma das grandes causas que leva há adoção de tal conceito é o facto de que a espessura específica de filme lubrificante é de grande relevância

para o estudo da vida útil de um determinado componente, onde o contacto entre estes possa ser analisado consoante a EHD. Tal transformação pode ter como consequência um incremento na previsão da espessura específica de filme lubrificante podendo alterar a previsão do regime de lubrificação presente no contacto entre superfícies.

Tendo em conta a correção dos valores previamente efetuados, neste momento é possível avaliar o impacto de ser considerada apenas a rugosidade presente na largura de hertz. O cálculo da espessura de filme corrigida ( $h_{0T}$ ), advém de conceitos previamente detalhados no documento, onde esta é calculada através da equação proposta do *Dowson e Higginson* [19], pelo que,  $\Lambda$  é obtido através da equação (5.6), onde a rugosidade quadrática média composta é calculada utilizando o  $R_q$  proveniente da relação estabelecida pela equação (5.3).

$$\Lambda = \frac{h_{0T}}{\sigma} \quad (5.6)$$

Em termos de análise, na Figura 5.2, estão representadas as diferentes previsões da espessuras específicas de filme lubrificante após a fase de rodagem das respetivas engrenagens. Como esperado, a consideração do conceito de filtro funcional, faz com que a rugosidade considerada seja menor do que aquela medida inicialmente, pelo que, esta reverte num incremento da previsão do regime de lubrificação em cerca de 40 % da estimativa inicial.

Contudo, quando comparados os resultados obtidos (Figura 5.2), o incremento de tal parâmetro não é o suficiente para alterar a previsão do regime de lubrificação das engrenagens após a fase de rodagem.

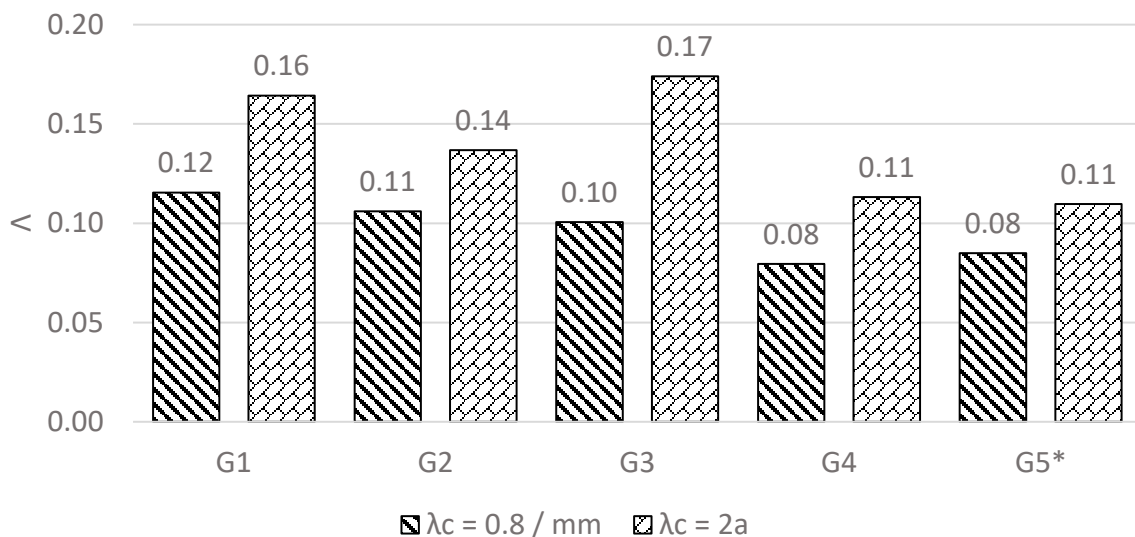


Figura 5.2.: Variação da espessura específica de filme em função do conceito de filtragem funcional após a fase de rodagem das engrenagens.

Realizando a mesma análise, mas neste caso após o último estágio da campanha de testes de *micropitting*, já foi comprovado que a superfície continua a modificar-se ao longo dos ensaios.

Quando comparados os resultados obtidos, Figura 5.3, independentemente da filtragem aplicada, não existem diferenças significativas entre as engrenagens, no que diz respeito à

previsão do regime de lubrificação, onde nestas, a previsão não se altera. Contudo, comparando os resultados obtidos entre a fase de rodagem e após a conclusão dos testes de *micropitting*, as engrenagens aproximam-se cada vez mais de um regime de lubrificação em estado misto.

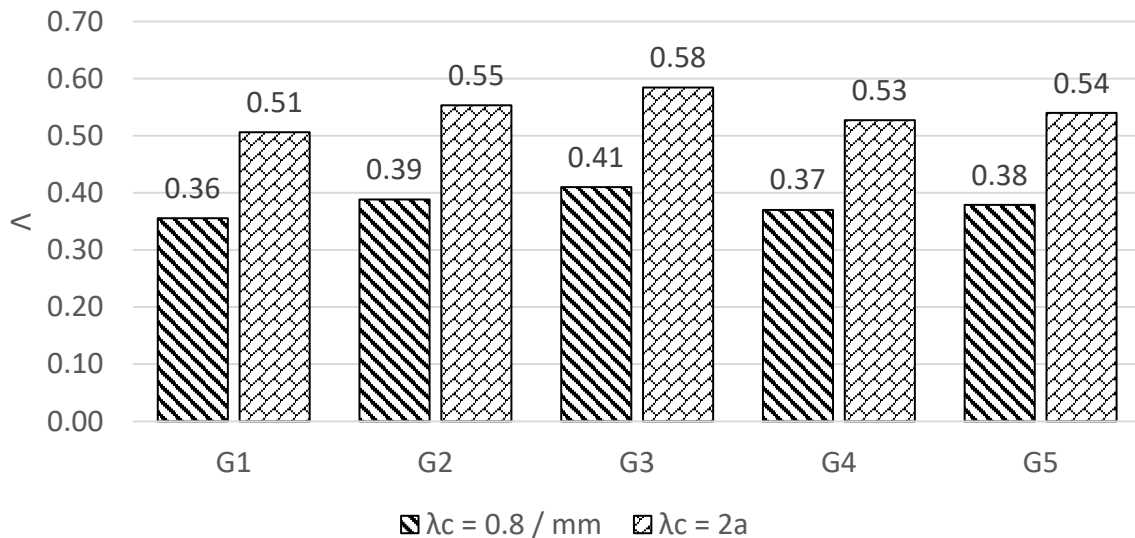


Figura 5.3.: Comparação de  $\Lambda$  após o último estágio dos testes de *micropitting* pela implementação do conceito de filtragem funcional.

De forma a que se pudesse realizar o estudo da rugosidade através de “cut-off” normalizados, aliado ao facto de que a largura de hertz para os referentes estágios da campanha de testes e fadiga rondar os 0.2 mm, foi posta a hipótese de comparar os resultados anteriores, com aqueles obtidos através da aquisição dos parâmetros de rugosidade com um  $\lambda_c = 0.25$  mm.

Para tal demonstração, aos dados previamente adquiridos utilizando um “cut-off” de 0.8 mm, ao mesmo comprimento de referencia foi-lhe aplicada uma filtragem com  $\lambda_c$  de 0.25 mm. Tomando como exemplo G1, e os dados obtidos após a conclusão dos ensaios, comparando os resultados de  $R_a$  e  $R_q$ , obtêm-se as diferenças representadas pela Figura 5.4.

Entre os valores representados (Figura 5.4), existe uma variação de aproximadamente -7% para  $R_a$  e em cerca de 8% para  $R_q$ .

Quando comparada a variação dos resultados adquiridos através de  $\lambda_c = 0.8$  mm e o conceito de filtragem funcional, nomeadamente de aproximadamente 35% para  $R_a$  e de 42% para  $R_q$ , a variação dos valores obtidos através de  $\lambda_c = 0.25$  mm em relação à filtragem funcional torna-se aceitável.

O mesmo conceito pode ser aplicado ao cálculo da espessura específica de filme lubrificante. Pela comparação dos resultados obtidos, referentes ao último estágio da campanha de testes dos ensaios de fadiga, estes apresentam em média uma variação de aproximadamente 10%, representados na Figura 5.5, pelo que, quando comparada com os 40% pela aplicação de um  $\lambda_c = 0.8$  mm, a discrepância é insignificante.

Mesmo que a utilização de um filtro de 0.25 mm não seja exatamente idêntico ao conceito representado pela filtragem funcional, uma das grandes vantagens na aquisição de valores através do mesmo comprimento de referência de medição (4.8 mm), contudo

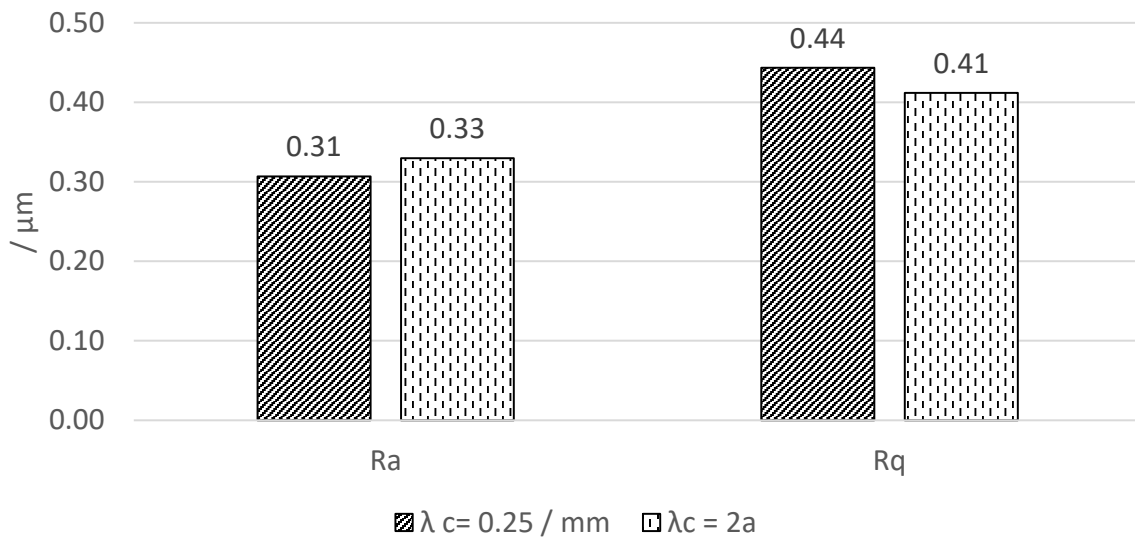


Figura 5.4.: Comparação entre os valores de rugosidade obtidos utilizando diferentes filtragens.

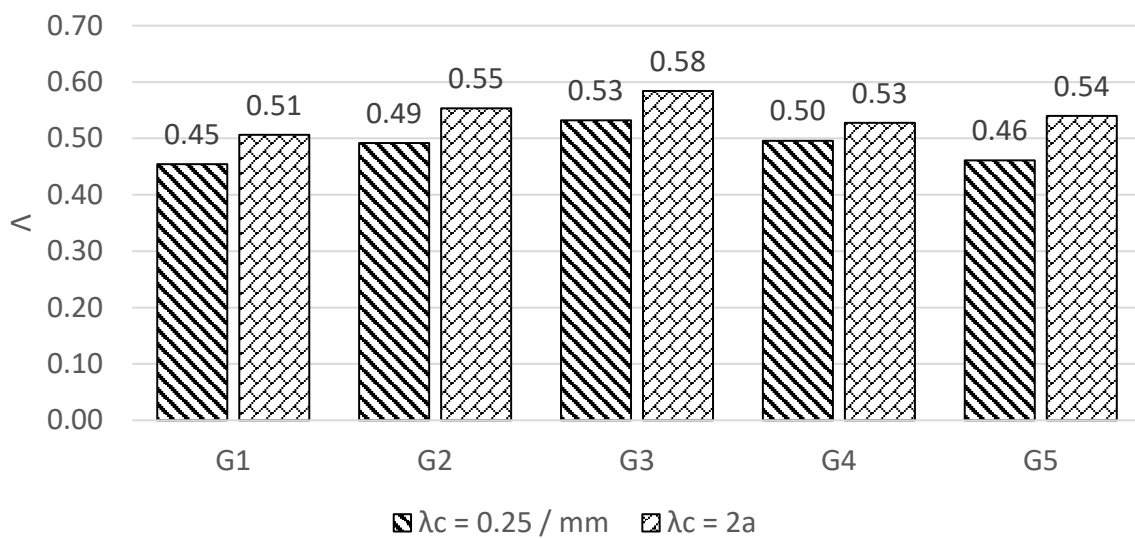


Figura 5.5.: Comparação da espessura específica de filme pelo conceito de filtragem funcional e  $\Lambda = 0.25 \text{ mm}$ .

utilizando uma filtragem com  $\lambda_c = 0.25 \text{ mm}$  é o facto de que este pode ser aplicado diretamente aquando da medição da textura superficial, tornando o conceito de filtragem funcional num processo expedito, reproduzível pela maioria dos equipamentos, associado de um pequeno erro (aproximadamente 10 %, através dos valores medidos), e acima de tudo, a aplicação de uma filtragem que é normalizada (DIN 4768).

**CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE  
TRABALHOS FUTUROS**

## 6 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHO FUTUROS

### 6.1 Conclusões

Consoante as condições iniciais de rodagem, estas tiveram um impacto distinto no aparecimento e propagação do fenómeno de *micropitting* na superfície das engrenagens. Mediante a campanha de testes de fadiga realizada, podem retirar-se as seguintes conclusões:

#### 6.1.1 Análise visual das superfícies

- No que diz respeito à área ativa de pé, observa-se que o efeito da temperatura teve um maior impacto na área afetada por *micropitting*, onde G1 (rodagem K9 a 80 °C) apresenta 74 % da altura ativa de pé afetado por *micropitting*, seguida de G2 (mesma temperatura de operação e estágio K11 na rodagem) com 70 % de área afetada por *micropitting*;
- Quanto a G1R, esta demonstra 72 % de área afetada por *micropitting* em relação à altura ativa de pé, pelo que, quando comparada com G1, ambas com o mesmo estágio de carga como também mesma temperatura de rodagem (K9 a 80 °C), obtém-se uma diferença de aproximadamente 2 % entre G1 e G1R, pelo que, mediante a dispersão dos valores obtidos entre as restantes engrenagens, estas apresentam a menor diferença entre áreas afetadas;
- O mesmo pressuposto é verificado para a altura ativa de cabeça, onde G1 e G2 rodagem a 80 °C estágio K9 e K11 respetivamente, apresentam a maior percentagem de *micropitting* à superfície, contudo, G1 apresenta 53 % de área afetada por *micropitting* enquanto que G2 apresenta 42 %;
- Avaliando a reprodutibilidade do ensaio, entre G1R (52 % de área afetada) e G1 (53 % de área afetada), ambas com estágio K9 a 80 °C na fase de rodagem, a discrepância observada entre estas engrenagens é de aproximadamente 1 %, pelo que, à semelhança daquilo observado para a altura ativa de pé, estas apresentam a menor das variações entre as restantes engrenagens;
- Analisando a altura ativa do dento na sua totalidade, as engrenagens submetidas a uma menor temperatura na fase de rodagem apresentam a maior área afetada por

*micropitting* na sua superfície, onde, G1, com rodagem a 80 °C estágio K9, apresenta 61 % de área afetada por *micropitting*, seguida de G2, estágio K11 a 80 °C, com 54 %;

- Comparando a repetição do ensaio entre G1 e G1R (60 % de área afetada por *micropitting*), estas apresentam uma variação na área afetada em cerca de 2 %, pelo que, reforça a ideia de que, mediante a campanha de testes realizada, uma menor temperatura na fase de rodagem promoveu um maior aparecimento de *micropitting* na superfície das engrenagens.

### 6.1.2 Perda de massa

- Tanto no decorrer dos ensaios de fadiga como também avaliando a perda de massa desde a fase de rodagem, G3 (rodagem em K6 a 90 °C), apresenta a maior perda de massa quando comparada com as restantes engrenagens (51 mg). Contudo, esta observação pode ser justificada pelo dano na superfície da engrenagem;
- No que diz respeito às restantes engrenagens, G1 apresenta a maior perda de massa acumulada após os ensaios de *micropitting* (50 mg), todavia, esta também apresenta a maior área afetada por *micropitting*. G1R, com as mesmas condições de rodagem que G1 (K9 a 80 °C), apresenta uma perda de massa cumulada de 49 mg, representando uma variação de 1 %;
- Comparando os resultados obtidos entre engrenagens, independentemente da temperatura a que foi realizada a rodagem, observa-se que as engrenagens com um estágio de carga mais baixo, nomeadamente G1, G4 e G1R (estágio K9), apresentam uma maior perda de massa que G4 com rodagem realizada em K11;
- Através da análise da superfície de G1R entre estágios do ensaio de fadiga e posteriormente comparando os mesmos com a perda de massa, observa-se que uma maior perda de massa entre estágios, reverte também num maior incremento percentual da área afetada por *micropitting*, contudo, seria necessário comprovar tal observação em ensaios posteriores.

### 6.1.3 Textura superficial

- No decorrer da campanha de testes de *micropitting*, à medida que este fenómeno se propaga, independentemente do método de análise da textura superficial, observa-se que os parâmetros de rugosidade estão também em constante evolução;
- No que diz respeito à distribuição de *Kurtosis*, quer seja  $R_{ku}$  e/ou  $S_{ku}$ , já desde o início dos testes de *micropitting* apresentava uma distribuição superior a 3, contudo, observa-se um tendência crescente para a totalidade das engrenagens ao longo dos ensaios de fadiga, dando a indicação de uma maior distribuição de picos/vales na superfícies das engrenagens;
- Focando a análise no parâmetro de assimetria da superfície tanto para,  $R_{sk}$  como  $S_{sk}$ , após os testes de perda de binário as engrenagens já apresentavam uma distri-

buição negativa, pelo que, à medida que se foram realizando os ensaios de fadiga, a generalidade das engrenagens apresenta uma distribuição cada vez mais negativa, reforçando a ideia que existe uma maior distribuição de vales profundos nas superfícies;

- Quando comparadas as superfícies no estado de novo, G3 apresenta o melhor acabamento superficial das restantes engrenagens, pelo que, nota-se que o efeito da rugosidade inicial teve impacto direto no aparecimento de *micropitting*, sendo que esta, apresenta a menor área afetada por *micropitting* (47 %).

## 6.2 Trabalhos futuros

- Através da campanha de testes e pelos resultados obtidos, mesmo que se tenha observado que uma menor temperatura na fase de rodagem tenha promovido um maior aparecimento de *micropitting* na superfície das engrenagens, seria importante refazer os testes a G5\* com o intuito de comprovar se tal pressuposto de mantém válido. Refazendo os testes da engrenagem G5\* será possível também comprovar qual foi a consequência do aumento da temperatura de operação na campanha de testes de *micropitting*;
- Mediante as condições de rodagem, seria interessante efetuar a comparação entre diferentes velocidades de operação conjugadas com temperaturas distintas, uma vez que na secção 2.5 do documento é referido que um aumento da taxa de escorregamento reverte num maior aparecimento de *micropitting* na superfície;
- Seria relevante avaliar a reprodutibilidade da perda de massa das engrenagens no decorrer da campanha de testes, este com o intuito de estabelecer uma relação entre a perda de massa e a área afetada por *micropitting*;
- Consoante a análise realizada entre a distribuição da força de atrito ao longo do perfil envolvente do dente e a consequente distribuição das tensões, seria relevante completar esse tipo de análise com um critério de falha por fadiga.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES  
DE INFORMAÇÃO**

## Bibliografia

- [1] C. M. C. G. Fernandes, J. C. Pais, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra. Influence of running-in operating conditions on the steady-state torque loss of ground spur gears. *Forschung im Ingenieurwesen*, 2021.
- [2] V. Vullo. *Gears - Volume 3: A Concise History*, volume 1. Springer, volume 12 edition.
- [3] S. Andersson. Initial wear of gears. *Tribology International*, 10(4):206–210, 1977.
- [4] S. Li and A. Kahraman. Micro-pitting fatigue lives of lubricated point contacts: Experiments and model validation. *International Journal of Fatigue*, 48:9–18, 2013.
- [5] H. Liu, H. Liu, P. Bocher, C. Zhu, and Z. Sun. Effects of case hardening properties on the contact fatigue of a wind turbine gear pair. *International Journal of Mechanical Sciences*, 141(November 2017):520–527, 2018.
- [6] M. K. Ghosh, B. C. Majumbar, and M. Sarangi. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, volume 31. McGraw-Hill Education, 1994.
- [7] T. Mang and W. Dresel. *Lubricants and Lubrication*. Number 1. Wiley, 2017.
- [8] G. W. Stachowiak and A.W. Batchelor. *Engineering Tribology*, volume 91. Butterworth-Heinemann, 2005.
- [9] D. M. Pirro, M. Webster, and E. Daschner. *Lubrication Fundamentals*. CRC Press, 3<sup>rd</sup> edition edition, 2016.
- [10] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, and B. O. Jacobson. *Fundamental of Fluid Film Lubrication*. Marcel Dekker, Inc, 2<sup>a</sup> edição edition, 2004.
- [11] L. R. Rudnick. *Synthetics, Mineral Oils, and Bio-Based Lubricants - Chemistry and Technology*. CRC Press, 2 edition, 2020.
- [12] Y. Gerbig, S. I. U. Ahmed, F. A. Gerbig, and H. Haefke. Suitability of vegetable oils as industrial lubricants. *Journal of Synthetic Lubrication*, 21(3):177–191, 2004.
- [13] B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi, and W. W. Huebsch. *Fundamentals of Fluid Mechanics 6th edititon*. Don Fowley, 6th editio edition, 2009.
- [14] ASTM D341-03. Standard Test Method for Viscosity-Temperature Charts for Liquid Petroleum Products. *ASTM internacional*, i:1–5, 2003.
- [15] ASTM International. ASTM D2270 – 04: Standard Practice for Calculating Viscosity Index from Kinematic Viscosity at 40 and 100 ° C 1 Liquid Petroleum Products and Opaque Liquids ( and the Calculation of Dynamic Viscosity ). 91(95):1–6, 2007.

- [16] P. W. Gold, A. Schmidt, H. Dicke, J. Loos, and C. Assmann. Viscosity-Pressure-Temperature Behaviour of Mineral and Synthetic Oils. *Journal of Synthetic Lubrication*, 18(1):51–79, 2001.
- [17] SAE International. Engine Oil Viscosity Classification (SAE J300). page 9, 2015.
- [18] SAE International. Automotive Gear Lubricant Viscosity Classification (SAE J306). page 3, 2019.
- [19] D. Dowson and G. R. Higginson. *Elasto-Hydrodynamic Lubrication*. Pergamon Press, 6ª edição edition, 1977.
- [20] P. L. Menezes, S. P. Ingole, M. Nosonovsky, S. V. Kailas, and M. R. Lovell. *Tribology for Scientists and Engineers*. Springer, 2013.
- [21] Mummery.L. Surface Texture Analysis, The Handbook, Chapter 2, 1992.
- [22] L. Mummery. Surface Texture Analysis, The Handbook, Chapter 3.
- [23] Z. Lipa and D. Tomanickova. Choosing the Most Appropriate Mathematical Model to Approximate the Abbott Curve. *International Journal of Engineering*, 9(3):37–43, 2011.
- [24] L. Gurau, H. Mansfield-Williams, and M. Irle. Processing roughness of sanded wood surfaces. *Holz als Roh - und Werkstoff*, 63(1):43–52, 2005.
- [25] B. Muralikrishnan and J. Raja. *Computacional Surface and Roundness Metrology*. Springer, 2009.
- [26] Draft International Standard. Geometrical product specifications - Surface texture: Areal - Part2 (ISO/FDIS 25178-2). 2011, 2006.
- [27] R. Leach. *Characterisation of Areal Surface Texture*, volume 9783642364. 2013.
- [28] L. Blunt and X. Jiang. *Advanced Techniques for Assessment Surface Topography*. Kogan Page Science, 2003.
- [29] B. Bhushan. *Modern Tribology Handbook*. CRC Press, volume one edition, 2000.
- [30] M. J. Neale. *The Tribology Handbook*. Butterworth-Heinemann, 2ª edition edition, 1995.
- [31] International Standard by IEC. Gears - Wear and damage to gear teeth - Terminology (ISO 10825). 2014.
- [32] V. L. Popov. *Contact mechanics and friction: Physical principles and applications*. Springer, 2010.
- [33] R. Errichello. How to analyze gear failures. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 2(6):8–16, 2002.
- [34] L. Otávio and A. Affonso. *Machinery Failure Analysis Handbook: Sustain Your Operations and Maximize Uptime*, volume 1. Gulf Publishing Company, Houston, Texas, first edit edition.
- [35] A. V. Olver. The Mechanism of Rolling Contact Fatigue: An Update. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 219(5):313–330, 2005.

- [36] T. E. Tallian. *Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements*. ASME PRESS, 2<sup>o</sup> edition edition, 1993.
- [37] E. Bauer and A. Bohl. Flank breakage on gears for energy systems. *Proceedings of international conference on gears, VDI-society for product and process design and TUM, Munich, Germany*, (December):1039–1052, 2010.
- [38] A. V. Olver. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2005.
- [39] H. P. Evans, R. W. Snidle, K. J. Sharif, B. A. Shaw, and J. Zhang. Analysis of micro-elastohydrodynamic lubrication and prediction of surface fatigue damage in micropitting tests on helical gears. *Journal of Tribology*, 135(1):1–9, 2013.
- [40] B. R. Höhn and K. Michaelis. Influence of oil temperature on gear failures. *Tribology International*, 37(2):103–109, 2004.
- [41] A. Clarke, H. P. Evans, and R. W. Snidle. Understanding micropitting in gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 230(7-8):1276–1289, 2015.
- [42] E. Lainé, A. V. Olver, and T. A. Beveridge. Effect of lubricants on micropitting and wear. *Tribology International*, 41(11):1049–1055, 2008.
- [43] Y. Ding and N. F. Rieger. Spalling formation mechanism for gears. *Wear*, 254(12):1307–1317, 2003.
- [44] H. Liu, H. Liu, C. Zhu, H. He, and P. Wei. Evaluation of Contact Fatigue Life of a Wind Turbine Gear Pair Considering Residual Stress. *Journal of Tribology*, 140(4), 2018.
- [45] P. J. Blau. On the nature of running-in. *Tribology International*, 38(11-12 SPEC. ISS.):1007–1012, 2005.
- [46] P. J. Blau. Running-in: Art or engineering? *Journal of Materials Engineering*, 13(1):47–53, 1991.
- [47] J. Jamari. *Running-in of Rolling Contacts*, 2006.
- [48] S. Akbarzadeh and M. M. Khonsari. On the Prediction of Running-In Behavior in Mixed-Lubrication Line Contact. *Journal of Tribology*, 132(3):32102, 2010.
- [49] S. Akbarzadeh and M. M. Khonsari. On the optimization of running-in operating conditions in applications involving EHL line contact. *Wear*, 303(1-2):130–137, 2013.
- [50] S. Sjöberg, S. Björklund, and U. Olofsson. The influence of manufacturing method on the running-in of gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 225(10):999–1012, 2011.
- [51] M. Sosa, S. Björklund, U. Sellgren, and U. Olofsson. In situ surface characterization of running-in of involute gears. *Wear*, 340-341:41–46, 2014.
- [52] M. Sosa, U. Sellgren, S. Björklund, and U. Olofsson. In situ running-in analysis of ground gears. *Wear*, 352-353:122–129, 2016.
- [53] M. Andersson, M. Sosa, and U. Olofsson. The effect of running-in on the efficiency of superfinished gears. *Tribology International*, 93:71–77, 2016.

- [54] D. Mallipeddi, M. Norell, M. Sosa, and L. Nyborg. Influence of running-in on surface characteristics of efficiency tested ground gears. *Tribology International*, 115:45–58, 2017.
- [55] D. Mallipeddi, M. Norell, M. Sosa, and L. Nyborg. Effect of Running-In (Load and Speed) on Surface Characteristics of Honed Gears. *Tribology Transactions*, 62(3):412–418, 2019.
- [56] S. Sjöberg, M. Sosa, M. Andersson, and U. Olofsson. Analysis of efficiency of spur ground gears and the influence of running-in. *Tribology International*, 93:172–181, 2016.
- [57] A. Akchurin, R. Bosman, and P. M. Lugt. Generation of Wear Particles and Running-In in Mixed Lubricated Sliding Contacts. *Tribology International*, 110(February):201–208, 2017.
- [58] M. Sosa. Running-in of gears - surface and efficiency transformation, 2017.
- [59] T. Nakanishi, Y. Ariura, and T. Ueno. Load-Carrying Capacity of Surface-Hardened Gears. *Chemical Pharmaceutical Bulletin*, 57(534):364–370, 1977.
- [60] L. Winkelmann, M. Bell, and B. King. The effect of superfinishing on gear micropitting, part 1. *Society of Tribologists and Lubrication Engineers - 2008 Annual Meeting and Exhibition, Extended Abstracts*, 2008.
- [61] L. Winkelmann, E. Omer, and M. Bell. The effect of superfinishing on gear micropitting, part II. *American Gear Manufacturers Association - American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting 2008*, (April):121–130, 2008.
- [62] D. Mallipeddi, M. Norell, M. Sosa, and L. Nyborg. The effect of manufacturing method and running-in load on the surface integrity of efficiency tested ground, honed and superfinished gears. *Tribology International*, 131(July 2018):277–287, 2019.
- [63] A. Oila and S. J. Bull. Assessment of the factors influencing micropitting in rolling/sliding contacts. *Wear*, 258(10):1510–1524, 2005.
- [64] M. Y. Semenov, I. N. Gavrilin, and M. Y. Ryzhova. Computation-based analysis of the methods of hardening of gears from heat-resistant steels. *Metal Science and Heat Treatment*, 56(1-2):45–49, 2014.
- [65] I. S. Al-Tubi, H. Long, J. Zhang, and B. Shaw. Experimental and analytical study of gear micropitting initiation and propagation under varying loading conditions. *Wear*, 328-329:8–16, 2015.
- [66] R. Errichello. AGMA Technical Paper Morphology of Micropitting By R. L. Errichello, GEARTECH. (January 2011), 2017.
- [67] R. Martins and J. Seabra. Micropitting performance of mineral and biodegradable ester gear oils. *Industrial Lubrication and Tribology*, 60(6):286–292, 2008.
- [68] R. C. Martins, J. H.O. Seabra, and L. F. Moron. Influence of PAO + ester oil formulations on gear micropitting and efficiency. *International Journal of Surface Science and Engineering*, 5(4):312–329, 2011.
- [69] P. Brechot, A. B. Cardis, W. R. Murphy, and J. Theissen. Micropitting resistant in-

- dustrial gear oils with balanced performance. *Industrial Lubrication and Tribology*, 52(3):125–136, 2000.
- [70] E. de la Guerra Ochoa, J. E. Otero, E. Chacón Tanarro, J. M. Muñoz-Guijosa, B. del Río López, and Cristina Alén Cordero. Analysis of the effect of different types of additives added to a low viscosity polyalphaolefin base on micropitting. *Wear*, 322-323:238–250, 2015.
- [71] Anton Paar. DMA 35 N Portability and Power, 2006.
- [72] D. S. Viswanath, T. K. Ghosh, D. H. L Prasad, N. V. K. Dutt, and K. Y. Rani. *Viscosity of Liquids*. Springer Netherlands, Dordrecht, The Netherlands, 1 edition, 2007.
- [73] A. Sozzetti. *Encyclopedia of Astrobiology*. Springer-Verlag Berlin, 2 edition, 2015.
- [74] D. Okuno, R. Iino, and H. Noji. *Encyclopedia of Biophysics*. 2013.
- [75] STRAMA-MPS. FZG GEAR-TEST RIG, 1989.
- [76] C. M.C.G. Fernandes, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra. Torque loss of type C40 FZG gears lubricated with wind turbine gear oils. *Tribology International*, 70:83–93, 2014.
- [77] K. Michaelis, B. R. Hoehn, and P. Oster. Influence of lubricant on gear failures - test methods and application to gearboxes in practice. *TriboTest*, 11(1):43–56, 2006.
- [78] Carlos M.C.G. Fernandes, R. C. Martins, J. H. O. Seabra, and L. Blazquez. *FZG gearboxes lubricated with different formulations of polyalphaolefin wind turbine gear oils*. Woodhead Publishing Limited, 2014.
- [79] Analytical Data Reporting. Vision64 Map Enhanced Metrology Analysis and Reporting.
- [80] Mettler-Toledo. Operating instructions -METTLER TOLEDO PR / SR balances.
- [81] H. Winter and K. Michaelis. FZG Gear Test Rig - Description and Test Possibilities. In *Second International Symposium on The Performance of Automotive Fuels and Lubricants*, page 15, Wolfsburg, West Germany, 1985.
- [82] J. F. Archard. Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, 24(8):981–988, 1953.
- [83] J. A. Brandão, P. Cerqueira, J. H. O. Seabra, and M. J. D. Castro. Measurement of mean wear coefficient during gear tests under various operating conditions. *Tribology International*, 102:61–69, 2016.
- [84] Erdgas und Kohle e.V Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl. Short Test Procedure for the investigation of the micropitting load capacity of gear lubricants, 2002.
- [85] ASTM. Standard Practice for Production and Evaluation of Field Metallographic Replicas. *Methods*, 01(January):5–9, 1996.
- [86] A&D Company Ltd. SV-10 / SV-100 Vibro Viscometer INSTRUCTION MANUAL, 2008.
- [87] H. Cen, A. Morina, and A. Neville. Effect of ageing on lubricants' physical and chemical properties and tribological performance: Part II: effect of water contamination on lubricant. *Industrial Lubrication and Tribology*, 71(1):48–53, 2019.

- [88] C. M. C. G. Fernandes, P. M. T. Marques, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra. Gearbox power loss. Part I: Losses in rolling bearings. *Tribology International*, 88:298–308, 2015.
- [89] C. M. C. G. Fernandes, P. M. T. Marques, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra. Gearbox power loss. Part II: Friction losses in gears. *Tribology International*, 88:309–316, 2015.
- [90] P. M. T. Marques, C. M. C. G. Fernandes, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra. Efficiency of a gearbox lubricated with wind turbine gear oils. *Tribology International*, 71:7–16, 2014.
- [91] C. M. C. G. Fernandes, P. M. T. Marques, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra. Gearbox power loss. Part III: Application to a parallel axis and a planetary gearbox. *Tribology International*, 88:317–326, 2015.
- [92] C. M. C. G. Fernandes, P. M. T. Marques, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra. Influence of gear loss factor on the power loss prediction. *Mechanical Sciences*, 6(2):81–88, 2015.
- [93] Ramiro Carneiro Martins, Carlos M.C.G. Fernandes, and Jorge H.O. Seabra. Evaluation of bearing, gears and gearboxes performance with different wind turbine gear oils. *Friction*, 3(4):275–286, 2015.
- [94] T. E. Tallian. On competing failure modes in rolling contact. *ASLE Transactions*, 10(4):418–439, 1967.
- [95] R. C. Martins, J. H. O. Seabra, and L. F. Ruis-Moron. Influence of oil formulation on gear micropitting and power loss performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 225(6):429–439, 2011.
- [96] Y. YASUE, S. HIROSHIMA, Y. HAYASHIDA, and S. MATSUMOTO. Verification of micro pitting occurring process considering frictional force at the gear tooth mesh surface of power transmission gears. *Transactions of the JSME (in Japanese)*, 81(828):14–00687–14–00687, 2015.
- [97] H. Xu. Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology For Gear Pairs, 2005.
- [98] ISO 6336-1:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. 2019.
- [99] S. Roy, D. White, and S. Sundararajan. Correlation between evolution of surface roughness parameters and micropitting of carburized steel under boundary lubrication condition. *Surface and Coatings Technology*, 350(June):445–452, 2018.
- [100] C. A. Moyer and L. L. Bahney. Modifying the lambda ratio to functional line contacts. *Tribology Transactions*, 33(4):535–541, 1990.
- [101] T. L. Krantz. *On the Correlation of Specific Film Thickness and Gear Pitting Life*. Number February. 2015.

**ANEXOS**



# A Topografias da superfície

## A.1 Equipamento óptico

### A.1.1 Medições realizadas à superfície de G1

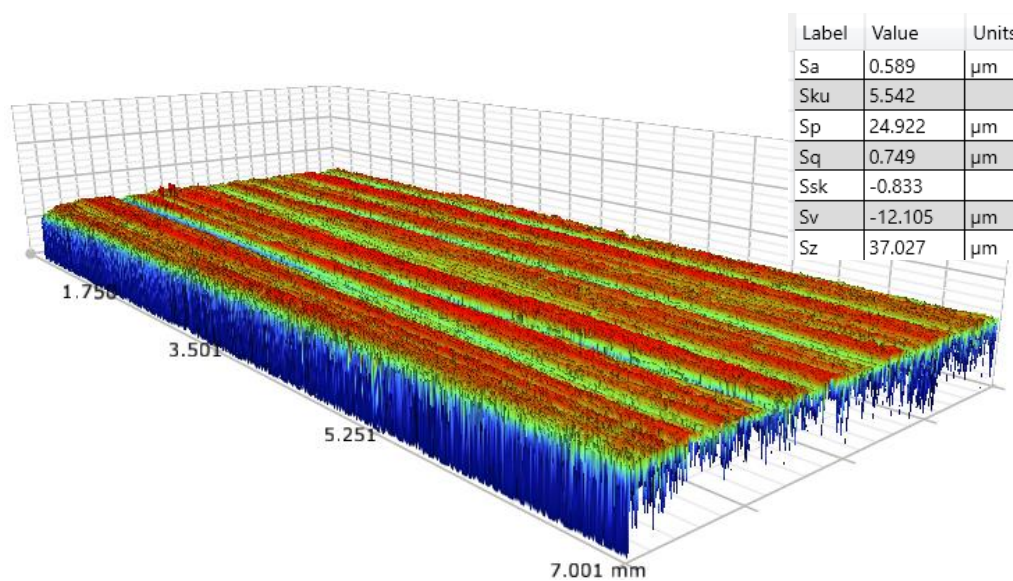


Figura A.1.: Após testes de perda de Binário (G1).

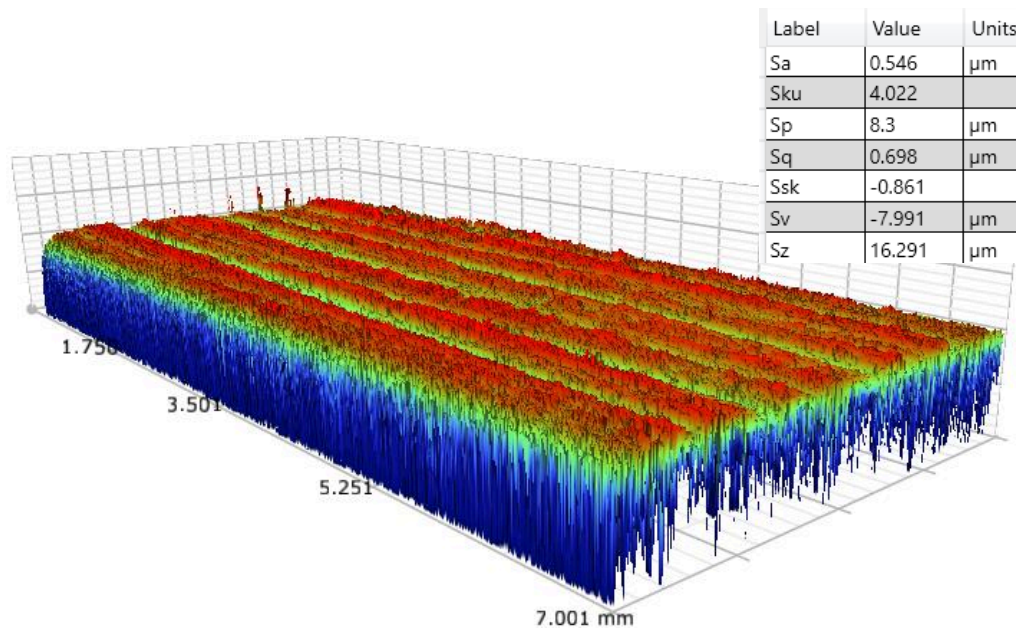


Figura A.2.: Após estágio K7 dos testes de fadiga (G1).

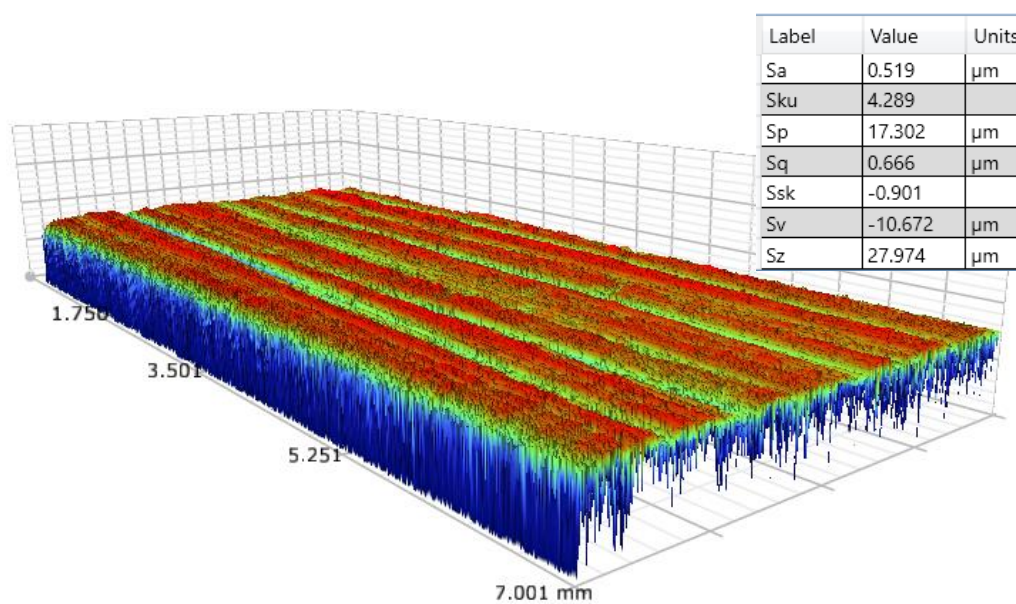


Figura A.3.: Após estágio K8 dos testes de fadiga (G1).

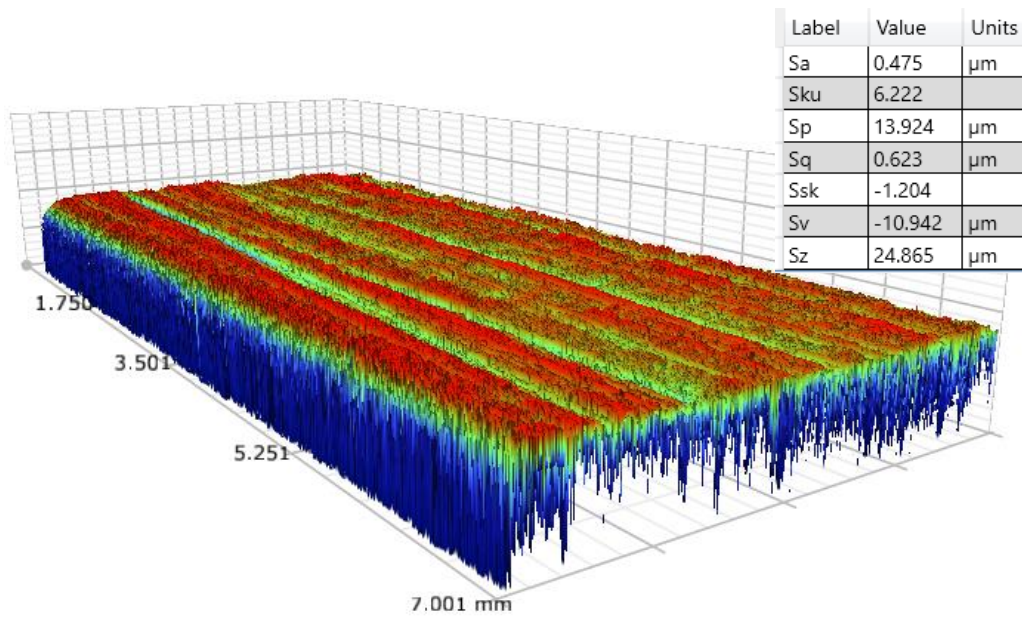


Figura A.4.: Após estágio K9 dos testes de fadiga (G1).

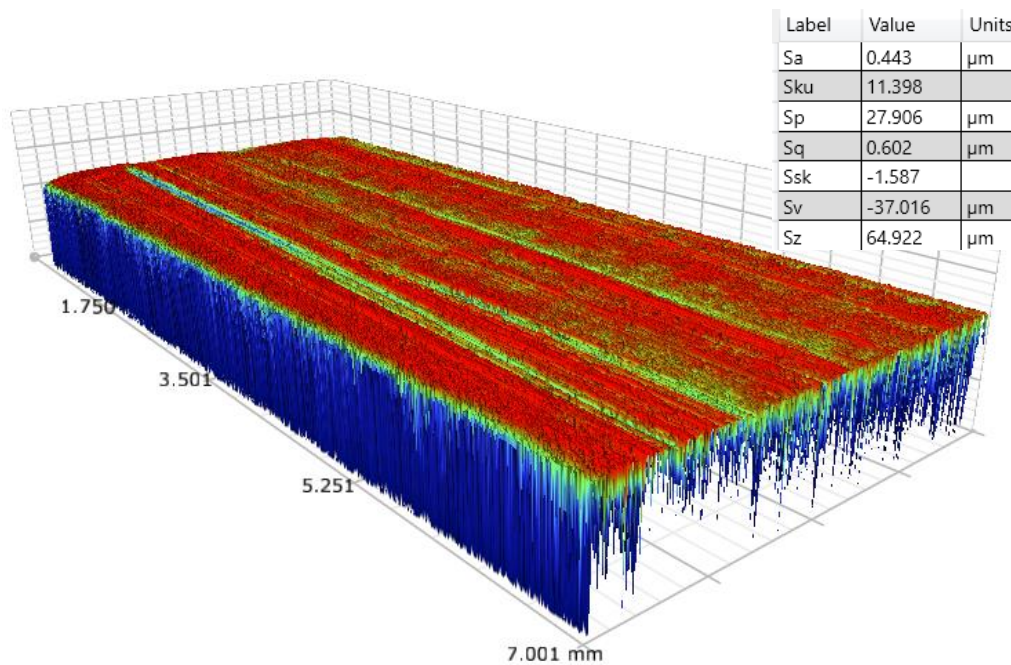


Figura A.5.: Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G1).

## A.1.2 Medições realizadas à superfície de G1R

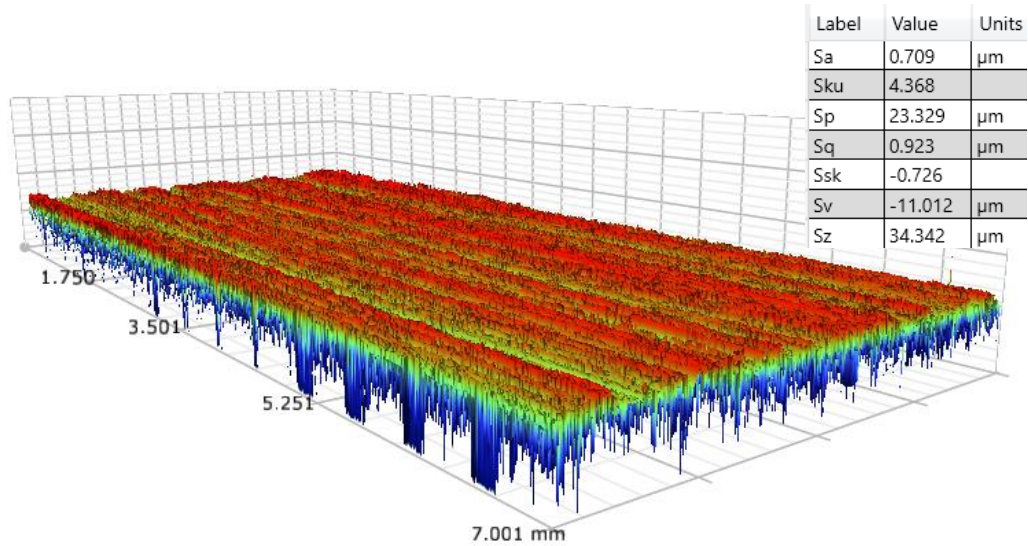


Figura A.6.: Superfície nova (G1R).

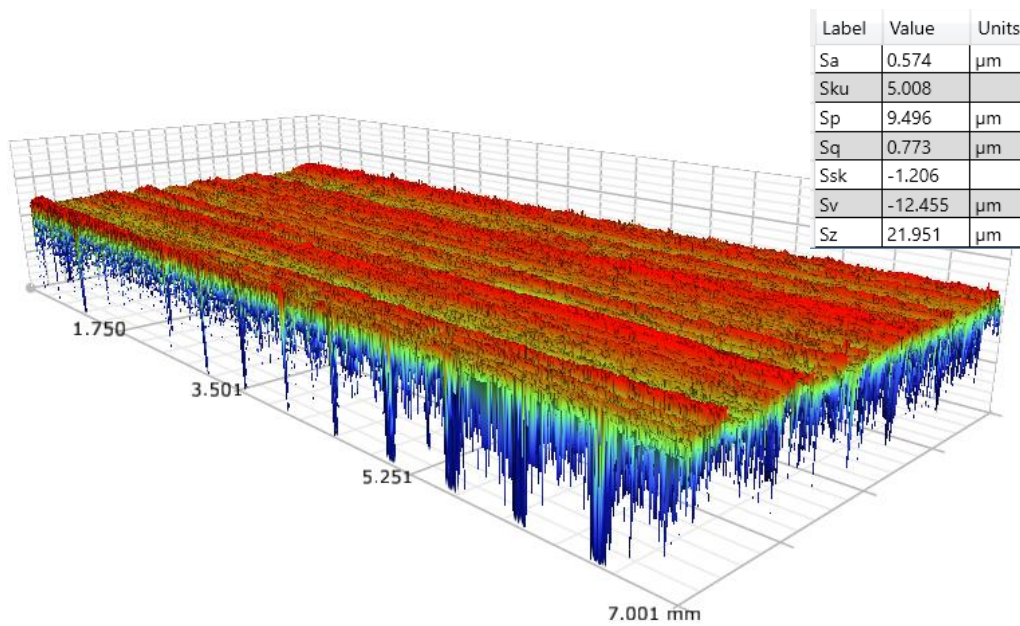


Figura A.7.: Após fase de rodagem (G1R).

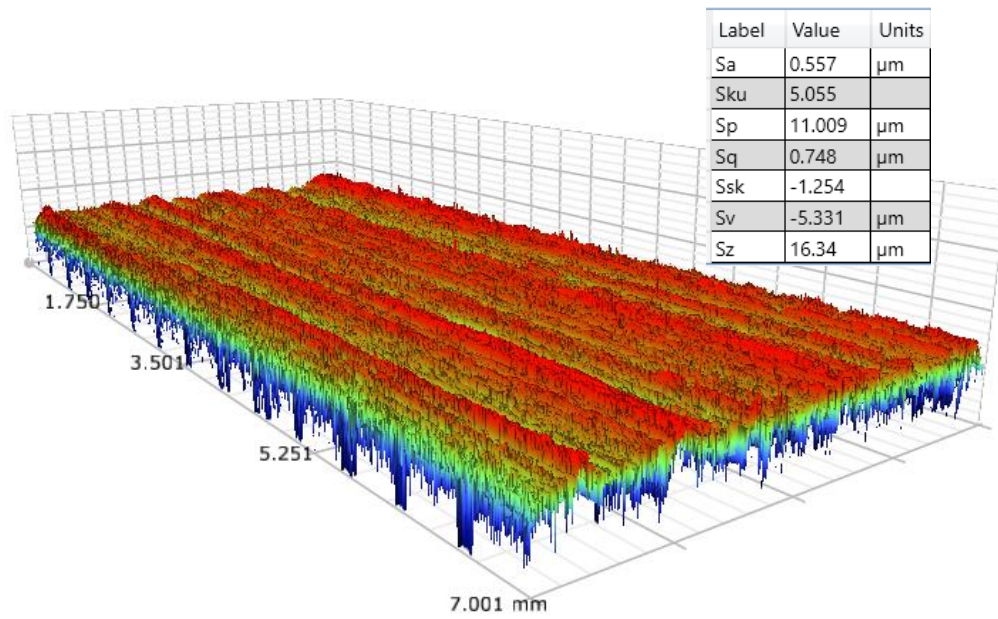


Figura A.8.: Após testes de perda de binário (G1R).

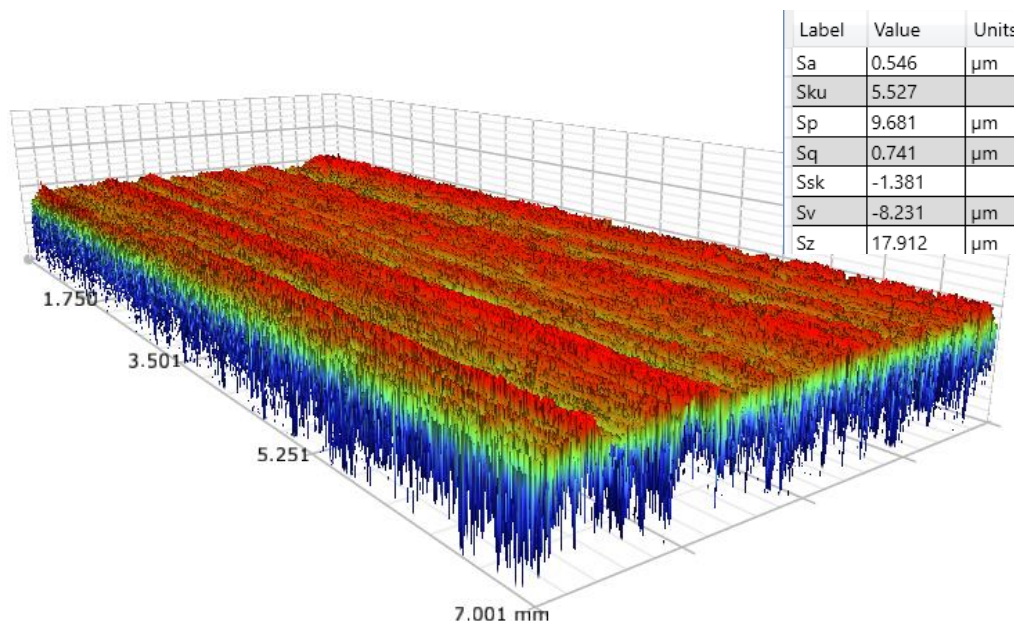


Figura A.9.: Após estágio K7 dos testes de fadiga (G1R).

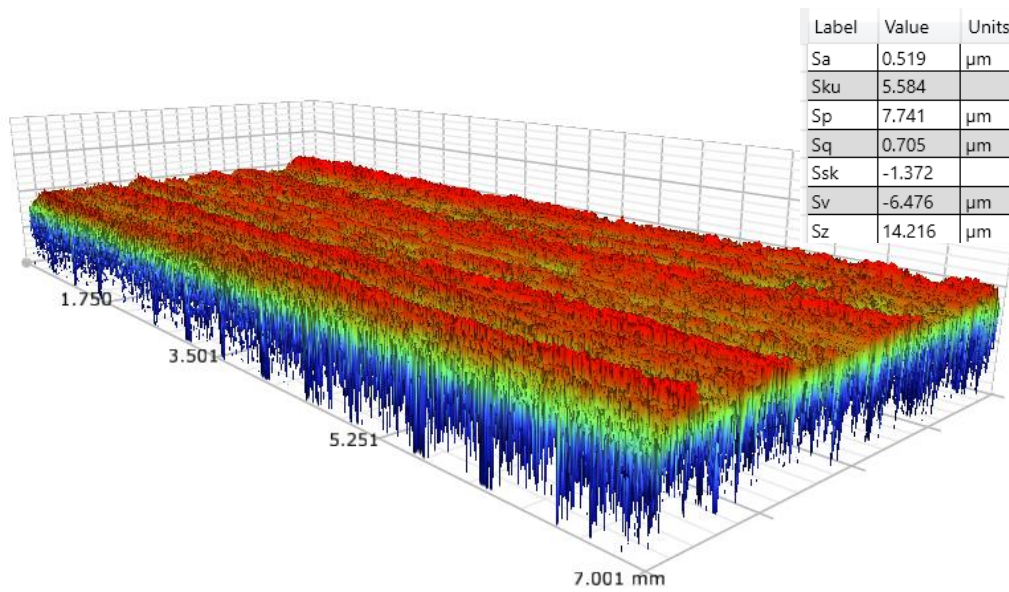


Figura A.10.: Após estágio K8 do testes de fadiga (G1R).

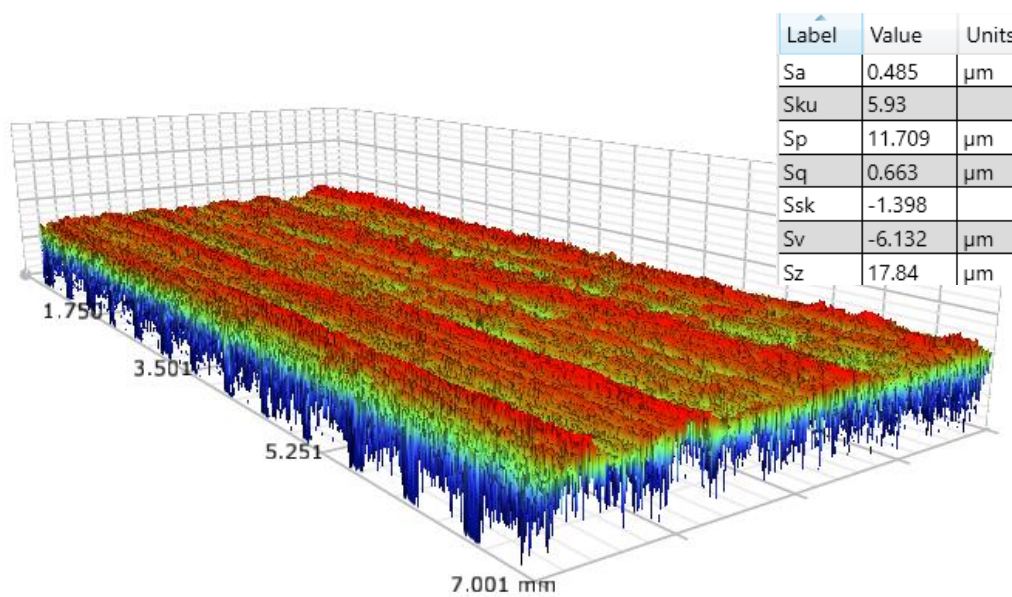


Figura A.11.: Após estágio K9 dos testes de fadiga (G1R).

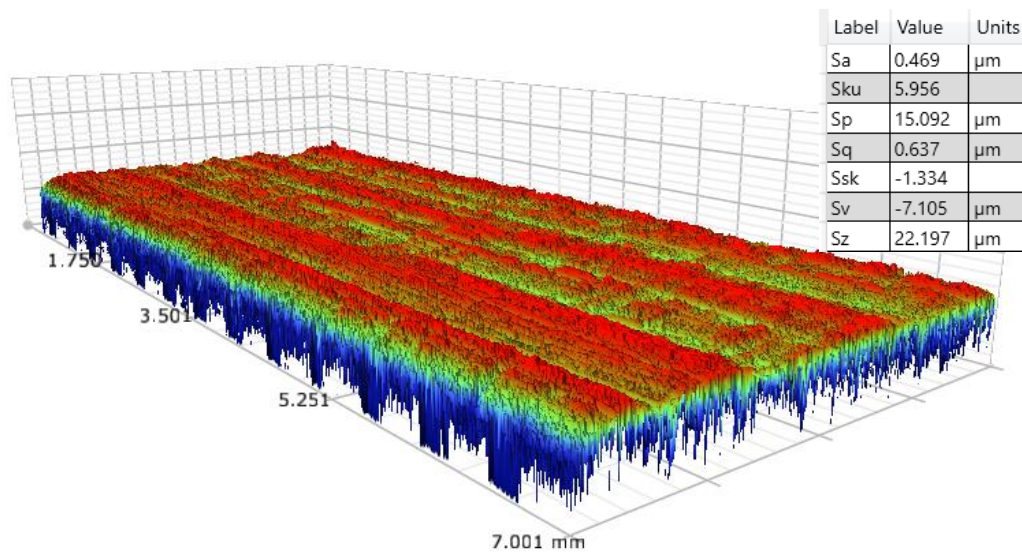


Figura A.12.: Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G1R).

### A.1.3 Medições realizadas à superfície de G2

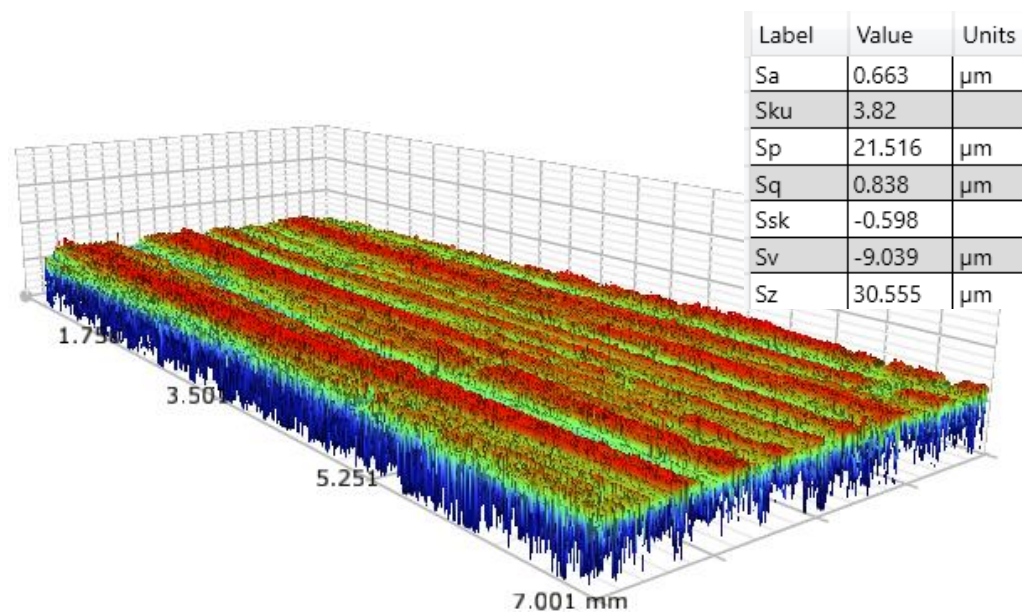


Figura A.13.: Após testes de perda de binário (G2).

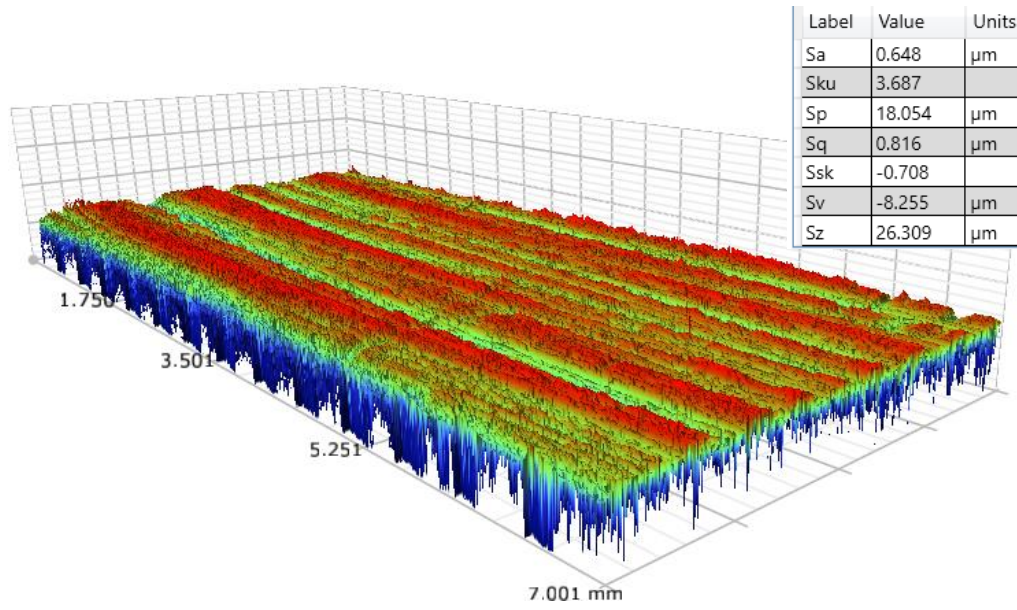


Figura A.14.: Após estágio K7 dos testes de fadiga (G2).

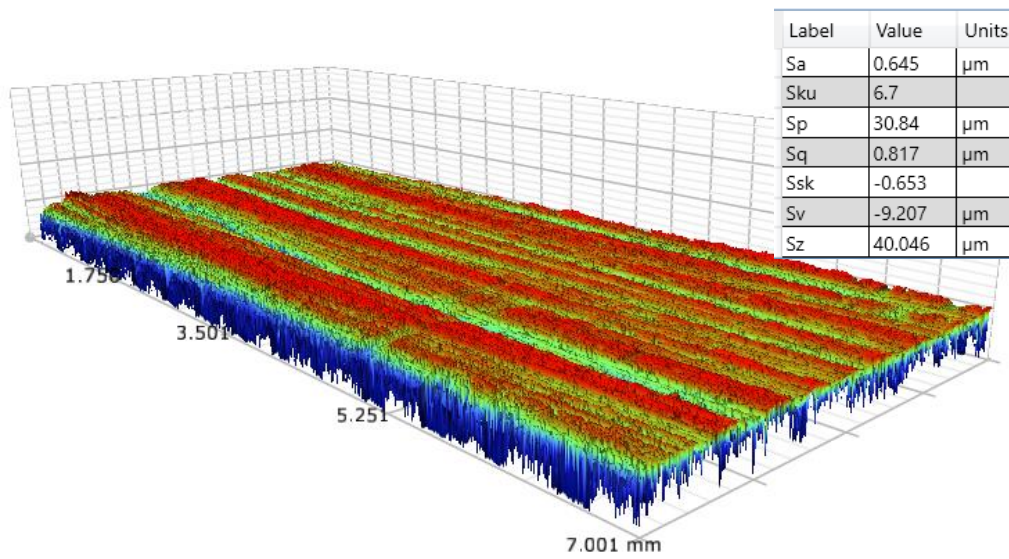


Figura A.15.: Após estágio K8 dos testes de fadiga (G2).

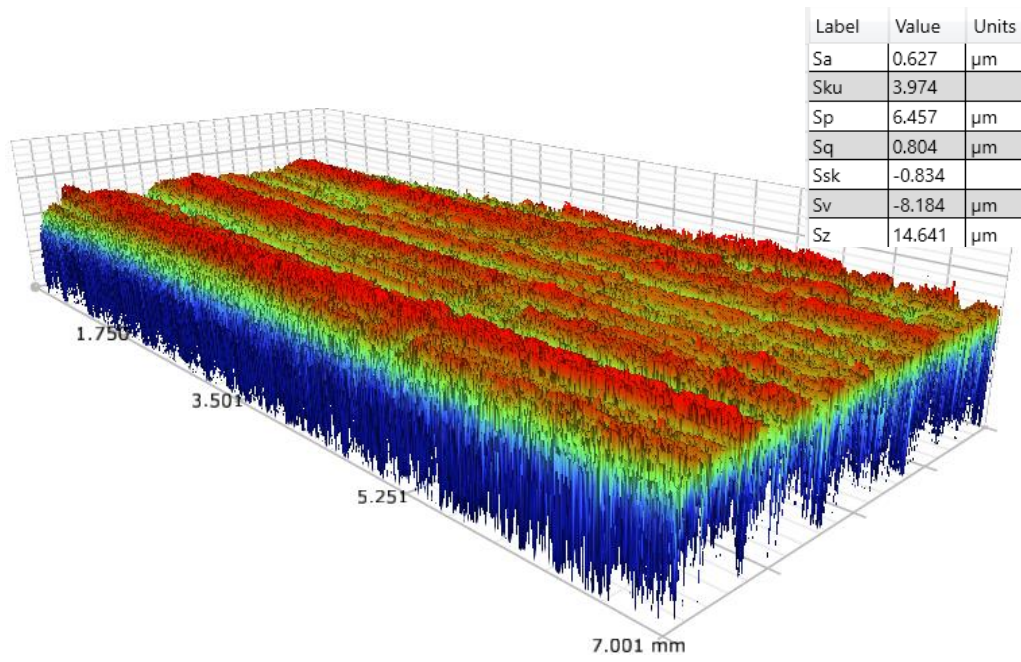


Figura A.16.: Após estágio K9 dos testes de fadiga (G2).

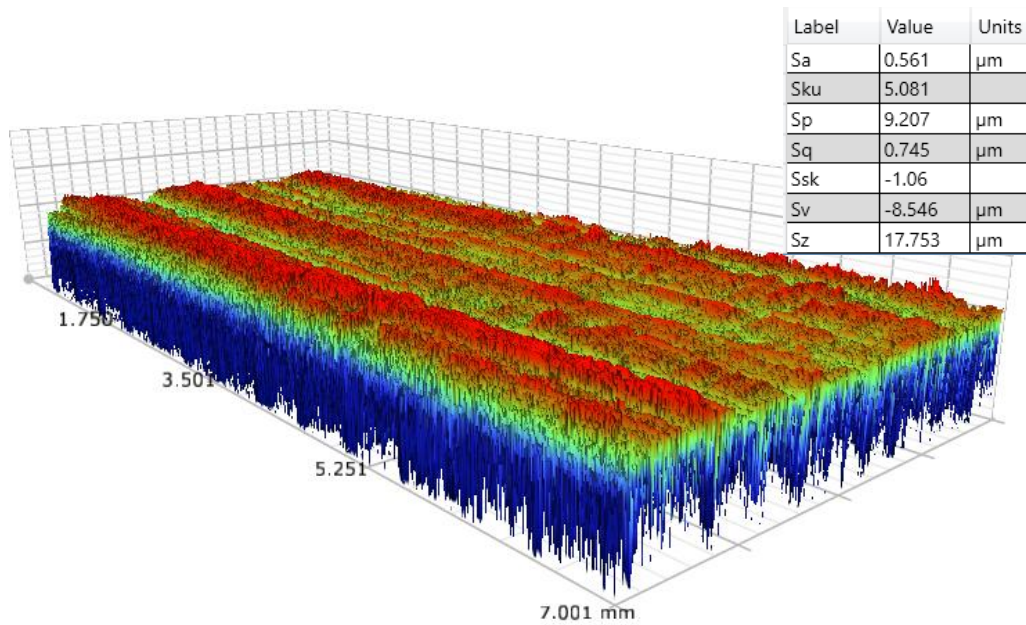


Figura A.17.: Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G2).

### A.1.4 Medições realizadas à superfície de G3

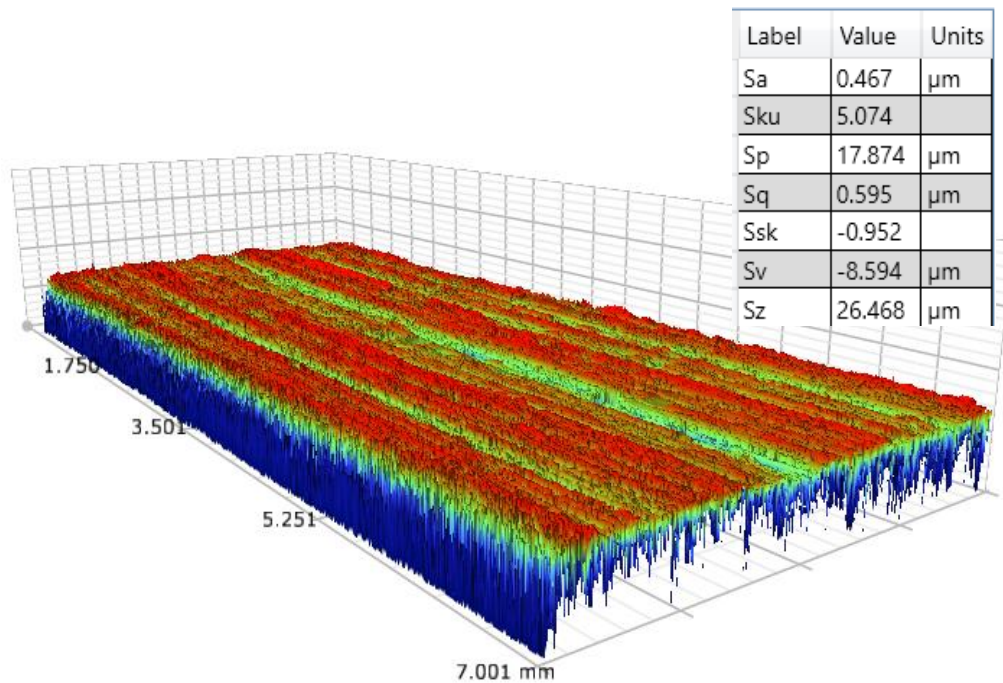


Figura A.18.: Após testes de perda de binário (G3).

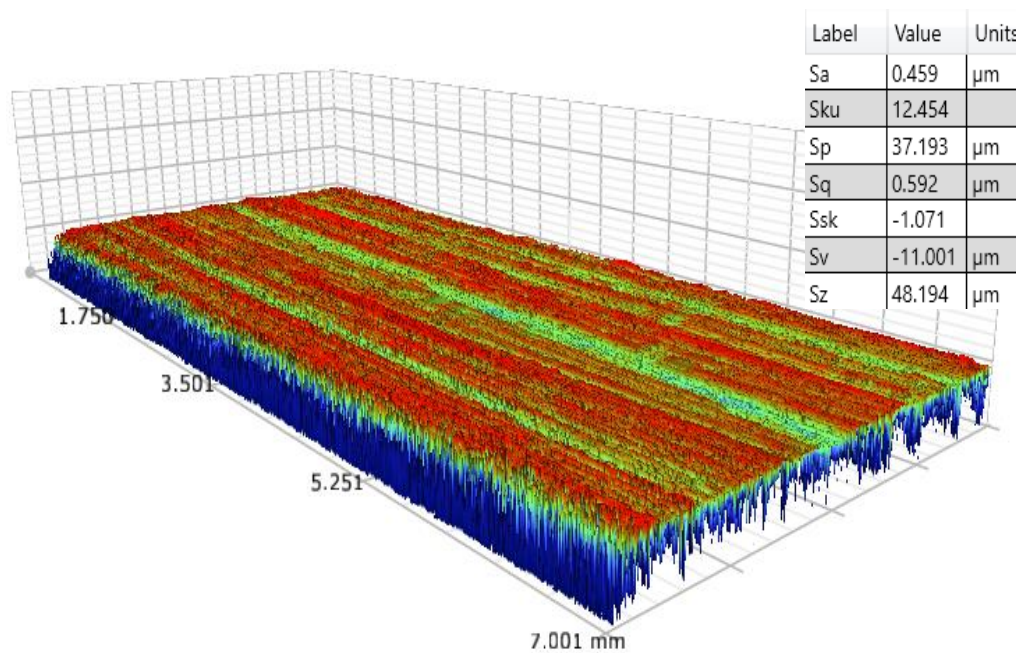


Figura A.19.: Após estágio K7 dos testes de fadiga (G3).

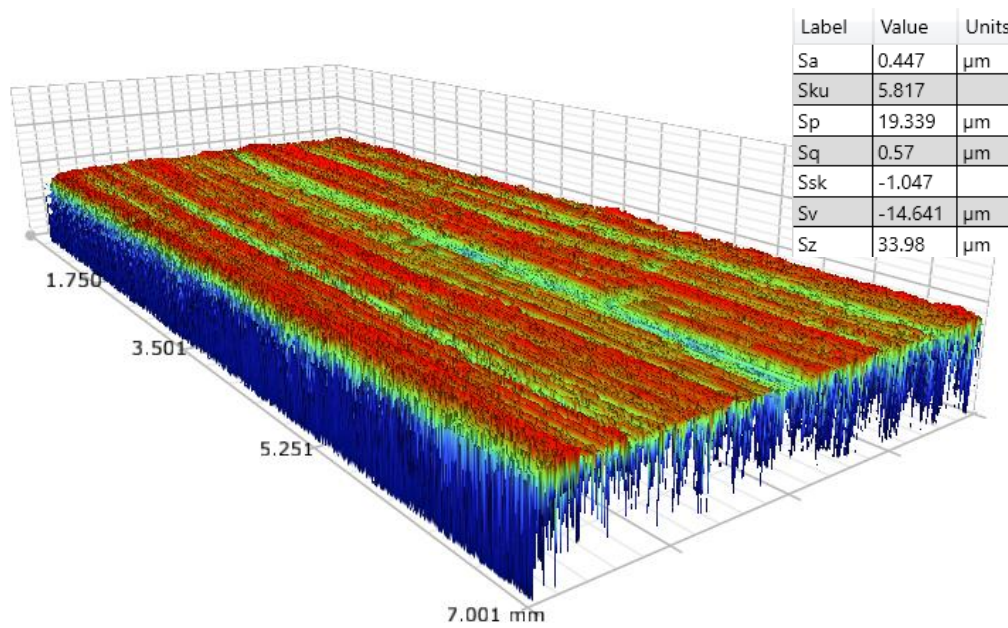


Figura A.20.: Após estágio K8 dos testes de fadiga (G3).

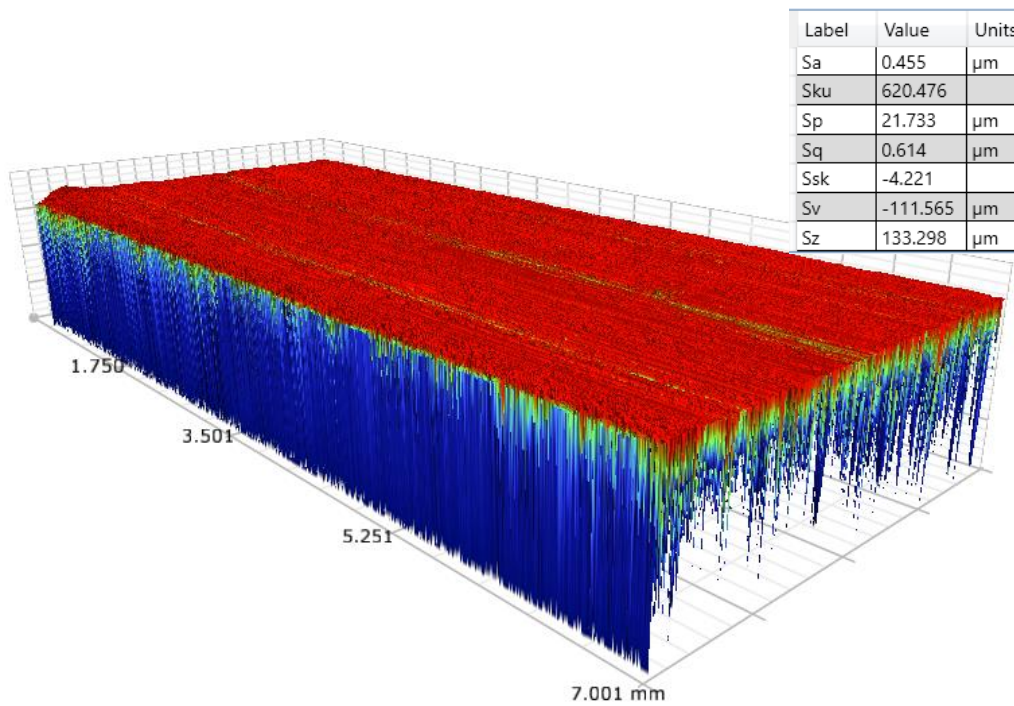


Figura A.21.: Após estágio K9 dos testes de fadiga (G3).

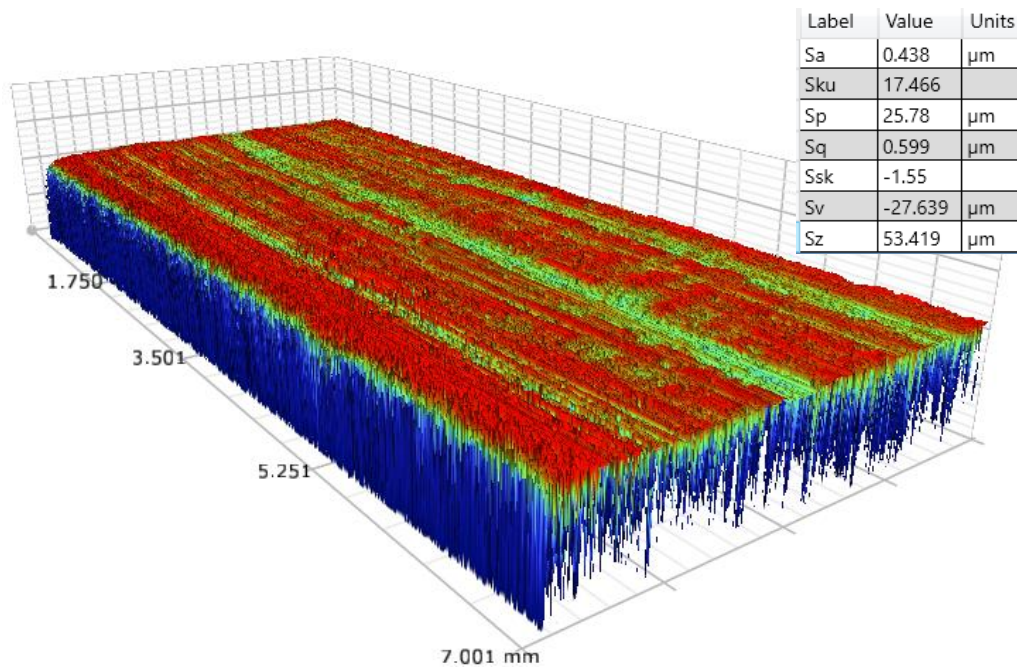


Figura A.22.: Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G3).

### A.1.5 Medições realizadas à superfície de G4

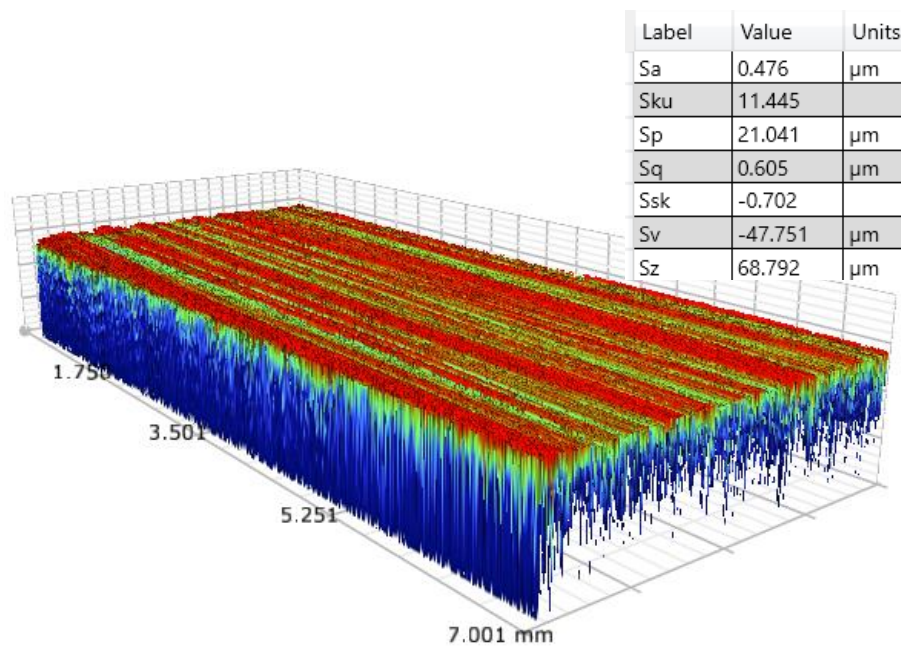


Figura A.23.: Após testes de perda de binário (G4).

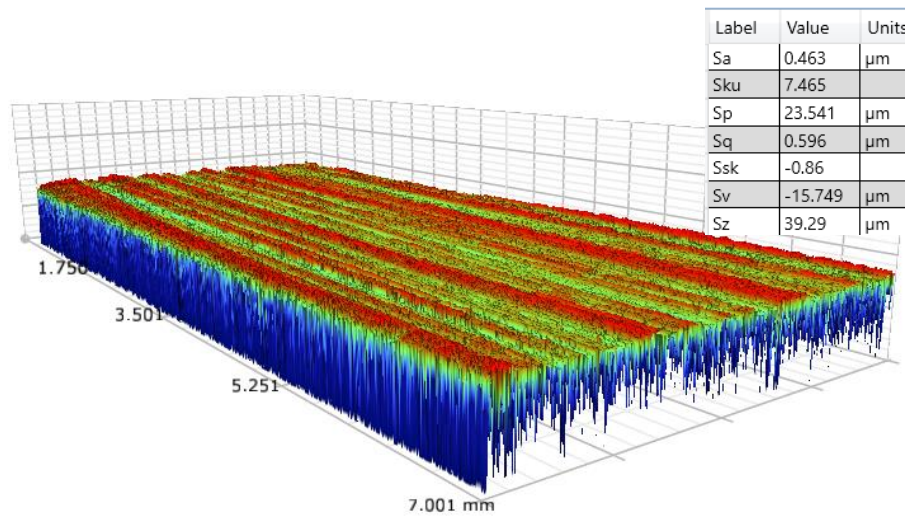


Figura A.24.: Após estágio K7 dos testes de fadiga (G4).

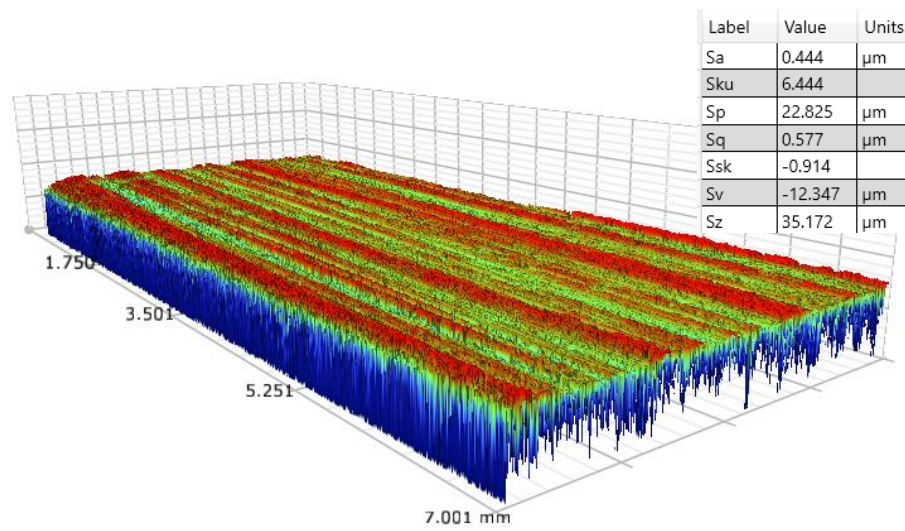


Figura A.25.: Após estágio K8 dos testes de fadiga (G4).

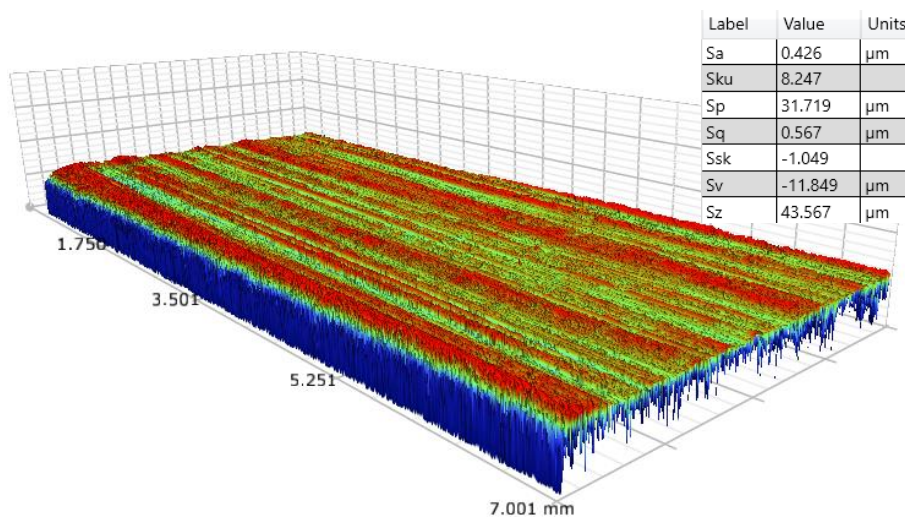


Figura A.26.: Após estágio K9 dos testes de fadiga (G4).

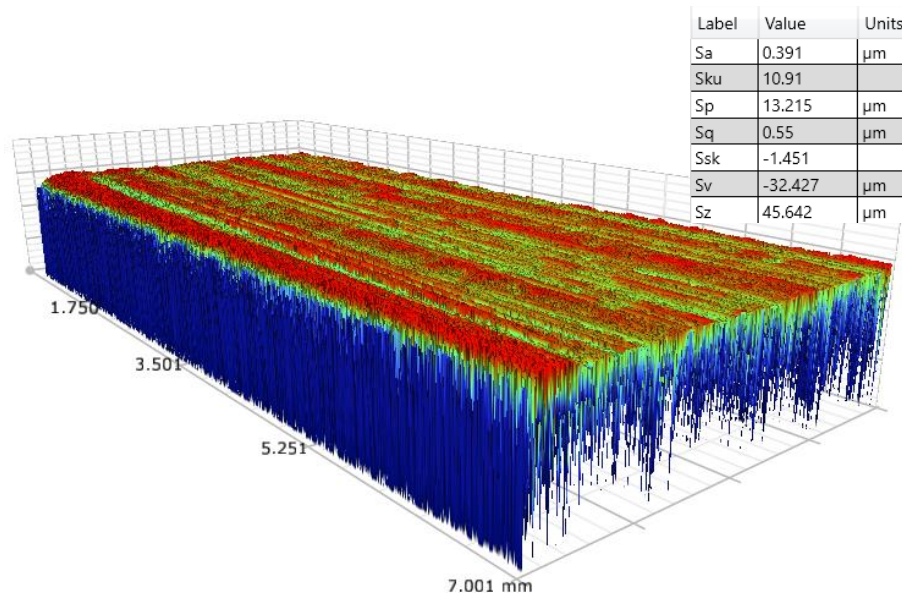


Figura A.27.: Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G4).

## A.1.6 Medições realizadas à superfície de G5

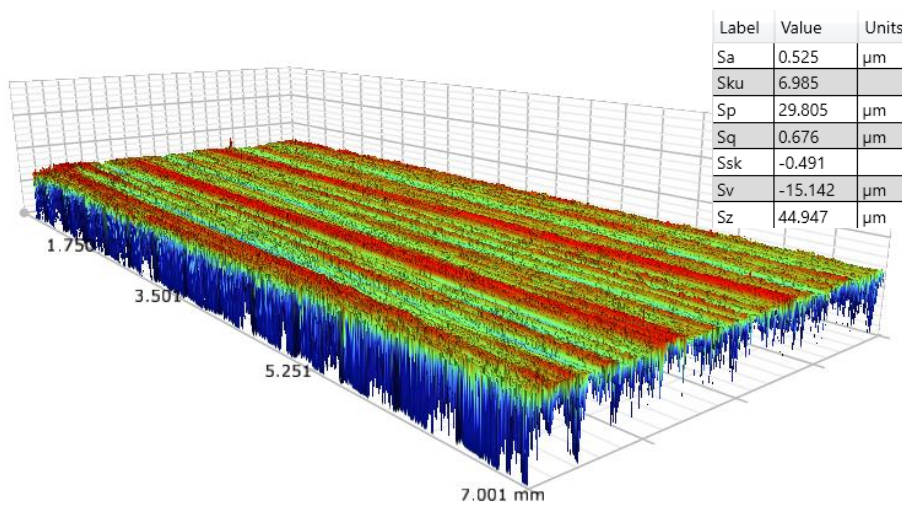


Figura A.28.: Após testes de perda de binário (G5).

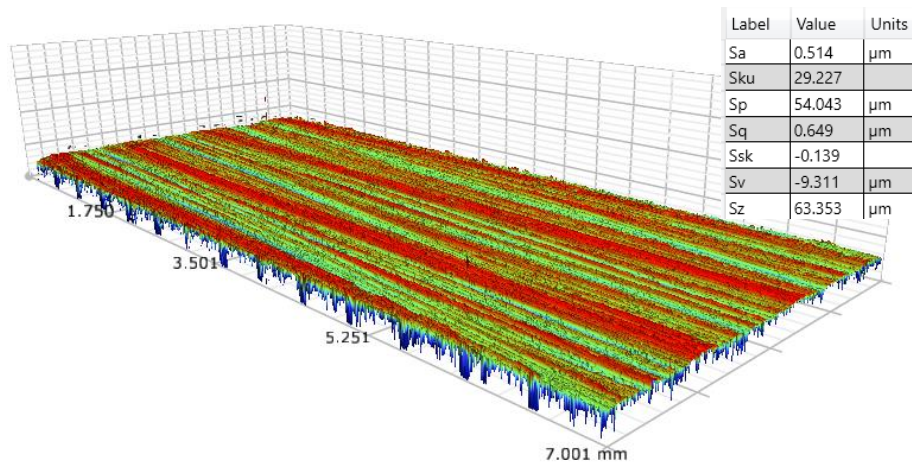


Figura A.29.: Após estágio K7 dos testes de fadiga (G5).

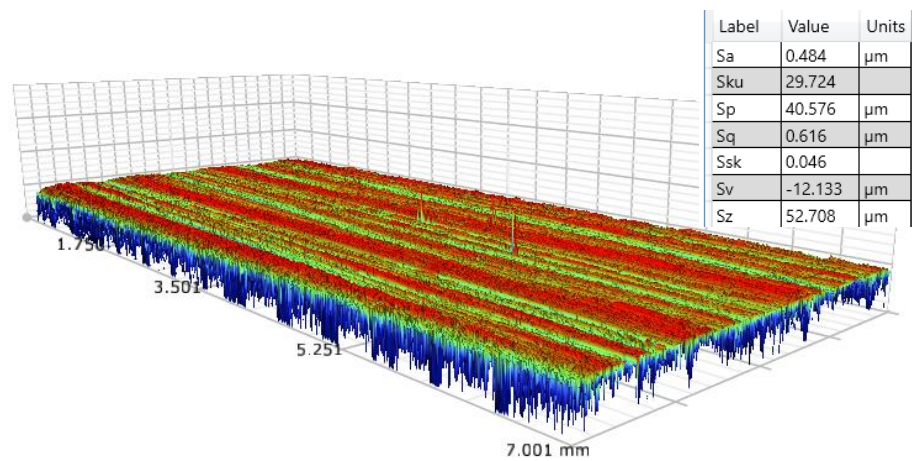


Figura A.30.: Após estágio K8 dos testes de fadiga (G5).

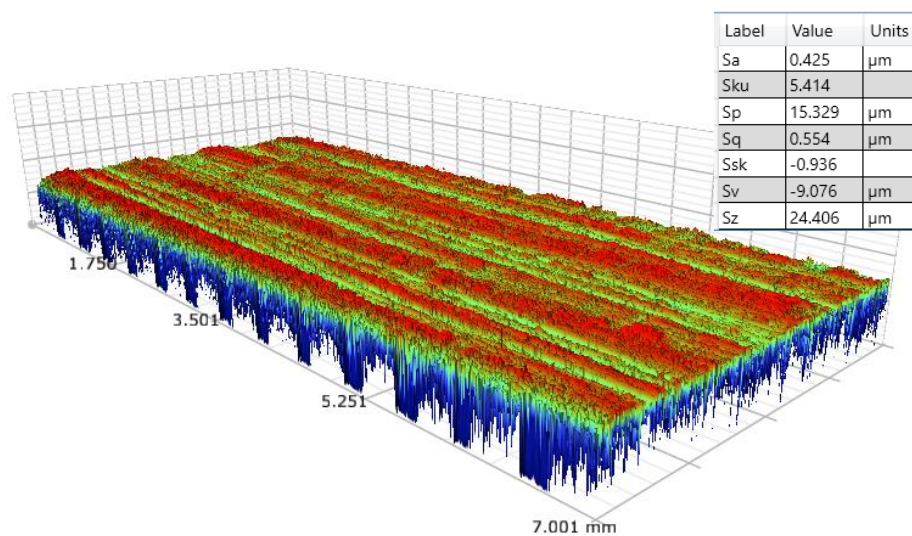


Figura A.31.: Após estágio K9 dos testes de fadiga (G5).

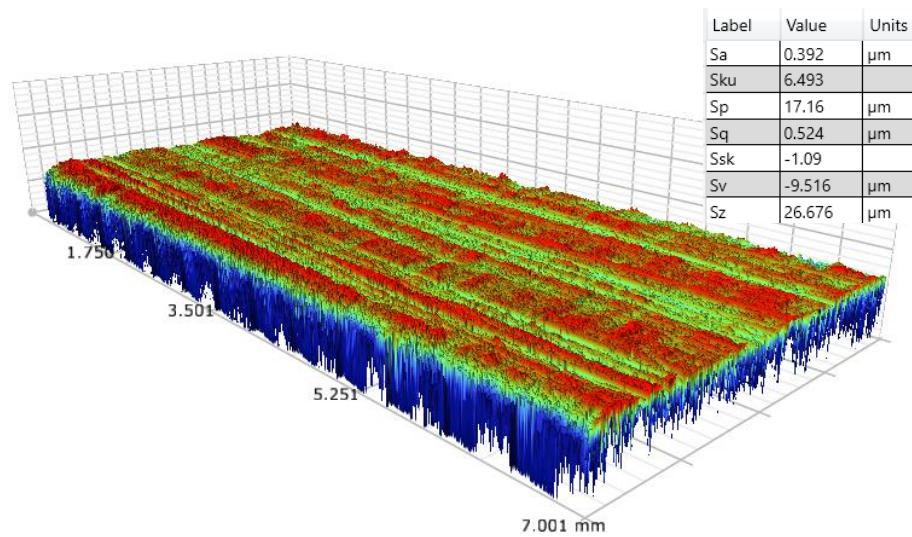


Figura A.32.: Após estágio K9/80h dos testes de fadiga (G5).

## A.2 Rugosímetro de contacto (G1R)

### Parâmetros espaciais

Sa	= 0.818 $\mu\text{m}$	Sq	= 1.04 $\mu\text{m}$
Sp	= 4.94 $\mu\text{m}$	Sv	= 4.6 $\mu\text{m}$
St	= 9.53 $\mu\text{m}$	Ssk	= -0.481
Sku	= 3.44	Sz	= 9.53 $\mu\text{m}$

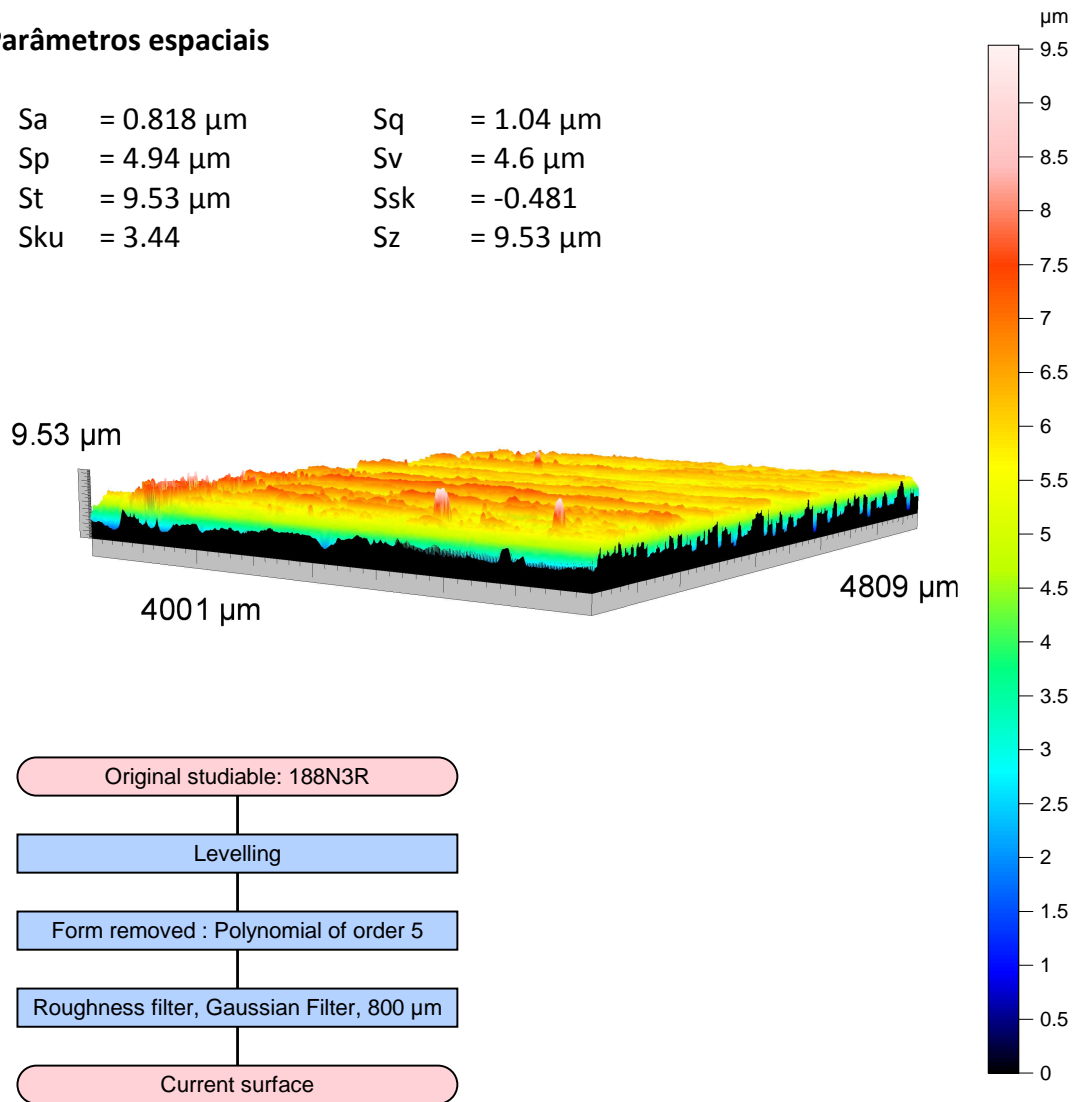


Figura A.33.: Superfície no estado novo.

**Parâmetros espaciais**

Sa	= 0.545 $\mu\text{m}$	Sq	= 0.734 $\mu\text{m}$
Sp	= 2.66 $\mu\text{m}$	Sv	= 5.1 $\mu\text{m}$
St	= 7.76 $\mu\text{m}$	Ssk	= -0.821
Sku	= 4.86	Sz	= 7.76 $\mu\text{m}$

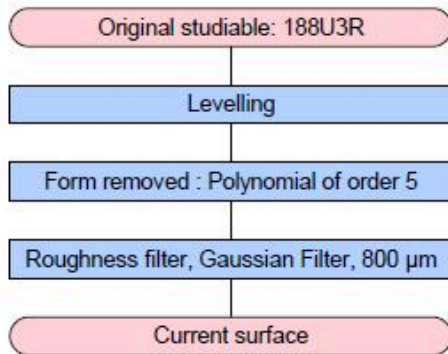
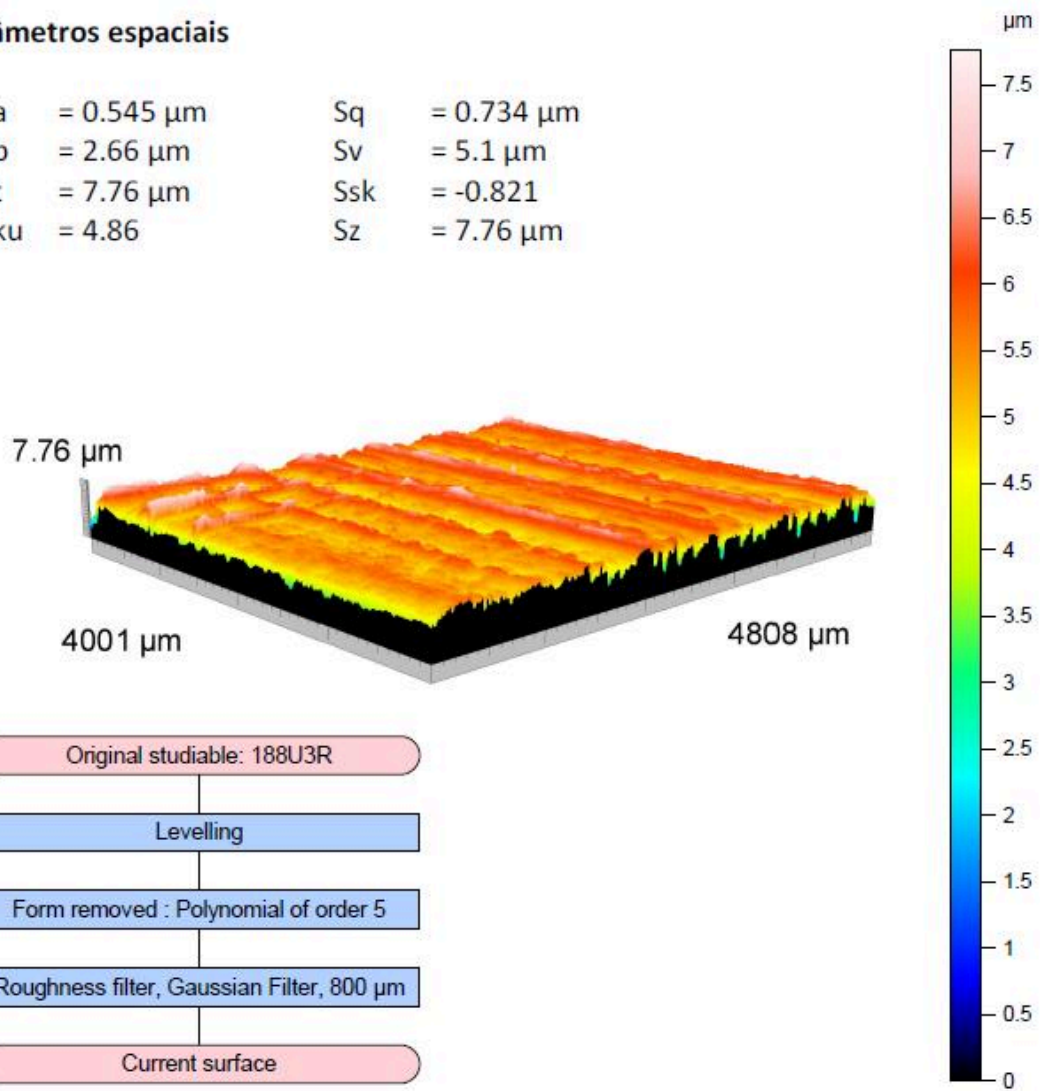


Figura A.34.: Superfície após a fase de rodagem.

**Parâmetros espaciais**

Sa	= 0.485 $\mu\text{m}$	Sq	= 0.654 $\mu\text{m}$
Sp	= 2.25 $\mu\text{m}$	Sv	= 5.12 $\mu\text{m}$
St	= 7.36 $\mu\text{m}$	Ssk	= -0.863
Sku	= 5.12	Sz	= 7.36 $\mu\text{m}$

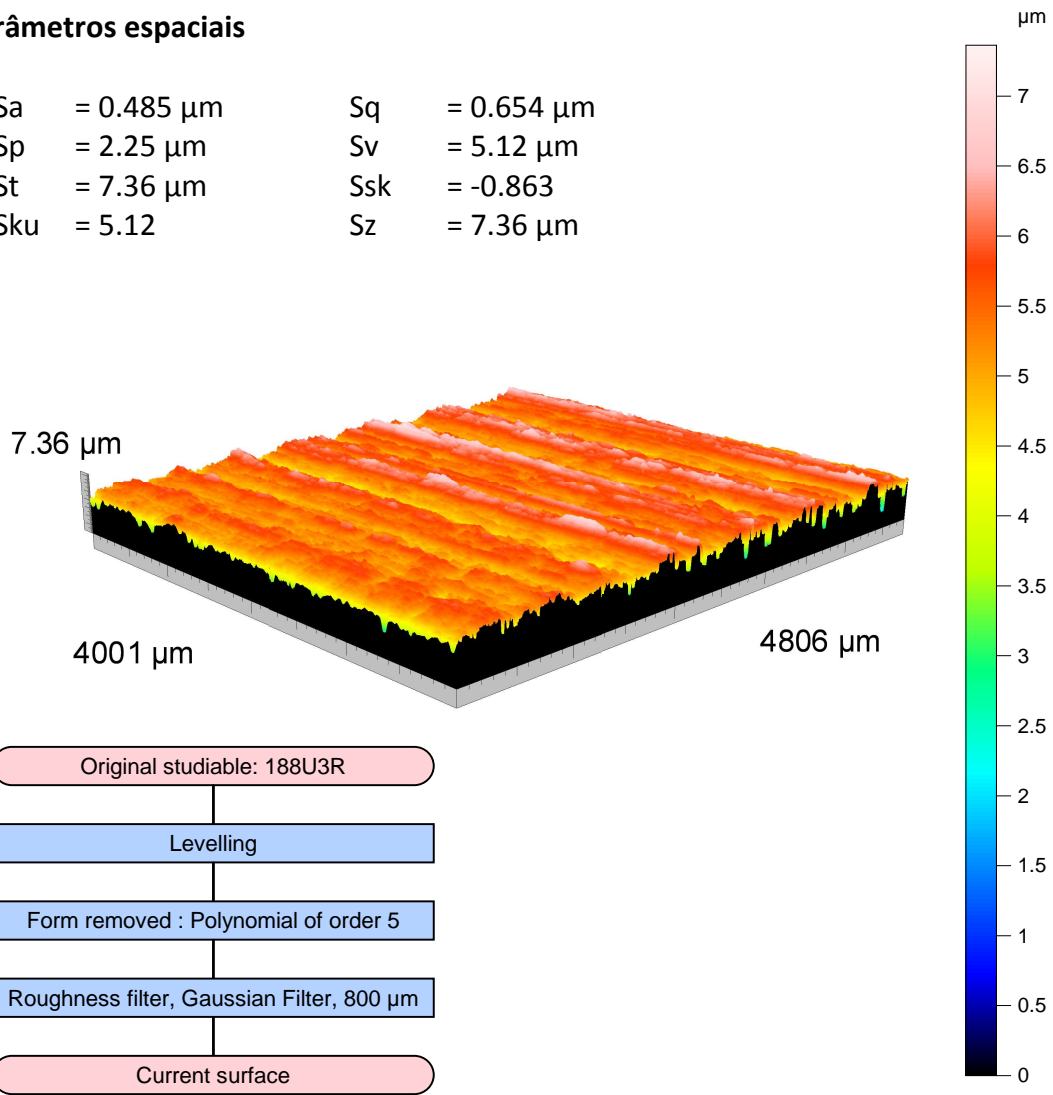


Figura A.35.: Superfície após os testes de perda de binário.

**Parâmetros espaciais**

Sa	= 0.498 $\mu\text{m}$	Sq	= 0.674 $\mu\text{m}$
Sp	= 3.74 $\mu\text{m}$	Sv	= 4.88 $\mu\text{m}$
St	= 8.62 $\mu\text{m}$	Ssk	= -0.697
Sku	= 5.23	Sz	= 8.62 $\mu\text{m}$

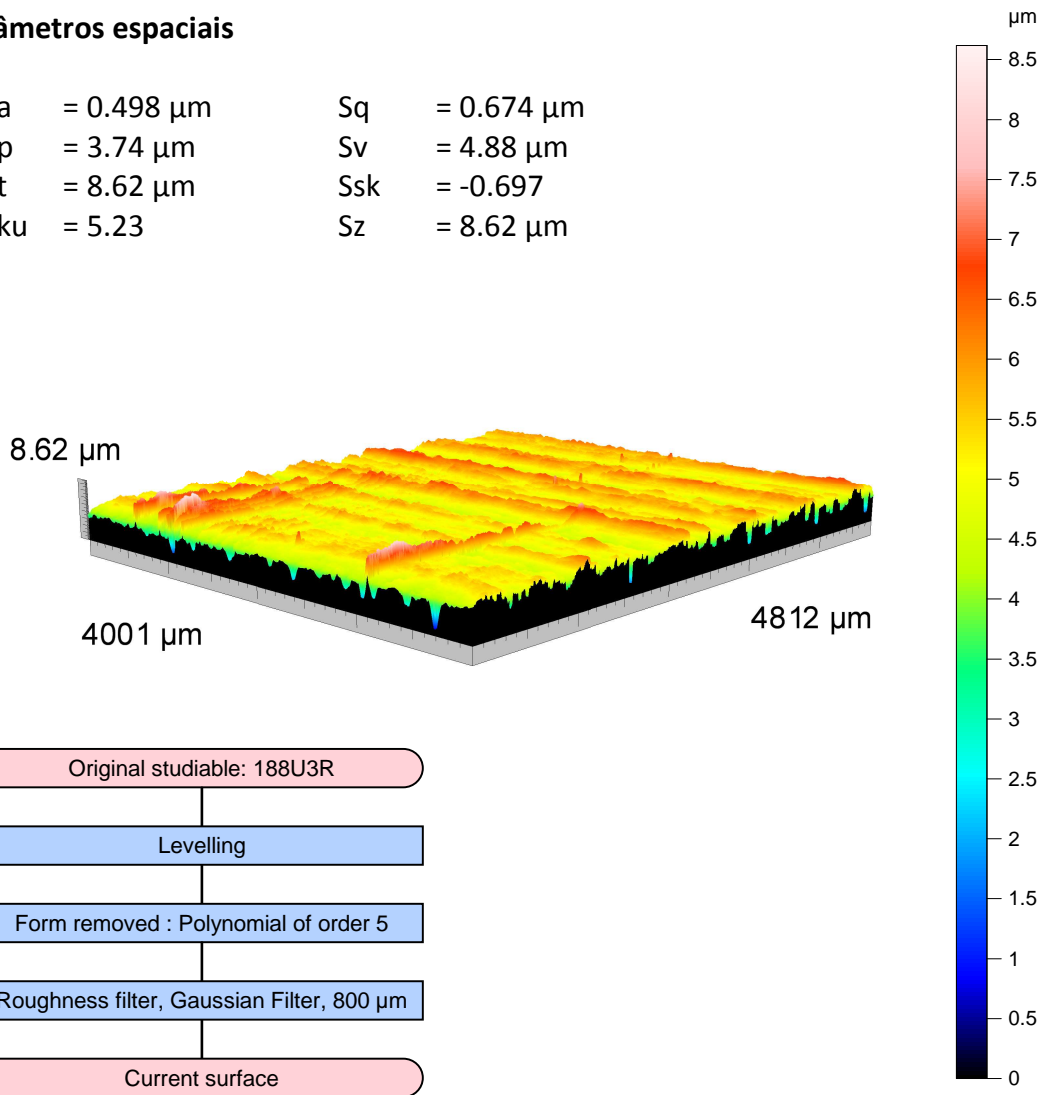


Figura A.36.: Superfície após estágio K7 dos testes de fadiga.

**Parâmetros espaciais**

Sa	= 0.47 $\mu\text{m}$	Sq	= 0.629 $\mu\text{m}$
Sp	= 2.12 $\mu\text{m}$	Sv	= 5.1 $\mu\text{m}$
St	= 7.22 $\mu\text{m}$	Ssk	= -0.925
Sku	= 5.08	Sz	= 7.22 $\mu\text{m}$

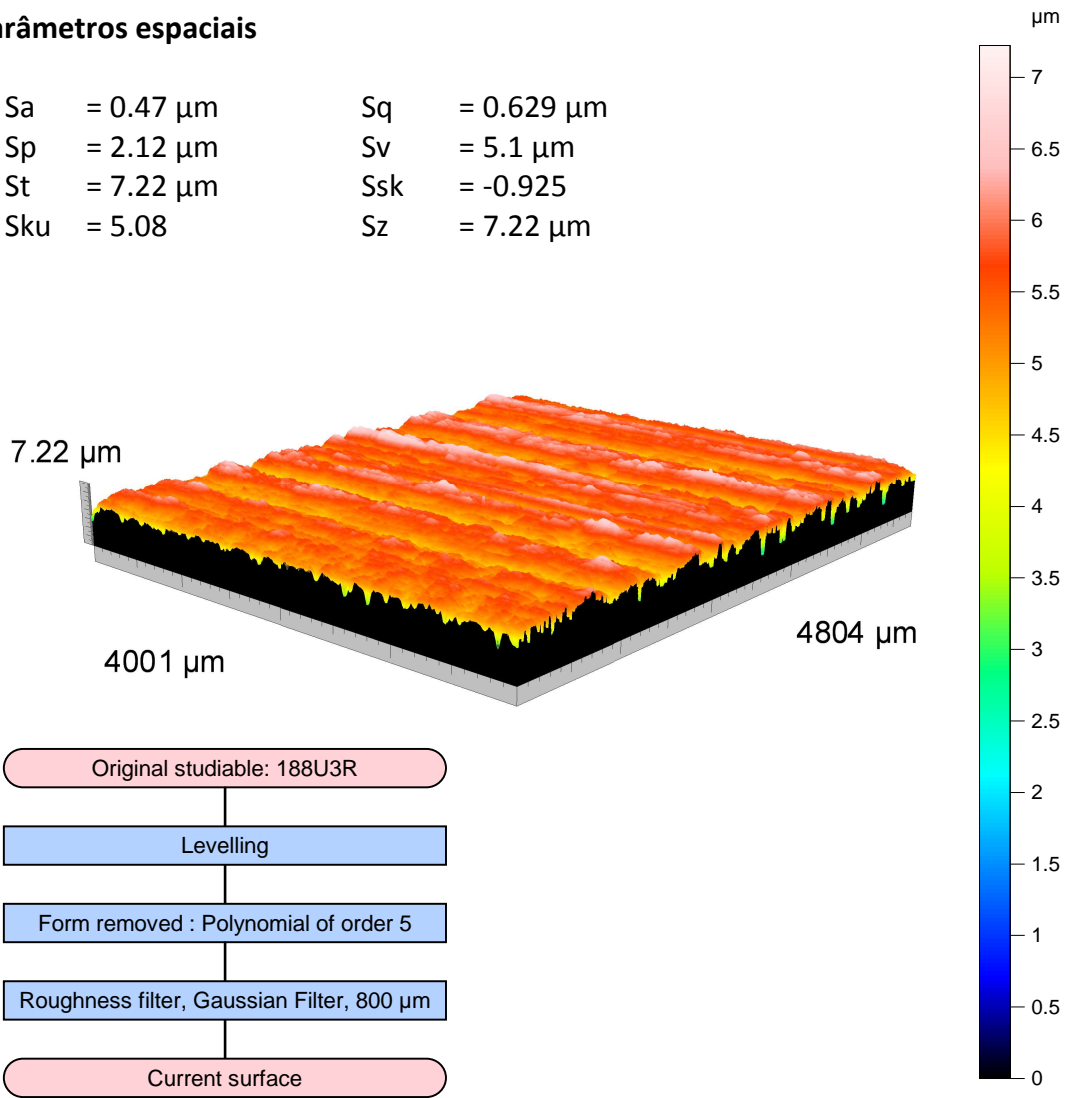


Figura A.37.: Superfície após estágio K8 dos testes de fadiga.

**Parâmetros espaciais**

Sa	= 0.448 μm	Sq	= 0.606 μm
Sp	= 4.41 μm	Sv	= 4.95 μm
St	= 9.37 μm	Ssk	= -0.485
Sku	= 5.81	Sz	= 9.37 μm

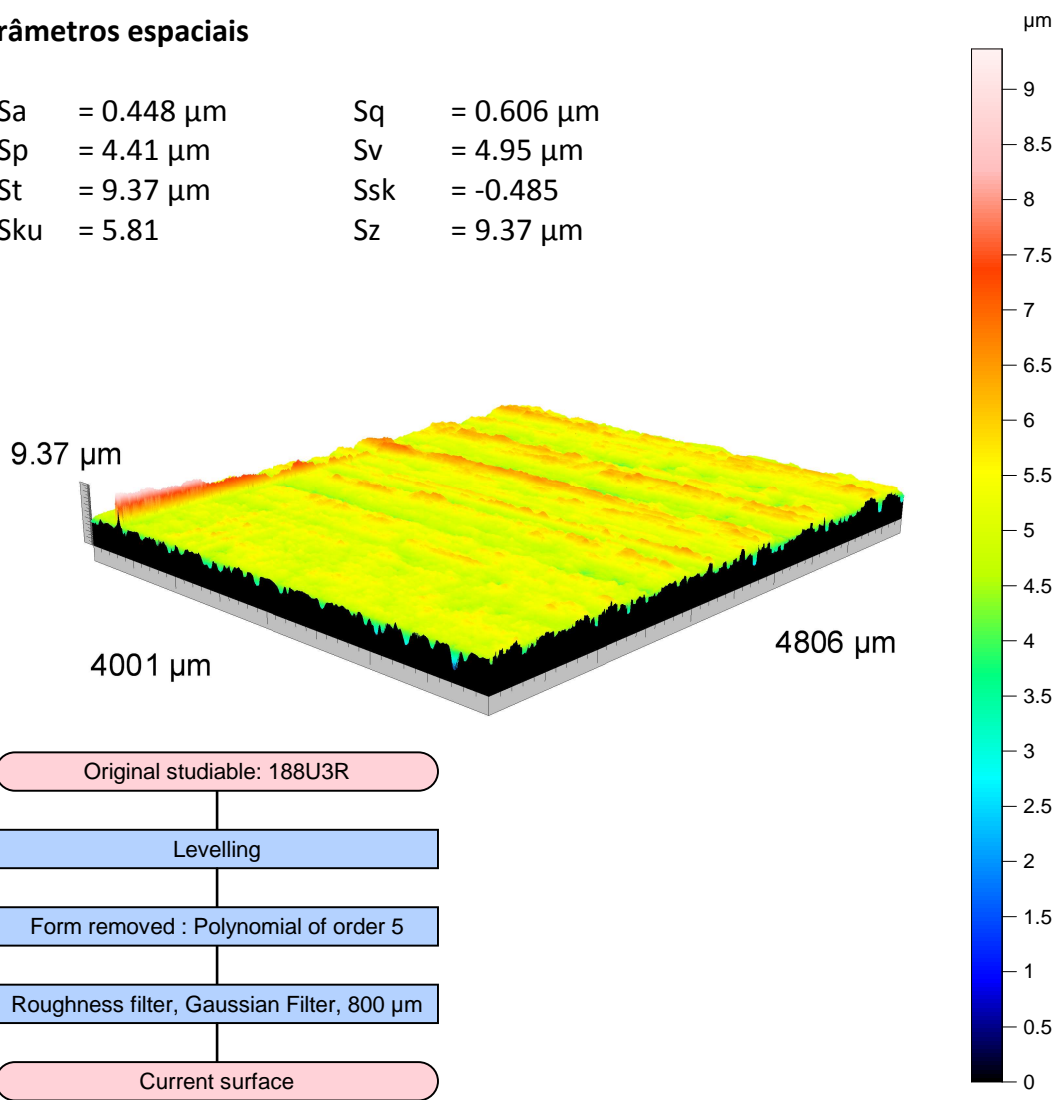


Figura A.38.: Superfície após estágio K9 dos testes de fadiga.

**Parâmetros espaciais**

Sa	= 0.433 $\mu\text{m}$	Sq	= 0.572 $\mu\text{m}$
Sp	= 2.32 $\mu\text{m}$	Sv	= 6.33 $\mu\text{m}$
St	= 8.64 $\mu\text{m}$	Ssk	= -0.841
Sku	= 5.58	Sz	= 8.64 $\mu\text{m}$

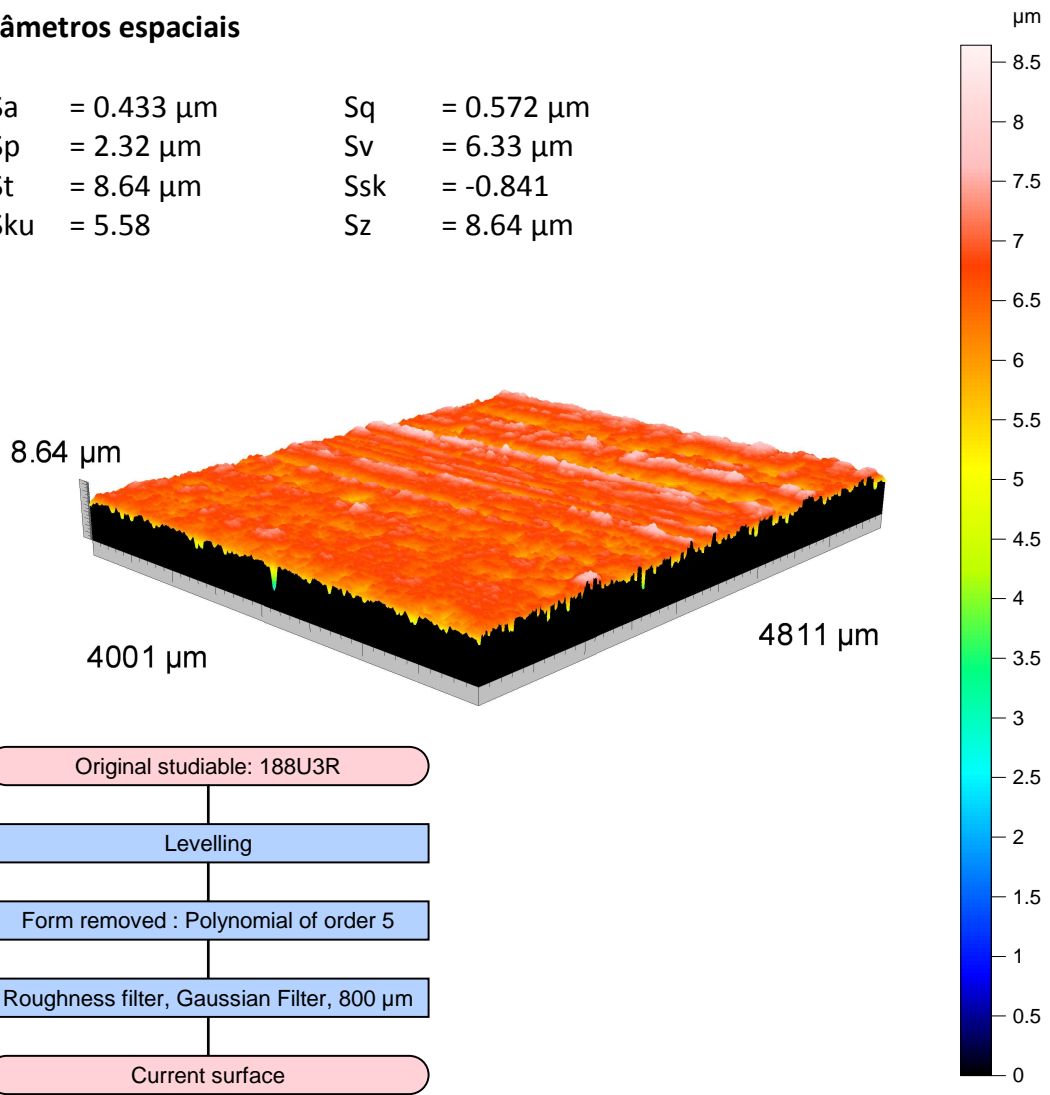


Figura A.39.: Superfície após estágio K9/80h dos testes de fadiga.



## B Ficha técnica do lubrificante *PAO 150*

## CHARACTERISTICS: RENOLIN UNISYN CLP

RENOLIN UNISYN CLP ...		68	100	150	220	
Characteristics	Unit					Test Method
ISO VG		68	100	150	220	DIN 51519
Kinematic viscosity at 40°C	mm <sup>2</sup> /s	68	100	150	220	DIN EN ISO 3104
at 100°C	mm <sup>2</sup> /s	10.7	14.5	19.6	26.7	
Viscosity index	-	147	150	150	155	DIN ISO 2909
Density at 15°C	kg/m <sup>3</sup>	848	851	853	854	DIN 51757
Colour index	ASTM	0.5	0.5	0.5	1.0	DIN ISO 2049
Flash point, Cleveland open cup	°C	240	250	250	260	DIN ISO 2592
Pour point	°C	-56	-53	-45	-42	DIN ISO 3016
Neutralisation number	mgKOH/g	0.6	0.6	0.6	0.6	DIN 51558
Scuffing and scoring test, FZG A/8, 3/90	Failure load stage	> 12	> 12	> 12	> 12	DIN ISO 14635-1
Scuffing and scoring test, FZG A/16, 6/140	Failure load stage	12	12	12	12	DIN ISO 14635-1
Micropitting test, FZG-GFT Test GT-C/8,3/90°C						FVA Information Sheet No. 54/I-IV
Loadstage test / endurance test	GF Class	GFT high	GFT high	GFT high	GFT high	
Micropitting test, FZG-GFT Test GT-C/8,3/60°C						FVA Information Sheet No. 54/I-IV
Loadstage test / endurance test	GF Class	GFT high	GFT high	GFT high	GFT high	
FE-8 roller bearing test, 7,5/80/80 and 7,5/100/80		pass (excellent)	pass (excellent)	pass (excellent)	pass (excellent)	DIN 51819-3

## C Ficha técnica *RepliSet-F1*



**Struers A/S**  
 Pederstrupvej 84  
 DK-2750 Ballerup, Denmark  
 Phone +45 44 600 800  
 Fax +45 44 600 801  
 struers@struers.dk

TECHNICAL DATA	RepliSet	RepliFix
Viscosity of uncured compound	Very low (F-types) Low (T-types)	High
Detail reproduction	Down to 0.1 µm	Down to 5 µm
Shrinkage	Negligible	Negligible
Tear strength	15-20 kN/m <sup>2</sup>	Low
Hardness	30 Shore A	76 Shore A
Temperature range for the surface to be examined	-10°C to + 180°C (14°F to + 356°F)	0°C to + 150°C (32°F to + 302°F)
Life span of the finished replica	Practically indefinite	Practically indefinite

SPECIFICATIONS	Cat. No.	Cat. No.
----------------	----------	----------

<p><b>RepliSet</b>            Replication system for non-destructive testing of a microstructure or a 3D structure. Fast curing two-part silicon rubber compound for flexible high-resolution 3D replicas. For the 50 ml system, the hand-operated dispensing gun (40900066) and the static mixing nozzles (40900088) are used in combination with the 50 ml cartridges. For the 265 ml system, the hand-operated dispensing gun (40900065) and the static-mixing nozzles (40900056) are used in combination with the 265 ml cartridges.</p>		<p><b>RepliFix</b>            Specially formulated hand mixed fast curing two-part silicone rubber. Bonds to RepliSet. Particularly useful in combination with RepliSet for producing a rigid backing. It can be used directly for moulding of surface shape for profile measurement.</p>
<p><b>RepliSet-F1</b>            Particularly useful for replicating horizontal or sloping surfaces in low temperature conditions or where rapid results are required. Fluid rapid curing compound with working life of 0.5-1 min. and curing time of 4 min. at 25°C (77°F).</p>		<p><b>RepliFix-2</b>            For low temperature conditions or where rapid results are required. Working life of 2-3 min. and curing time of 10 min. at 25°C (77°F).</p>
<p>1 cartridge of 50 ml            5 cartridges of 50 ml            2 cartridges of 265 ml</p>	<p>40900069            40900047            40900051</p>	<p>500 g            40900084</p>
<p><b>RepliSet-F5</b>            General-purpose material. Particularly useful for replicating horizontal or sloping surfaces in normal or high temperature conditions. Fluid fast curing compound with working life of 5 min. and curing time of 18 min. at 25°C (77°F).</p>		<p><b>RepliFix-20</b>            For high temperature conditions or for taking replicas of complicated geometry or large areas. Working life of 20 min. and curing time of 60 min. at 25°C (77°F).</p>
<p>1 cartridge of 50 ml            5 cartridges of 50 ml            2 cartridges of 265 ml</p>	<p>40900068            40900046            40900050</p>	<p>500 g            40900086</p>
<p><b>RepliSet-T1</b>            Particularly useful for replicating vertical or overhead surfaces in low temperature conditions or where rapid results are required. Thixotropic rapid curing compound with working life of 0.5 - 1 min. and curing time of 4 min. at 25°C (77°F).</p>		<p><b>ACCESSORIES</b></p>
<p>1 cartridge of 50 ml            5 cartridges of 50 ml            2 cartridges of 265 ml</p>	<p>40900071            40900049            40900053</p>	<p><b>Dispensing Gun</b>            Hand-operated dispensing gun.            For 50 ml cartridges 40900066            For 265 ml cartridges 40900065</p>
<p><b>RepliSet-T3</b>            General-purpose material. Particularly useful for replicating vertical or overhead surfaces in normal or high temperature conditions. Thixotropic fast curing compound with working life of 3 min. and curing time of 10 min. at 25°C (77°F).</p>		<p><b>Static-mixing Nozzles</b>            For RepliSet replication compound in            50 ml cartridges, 35 pcs. 40900088            265 ml cartridges, 10 pcs. 40900056</p>
<p>1 cartridge of 50 ml            5 cartridges of 50 ml            2 cartridges of 265 ml</p>	<p>40900070            40900048            40900052</p>	<p><b>Nozzle Tips</b>            For replicating flat surfaces. Fishtail spreaders, 10 mm width. To be mounted on 50 ml static-mixing nozzle (40900088).            30 pcs. 40900089</p>
<p><b>RepliSet-GF1</b>            Replication system especially for comparator macroscopy and metrology. Particularly useful for replicating horizontal or sloping surfaces and filling holes. Fluid rapid curing compound with working life of 0.5-1 min. and curing time of 4 min. at 25°C (77°F).</p>		<p>For replicating small holes. Luer needle, 1 mm dia., 30 mm long. To be mounted on 50 ml static-mixing nozzle (40900088).            10 pcs. 40900060</p>
<p>1 cartridge of 50 ml            5 cartridges of 50 ml</p>	<p>40900078            40900076</p>	<p>For replicating larger holes. Flexible hose, 6 mm dia., 100 mm long. To be mounted on 50 ml static-mixing nozzle (40900088).            10 pcs. 40900061</p>
<p><b>RepliSet-GT1</b>            Replication system especially for comparator macroscopy and metrology. Particularly useful for replicating vertical or overhead surfaces. Thixotropic rapid curing compound with working life of 0.5-1 min. and curing time of 4 min. at 25°C (77°F).</p>		<p><b>Backing Slides</b>            A flexible plastic slide, which bonds to the replica and ensures a flat back to the replica. For levelling of replicas to assist microscopic examination, as dimensional support for metrology and for well-ordered labelling, transport and storage of RepliSet replicas.            26 x 76 x 1 mm. 50 pcs. 40900087</p>
<p>1 cartridge of 50 ml            5 cartridges of 50 ml</p>	<p>40900079            40900077</p>	<p><b>Backing Paper</b>            Bonds to the replica and facilitates labelling, handling and the levelling of replicas to assist microscopic examination.            60 x 70 mm. 100 pcs. 40900062            A4 (210 x 297 mm). 10 pcs. 40900063</p>
		<p><b>Case for RepliSet 50 ml System</b>            Aluminium carrying case with room for all necessities for field applications. The content is ordered separately.            L x d x h = 445 x 155 x 330 mm 40900067</p>

**AUSTRALIA & NEW ZEALAND**

**Struers Australia**  
 18 Mayneview Street  
 Milton QLD 4064  
 Australia  
 Phone: +61 7 3512 9600  
 Fax: +61 7 3369 8200  
 info.au@struers.dk

**BELGIQUE (Wallonie)  
 Struers S.A.S.**

370, rue du Marché Rollay  
 F-94507 Champigny  
 sur Marne Cedex  
 Téléphone +33 1 5509 1430  
 Télécopie +33 1 5509 1449  
 struers@struers.fr

**CANADA  
 Struers Ltd.**

7275 West Credit Avenue  
 Mississauga, Ontario L5N 5M9  
 Phone +1 905-814-8855  
 Fax +1 905-814-1440  
 info@struers.com

**CHINA**

**Struers Ltd.**  
 Rm. 702 Hi-Shanghai  
 No. 970 Dalian Road  
 Shanghai 200092, P.R. China  
 Phone +86 (21) 5228 8811  
 Fax +86 (21) 5228 8821  
 struers.cn@struers.dk

**CZECH REPUBLIC**

**Struers GmbH**  
 Organizační složka  
 Havlíčkova 361  
 CZ-252 63 Roztoky u Prahy  
 Phone +420 233 312 625  
 Fax: +420 233 312 640  
 czechrepublic@struers.de

**DEUTSCHLAND**

**Struers GmbH**  
 Carl-Friedrich-Benz-Strasse 5  
 D-47877 Willich  
 Telefon +49 (0) 2154 486-0  
 Fax +49 (0) 2154 486-222  
 verkauf.struers@struers.de

**FRANCE**

**Struers S.A.S.**  
 370, rue du Marché Rollay  
 F-94507 Champigny  
 sur Marne Cedex  
 Téléphone +33 1 5509 1430  
 Télécopie +33 1 5509 1449  
 struers@struers.fr

**IRELAND**

**Struers Ltd.**  
 Unit 11 Evolution@ AMP  
 Whittle Way  
 Catcliffe  
 Rotherham S60 5BL  
 Tel: 0845 604 6664  
 Fax: 0845 604 6651  
 info@struers.co.uk

**ITALY**

**Struers Italia**  
 Via Monte Grappa 80/4  
 20020 Arese (MI)  
 Tel. +39 349/4623761  
 struers.it@struers.dk

**JAPAN**

**Marumoto Struers K.K.**  
 Takara 3rd Building  
 18-6, Higashi Ueno 1-chome  
 Taito-ku, Tokyo 110-0015  
 Phone +81 3 5688 2914  
 Fax +81 3 5688 2927  
 struers@struers.co.jp

**NETHERLANDS/BELGIUM**

**Struers GmbH Nederland**  
 Electraweg 5  
 NL-3144 CB Maasluis  
 Tel. +31 (0) 10 599 72 09  
 Fax +31 (0) 10 599 72 01  
 netherlands@struers.de

**POLAND**

**Struers Sp. z o.o.**  
 Oddział w Polsce  
 ul. Jasnogórska 44  
 31-358 Kraków  
 Phone +48 12 661 20 60  
 Fax +48 12 626 01 46  
 poland@struers.de

**ROMANIA**

**Struers GmbH**  
 Sucursala Sibiu  
 Str.Scoala de Inot, nr. 18  
 RO-550005 Sibiu  
 Phone +40 269 244 558  
 Fax +40 269 244 559  
 romania@struers.de

**SCHWEIZ**

**Struers GmbH**  
 Zweigniederlassung Schweiz  
 Weissenbrunnenstrasse 41  
 CH-8903 Birnmensdorf  
 Telefon +41 44 777 63 07  
 Fax +41 44 777 63 09  
 switzerland@struers.de

**SINGAPORE**

**Struers Singapore**  
 #27A Aljunied Road,  
 #07-08 BizTech Centre  
 Singapore 389842  
 Phone +65 6299 2268  
 Fax +65 6299 2661  
 struers.sg@struers.dk

**SWEDEN**

**Struers A/S**  
 Ekbacksvägen 22, 3 tr  
 SE-168 69 Bromma  
 Telefon +46 (0) 8 447 53 90  
 Telefax +46 (0) 8 447 53 99  
 struers@struers.dk

**UNITED KINGDOM**

**Struers Ltd.**  
 Unit 11 Evolution@ AMP  
 Whittle Way  
 Catcliffe  
 Rotherham S60 5BL  
 Tel: 0845 604 6664  
 Fax: 0845 604 6651  
 info@struers.co.uk

**USA**

**Struers Inc.**  
 24766 Detroit Road  
 Westlake, OH 44145-1598  
 Phone +1 440 871 0071  
 Fax +1 440 871 8188  
 info@struers.com

**ÖSTERREICH**

**Struers GmbH**  
 Zweigniederlassung Österreich  
 Ginzkeyplatz 10  
 A-5020 Salzburg  
 Telefon +43 662 625 711  
 Fax +43 662 625 711 78  
 austria@struers.de

Struers' products are subject to constant product development. Therefore, we reserve the right to introduce changes in our products without notice.