



INFLUÊNCIA DO PROCESSO DE RODAGEM NA EFICIÊNCIA DE ENGRENAGENS

JOÃO COSTA PAIS

julho de 2019

INFLUÊNCIA DO PROCESSO DE RODAGEM NA EFICIÊNCIA DE ENGRENAGENS

João Costa Pais
1141100

2019
Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

INFLUÊNCIA DO PROCESSO DE RODAGEM NA EFICIÊNCIA DE ENGRENAGENS

João Costa Pais
1141100

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 David Emanuel Pimentel Gonçalves e coorientação de Carlos Miguel da Costa Fernandes.

2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Doutoramento, Arnaldo Manuel Guedes Pinto
Professor adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutoramento, David Emanuel Pimentel Gonçalves
Professor adjunto convidado, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Co-orientador

Doutoramento, Carlos Miguel da Costa Fernandes
Bolseiro Pós-Doutoramento, Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial

Arguente

Doutoramento, Jorge Humberto Oliveira Seabra
Professor Catedrático, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Resumo

Com o rápido desenvolvimento e o aumento de exigência dos mercados, fatores como a eficiência, fiabilidade e baixa manutenção são cada vez mais importantes em máquinas cuja transmissão de binário seja realizada por engrenagens. Todos estes requisitos dependem de um processo que, até aos dias de hoje, ainda não apresenta consenso na sua definição nem sobre que condições deve ser realizado: a rodagem.

Esta dissertação reporta um conjunto elevado de ensaios experimentais de engrenagens, no qual se propõem diferentes abordagens ao processo de rodagem, analisando o seu efeito na rugosidade superficial e na eficiência da engrenagem.

O principal objectivo deste trabalho é o estudo da influência de diferentes rodagens na eficiência de engrenagens FZG do tipo C, quando lubrificadas por um óleo de engrenagens PAO 150. Duas engrenagens foram submetidas a testes de rodagem, sendo que uma delas foi submetida a rodagem nos dois flancos, perfazendo então três ensaios.

Antes de se iniciarem os testes experimentais, foi feita uma manutenção ao banco de ensaios FZG, onde foram substituídos os veios, rolamentos e vedantes de todo o banco.

De uma forma sucinta, o estudo presente nesta dissertação assenta nos seguintes tópicos fundamentais:

- Caracterização do óleo de engrenagens PAO150;
- Execução de testes de rodagens;
- Execução de testes de eficiência após as rodagens;
- Medição dos parâmetros de rugosidade antes e depois dos testes de rodagem e de eficiência;
- Medição da massa das engrenagens antes e depois dos testes de rodagem e de eficiência;
- Aplicação de um modelo de perda de potência com o objetivo de verificar onde é que as perdas são mais significativas, e se os resultados obtidos experimentalmente se aproximam ou não dos resultados numéricos.

Como se irá demonstrar, as rodagens feitas nas engrenagens têm uma grande influência no desgaste inicial de uma engrenagem, sendo que se verificou em todas as rodagens uma diminuição substancial da rugosidade das superfícies. Quanto aos testes de eficiência, é difícil afirmar qual das rodagens foi mais significativa, pelo que se encontram casos de eficiências distintas nos 4 níveis de carga testados. Na aplicação do modelo de perda de potência, foi possível observar uma aproximação bastante satisfatória entre os resultados experimentais e os resultados calculados analiticamente.

Abstract

With the rapid development and increasing demands of the markets, factors such as efficiency, reliability and low maintenance are increasingly important in machines whose torque transmission is performed by gears. All of these requirements depend on a process that, until today, doesn't have a consensus on its definition or on what conditions should be performed: running-in.

This dissertation reports a large set of experimental tests, in which different approaches are proposed to the running-in process, analyzing their effect on surface roughness and gear efficiency.

The present work is aimed at the study of the influence of different running-in on the efficiency of FZG type C gears when lubricated with a gear oil PAO150. Two gears were submitted to running-in tests, one of which was subjected to running-in on both sides that it possesses, making a total of three running-in tests.

Before starting the experimental tests, maintenance was performed on the FZG test rig where the shafts, bearings and seals of the entire test rig were replaced.

The work reported here was based on the following topics:

- Characterization of gear oil PAO150;
- Execution of running-in tests;
- Execution of efficiency tests after the running-in tests;
- Measurement of roughness parameters before and after the running-in and efficiency tests;
- Mass measurement of the gears before and after the running-in and efficiency tests;
- Application of a power loss model with the purpose of verifying where the losses are most significant, and whether the results obtained experimentally are approximated or not the numerical results.

As will be shown, the running-in tests made in the gears have a big influence on the initial wear of a gear, and a substantial decrease of the roughness of the surfaces was observed in all the tests. For the efficiency tests, it is difficult to say which of the running-in tests was more significant in terms of efficiency, because there are cases of different efficiencies in the 4 load stages tested. Regarding the power loss model, a very satisfying approximation between the experimental and the calculated results was achieved.

Palavras-chave

Banco de ensaios FZG
Rodagem
Rugosidades
Eficiência
Modelo de perda de potência

Keywords

FZG test rig
Running-in
Roughness
Efficiency
Power loss model

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao Doutor Carlos Fernandes pela orientação, paciência e dedicação durante estes meses, pelo que sem ele, era impossível a realização desta dissertação. Em segundo lugar, gostaria de expressar a minha gratidão ao Doutor David Gonçalves pela prontidão que teve para me proporcionar um tema de tese, pelo que gostaria de agradecer o facto de me ter proporcionado a oportunidade. Uma palavra também às restantes pessoas do CETRIB, Dr. Pedro Marques, Dr. Jorge Seabra, Eng. Beatriz Graça e Eng. João Marafona.

Gostaria de agradecer o apoio do LAETA, Laboratório Associado de Energia Transportes e Aeronáutica no âmbito do projeto 50022 UID/EMS/50022/2019.

Um especial obrigado aos amigos da minha terra, Luís, Daniel e Pedro pelo apoio e por todos os momentos passados durante estes 5 anos que passaram. Aos meus colegas de mestrado João Rodrigues e João Fernandes por toda a ajuda e por todos os momentos que passámos juntos.

Uma palavra de agradecimento a todos os meus colegas de equipa do Moita Rugby Clube da Bairrada, pela compreensão da minha falta de comparência em alguns treinos e até mesmo alguns jogos por motivos académicos, e por nunca me terem apontado o dedo por tais factos.

Uma palavra de agradecimento aos meus dois irmãos Carlos e José, por nunca duvidarem de mim e por todos os conselhos dados.

Finalmente, o obrigado que nunca vai chegar para agradecer tudo o que fizeram por mim. Um grande obrigado ao meu pai e à minha mãe que sempre me apoiaram e nunca me deixarem ficar mal, por me incentivarem a dar o melhor de mim em todas as fases da minha vida, e pela educação que faz de mim a pessoa que me estou a tornar hoje em dia.

Índice

1. Introdução	1
1.1. Objetivos	1
1.2. Organização da dissertação	2
2. Revisão literária	3
2.1. Lubrificantes: características e propriedades	3
2.1.1. Introdução	3
2.1.2. Propriedades físicas dos lubrificantes	4
2.2. Lubrificação elastohidrodinâmica (EHD)	8
2.2.1. Tipos de contactos mecânicos na lubrificação elastohidrodinâmica	9
2.2.2. Regimes de lubrificação	10
2.2.3. Espessura específica de filme para contactos lineares	11
2.3. Rugosidades	12
2.3.1. Introdução	12
2.3.2. Filtro “cut-off”	13
2.3.3. Parâmetros de rugosidade	14
2.3.4. Parâmetros híbridos	16
2.3.5. Parâmetros de superfície (3D)	18
2.3.6. Rugosidade combinada de duas superfícies	19
2.4. Estado da arte sobre a rodagem de engrenagens	20
3. Banco de ensaios FZG e óleo de engrenagens PAO150	23
3.1. Banco de ensaios FZG	23
3.1.1. Rolamentos e vedantes	25
3.2. Engrenagens de teste	25
3.3. Equipamento de medição	26
3.4. Níveis de carga do banco de ensaios FZG	29
3.5. Eficiência do banco de ensaios FZG	30
3.6. Óleo de engrenagens PAO150	31
3.6.1. Introdução	31
3.6.2. Viscosímetro de <i>Engler</i>	32
3.6.3. Vibro viscosímetro	33
3.6.4. Densidade	35
3.6.5. Caracterização química do óleo (Fourier Transform Infra Red spectroscopy – FTIR)	37
4. Procedimento experimental	39
4.1. Testes de eficiência nas engrenagens C40	39
4.2. Testes de rodagem e de eficiência em engrenagens C14	40
4.2.1. Testes de rodagem	40
4.2.2. Testes de eficiência	41

4.3.	Medição de rugosidades	44
4.3.1.	Medições com o rugosímetro de contacto	44
4.3.2.	Medições com perfilómetro óptico	45
4.4.	Medições de perda de massa	46
5.	Resultados experimentais	49
5.1.	Caraterização do banco de ensaios FZG com engrenagens C40	49
5.1.1.	Parâmetros de rugosidade em engrenagens C40	49
5.1.2.	Testes de eficiência em engrenagens C40	50
5.1.3.	Eficiência em engrenagens C40	54
5.2.	Testes de rodagem e de eficiência em engrenagens C14	55
5.2.1.	Parâmetros de rugosidade nos testes de rodagem	55
5.2.2.	Parâmetros de rugosidade nos testes de eficiência	59
5.2.3.	Comparação de perfis de rugosidade antes e depois dos testes efetuados	61
5.2.4.	Topografias	64
5.3.	Espessura específica de filme	68
5.3.1.	Espessura específica de filme para ensaios de rodagem	68
5.3.2.	Espessura específica de filme durante os testes de eficiência nas engrenagens C14	69
5.4.	Perda de massa das engrenagens nos testes de rodagem e eficiência	70
5.5.	Perda de binário nos testes de rodagem e de eficiência	72
5.5.1.	Perda de binário nos testes de rodagem	72
5.5.2.	Perda de binário nos testes de eficiência	74
5.6.	Eficiência das engrenagens	81
5.6.1.	Eficiência durante os testes de rodagem	81
5.6.2.	Eficiência em engrenagens C14	82
6.	Modelo de perda de potência em engrenagens	85
6.1.	Introdução	85
6.2.	Perdas nas engrenagens	86
6.2.1.	Perdas sem carga (P_{VZ0})	86
6.2.2.	Perdas em carga (P_{VZP})	87
6.2.3.	Perdas nos rolamentos (P_{VL})	88
6.3.	Perdas nos vedantes (P_{VL})	91
6.4.	Perdas auxiliares (P_{VX})	91
6.5.	Validação do modelo numérico de perda de potência	92
6.5.1.	Fator do lubrificante (X_L)	92
6.5.2.	Aplicação do modelo nos testes de eficiência das engrenagens C40	93
6.5.3.	Aplicação do modelo nos testes de eficiência nas engrenagens C14 após rodagem	96
7.	Conclusões e trabalhos futuros	101
7.1.	Conclusões	101
7.1.1.	Resultados experimentais	101
7.1.2.	Avaliação dos resultados obtidos através do modelo de perda de potência	103

7.2. Trabalhos futuros	104
Anexos	109
A. Manutenção realizada no banco de ensaios FZG	109
A.1. Substituição de veios no banco de ensaios FZG	109
A.2. Alinhamento dos veios com o motor	110
A.3. Distinção de termopares com manga térmica de várias cores	111
B. Medições efetuadas durante os testes experimentais	113
B.1. Perda de binário durante os testes de rodagem	113
B.2. Medições realizadas nas engrenagens C40	114
B.3. Medições realizadas nas engrenagens C14	115
B.3.1. Engrenagem com rodagem no estágio de carga K6	115
B.3.2. Engrenagem com rodagem no estágio de carga K9	116
B.3.3. Engrenagem com rodagem no estágio de carga K11	117
C. Ficha técnica do lubrificante PAO150	119

Lista de Tabelas

2.1.	Constantes da equação de <i>Gold</i> para diferentes naturezas de óleo base.	6
2.2.	Classificação dos regimes de lubrificação EHD.	11
2.3.	Seleção do “cut-off”.	13
2.4.	Valores de rugosidade composta típicos em dentes de engrenagens	19
3.1.	Banco de ensaios FZG.	24
3.2.	Caraterísticas dos rolamentos do banco de ensaios.	25
3.3.	Caraterísticas dos vedantes do banco de ensaios.	25
3.4.	Caraterísticas geométricas das engrenagens testadas.	26
3.5.	Temperaturas controladas durante os testes de rodagem.	27
3.6.	Temperaturas controladas nos testes de eficiência às engrenagens C40.	28
3.7.	Caraterísticas técnicas da célula de binário.	28
3.8.	Pesos normalizados para a obtenção de diferentes níveis de carga.	29
3.9.	Níveis de carga para testes de engrenagens FZG.	29
3.10.	Constantes para conversão do grau de <i>Engler</i>	33
3.11.	Resultados obtidos no viscosímetro de <i>Engler</i>	33
3.12.	Constantes ASTM D341, constantes de <i>Vogel</i> e índice de viscosidade.	35
3.13.	Resultados obtidos nas medições de densidade.	37
4.1.	Condições de ensaio dos testes de rodagem.	41
5.1.	Parâmetros de rugosidade das engrenagens C40 (direção radial) antes e depois dos testes de eficiência.	50
5.2.	Parâmetros de rugosidade antes dos testes de rodagem (direção radial).	56
5.3.	Parâmetros de rugosidade após os testes de rodagem (direção radial).	57
5.4.	Parâmetros de rugosidade após dos testes de eficiência (direção radial).	59
5.5.	Perda de massa durante os testes de rodagem e eficiência.	71
6.1.	Parâmetros para o cálculo de P_{VZP}	87
6.2.	Parâmetros para o cálculo de H_V	87
6.3.	Fatores de influência no cálculo do coeficiente de atrito μ_{mZ}	88
6.4.	Parâmetros do momento de atrito total.	89
6.5.	Parâmetros calculados para a aplicação do modelo de perda de potência.	92
6.6.	Valores de X_L obtidos através da aplicação do modelo.	93

Lista de Figuras

2.1. Escoamento laminar de um fluido.	4
2.2. Variação do índice de viscosidade com a temperatura.	7
2.3. Contactos existentes em lubrificação EHD.	10
2.4. Regimes de lubrificação elastohidrodinâmicos.	10
2.5. Exemplos de diferentes “cut-offs” na medição de perfis de rugosidade e ondulação.	14
2.6. Representação do parâmetro R_a	15
2.7. Representação dos parâmetros R_z e R_{max}	16
2.8. Comparação dos diferentes parâmetros R_k , R_{pk} e R_{vk} para diferentes perfis.	17
2.9. Parâmetros R_k , R_{pk} , R_{vk} , M_{r1} e M_{r2} da curva de Abbott.	18
2.10. Fases existentes num processo de rodagem.	20
3.1. Máquina FZG [1].	23
3.2. Esquema das temperaturas controladas nos testes de rodagem e de eficiência.	26
3.3. Esquema das temperaturas controladas nos testes de eficiência realizados em engrenagens C40.	27
3.4. Esquema do banco de ensaios FZG [1].	31
3.5. Viscosímetro de Engler.	32
3.6. Vibro viscosímetro SV-10.	34
3.7. Viscosidade dinâmica obtida pelo vibro viscosímetro.	34
3.8. Curvas de viscosidade cinemática para o óleo PAO150.	35
3.9. Densímetro Anton Paar.	36
3.10. Curva Densidade - Temperatura para o óleo PAO150.	36
3.11. Aparelho Agilent Cary 630.	37
3.12. Ensaio FTIR para óleo PAO150.	38
4.1. Procedimento dos testes de eficiência em engrenagens C40.	40
4.2. Fluxograma do procedimento de teste em engrenagens C14 (rodagem + eficiência).	43
4.3. Aparelhos de medição de rugosidades.	44
4.4. Posicionamento e numeração dos dentes.	45
4.5. Método de medição de rugosidades nos dentes das engrenagens.	45
4.6. Zona medida com o perfilómetro óptico nos dentes das engrenagens.	46
4.7. Balança usada nas medições de massa.	47
5.1. Perda de binário para diferentes velocidades nos testes de eficiência em engrenagens C40.	50
5.2. Perda de binário em função da velocidade.	51
5.3. Perda de potência nos testes de eficiência em engrenagens C40.	52
5.4. Temperaturas durante os testes de eficiência em engrenagens C40.	53
5.5. Eficiência global durante os testes às engrenagens C40.	54

5.6. Variação dos parâmetros de rugosidade do pinhão das engrenagens durante a rodagem.	58
5.7. Variação dos parâmetros de rugosidade da roda das engrenagens durante a rodagem.	58
5.8. Variação dos parâmetros de rugosidade do pinhão das engrenagens durante os testes de eficiência.	60
5.9. Variação dos parâmetros de rugosidade da roda das engrenagens durante os testes de eficiência.	60
5.10. Perfis de rugosidade da engrenagem com rodagem em K6.	61
5.11. Perfis de rugosidade da engrenagem com rodagem em K9.	62
5.12. Perfis de rugosidade da engrenagem com rodagem em K11.	63
5.13. Alterações na topografia da engrenagem com rodagem no estágio de carga K6.	65
5.14. Alterações na topografia da engrenagem com rodagem no estágio de carga K9.	66
5.15. Alterações na topografia da engrenagem com rodagem no estágio de carga K11.	67
5.16. Espessura específica de filme nos testes de rodagem.	68
5.17. Aumento percentual da espessura específica de filme durante a rodagem.	69
5.18. Espessura de filme nos testes de eficiência das engrenagens C14.	70
5.19. Perda de massa resultante dos testes efetuados.	71
5.20. Perda de binário medida durante os testes de rodagem.	72
5.21. Variação da perda de binário normalizada ao longo da rodagem.	73
5.22. Variação da perda de binário normalizada nos primeiros 10 minutos de rodagem.	73
5.23. Perda de binário em função da carga e velocidade para os testes de eficiência da engrenagem rodada no nível de carga K6.	74
5.24. Temperaturas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada em K6.	75
5.25. Perda de binário em função da carga e velocidade para os testes de eficiência da engrenagem rodada no nível de carga K9.	76
5.26. Temperaturas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada em K9.	76
5.27. Perda de binário em função da carga e velocidade para os testes de eficiência da engrenagem rodada no nível de carga K11.	77
5.28. Temperaturas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada em K11.	78
5.29. Perda de binário para o nível de carga K1 em função da velocidade e temperatura.	79
5.30. Perda de binário para o nível de carga K5 em função da velocidade e temperatura.	79
5.31. Perda de binário para o nível de carga K7 em função da velocidade e temperatura.	80
5.32. Perda de binário para o nível de carga K9 em função da velocidade e temperatura.	81
5.33. Eficiência global dos ensaios de rodagem ao longo do tempo.	82
5.34. Eficiência global nos testes de eficiência em engrenagens C14.	83
6.1. Contribuições para a perda de potência.	85

6.2. Perdas nos vedantes e rolamentos existentes nos testes de eficiência às engrenagens C40.	94
6.3. Perdas nas engrenagens em vazio e devido à carga nos testes de eficiência às engrenagens C40.	94
6.4. Comparação para os testes de eficiência C40.	95
6.5. Comparação para os testes de eficiência C40.	96
6.6. Perdas nos vedantes e rolamentos existentes nos testes de eficiência às engrenagens C14.	96
6.7. Perdas em vazio nas engrenagens nos testes de eficiência às engrenagens C14.	97
6.8. Perdas nas engrenagens devido à carga nos testes de eficiência às engrenagens C14.	98
6.9. Comparação dos resultados experimentais com os obtidos analiticamente para os diferentes estágios de carga.	99
6.10. Coeficiente de atrito nos testes de eficiência C14 nos estágios de carga K7 e K9.	100
A.1. Reparação feita no banco de ensaios FZG.	109
A.2. Alinhamento do veio do motor com o veio ligado às rodas das engrenagens.	110
A.3. Mangas térmicas colocadas nos termopares.	111
A.4. Posicionamento de alguns termopares.	111
B.1. Perda de binário medida durante os testes de rodagem.	113
B.2. Perda de binário e temperaturas medidas durante os testes de eficiência às engrenagens C40.	114
B.3. Perda de binário e temperaturas medidas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada no estágio de carga K6.	115
B.4. Perda de binário e temperaturas medidas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada no estágio de carga K9.	116
B.5. Perda de binário e temperaturas medidas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada no estágio de carga K11.	117

Notação e Unidades

α	Coeficiente de piezoviscosidade [-]
β	Coeficiente de termoviscosidade [-]
$\dot{\gamma}$	Taxa de deformação [s^{-1}]
η	Viscosidade dinâmica [Pa·s]
η_0	Viscosidade dinâmica à temperatura T_0 [Pa·s]
η_E	Rendimento da caixa escrava [%]
η_{global}	Rendimento global [%]
η_T	Rendimento da caixa de teste [%]
Λ	Regime de lubrificação [-]
ν	Viscosidade cinemática [cSt]
ϕ_T	Influência do aquecimento no convergente [-]
ρ	Densidade [kg/m^3]
ρ_0	Densidade à temperatura T_0 [kg/m^3]
F_K	Peso do suporte de cargas [N]
F_W	Peso das cargas normalizadas [N]
G	Parâmetro material [-]
M_{r1}	Porção de material 1 [%]
M_{r2}	Porção de material 2 [%]
R_X	Raio equivalente [m]
R_a	Rugosidade média aritmética [m]
R_k	Rugosidade central [m]
R_{max}	Máxima altura pico/vale [m]
R_{pk}	Altura de picos reduzida [m]

R_{q2}	Rugosidade média quadrática da superfície 1 [m]
R_{q2}	Rugosidade média quadrática da superfície 2 [m]
R_q	Rugosidade média quadrática [m]
R_{vk}	Profundidade dos vales reduzida [m]
R_Z	Média das alturas picos/vales [m]
S_a	Altura média aritmética da superfície [m^2]
S_{ku}	Distribuição de Kurtosis [m^2]
S_q	Altura média da superfície [m^2]
S_{sk}	Assimetria da superfície [m^2]
T_W	Binário resultante na roda da engrenagem [N·m]
T_1	Binário no pinhão [N·m]
T_2	Binário na roda [N·m]
T_H	Binário provocado pelo braço apoiado na embraiagem [N·m]
T_{IN}	Binário estático aplicado no pinhão [N·m]
T_L	Perda de binário [N·m]
U	Parâmetro de velocidade [-]
V_e	Taxa de escorregamento [-]
W	Parâmetro de carga [-]
Z_1	Número de dentes do pinhão [-]
β_b	Ângulo de hélice [°]
μ_{bl}	Coefficiente de atrito em lubrificação limite [-]
μ_{EHD}	Coefficiente de atrito elastohidrodinâmico [-]
μ_{mZ}	Coefficiente de atrito desenvolvido por Schlenk [-]
μ_{sl}	Coefficiente de atrito de escorregamento [-]
$\nu_{\Sigma C}$	Soma da velocidade no ponto de contato [m/s]
ϕ_{bl}	Fator de lubrificação dos rolamentos [-]

ϕ_{ish}	Fator de aquecimento no convergente [-]
ϕ_{rs}	Fator de redução devido á realimentação do contacto do rolamento [-]
ρ_{redC}	Raio de curvatura no ponto de contato [mm]
τ	Taxa de corte [Pa]
ε_1	Razão de condução da roda dentada 1 [-]
ε_2	Razão de condução da roda dentada 2 [-]
ε_α	Razão de condução da engrenagem [-]
F_{bt}	Força tangencial no círculo de base [N]
H_V	Fator de perdas da engrenagem [-]
M'_{drag}	Momento de atrito por arrasto [N·mm]
M'_{rr}	Momento de atrito por rolamento [N·mm]
M'_{sl}	Momento de atrito de escorregamento [N·mm]
M_t	Momento de atrito total [N·mm]
P_{IN}	Potência imposta à engrenagem [W]
P_{VD}	Perda de potência nos vedantes [W]
P_{VL}	Perda de potência nos rolamentos [W]
P_{VX}	Perda de potência auxiliar [W]
P_{VZ0}	Perda de potência em vazio nas engrenagens [W]
P_{VZP}	Perda de potência em carga nas engrenagens [W]
P_V	Perda total de potência [W]
X_L	Fator do lubrificante [-]
A	Área de contacto entre dois corpos [m ²]
b_V	Constante da equação de <i>Vogel</i> [-]
c_V	Constante da equação de <i>Vogel</i> [-]
E^*	Módulo de Young equivalente [Pa]
F	Força necessária para mover dois corpos [N]

FTIR	Fourier Transform Infra Red Spectroscopy [-]
h	Comprimento do braço de colocação no banco de ensaios FZG [m]
h_0	Espessura de filme central [m]
h_{0C}	Espessura de filme lubrificante corrigida [m]
i	Razão de transmissão [-]
IV	Índice de viscosidade [-]
K	Condutividade térmica [W/m·K]
k_V	Constante da equação de <i>Vogel</i> [-]
L	Parâmetro térmico do lubrificante [-]
l	Largura do contacto [m]
m	Constante para o cálculo da viscosidade cinemática da norma ASTM D341 [-]
n	Constante para o cálculo da viscosidade cinemática da norma ASTM D341 [-]
p	Pressão [Pa]
s	Constante da equação de <i>Gold</i> [-]
t	Constante da equação de <i>Gold</i> [-]
u	Razão de transmissão [-]
U_1	Velocidade da superfície 1 [m/s]
U_2	Velocidade da superfície 2 [m/s]

1. Introdução

Nas indústrias existentes nos dias de hoje, as engrenagens predominam em todas elas, desde a indústria aeronáutica à indústria naval ou automóvel, pelo que a sua fiabilidade e função são parte integrante do nosso dia a dia. Existem outros mecanismos de transmissão como correias ou correntes que são bastante utilizados, mas são sem dúvida as engrenagens o mecanismo mais fiável para transmitir potência de uma forma eficiente, o que as torna no mecanismo mais popular especialmente em veículos e em maquinaria pesada. Devido às diversas aplicações das engrenagens, há a necessidade de estudar e entender as diversas características das engrenagens para que seja possível projetá-las da melhor maneira possível para que estejam preparadas para as diferentes condições que poderão enfrentar.

Como a necessidade de melhorar a eficiência, a fiabilidade e o tempo de vida das engrenagens é cada vez maior, a investigação em engrenagens é cada vez mais recorrente. Mesmo que se atinja um objetivo de melhorar a eficiência de uma engrenagem num caso específico, existirão sempre possibilidades de optimização. Uma redução no peso das engrenagens, pode trazer vantagens como a diminuição do consumo em veículos. Uma redução no volume das engrenagens pode permitir a instalação de outros sistemas auxiliares.

A eficiência de uma engrenagem está diretamente ligada à potência dissipada. A perda de potência em engrenagens pode ser dividida em dois tipos de perdas, nomeadamente as perdas dependentes da carga e as perdas independentes da carga aplicada [1]. As perdas de potência independentes da carga estão ligadas à velocidade de rotação do mecanismo e à viscosidade do lubrificante utilizado, enquanto que as perdas de potência em carga estão intimamente ligadas ao atrito existente no contacto entre os dentes das engrenagens e ao contacto existente nos rolamentos, sendo que aumentam com o aumento da carga de ensaio.

A presente dissertação apresenta o estudo do efeito da rodagem na eficiência das engrenagens. O trabalho consistiu na realização de diferentes condições de carga e temperatura de óleo durante o período de rodagem. Após cada período de rodagem foram realizados testes de eficiência para verificar se as diferentes condições de rodagem promovem diferentes níveis de eficiência da engrenagem.

1.1. Objetivos

O objetivo principal desta dissertação é estudar a influência da carga e da temperatura do óleo durante o período de rodagem de uma engrenagem. Os parâmetros de estudo após o período de rodagem foram o acabamento superficial e a eficiência da engrenagem. Os ensaios foram realizados utilizando engrenagens de dentado recto num banco de ensaios FZG.

Para complementar o estudo experimental, foi ainda aplicado um modelo analítico de previsão das perdas de potência do banco de ensaios. As diferentes perdas foram calculadas e os resultados foram comparados com os resultados experimentais.

1.2. Organização da dissertação

Esta dissertação está dividida em 7 capítulos, que serão apresentados em termos de conteúdo, como se segue.

O primeiro capítulo contém uma pequena introdução ao trabalho realizado, descrevendo os objetivos e organização da dissertação.

O segundo capítulo consiste na revisão literária sobre as propriedades dos lubrificantes, lubrificação elastohidrodinâmica, rugosidade de superfícies e o estado da arte sobre a rotação de engrenagens.

O terceiro capítulo consiste numa apresentação do banco de ensaios usado para a realização dos testes experimentais, explicando o funcionamento do banco de ensaios FZG, os seus componentes mecânicos e os estágios de carga disponíveis para realização dos ensaios experimentais. As características físicas e químicas do lubrificante utilizado para a realização dos testes experimentais são também analisadas neste capítulo.

O quarto capítulo apresenta o procedimento experimental adotado na realização dos ensaios experimentais. São ainda referidas as características de outros equipamentos auxiliares utilizados no decorrer do trabalho.

No quinto capítulo são apresentados os resultados experimentais obtidos durante os testes de rotação e de eficiência, bem como as medições de rugosidade feitas e de perda de massa.

O sexto capítulo apresenta a explicação detalhada do modelo de perda de potência usado em engrenagens que foi implementado neste trabalho. São também reportados os resultados obtidos com o modelo, sendo que é feita uma comparação dos resultados experimentais com os resultados calculados.

No sétimo capítulo são apresentadas as conclusões obtidas no estudo realizado neste projeto e são propostos trabalhos futuros.

2. Revisão literária

2.1. Lubrificantes: características e propriedades

2.1.1. Introdução

A finalidade principal de um lubrificante é reduzir o atrito e o desgaste entre superfícies em contacto animadas de movimento relativo. Qualquer substância, quer seja sólida, líquida ou gasosa, que seja colocada entre duas superfícies e que possa facilitar o seu escorregamento pode ser considerada um potencial lubrificante. Apesar de ser relativamente fácil encontrar um lubrificante para o contacto entre duas superfícies, é necessário ter em conta as várias propriedades que os lubrificantes devem possuir, sendo as mais importantes a dissipação do calor nas superfícies de contacto, a formação de um filme que permita separar as superfícies, e a proteção contra a corrosão que pode acontecer até na ausência de movimento.

No que diz respeito a lubrificantes líquidos, existem três famílias de lubrificantes, sendo elas os lubrificantes de origem vegetal ou animal, os lubrificantes sintéticos e os lubrificantes de origem mineral.

Os lubrificantes de origem vegetal ou animal foram os primeiros lubrificantes utilizados pelo homem, e apresentam algumas vantagens quando comparados com os minerais, como a elevada viscosidade, e a rápida biodegradabilidade que é certamente a vantagem mais importante. Contudo, são lubrificantes que oxidam rapidamente e que apresentam pouca resistência a temperaturas elevadas.

Os lubrificantes minerais são obtidos da destilação de petróleo, sendo que podem ser distinguidos pela sua composição química. Dentro dos lubrificantes minerais temos os parafínicos, os nafténicos, os aromáticos e ainda os mistos. Os parafínicos são caracterizados pelo seu elevado índice de viscosidade e pela sua elevada resistência à oxidação, ao passo que os nafténicos são exatamente o seu oposto, caracterizados por um baixo índice de viscosidade e uma baixa resistência à oxidação. A fração dos lubrificantes aromáticos é caracterizada pelo sua instabilidade em relação aos restantes, e pelo seu baixo índice de viscosidade. Os lubrificantes minerais mistos são obtidos a partir dos parafínicos e nafténicos, pelo que são caracterizados pela sua baixa volatilidade, pela sua resistência à deterioração e pela capacidade de proteção contra a corrosão.

Os lubrificantes de origem sintética são obtidos por síntese química que envolve hidrocarbonetos derivados de petróleo, sendo que são adicionados normalmente outros compostos para obter a viscosidade pretendida bem como outras propriedades que sejam requeridas. Estes lubrificantes são conhecidos pela sua elevada longevidade e pela sua resistência a altas temperaturas. Dentro desta família temos as polialfaolefinas (PAO) que são conhecidas pelo seu elevado índice de viscosidade, os poliglicóis (PAG) que são caracterizados pelo seu baixo coeficiente de atrito e os esters, conhecidos pelo seu bom comportamento a baixas temperaturas e pela sua elevada resistência térmica.

2.1.2. Propriedades físicas dos lubrificantes

Viscosidade

Um lubrificante pode ter comportamentos diferentes sob condições diferentes, sendo que para melhor descrever o comportamento de um lubrificante devem ser conhecidas as suas propriedades físicas e reológicas. A viscosidade é das propriedades mais importantes de um lubrificante, se não a mais importante. Podemos dizer que a viscosidade de um fluido é a resistência que este oferece ao seu escoamento, sendo que quanto maior for a viscosidade do lubrificante, maior será essa resistência.

O modelo de Newton relaciona a força necessária para fazer mover um prato móvel com uma velocidade V com o campo de velocidades gerado no fluido em escoamento laminar, ou seja, relaciona a tensão de corte com a taxa de deformação imposta, como se pode analisar na Figura 2.1 e na equação (2.1.1) [2].

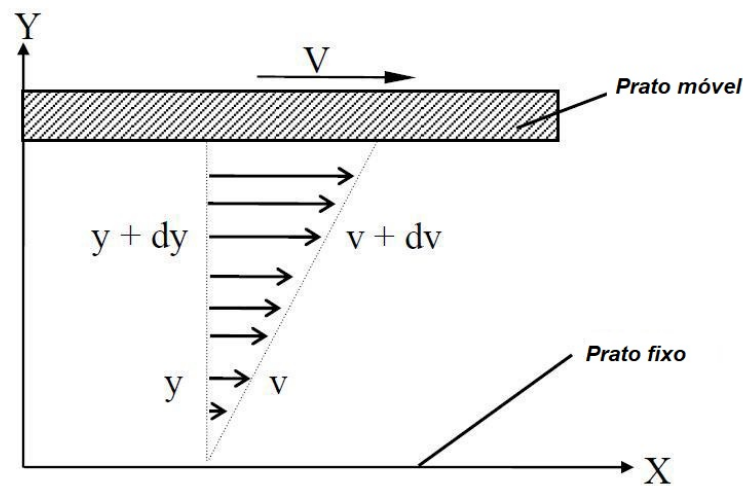


Figura 2.1.: Escoamento laminar de um fluido [3].

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} = \frac{F}{A} \frac{dy}{dv} \quad (2.1.1)$$

A viscosidade dinâmica (η), também conhecida por viscosidade absoluta, é a constante de proporcionalidade entre a tensão de corte e a taxa de deformação (dv/dy), sendo representada em Pa·s no sistema internacional, que é equivalente a N·s/m².

A viscosidade cinemática (ν), é uma propriedade que se relaciona com a viscosidade dinâmica através da densidade como demonstrado na equação (2.1.2), sendo comum representar-se este parâmetro em cSt ou mm²/s.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.1.2)$$

Termoviscosidade e piezoviscosidade

A viscosidade de um lubrificante pode variar com a temperatura e com a pressão, sendo que a variação da viscosidade com a temperatura é denominada de termoviscosidade, e a variação da viscosidade com a pressão é normalmente chamada de piezoviscosidade.

Existem várias leis que descrevem a termoviscosidade, como a lei de *Cameron* que se pode ver na equação (2.1.3).

$$\eta = \eta_0 \times e^{(-\beta \times \Delta T)} \quad (2.1.3)$$

Onde:

- β – Coeficiente de termoviscosidade;
- η_0 – Viscosidade à temperatura T_0 .

A lei de *Vogel* descreve também o efeito da termoviscosidade. A equação (2.1.4) representa essa mesma lei.

$$\nu = k_V \cdot e^{\left(\frac{b_V}{T+c_V}\right)} \quad (2.1.4)$$

A equação (2.1.5) proposta pela norma ASTM D341 permite também relacionar a viscosidade com a temperatura, sabendo que a constante $a=0.7$ para todos os óleos minerais.

$$\log \log (\nu + a) = n - m \cdot \log (T) \quad (2.1.5)$$

A piezoviscosidade é uma propriedade de elevada importância num lubrificante dado que a viscosidade cresce consideravelmente com o aumento da pressão. Como os contactos existentes em engrenagens e rolamentos são normalmente contactos submetidos a pressões muito elevadas, esta propriedade torna-se muito importante na lubrificação elastohidrodinâmica.

Existem várias leis que descrevem o efeito da pressão na viscosidade de lubrificantes, como a lei de *Barus* que se pode ver na equação (2.1.6).

$$\eta = \eta_0 \times e^{(\alpha \times p)} \quad (2.1.6)$$

Onde:

- α – Coeficiente de piezoviscosidade [1/Pa];
- p – Pressão [Pa].

O coeficiente de piezoviscosidade pode ser calculado de acordo com a equação (2.1.7) desenvolvida por *Gold* [4], onde as constantes s e t dependem da natureza do óleo de base. A Tabela 2.1 apresenta os valores de s e t consoante o tipo de óleo de base.

$$\alpha = s \cdot v^t \cdot 10^{-8} \quad (2.1.7)$$

Tabela 2.1.: Constantes da equação de *Gold* para diferentes naturezas de óleo base [4].

Constante	Mineral	PAO	Ester
s	0.990	0.738	0.661
t	0.139	0.134	0.136

Índice de viscosidade

O índice de viscosidade representa a forma como a viscosidade das várias classes de óleos varia com a temperatura. Para obter o índice de viscosidade é necessário conhecer a viscosidade cinemática do lubrificante a 40 e a 100°C. A equação (2.1.8) determina o cálculo do índice de viscosidade quando este tem um valor menor ou igual a 100. O fator L é a viscosidade cinemática a 40°C de um lubrificante com índice de viscosidade 0, o fator H é a viscosidade cinemática a 100°C de um lubrificante com índice de viscosidade 100, e U é a viscosidade dinâmica do lubrificante em análise a 40°C.

$$IV = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (2.1.8)$$

Para o caso do índice de viscosidade ser maior ou igual a 100, aplica-se a equação (2.1.9) para o cálculo deste parâmetro [5].

$$IV = \frac{10^N - 1}{0.00715} + 100 \quad (2.1.9)$$

O fator N da equação anterior é calculado através da equação (2.1.10).

$$N = \frac{(\ln H - \ln U)}{\ln Y} \quad (2.1.10)$$

O fator H da equação (2.1.10) é a viscosidade cinemática a 100° C de um lubrificante com índice de viscosidade 100, e U e Y são respetivamente a viscosidade cinemática do lubrificante a 40 e a 100° C.

A Figura 2.2 descreve o efeito que um lubrificante com um alto ou baixo índice de viscosidade tem com a temperatura.

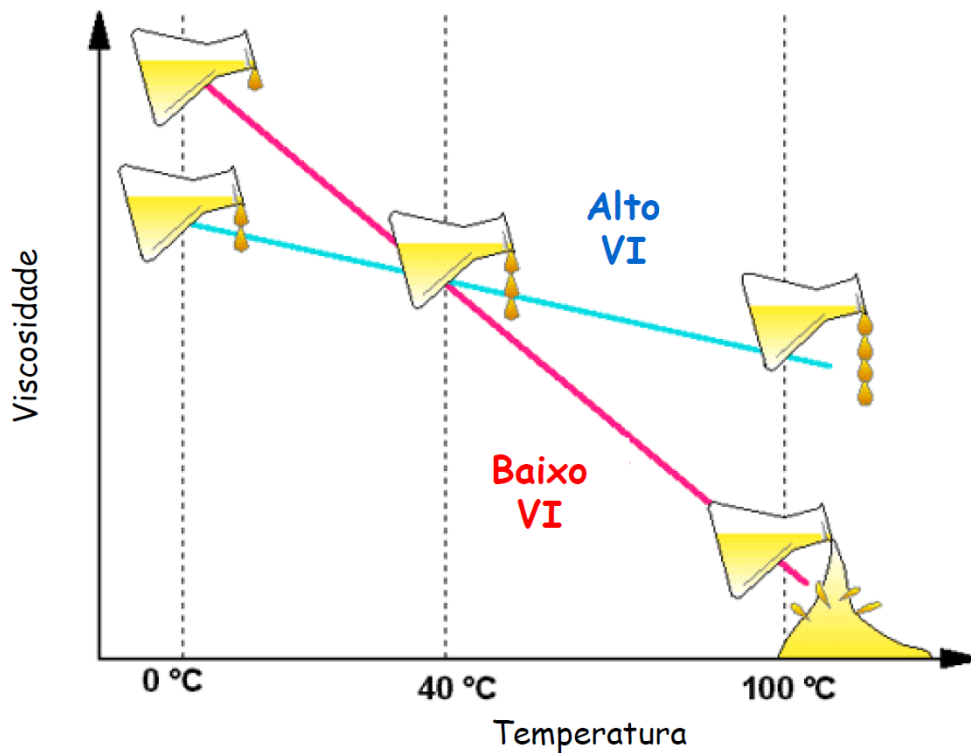


Figura 2.2.: Variação do índice de viscosidade com a temperatura.

Densidade

A densidade ou massa volúmica (kg/m^3) é o rácio entre a massa de um corpo e o seu volume. A variação desta propriedade com a temperatura é geralmente desprezada em lubrificação dado que em comparação com a variação da viscosidade com a temperatura, o seu efeito é consideravelmente mais pequeno. Ainda assim o seu efeito é importante no cálculo da espessura de filme de um contacto elastohidrodinâmico. A variação da densidade com a pressão é também importante dado que num contacto elastohidrodinâmico a pressão é grande o suficiente para que os efeitos de compressibilidade não sejam desprezáveis [3].

A equação (2.1.11) permite-nos então calcular a densidade do lubrificante a qualquer temperatura T , a partir do coeficiente de expansão térmica (α_t).

$$\rho(T) = \rho_0 \cdot [1 - \alpha_t \cdot (T_0 - T)] \quad (2.1.11)$$

Onde:

- ρ_0 – Densidade à temperatura T_0 [kg/m^3];
- α_t – Coeficiente de expansão térmica [-];
- T_0 – Temperatura de referência [$^{\circ}\text{C}$] (normalmente 15°C ou temperatura ambiente).

A equação (2.1.12) proposta por *Dowson and Higginson* [4] relaciona a densidade do óleo com a pressão e com a temperatura. Esta equação é aplicada a óleos sintéticos e minerais, exceto para óleos sintéticos da categoria dos silicones [4].

$$\rho = \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{0.6 \cdot p}{1 + 1.7 \cdot p} \right) \quad (2.1.12)$$

Onde:

- ρ_0 – Densidade à temperatura T [kg/m³];
- p – Pressão (Pa).

2.2. Lubrificação elastohidrodinâmica (EHD)

Nos dias de hoje, a técnica mais usada em engenharia mecânica para reduzir o atrito é sem dúvida a lubrificação. Na lubrificação, existem dois grandes campos que são alvo de elevado estudo por parte dos investigadores, sendo esses dois campos a lubrificação hidrodinâmica e a lubrificação elastohidrodinâmica.

A lubrificação hidrodinâmica é caracterizada pela formação de uma espessura de filme que separa as superfícies em contacto. A geração do filme lubrificante é tipicamente feita pela cinemática e pela geometria das superfícies em contacto, como é o caso dos apoios da cambota de um motor de combustão interna, onde a geometria dos apoios e o movimento relativo entre as peças em contacto possibilitam a formação de um filme lubrificante que separa os apoios do veio da cambota.

Porém, em contactos com uma área de contacto muito pequena, os chamados contactos concentrados, como é o caso do contacto das esferas e a pista interior de um rolamento, ou o contacto existente entre os dentes de uma engrenagem, as pressões de contacto são de tal modo importantes que a deformação elástica das superfícies não pode ser desprezada e entramos no campo da lubrificação elastohidrodinâmica. Os componentes onde existe este tipo de lubrificação são normalmente caracterizados pela sua elevada capacidade de carga, que resulta em elevadas pressões de contacto (0.3 a 3 GPa) e em temperaturas de funcionamento mais elevadas, podendo chegar aos 200°C. Como existem estas elevadas pressões no contacto, verifica-se a deformação elástica dos sólidos em contacto, e verifica-se também alterações significativas nas propriedades físicas dos lubrificantes, mais concretamente na viscosidade e na densidade [6].

A formulação de um problema elastohidrodinâmico está então dependente de fenómenos físicos como o escoamento do lubrificante, a variação das propriedades físicas do lubrificante com a pressão, com a temperatura e com a velocidade de deformação, da elasticidade dos sólidos presentes no contacto, assim como está dependente da solitação imposta a esse mesmo contacto. Posto isto, é necessário a consideração simultânea de várias equações para descrever este problema, nomeadamente:

- A equação de Reynolds (escoamento de um fluido);

- A equação de equilíbrio de forças do sistema;
- A equação dos deslocamentos elásticos das superfícies;
- As equações de estado do lubrificante;
- As equações de equilíbrio energético do filme lubrificante e dos sólidos em contacto.

Pelo que para a análise das equações envolvidas são normalmente consideradas as seguintes condições:

- O meio é contínuo;
- As forças mássicas e exteriores são desprezáveis;
- A espessura do filme lubrificante é várias ordens de grandeza inferior quando comparada com as outras dimensões do contacto;
- A pressão é constante ao longo da espessura do filme lubrificante;
- As velocidades das superfícies não variam de ponto para ponto numa dada direção;
- Não há deslizamento entre o fluido e as superfícies em contacto.

Dado que a formulação desta teoria não é o objetivo desta dissertação, serão abordados apenas os principais focos desta teoria úteis para o cálculo de alguns parâmetros necessários nesta dissertação.

2.2.1. Tipos de contactos mecânicos na lubrificação elastohidrodinâmica

Em contactos onde predomina a lubrificação elastohidrodinâmica, que são tipicamente contactos concentrados onde a área de contacto é muito pequena, existem dois tipos de contactos que são formados quando as superfícies entram em contacto, sendo eles:

- Contacto elíptico;
- Contacto linear.

A figura 2.3 apresenta os contactos mencionados anteriormente.

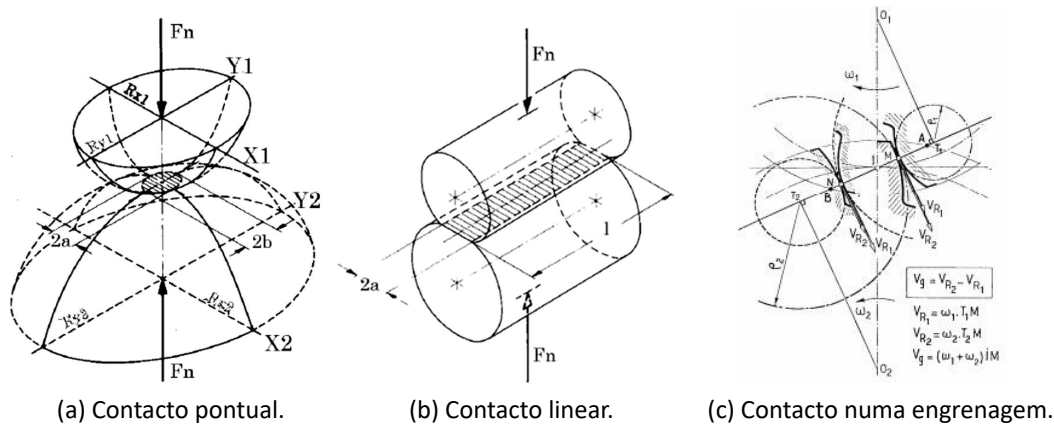


Figura 2.3.: Contactos existentes em lubrificação EHD.

2.2.2. Regimes de lubrificação

Na lubrificação elastohidrodinâmica, podemos caracterizar o filme de lubrificante de três maneiras distintas, sendo elas a lubrificação em filme completo, em filme misto e em filme limite.

Na lubrificação em regime completo, as superfícies em contato são completamente separadas pelo filme lubrificante. Em regime misto, as superfícies em contato estão parcialmente separadas pelo filme de lubrificante, sendo que existe contacto metal vs metal em alguns pontos. Na lubrificação em regime limite, o filme lubrificante não é capaz de separar as superfícies, sendo que predomina o contacto entre as duas superfícies existentes. Na Figura 2.4 é possível observar os três regimes de lubrificação existentes na lubrificação EHD.

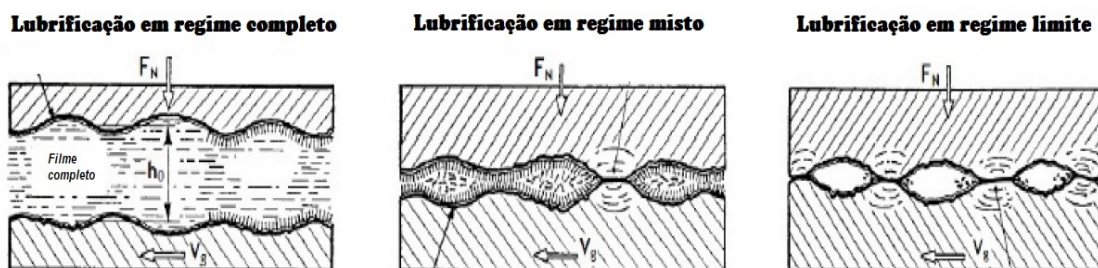


Figura 2.4.: Regimes de lubrificação elastohidrodinâmicos [3].

A Tabela 2.2 apresenta os valores típicos para a espessura específica de filme que classificam os regimes de lubrificação EHD.

Tabela 2.2.: Classificação dos regimes de lubrificação EHD.

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

2.2.3. Espessura específica de filme para contactos lineares

A espessura de filme é determinada a partir da equação (2.2.1) de *Dowson and Higginson* [1], para contactos lineares, que é o tipo de contato presente em engrenagens.

$$h_0 = 0.975 \cdot R_X \cdot U^{0.727} \cdot G^{0.727} \cdot W^{-0.091} \quad (2.2.1)$$

Os parâmetros U (parâmetro de velocidade), G (parâmetro do material) e W (parâmetro de carga) são calculados de acordo com as equações (2.2.2), (2.2.3) e (2.2.4) respetivamente.

$$U = \frac{\eta \cdot (U_1 + U_2)}{2 \cdot R_X \cdot E^*} \quad (2.2.2)$$

$$G = 2 \cdot \alpha \cdot E^* \quad (2.2.3)$$

$$W = \frac{F_n}{R_X \cdot l \cdot E^*} \quad (2.2.4)$$

A espessura de filme teórica é calculada para o raio primitivo, assim como as propriedades do óleo usadas são para a temperatura de operação.

Esta espessura de filme é calculada através da equação (2.2.5), e é corrigida pelo fator de correção ϕ_T devido ao aquecimento que acontece no convergente, que é calculado através da equação (2.2.6).

$$h_{0C} = \phi_T \cdot h_0 \quad (2.2.5)$$

$$\phi_T = \{1 + 0.1 \cdot (1 + 14.8V_e^{0.83}) \cdot L^{0.64}\}^{-1} \quad (2.2.6)$$

Os parâmetros L (parâmetro térmico do lubrificante) e V_E (taxa de escorregamento) são calculados através das equações (2.2.7) e (2.2.8).

$$L = \frac{\beta \cdot \eta \cdot (U_1 + U_2)^2}{K} \quad (2.2.7)$$

$$V_e = \frac{|U_1 - U_2|}{U_1 + U_2} \quad (2.2.8)$$

Após o cálculo de todos os parâmetros mencionados anteriormente, é possível calcular o regime de lubrificação existente no contacto com a equação (2.2.9).

$$\Lambda = \frac{h_{0C}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (2.2.9)$$

2.3. Rugosidades

2.3.1. Introdução

A ideia de se obter uma superfície lisa é na prática impossível. Os componentes mecânicos podem até ter um elevado polimento, mas irão sempre apresentar rugosidade que se vai manifestar na forma de picos ou vales, que são consequência do processo de fabrico.

Em contactos do tipo elastohidrodinâmicos, é necessário um compromisso entre a rigidez e a ductilidade dos materiais utilizados. Na prática, os materiais dúcteis acomodam melhor as deformações existentes, enquanto que materiais mais duros resistem a pressões mais elevadas, mas tendem a fissurar quando são muito solicitados. É inevitável que exista uma certa quantidade de desgaste nos contactos, que se vai refletir na rugosidade das superfícies.

A rugosidade de uma superfície é muito importante para o atrito, para a deformação no contacto ou até para a condutibilidade térmica e elétrica.

Os parâmetros de rugosidade podem ser medidos em duas dimensões (2D) ou em três dimensões (3D). Nas medições em 3D, os parâmetros de rugosidade são calculados para uma área, ao passo que nas medições em 2D os parâmetros de rugosidade são calculados para uma linha única.

2.3.2. Filtro “cut-off”

O “cut-off” é um filtro Gaussiano usado na distinção entre rugosidade e ondulação da superfície. O “cut-off” entre ondulação e rugosidade é expresso como um comprimento. Não existe uma definição absoluta do que é uma rugosidade e quando a rugosidade passa a ser considerada ondulação.

Quando o perfil de uma superfície é medido, são posteriormente obtidos por filtragem dois perfis adicionais. O primeiro é normalmente chamado perfil de ondulação, sendo que o segundo é chamado de perfil de rugosidade. O parâmetro que determina o que é ondulação ou rugosidade é o “cut-off”, como já foi dito anteriormente.

Se a superfície for anisotrópica (isto é, com irregularidades espaçadas) ou aleatória (padrão completamente aleatório na superfície), não vai existir nenhum padrão de rugosidade reconhecível. Nestes casos, a Tabela 2.3 pode ser usada para a seleção do “cut-off” [7].

Tabela 2.3.: Seleção do “cut-off”.

Cut-Off Λ_c (mm)	Espaçamento entre picos (mm)	Rugosidade Média R_a (μm)	$R_z(DIN)$
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

O efeito de usar diferentes comprimentos de “cut-off” na medição de um perfil é exemplificado na Figura 2.5. Com um elevado “cut-off”, o perfil de rugosidade é afetado pela ondulação existente na superfície. À medida que se vai diminuindo o “cut-off”, o perfil de rugosidade fica sendo mais filtrado e incluindo apenas menores comprimentos de onda, sendo que o processo de filtragem remove grande parte das irregularidades da superfície. Portanto, o “cut-off” deve ser definido em função do valor esperado de rugosidade superficial para um dado processo de fabrico de acordo com a norma DIN 4768 [7].

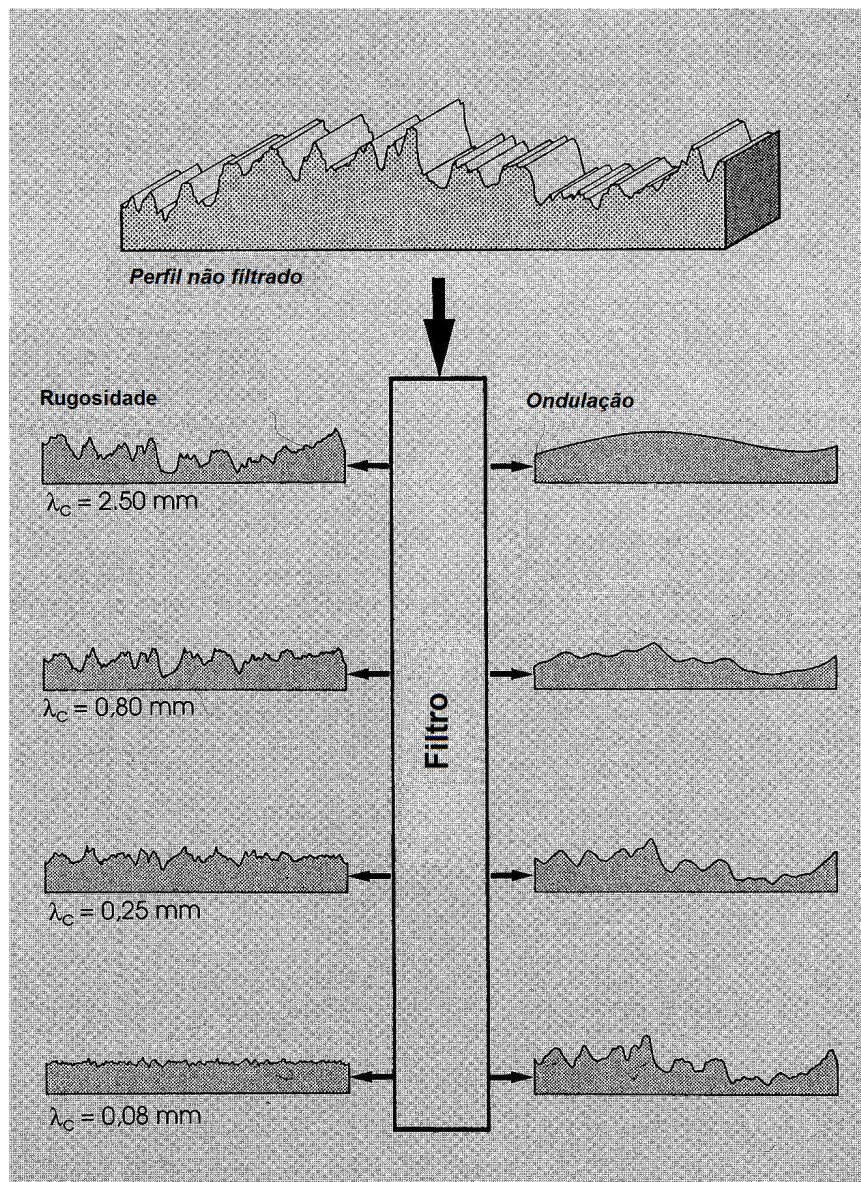


Figura 2.5.: Exemplos de diferentes “cut-offs” na medição de perfis de rugosidade e ondulação [8].

2.3.3. Parâmetros de rugosidade

Rugosidade média aritmética, R_a

A rugosidade média aritmética é o parâmetro mais comum e mais conhecido de todos os parâmetros de rugosidade. É um parâmetro fácil de definir, fácil de calcular e fornece uma boa perspectiva da variação de alturas do perfil. É o desvio médio do perfil da linha de referência, como se pode observar na Figura 2.6 [8].

A rugosidade média aritmética é determinada pela equação (2.3.1).

$$R_a = \frac{1}{l_m} \int_0^{l_m} |y(x)| dx \quad (2.3.1)$$

Vantagens:

- Informa qual o “nível” de rugosidade;
- É o primeiro parâmetro a monitorizar num processo produtivo;
- Parâmetro padrão num desenho salvo indicação em contrário.

Desvantagens:

- Não discrimina os diferentes tipos de superfícies (distinção entre os picos e vales) [8].

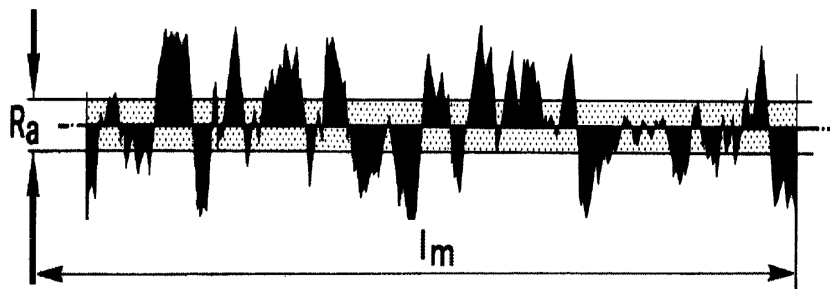


Figura 2.6.: Representação do parâmetro R_a [8].

Rugosidade média quadrática, R_q (RMS)

É a raiz quadrada do desvio médio do perfil relativamente à linha de referência. É um parâmetro mais sensível a picos e vales do que o R_a . É utilizado para a avaliação do regime de lubrificação [8].

Pode ser calculado usando a equação (2.3.2).

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l_m} \int_0^{l_m} y^2(x) dx} \quad (2.3.2)$$

Média das alturas picos/vales ($R_{z(DIN)}$) e máxima altura pico/vale (R_{max})

Para determinar estes parâmetros, o perfil filtrado de rugosidade é dividido em cinco comprimentos iguais, que são normalmente iguais ao comprimento do “cut-off”. A máxima altura pico/vale é determinada em cada comprimento de “cut-off” como se pode ver na Figura 2.7. O parâmetro $R_{z(DIN)}$ é a média das 5 alturas pico/vale, enquanto que R_{max} é altura máxima pico/vale medida dentro de um “cut-off”. É possível calcular então R_z pela equação (2.3.3) [8].

$$R_{Z(DIN)} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 z_i \quad (2.3.3)$$

Como é a altura máxima dos perfis que é considerada e não a média das alturas, R_z é geralmente mais sensível a mudanças na topografia da superfície do que o parâmetro R_a . O parâmetro R_{max} é útil para superfícies em que não é admissível um único defeito. Quando se obtêm valores similares de R_z e R_{max} , significa que existe um acabamento superficial consistente num processo de fabrico [8].

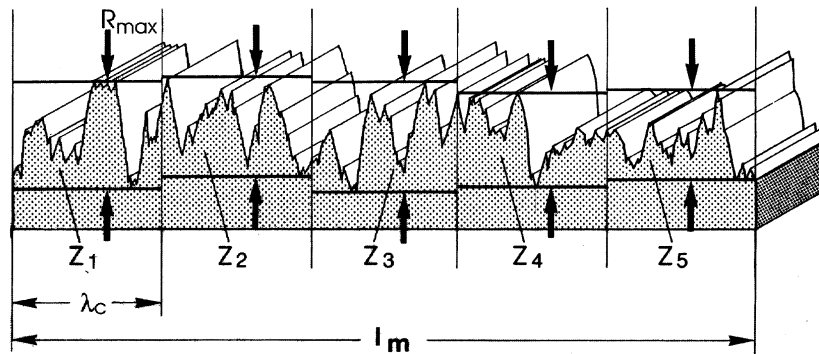


Figura 2.7.: Representação dos parâmetros R_z e R_{max} [8].

2.3.4. Parâmetros híbridos

Parâmetros R_k , R_{pk} , R_{vk} , M_{r1} e M_{r2}

Quando se trata de um trabalho de análise da rodagem em engrenagens, estes parâmetros são fundamentais para essa análise, uma vez que o objetivo dessa mesma rodagem é retirar os picos e vales que se encontram na engrenagem quando a mesma é acabada de fabricar.

Para calcular a família dos parâmetros R_k , a curva de material é aproximada por linhas retas que dividem o perfil em três partes. As três partes são os picos, os vales e a rugosidade central do perfil. Estes parâmetros são usados apenas em superfícies assimétricas.

Como se pode observar na Figura 2.8, é possível ter um perfil com o mesmo valor de R_a , mas que sejam completamente diferentes um do outro. Este facto permite concluir que

os parâmetros médios não são suficientes para classificar o nível de rugosidade de uma superfície, e é aqui que entram os parâmetros R_k , R_{pk} e R_{vk} .

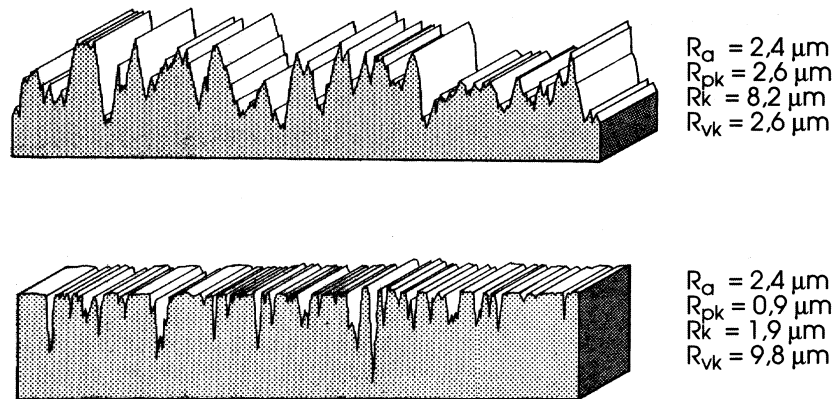


Figura 2.8.: Comparação dos diferentes parâmetros R_k , R_{pk} e R_{vk} para diferentes perfis [8].

Estes parâmetros são graficamente explicados pela curva de Abbott-Firestone, que se podem analisar na Figura 2.9. Desenhando uma linha reta equivalente, as áreas de picos, de vales e do núcleo podem ser identificadas. A linha é calculada para uma região central da curva que inclui 40% do perfil medido. A linha é desenhada onde os 40% têm menor declive. A partir da curva, é possível obter 5 parâmetros diferentes que caracterizam as diferentes partes da superfície. Os parâmetros podem ser descritos como:

- Rugosidade do núcleo ou rugosidade central – R_k : Dimensão da rugosidade do núcleo;
- Porção de material – M_{r1} : Porção de material, em percentagem, determinada pela interseção da linha que separa os picos salientes da rugosidade do núcleo (R_k);
- Porção de material – M_{r2} : Porção de material, em percentagem, determinada pela interseção da linha que separa os vales da rugosidade do núcleo (R_k);
- Altura de picos reduzida – R_{pk} : Altura média dos picos salientes acima da rugosidade do núcleo (R_k);
- Profundidade dos vales reduzida – R_{vk} : Profundidade média dos vales que se encontra abaixo do perfil de rugosidade do núcleo (R_k).

A linha equivalente mencionada intersecta as zonas onde a porção de material é de 0 e 100%.

Traçando linhas horizontais desde os pontos de interseção onde a porção de material é 0 e 100% até ao eixo vertical, obtém-se os parâmetros R_k , M_{r1} e M_{r2} . A rugosidade do núcleo é dada pela distância vertical entre as linhas horizontais traçadas, sendo que os parâmetros M_{r1} e M_{r2} são a interseção das linhas e a curva de Abbott-Firestone, que tem a forma de um S. A altura dos picos e vales pode ser calculada como sendo a altura de dois triângulos retângulos, sendo que o triângulo para o cálculo da altura dos vales tem como

base o parâmetro M_{r2} , e o triângulo para o cálculo da altura dos picos reduzida tem como base o parâmetro M_{r1} .

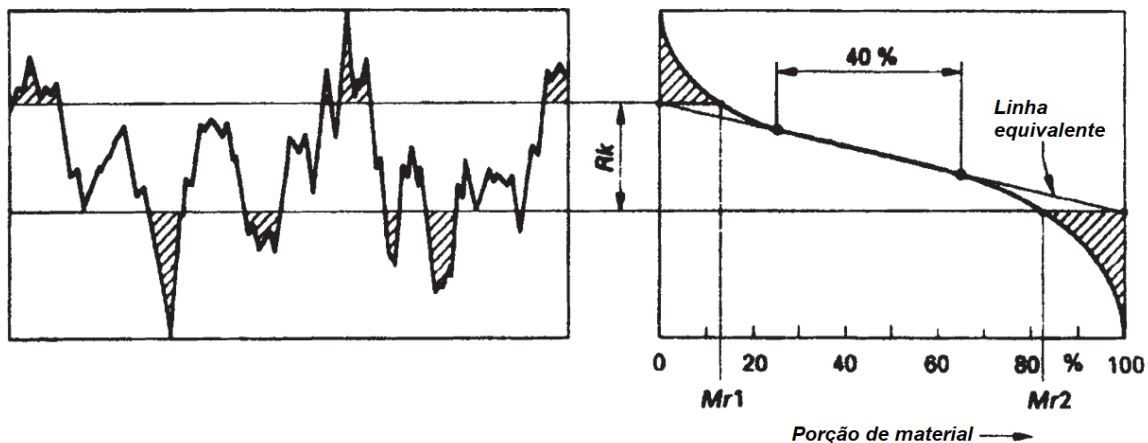


Figura 2.9.: Parâmetros R_k , R_{pk} , R_{vk} , M_{r1} e M_{r2} da curva de Abbott [9].

2.3.5. Parâmetros de superfície (3D)

Com o evoluir da tecnologia, foram-se evoluindo os métodos de medição dos parâmetros de rugosidade em superfícies, pelo que hoje em dia é relativamente fácil obter uma topografia em três dimensões do estado de uma superfície. Portanto, quando se usam estes aparelhos de medição de rugosidades com capacidade de fornecer uma perspectiva em três dimensões de uma superfície, existem parâmetros que esses mesmos aparelhos fornecem para descrever essa superfície.

Os parâmetros de rugosidade 3D mais populares são os parâmetros S_a , S_q , S_{sk} e S_{ku} , sendo que todos estes parâmetros são evoluções dos parâmetros medidos em duas dimensões [10].

Altura média aritmética S_a e raiz quadrática da altura média aritmética S_q

A altura média aritmética é um parâmetro 3D que vem da evolução do parâmetro R_a obtido nas medições em duas dimensões. Este parâmetro expressa a média das alturas dos picos e vales existentes ao longo da superfície medida, e tal como o parâmetro R_a , fornece uma boa perspectiva do estado da superfície. Neste parâmetro, se existir um pequeno defeito na superfície, pouco vai interferir no resultado global da medição, obtendo-se assim resultados estáveis, ao passo que se fosse numa medição em duas dimensões, este pequeno defeito podia vir a alterar imenso os parâmetros de rugosidade obtidos.

O parâmetro S_q é a evolução do parâmetro R_q medido em duas dimensões, e representa a raiz quadrática da altura média aritmética de toda a área sujeita a medição. É bastante usado na distinção de diferentes superfícies com base na altura medida, e é bastante útil para ver a qualidade de fabrico [10].

Assimetria da superfície S_{sk} e distribuição de Kurtosis (S_{ku})

O parâmetro que mede o grau de assimetria da superfície (S_{sk}) mede os desvios da superfície em relação a um plano médio ou a uma referência. É usado para descrever a variação de alturas segundo a topografia da superfície.

O parâmetro de Kurtosis (S_{ku}) determina o grau de polimento da superfície medida, pelo que é muito usado na avaliação do polimento e brilho das superfícies [10].

2.3.6. Rugosidade combinada de duas superfícies

A influência da rugosidade equivalente de duas superfícies deve ser considerada quando se trata da análise da espessura específica de filme existente num contacto elastohidrodinâmico.

A rugosidade composta de duas superfícies em contacto é definida pela equação (2.3.4).

$$\sigma = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} \quad (2.3.4)$$

Onde:

- R_{q1} – Rugosidade média quadrática da rugosidade média da superfície 1 [μm];
- R_{q2} – Rugosidade média quadrática da rugosidade média da superfície 2 [μm].

A Tabela 2.4 apresenta os valores típicos de rugosidade composta em dentes de engrenagem dependendo dos tipos de acabamento.

Tabela 2.4.: Valores de rugosidade composta típicos em dentes de engrenagens

Tipo de acabamento	Rugosidade composta (μm)	
	Após fabrico	Após rodagem
Fresado normal	2.3 - 4.6	1.2 - 2.3
Fresado fino	1.2 - 2.3	0.9 - 1.7
"Shaving", retificado	0.7 - 1.4	0.6 - 1.2
"Lapping"	0.6 - 1.1	0.4 - 0.9
Polido	0.3 - 0.6	0.2 - 0.4

2.4. Estado da arte sobre a rodagem de engrenagens

Quando duas superfícies maquinadas estão em contacto, elas tocam-se apenas nos picos das irregularidades mais altas, o que faz com que a real área de contato seja muito pequena. Se essas superfícies forem sujeitas a um processo de rodagem sobre o efeito de carga, essas pequenas irregularidades vão desaparecendo e por consequência a área de contacto aumenta. No início, o desgaste é severo e rápido, mas tende a descer e a abrandar de acordo com o aumento da área de contacto das superfícies.

A rodagem de uma engrenagem é o desgaste inicial e a deformação plástica das superfícies em contato que ocorre num curto espaço de tempo, a partir do estado inicial obtido na produção da engrenagem. O período de rodagem é definido como o período de tempo até que uma fase estacionária de desgaste seja atingida, ou até que uma fase estacionária de atrito seja atingida. Fatores como a velocidade, carga, topografia das superfícies ou condições ambiente influenciam o período de rodagem. Uma engrenagem pode ser submetida a um novo período de rodagem se se alterarem as condições de trabalho da mesma. As mudanças que podem ocorrer devido ao desgaste inicial, à deformação plástica das superfícies ou ao estado de tensão das superfícies, podem ter um impacto significativo no tempo de vida útil de uma roda dentada [11].

Durante um processo de rodagem, existem três fases distintas que se podem observar na Figura 2.10. Na primeira fase acontece normalmente um decréscimo significativo da rugosidade superficial e do coeficiente de atrito. Na segunda fase, o contacto existente nas superfícies causa um endurecimento, resultando no aumento da dureza e das tensões superficiais nessas mesmas superfícies, sendo que o decréscimo da rugosidade e do coeficiente de atrito é limitado. A terceira fase é onde se dá o equilíbrio de todos os fatores já mencionados, pelo que se chega a um estado estacionário de desgaste e de coeficiente de atrito. É naturalmente desejável que um componente de uma máquina opere o máximo de tempo possível nesta terceira fase com vista a prolongar o seu tempo de vida, ou com vista a prolongar os intervalos de manutenção [12].

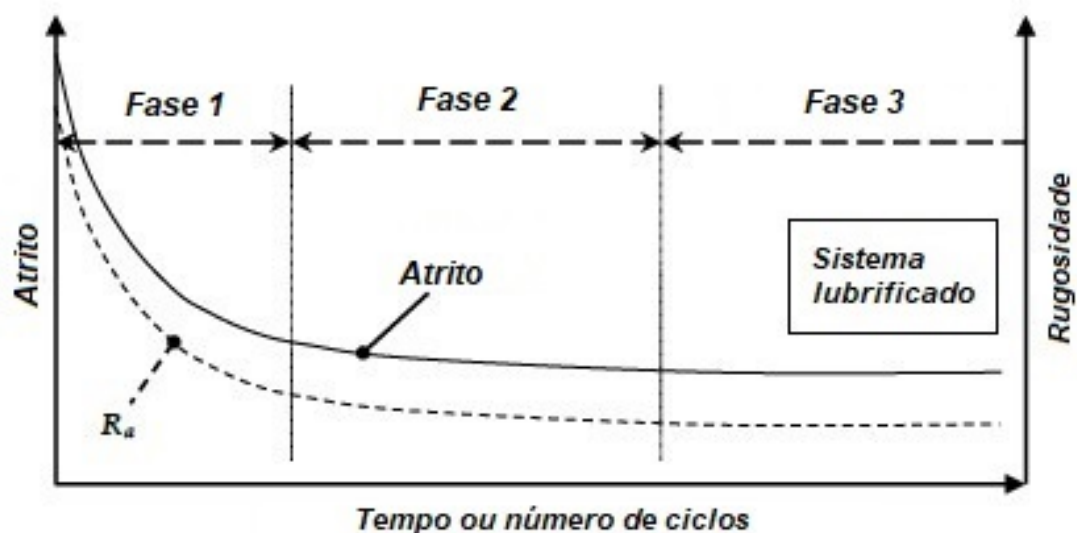


Figura 2.10.: Fases existentes num processo de rodagem [12].

Andersson et al. [13] realizou um estudo onde comparou engrenagens com acabamento "super-finish" ou superacabadas com engrenagens retificadas, com o objetivo de verificar se uma maior pressão de contacto durante o processo de rodagem é benéfica no que toca à eficiência e concluiu que as engrenagens super-acabadas têm um comportamento superior dado que após a rodagem, estas não mostraram alterações significativas nos parâmetros de rugosidade. Verificou também que as engrenagens superacabadas têm maior eficiência, exceto a baixas velocidades (abaixo de 2 m/s).

Sosa et al. [14] utilizou um mecanismo que lhe permitiu estudar o fenómeno da rodagem em tempo real, utilizando equipamentos para medir rugosidades e a perda de potência durante todo o processo de rodagem, sem que as engrenagens sejam desmontadas. Estes investigadores procuravam estudar as alterações das superfícies das engrenagens durante o período de rodagem, e chegaram à conclusão que as alterações da superfície ocorrem logo nos ciclos iniciais de operação (entre os 40 e os 50 ciclos iniciais), sendo que no início do teste de rodagem há um rápido decréscimo do coeficiente de atrito, e depois existe um ligeiro aumento nesse mesmo coeficiente durante a rodagem.

Mallipeddi et al. [15] estudaram o efeito que a carga tem na evolução das características da superfície das engrenagens, e efetuou posteriormente testes de eficiência. Com este procedimento o autor concluiu que a rodagem e os testes de eficiência alteram a rugosidade das superfícies numa camada em média inferior a $10 \mu m$ em média, e que uma carga mais elevada na rodagem e nos testes de eficiência leva a uma maior probabilidade de ocorrência de micropitting. Nestes casos o micropitting está intimamente ligado às irregularidades da superfície, que muitas vezes são zonas de concentração de tensões, traduzindo-se mais tarde no aparecimento de pequenas fissuras. *Mallipeddi et al.* observou também que após os testes de eficiência apareceram zonas de deformação plástica com uma dimensão inferior a $5 \mu m$, sendo que não observou o aparecimento de fissuras nestas zonas.

Sjöberg et al. [16] investigou a influência da carga no processo de rodagem e as implicações na eficiência das engrenagens. O investigador concluiu que a realização do processo de rodagem com cargas diferentes afeta a eficiência das engrenagens ao longo de todas as velocidades usadas, sendo que a rodagem feita com a carga mais alta foi aquela que levou a uma melhor eficiência comparativamente à rodagem feita com uma carga menor. Verificou também que a aplicação de uma carga mais elevada na rodagem tem maior influência na eficiência do que uma alteração na temperatura ou na velocidade nos testes de eficiência. Em termos de rugosidade superficial, este investigador observou que quanto maior a carga durante a rodagem maior o efeito na rugosidade superficial.

3. Banco de ensaios FZG e óleo de engrenagens PAO150

3.1. Banco de ensaios FZG

Os testes experimentais foram realizados numa máquina FZG (Forschungstelle für Zahnräder und Getriebebau, ou em português, banco de ensaios para engrenagens e transmissões), que funciona com base no princípio de recirculação de energia, que permite a aplicação de binários estáticos num par de engrenagens.

A máquina FZG é um equipamento que permite efetuar vários tipos de ensaios: ensaios de desgaste, ensaios de gripagem de óleos para engrenagens, ensaios de rodagem e ensaios de fadiga superficial em engrenagens, para avaliar os fenómenos de pitting e micro-pitting [17].

Na Figura 3.1 está representado o banco de ensaios de engrenagens FZG. O pinhão (1) e a roda (2) estão ligados à caixa escrava (3) através de dois veios. O veio ligado ao pinhão é dividido em duas partes através de uma embraiagem intermédia (4), sendo que uma das partes pode ser bloqueada com o pino (5), enquanto que a outra parte permite a aplicação de binários estáticos.

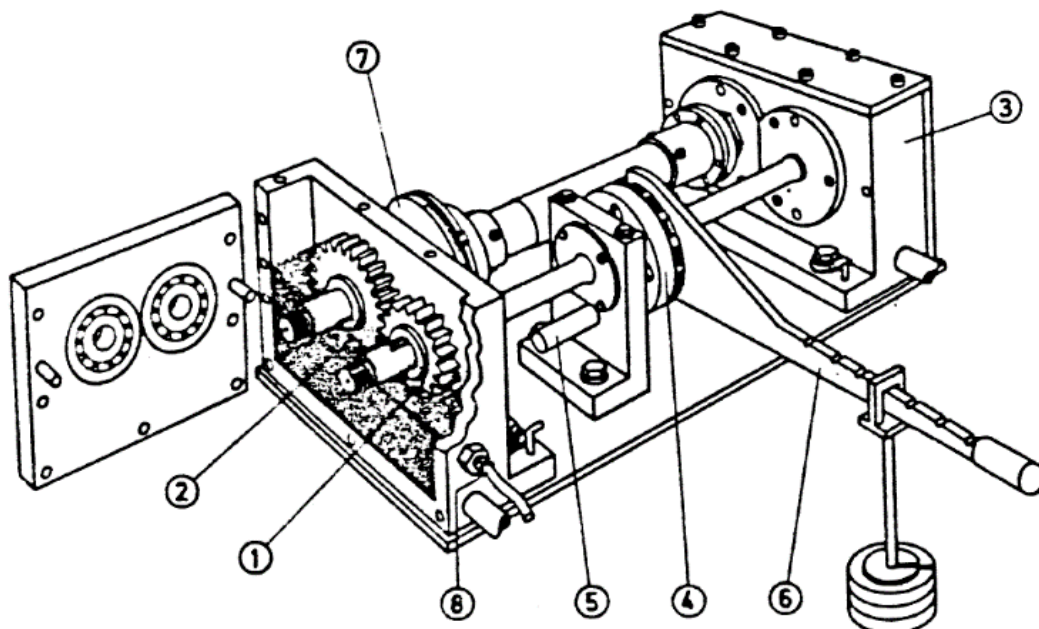


Figura 3.1.: Máquina FZG [1].

Tabela 3.1.: Banco de ensaios FZG.

Número	Componente
1	Pinhão da caixa de teste
2	Roda da caixa de teste
3	Caixa escrava
4	Embraiagem
5	Pino de imobilização
6	Braço de aplicação de carga
7	Sistema de medição de binário
8	Sensor de temperatura

Estes ensaios podem ser realizados usando lubrificação por banho de óleo ou lubrificação por injeção. Nos ensaios com lubrificação por banho de óleo, o óleo pode ser aquecido através de resistências elétricas montadas na caixa das engrenagens de teste, e arrefecido através de um circuito de água. Este sistema permite que a temperatura do óleo medida pelo sensor (8) permaneça constante ao longo do ensaio. Na lubrificação por injeção, o óleo está contido num reservatório que contém resistências elétricas que aumentam a temperatura do óleo até ao valor desejado. Através de um sensor de temperatura contido no reservatório, é possível controlar a temperatura do óleo. Este reservatório contém também uma bomba que tem a função de fazer circular o óleo até às caixas de engrenagens, e que permite também selecionar o caudal de óleo desejado.

A máquina de ensaios é operada por um motor que na configuração utilizada, permite a variação de velocidade entre 100 e 2000 rpm.

Este banco de ensaios permite testar diversos tipos de engrenagens. Para testes de gripagem é usual utilizar engrenagens do tipo A, enquanto que para testes de desgaste, rodagem, micropitting ou pitting são usadas engrenagens do tipo C [17].

3.1.1. Rolamentos e vedantes

A máquina FZG tem, como é normal em mecanismos deste tipo, rolamentos e vedantes. Os rolamentos têm a função de assegurar o posicionamento e de suportar as partes rotacionais da máquina, enquanto que os vedantes eliminam a possibilidade de existência de fugas de óleo.

A máquina FZG possui na totalidade 8 rolamentos de rolos cilíndricos NJ 406 MA, cujas características se encontram na Tabela 3.2.

Tabela 3.2.: Características dos rolamentos do banco de ensaios.

Referência	C (kN)	C0 (kN)	Diâmetro exterior - D (mm)	Diâmetro interior - d (mm)	largura - b (mm)	Velocidade máxima (rpm)
NJ 406 MA	34.1	34	90	30	23	11000

Em termos de vedantes, o mecanismo possui na totalidade 5 vedantes. A caixa escrava tem 3 vedantes, sendo que o vedante do lado do veio que vem do motor é diferente dos outros, visto que tem 26 mm de diâmetro, enquanto que os restantes vedantes tanto da caixa escrava como de teste têm 30 mm de diâmetro. As características dos vedantes podem ser analisadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3.: Características dos vedantes do banco de ensaios.

Referência	Material	Diâmetro exterior - D (mm)	Diâmetro interior - d (mm)	Largura - b (mm)	Velocidade máxima (rpm)
30x47x7 HMS5 V	Viton	47	30	7	8913
26x47x7 HMSA10 V	Viton	47	26	7	7346

3.2. Engrenagens de teste

As engrenagens usadas nos testes de eficiência e rodagem são engrenagens do tipo C, sendo que na caixa escrava foram usadas engrenagens do tipo C40 em todos os testes realizados, e engrenagens do tipo C14 foram usadas na caixa de teste para testes de rodagem e perda de potência.

As características geométricas destas engrenagens podem ser consultadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4.: Características geométricas das engrenagens testadas.

Parâmetro	Unidades	Tipo C14		Tipo C40	
		Pinhão	Roda	Pinhão	Roda
Número de dentes	(-)	16	24	16	24
Módulo	(mm)	4.5		4.5	
Distância entre eixos	(mm)	91.5		91.5	
Ângulo de pressão	(°)	20		20	
Largura	(mm)	14		40	
Correção de dentado	(-)	0.182	0.171	0.182	0.171
Diâmetro de addendum	(mm)	82.64	118.54	82.64	118.54
Razão de condução (ε_α)	(-)	1.44		1.44	
Material	(-)	20MnCr5		20MnCr5	

3.3. Equipamento de medição

Durante os testes de eficiência, a perda de binário e as temperaturas de operação foram medidas. Para medir e gravar as temperaturas de operação durante o teste, foram usados 8 termopares do tipo K colocados em lugares estratégicos.

A Figura 3.2 apresenta a localizações das temperaturas medidas durante os testes de rodagem e durante os testes de eficiência da engrenagens C14.

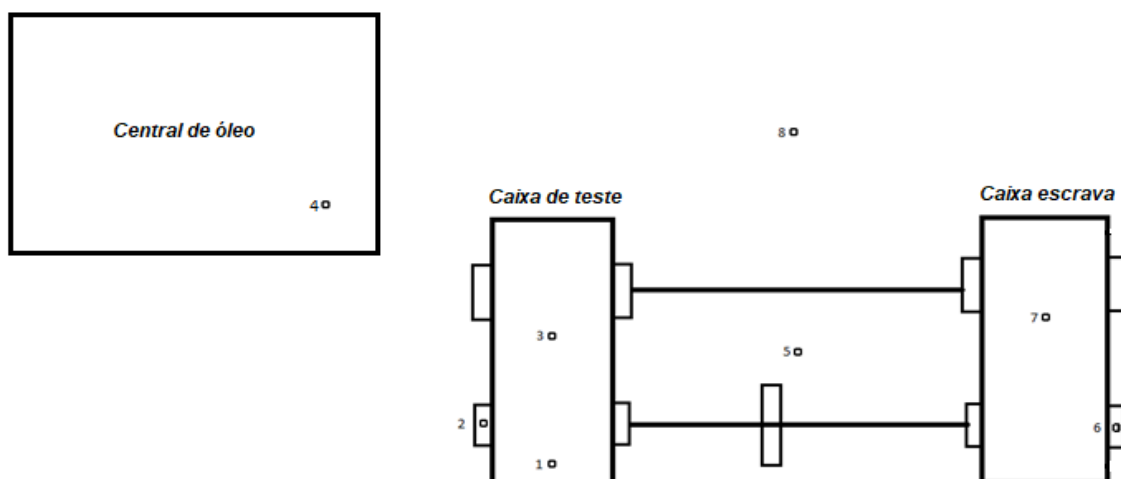


Figura 3.2.: Esquema das temperaturas controladas nos testes de rodagem e de eficiência.

A Tabela 3.5 apresenta a descrição da posição dos termopares que mediram as temperaturas durante os testes de rodagem e de eficiência das engrenagens C14.

Tabela 3.5.: Temperaturas controladas durante os testes de rodagem.

Número	Entrada no aparelho	Temperatura medida
1	A1	Temperatura do óleo na caixa de teste
2	A2	Temperatura da tampa do rolamento na caixa de teste
3	A3	Temperatura da tampa da caixa de teste
4	A4	Temperatura do óleo no reservatório da central
5	B1	Temperatura da base da máquina FZG
6	B2	Temperatura da tampa do rolamento da caixa escrava
7	B3	Temperatura da tampa da caixa escrava
8	B4	Temperatura ambiente

Durante os testes de eficiência às engrenagens C40, a localização das medições de temperaturas foram diferentes dos ensaios de rodagem pois foi utilizado um método de lubrificação por injeção. Nos testes de rodagem a engrenagem de teste foi testada em banho de óleo na e a engrenagem escrava (C40) com injeção de óleo a 3 l/min. A Figura 3.3 apresenta a posição dos termopares durante os testes de eficiência das engrenagens C40.

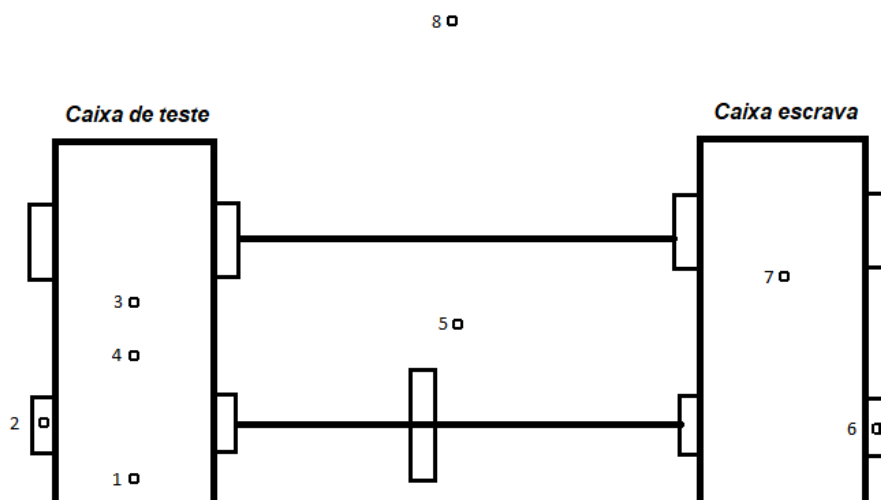


Figura 3.3.: Esquema das temperaturas controladas nos testes de eficiência realizados em engrenagens C40.

A Tabela 3.6 apresenta a descrição das temperaturas que foram medidas durante os testes de eficiência nas engrenagens C40.

Tabela 3.6.: Temperaturas controladas nos testes de eficiência às engrenagens C40.

Número	Entrada no aparelho	Temperatura medida
1	A1	Temperatura do óleo no carter da caixa de teste
2	A2	Temperatura da tampa do rolamento na caixa de teste
3	A3	Temperatura da tampa da caixa de teste
4	A4	Temperatura de injeção do óleo na caixa de teste
5	B1	Temperatura da base da máquina FZG
6	B2	Temperatura da tampa do rolamento da caixa escrava
7	B3	Temperatura da tampa da caixa escrava
8	B4	Temperatura ambiente

A perda de binário (T_L) é medida através de uma célula de binário ETH Messtechnik DRDL II colocada na máquina FZG entre o motor e a caixa escrava. Este sistema usa um conversor de binário (Valuemaster_{Base} V.2.43) para adquirir os dados dos testes, e recorrendo a uma ligação Ethernet, é possível fazer a ligação a um computador para realizar o registo das medições. As características técnicas da célula de binário podem ser consultadas na Tabela 3.7.

Tabela 3.7.: Características técnicas da célula de binário [1].

ETH Messtechnik DRDL II	
Binário nominal (N·m)	50
Níveis de medição (N·m)	5/10/20/50
Não-linearidade (%)	< 0,1
Hysteresis (%)	< 0,1
Precisão (%)	0,01
Sensibilidade à temperatura (%/K)	0,01
Módulo Valuemaster _{Base}	
Precisão (%)	0,02
Não-linearidade (%)	0,1

3.4. Níveis de carga do banco de ensaios FZG

Os testes efetuados no banco de ensaios FZG consistiram em combinações de vários níveis de carga normalizados com diferentes velocidades de rotação. Estes níveis de carga são aplicados na embraiagem intermédia da máquina FZG (componente 4 da Figura 3.1), através de um braço e um suporte, que permite a aplicação de vários pesos calibrados (Tabela 3.8). O braço permite a aplicação da carga em sete posições diferentes, sendo elas a 0.3, 0.35, 0.4, 0.45, 0.5, 0.55 e 0.6 metros. Após a aplicação da carga pretendida, os parafusos da embraiagem são apertados e a carga imposta é removida, procedendo-se então ao início do teste pretendido.

Tabela 3.8.: Pesos normalizados para a obtenção de diferentes níveis de carga.

Número	Pesos	
	[kg]	[N]
P1	5.2	51.01
P2	6.8	66.71
P3	8.4	82.40
P4	9.8	96.14
P5	11.4	111.83
P6	12.8	125.57
P7	14.4	141.26
P8	15.8	155.0
P9	17.2	168.73
P10	17.6	172.95

A Tabela 3.9 representa todos os níveis de carga que foram usados, sendo que o nível de carga K1 resume-se à aplicação de um braço simples na embraiagem (3.3 N·m), K2 resume-se à aplicação de outro braço disponível (13.7 N·m) e K3 é a combinação do braço de aplicação de carga K2 com o suporte dos pesos. A partir do nível de carga K3, usam-se os pesos calibrados (Tabela 3.8) para obter o nível de carga pretendido.

Tabela 3.9.: Níveis de carga para testes de engrenagens FZG.

Nível de carga	Binário no pinhão T1 (N·m)	Binário na roda T2 (N·m)
K1	3.30	4.95
K3	28.79	43.18
K5	69.98	104.98
K6	98.83	148.24
K7	132.48	198.72
K9	215.57	323.35
K11	319.26	478.89
K13	438.35	658.28

O binário, para cada nível de carga, pode ser calculado através da equação (3.4.1).

$$T_1 = T_H + (F_K + F_W) \times h \quad (3.4.1)$$

Onde:

- T_1 – Binário no pinhão (N·m);
- T_H - Binário dos braços simples (Braço K1 – 3.3 (N·m); Braço K2 – 13.7 (N·m));
- F_K – peso do suporte de cargas (43.1 N);
- F_W – peso das cargas normalizadas (Tabela 3.8);
- h – Comprimento do braço (distância da embraiagem até à aplicação da carga (0.35 m)).

O nível de carga K3, como já foi referido anteriormente, é constituído pelo braço K2 e pelo suporte dos pesos, sendo que o cálculo do binário no pinhão para K3 é dado pela equação (3.4.2).

$$T_1 = K2 + (F_K + 0) \times h = 13.7 + (43.1 + 0) \times 0.35 = 28.79 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.4.2)$$

Para o nível de carga K5 são precisos 2 pesos para além do braço K2 e do suporte de carga, pelo que o cálculo do binário para K5 é dado por a equação (3.4.3).

$$T_1 = K2 + (F_K + P_1 + P_2) \times h = (13.7 + (43.1 + 51.0 + 66.7)) \times 0.35 = 69.98 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.4.3)$$

3.5. Eficiência do banco de ensaios FZG

O cálculo da eficiência da caixa de engrenagens é função do binário aplicado no sistema e do binário aplicado pelo motor elétrico (designado por perda de binário (T_L)). Um binário estático (T_{IN}) é aplicado no pinhão, que faz com que a roda da engrenagem tenha um binário aplicado superior, que é função da razão de transmissão ($i = Z_2/Z_1$) e do binário aplicado no pinhão. O binário na roda da engrenagem é dado por a equação (3.5.1). A Figura 3.4 apresenta um esquema da perda de binário em função do binário estático aplicado.

$$T_W = i \cdot T_{IN} \quad (3.5.1)$$

A perda de binário (T_L) é medida no veio da roda. Portanto, a eficiência do ensaio é dada pela equação (3.5.2), que considera a eficiência da caixa escrava (η_E) com a eficiência da caixa de teste (η_T).

$$\eta_{global} = \eta_E \times \eta_T = \frac{T_W - T_L}{T_W} \times 100 \quad (3.5.2)$$

A geometria da engrenagem de teste e da engrenagem escrava são iguais, portanto, é possível assumir que ambas as engrenagens têm a mesma eficiência. No entanto, se o acabamento superficial não for igual ou aproximadamente igual nas duas engrenagens, a eficiência medida não será igual em ambas as engrenagens.

Caso seja mantida sempre a mesma engrenagem escrava e se pretenda ensaiar uma engrenagem de teste de diferente geometria ou acabamento, a eficiência da caixa de teste pode ser obtida pela equação (3.5.3) [1].

$$\eta_E = \eta_T = \sqrt{\frac{T_W - T_L}{T_W}} \times 100 \quad (3.5.3)$$

No caso de serem usadas diferentes engrenagens, a eficiência da caixa de teste pode ser obtida pela equação (3.5.4), isto se a engrenagem da caixa escrava se manter a mesma.

$$\eta_T = \frac{\eta_{global}}{\eta_E} \quad (3.5.4)$$

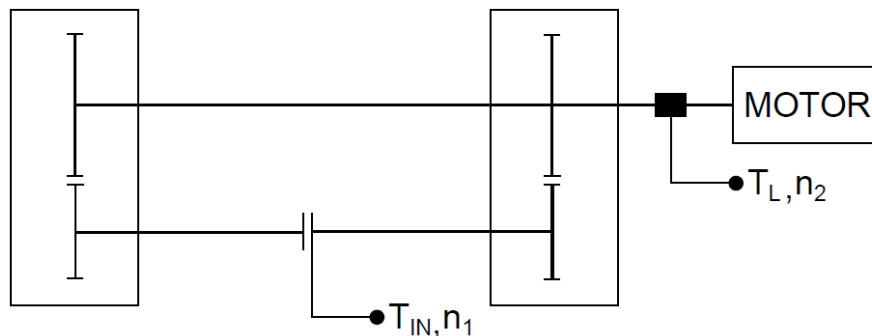


Figura 3.4.: Esquema do banco de ensaios FZG [1].

3.6. Óleo de engrenagens PAO150

3.6.1. Introdução

Para a realização dos ensaios experimentais foi usado um óleo PAO150 da Fuchs, que é um óleo sintético de alta performance, conhecido por ter um elevado índice de viscosidade, um alargado intervalo de temperaturas de trabalho e uma boa estabilidade térmica [18]. Antes de se fazer qualquer teste com o lubrificante escolhido, foi efetuada uma medição das propriedades físicas do lubrificante de maneira a comprovar a informação dada pelo fabricante do lubrificante.

O lubrificante foi caracterizado fisicamente com base na densidade, medida com um densímetro, e na medição da viscosidade que foi medida com um viscosímetro de Engler e um vibro viscosímetro.

Foi feita também uma análise FTIR com o objetivo de chegar à composição química do lubrificante usado.

3.6.2. Viscosímetro de Engler

De acordo com a norma ASTM D445, a viscosidade cinemática de um óleo pode ser medida através da medição do tempo, em segundos, que um dado volume de um fluido precisa para encher um recipiente de 200 ml passando um pequeno orifício calibrado, a uma dada temperatura.

Para determinar a viscosidade cinemática do óleo, foi usado um viscosímetro de *Engler*, e foram efectuadas medições a temperaturas distintas para assim determinar a variação da viscosidade cinemática com a temperatura.



Figura 3.5.: Viscosímetro de Engler.

O viscosímetro de *Engler* é composto por um recipiente onde se introduz a amostra de lubrificante a analisar, que tem um orifício na base que é fechado através de um ponteiro de madeira. Para aquecer e manter o lubrificante a uma determinada temperatura este recipiente é englobado por outro que contém um líquido (água ou óleo) que é aquecido através de uma resistência elétrica. Estes dois recipientes encontram-se apoiados num tripé que permite nivelar o aparelho. Existem dois termómetros para controlar a temperatura (um para o banho e outro para o lubrificante).

O procedimento realizado foi feito para três temperaturas diferentes: 40, 70 e 100°C. O tempo de escoamento obtido foi convertido para graus *Engler* através da equação (3.6.1).

$$\text{Grau de Engler } (E^\circ) = \frac{\text{tempo de escoamento do óleo (200 ml)}}{\text{tempo de escoamento de água a } 20^\circ\text{C (200 ml)}} \quad (3.6.1)$$

O grau de *Engler* obtido anteriormente é convertido para centiStokes (cSt) através da equação (3.6.2).

$$\text{Viscosidade (cSt)} = k_1 \times \text{Grau de Engler} + \frac{k_2}{\text{Grau de Engler} + k_3} \quad (3.6.2)$$

Os valores k_1 , k_2 e k_3 são constantes que podem ser consultadas na Tabela 3.10.

Tabela 3.10.: Constantes para conversão do grau de *Engler*.

	k1	k2	k3
° Engler < 3	14.867	75.568	-6.198
° Engler > 3	7.624	-2.717	-1.522

A Tabela 3.11 apresenta os resultados calculados a partir das medições do tempo de escoamento realizadas com o viscosímetro de *Engler*.

Tabela 3.11.: Resultados obtidos no viscosímetro de *Engler*.

Parâmetro	Unidade	Resultado
ν @ 40°C	[cSt]	151.96
ν @ 70°C	[cSt]	46.51
ν @ 100°C	[cSt]	18.89

3.6.3. Vibro viscosímetro

A medição da viscosidade dinâmica foi feita através de um método de baixa frequência (30 Hz) usando um vibro viscosímetro (AND SV-10), que se pode observar na Figura 3.6. Este é um aparelho que é muito usado neste tipo de ensaio porque permite uma medição da viscosidade em função da temperatura em contínuo. O aparelho tem dois sensores em forma de placa que estão mergulhados na amostra, sendo que estas placas estão colocadas lado a lado, e quando são estimuladas por um condutor eletromagnético, estas vibram a uma frequência constante. A amplitude da vibração é detetada, sendo que é aplicada corrente contínua ao condutor eletromagnético para permitir que a amplitude de vibração permaneça constante. A viscosidade da amostra causa um amortecimento da vibração e a corrente que é necessária para manter as placas a vibrar à mesma amplitude é medida continuamente e transformada em viscosidade pelo aparelho. A temperatura da amostra é medida por um sensor que se encontra no meio das duas placas mergulhadas na amostra.

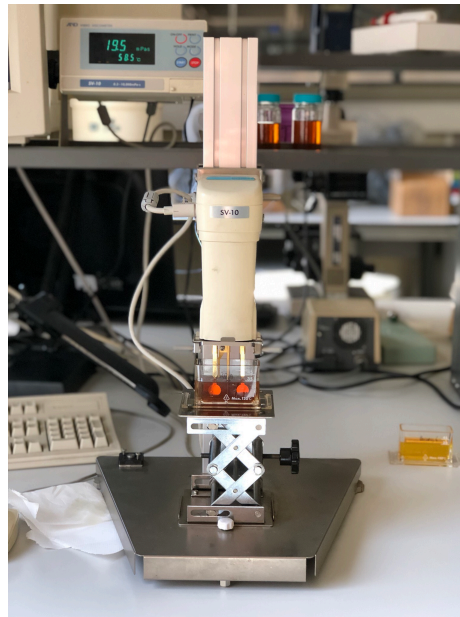


Figura 3.6.: Vibro viscosímetro SV-10.

Na Figura 3.7 é possível observar os resultados obtidos na medição feita pelo vibro viscosímetro para a viscosidade dinâmica do lubrificante escolhido.

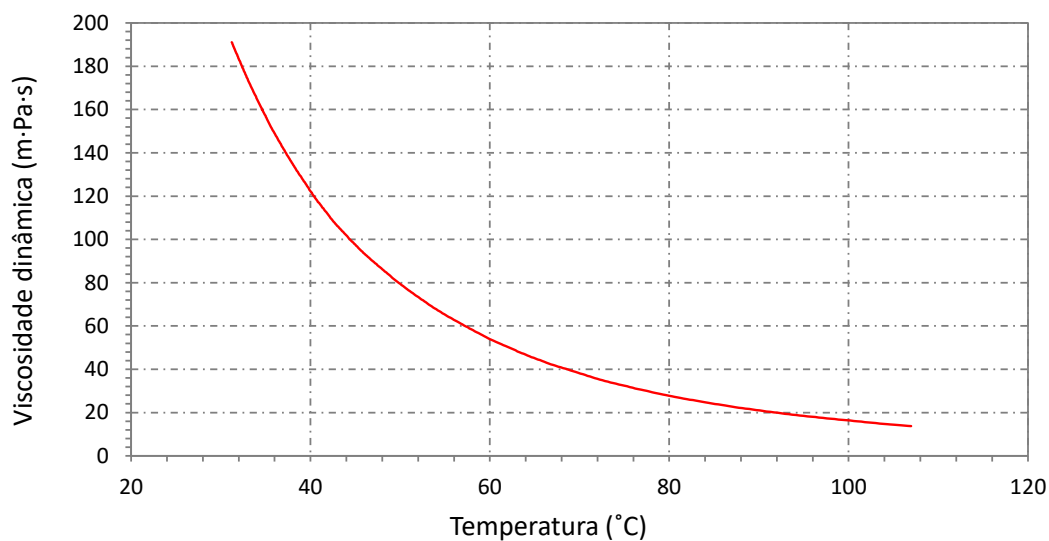


Figura 3.7.: Viscosidade dinâmica obtida pelo vibro viscosímetro.

Dividindo a viscosidade dinâmica pela densidade, obtém-se a viscosidade cinemática para o lubrificante. A Figura 3.8 apresenta a comparação das viscosidades obtidas através da equação de *Vogel* (equação (2.1.4)), da norma ASTM D341 (equação (2.1.5)), dos valores obtidos na medição com o viscosímetro de *Engler* e os valores obtidos experimentalmente no vibro viscosímetro, e conclui-se que todas as técnicas dão valores bastante aproximados, confirmando-se a fiabilidade dos resultados obtidos.

A Tabela 3.12 apresenta os parâmetros calculados. Para a equação da norma ASTM D341 foi considerado $a=0.7$.

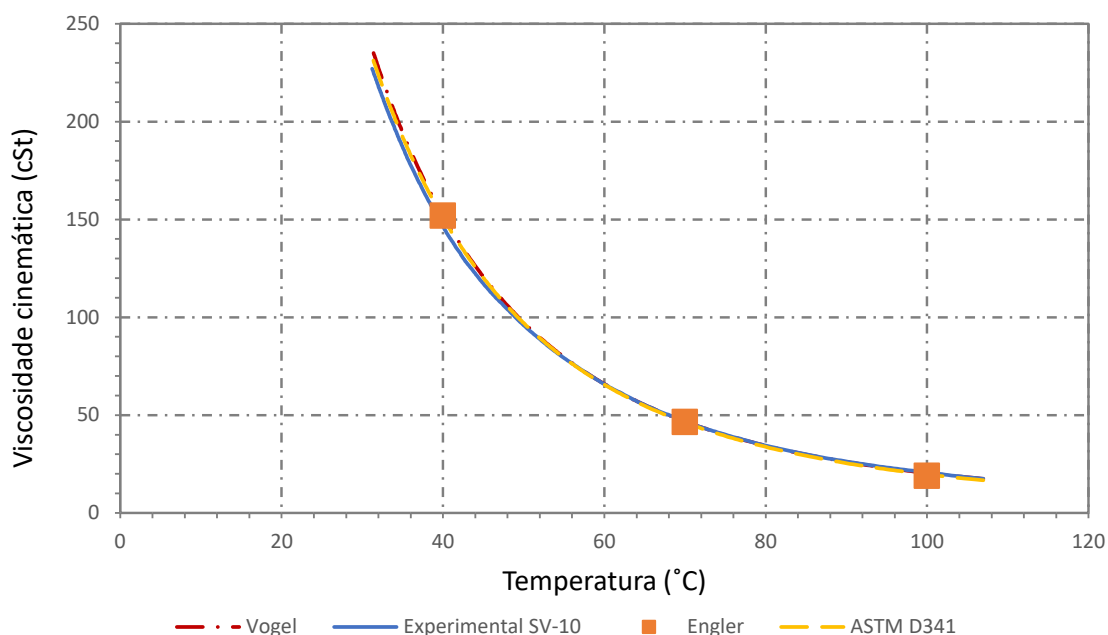


Figura 3.8.: Curvas de viscosidade cinemática para o óleo PAO150.

Tabela 3.12.: Constantes ASTM D341, constantes de *Vogel* e índice de viscosidade.

Parâmetro	Unidade	Resultado
$m_{ASTMD341}$	[-]	7.60
$n_{ASTMD341}$	[-]	2.91
k_V	[-]	0.18
b_V	[-]	958.16
c_V	[-]	101.83
IV	[-]	150.028

No anexo C, o fabricante deste óleo afirma que as viscosidades cinemáticas a 40 e a 100°C são de 150 e 19.4 cSt, respectivamente. Os resultados obtidos com o viscosímetro de Engler foram de 150.89 e 19.62 para 40 e 100°C respectivamente, pelo que são resultados bastante próximos.

3.6.4. Densidade

Para medir a variação de densidade do lubrificante PAO150 com a temperatura, foi usado um densímetro Antom Paar DMA 35, como o que se pode ver na Figura 3.9.

O densímetro usado mede amostras de 2 ml e mede a densidade do fluido lubrificante no intervalo de temperatura de 0 a 40°C. Partindo de uma temperatura de referência (15°C ou temperatura ambiente), é possível determinar a densidade de um lubrificante, assumindo que este tem um comportamento linear com a variação de temperatura à pressão atmosférica.



Figura 3.9.: Densímetro Anton Paar.

Os resultados obtidos podem ser consultados na Figura 3.10, assim como as propriedades obtidas para a temperatura de referência podem ser consultadas na Tabela 3.13.

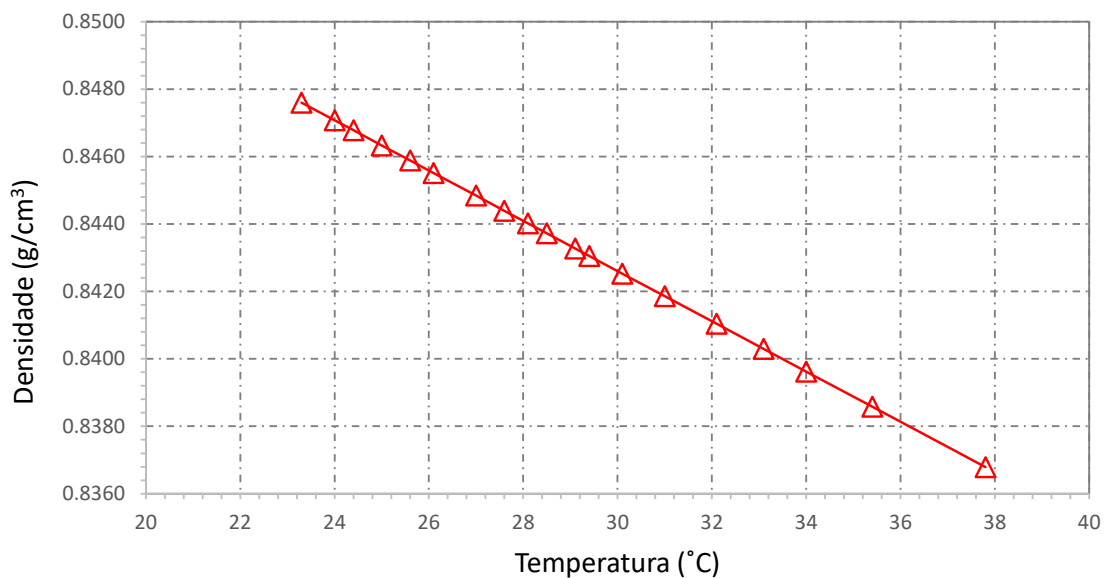


Figura 3.10.: Curva Densidade - Temperatura para o óleo PAO150.

Segundo o fabricante do lubrificante, a densidade a 15°C é de 0.849 g/cm³. Nas medições efetuadas obteve-se uma densidade de 0.854 a 15°C, sendo que a diferença é mínima, pelo que a veracidade dos resultados se confirma. É possível confirmar os valores fornecidos pelo fabricante no anexo C.

Tabela 3.13.: Resultados obtidos nas medições de densidade.

Parâmetro	Unidade	Resultado
$\rho @ 15^{\circ}C$	$[g/cm^3]$	0.854
$\alpha_t \cdot 10^{-4}$	[-]	8.7

3.6.5. Caracterização química do óleo (Fourier Transform Infra Red spectroscopy – FTIR)

O ensaio FTIR é uma ferramenta versátil que pode ser usada para detetar a composição química de um lubrificante, para detetar contaminantes ou até para detetar a degradação de um lubrificante quer durante o seu tempo de vida proposto, quer depois de ter cumprido aquilo que era a sua função.

O ensaio consiste na emissão de uma luz infravermelha através de uma gota de lubrificante que é colocada no equipamento de medição. As moléculas do lubrificante absorvem a radiação da luz infravermelha e refletem diferentes comprimentos de onda. As moléculas de certa forma assemelham-se a uma impressão digital ou à íris de um olho humano, na medida em que não existem moléculas que produzam o mesmo padrão ou que reflitam o mesmo comprimento de onda. Através da análise do comprimento de onda refletido por cada molécula, é possível obter a composição química de um dado lubrificante.

Este teste é expedito e é capaz de detetar simultaneamente diferentes parâmetros, como antioxidantes, água, combustíveis, oxidação do óleo e aditivos. Além do poder qualitativo deste ensaio, o tamanho dos picos é uma indicação direta da quantidade de material específico encontrado na amostra.

A análise FTIR foi feita com o aparelho Agilent Cary 630 que se pode ver na Figura 3.11.

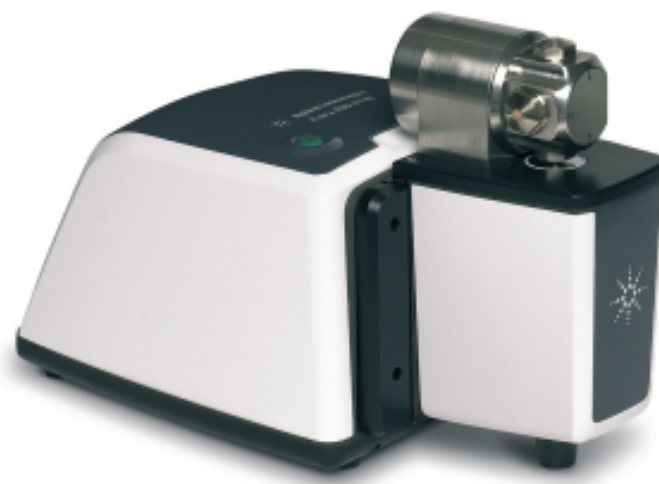


Figura 3.11.: Aparelho Agilent Cary 630.

Para efetuar um ensaio destes, deve-se garantir que todo o ensaio é feito de forma correta. Em primeiro lugar, deve-se limpar a zona de colocação da amostra, bem como as lentes que serão usadas no ensaio, com um solvente ou outro produto que seja aconselhado para o mesmo efeito. De seguida, com o aparelho limpo, coloca-se então uma gota do óleo em análise, tendo em atenção que o cristal por onde será emitida a luz deverá ficar totalmente coberto com a gota de óleo. Depois, procede-se à análise do óleo, sendo que no final do ensaio deve-se limpar novamente o aparelho para um futuro ensaio.

O espetro do óleo novo pode ter uma elevada importância para controlar o lubrificante durante o seu tempo de vida. Numa amostra de óleo usado pode ser facilmente observável o desaparecimento de aditivos, o aparecimento de picos de oxidação ou até contaminação comparando com o espetro do mesmo óleo novo.

Na Figura 3.12 é possível observar a zona de referência do óleo, que se situa abaixo do comprimento de onda de 2000 cm^{-1} . Apesar de se conseguirem observar bastantes picos distintos na zona de referência, torna-se uma tarefa bastante complicada saber que tipo de composição tem o lubrificante nesta zona sem se ter um espetro conhecido do óleo de base. Na zona compreendida entre os 2800 cm^{-1} e os 3000 cm^{-1} , existe um intervalo elevado de refletância, que é tipicamente a zona de localização de hidrocarbonetos (C-H, CH_2 e CH_3). O pico localizado nos 1740 cm^{-1} representa a molécula C-O de monóxido de carbono. O pico de menor refletância localizado nos 1150 cm^{-1} é tipicamente um pico que surge graças à oxidação do lubrificante. Na zona situada entre os 1440 e 1476 cm^{-1} localiza-se a zona que permite identificar a presença de ester na formulação do lubrificante [19].

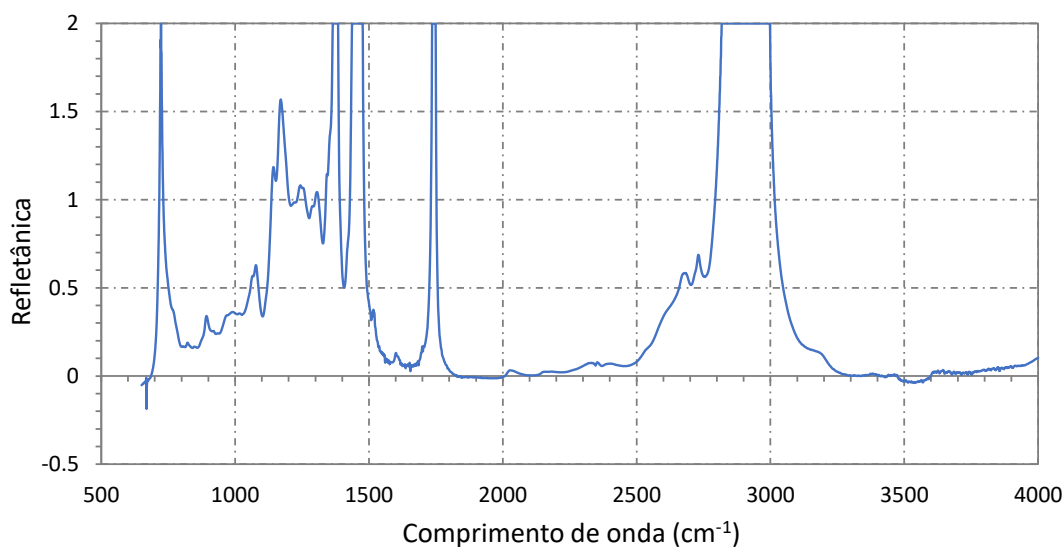


Figura 3.12.: Ensaio FTIR para óleo PAO150.

4. Procedimento experimental

De maneira a realizar corretamente os testes experimentais, foi usado um procedimento específico em todos os testes efetuados para a realização desta dissertação. Este capítulo explica esses mesmos procedimentos usados em cada teste, e inclui todos os equipamentos necessários à realização do presente trabalho.

4.1. Testes de eficiência nas engrenagens C40

O procedimento de ensaios foi iniciado com a realização de testes de eficiência com engrenagens C40 na caixa de teste e na caixa escrava. Estes testes foram realizados com o objetivo de caracterizar a eficiência da caixa escrava, permitindo assim a caracterização de qualquer geometria na caixa de testes (C40, C14, ou outra) nos ensaios que se realizem em seguida.

O valor experimental de perda de binário e temperatura de operação considerado para efeito de análise é a média das medições ocorridas nos últimos 30 minutos de cada teste. Considerou-se apenas a última meia hora de teste dado que é o intervalo de tempo onde normalmente todas as temperaturas de teste já se encontram estabilizadas, ou seja, é quando o banco de ensaios já se encontra em regime permanente.

Os testes de eficiência em engrenagens C40 foram realizados com lubrificação por injeção em ambas as caixas de engrenagens, sendo que durante os testes a temperatura de injeção foi mantida a 80°C, com um caudal de 3 l/min, a uma pressão de óleo na central de lubrificação de 0.4 bar. Para assegurar a estabilização mais rápida da temperatura, manteve-se o sistema de circulação do óleo a trabalhar durante a noite a uma temperatura constante. A sala onde se encontra a máquina FZG contém um sistema de ventilação que faz a renovação do ar interior da sala com ar exterior.

O procedimento dos testes de eficiência realizados em engrenagens C40 consistiu na aplicação dos níveis de carga K1, K3, K5, K7, K9, K11 e K13 na embraiagem do banco de ensaios FZG, sendo que cada um destes níveis de carga foi testado com as velocidades de rotação do motor de 175, 350, 700, 1050, 1400 e 1750 rpm, que correspondem à velocidade de rotação no primitivo de 1, 2, 4, 6, 8 e 10 m/s respetivamente. É possível observar o procedimento destes testes esquematicamente na Figura 4.1.

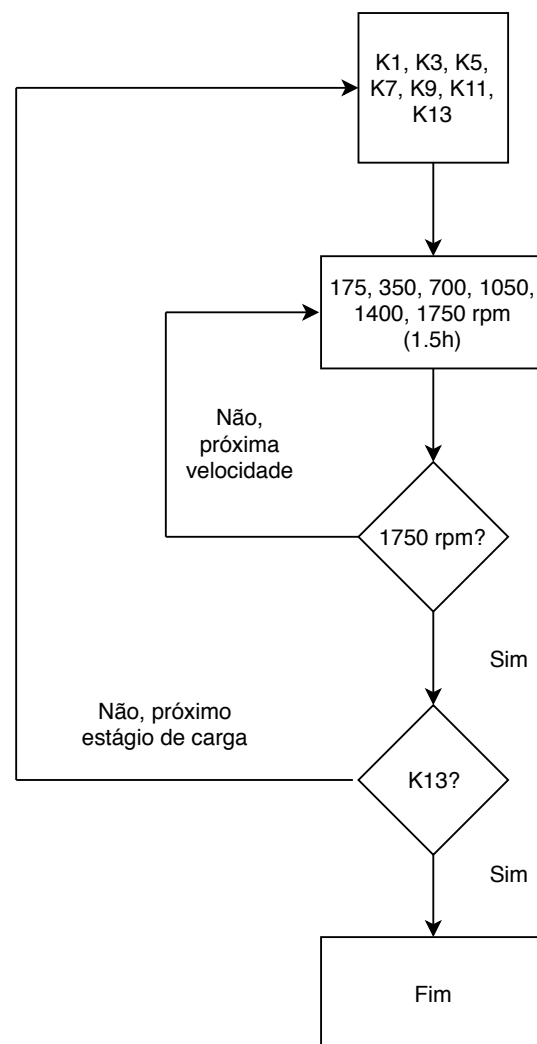


Figura 4.1.: Procedimento dos testes de eficiência em engrenagens C40.

4.2. Testes de rodagem e de eficiência em engrenagens C14

4.2.1. Testes de rodagem

Os testes de rodagem foram realizados para avaliar o efeito da rodagem na rugosidade superficial dos dentes das engrenagens e na sua eficiência após a rodagem.

Foram feitos testes de rodagem em duas engrenagens, ambas com largura de 14 mm, sendo que podem ser distinguidas pelas referências 4296 e 4298. Estas engrenagens são idênticas, diferindo apenas no acabamento superficial que apesar de ser semelhante, não é igual, visto que é impossível ou praticamente impossível conseguir acabamentos iguais em duas engrenagens. Uma engrenagem pode ser utilizada em ambos os flancos que ela possui, visto que durante os testes apenas um dos flancos está em carga. Na presente dissertação, a engrenagem 4296 foi submetida a rodagem no flanco A, e a engrenagem 4298 foi submetida a rodagem nos flancos A e B. Na caixa escrava da máquina FZG foi

usada uma engrenagem com largura de 40 mm em todos os testes, sendo que se pode denominar por engrenagem C40.

Para estudar o efeito das condições de operação durante a rodagem, a temperatura e a carga foram escolhidas como parâmetros de interesse. Cada engrenagem foi submetida a uma rodagem com um nível de carga distinto: K6, K9 e K11, que correspondem a uma pressão de Hertz no primitivo de 0.956, 1.412 e 1.719 GPa respectivamente. Os testes foram executados a uma velocidade de 200 rpm durante 8 horas. Na Tabela 4.1 é possível consultar as condições utilizadas nos testes de rodagem.

Tabela 4.1.: Condições de ensaio dos testes de rodagem.

	I	II	III
Parâmetro	4296 _A	4298 _B	4298 _A
Nível de carga (Pressão de contato)	K6 (0.956 GPa)	K9 (1.412 GPa)	K11 (1.719 GPa)
Velocidade de rotação do motor (rpm)		200	
Temperatura do lubrificante (°C)	90	90	80
Duração do teste (horas)		8	
Número de ciclos (pinhão/roda)		144000/96000	

Os testes foram feitos em lubrificação por banho de óleo na caixa de teste, e com lubrificação por injeção na caixa escrava. A lubrificação por injeção na caixa escrava foi feita com uma pressão de óleo na central de lubrificação de 0.35 bar que permitiu ter um caudal de óleo de 3 l/min. A temperatura de injeção na caixa escrava foi mantida a 80°C durante todos os testes de rodagem, sendo que a temperatura foi usada como parâmetro variável na caixa de teste (80 ou 90°C).

No início e no fim de cada teste, mediu-se a rugosidade dos dentes de cada engrenagem, para analisar a influência das condições de rodagem nos parâmetros de rugosidade. A massa das engrenagens foi medida no início e no fim de cada ensaio de rodagem com o objetivo de verificar se a rodagem teve ou não influência significativa ao nível da perda de massa da engrenagem.

4.2.2. Testes de eficiência

Logo após os testes de rodagem, foram feitos testes de eficiência. Estes testes de eficiência consistiram em aquecer e controlar a temperatura do óleo em ambas as caixas de engrenagens a 80°C, e testar as engrenagens durante 1 hora e 30 minutos com os níveis de carga K1, K5, K7 e K9 às velocidades de rotação do motor de 200, 350, 700, 1050, 1400 e 1850 rpm, que correspondem às velocidades de rotação no primitivo de 1.14, 2, 4, 6, 8 e 10.64 m/s.

Os testes de eficiência realizados com engrenagens C14 foram feitos com lubrificação por injeção na caixa escrava, e lubrificação por banho de óleo na caixa de teste. Na lubrificação por injeção na caixa escrava, foi usada uma pressão de óleo na central de lubrificação de 0.35 bar que permitiu ter um caudal de óleo de 3 l/min. Adotou-se uma temperatura constante de 80°C tanto na caixa de teste como na caixa escrava. Na caixa de teste, o banho de óleo foi aquecido com um sistema de aquecimento composto por resistências incorporado na própria caixa. A central de lubrificação que contém o óleo que é injetado na caixa escrava foi mantida sempre ligada de um dia para o outro de forma a manter a temperatura constante no reservatório e estabilizar as temperaturas de todo o banco de ensaio por via da circulação de óleo na caixa escrava.

Inicialmente idealizou-se fazer os testes às mesmas velocidades utilizadas nos testes de eficiência em engrenagens C40. Após o início da campanha de ensaios entendeu-se que a perda de binário para a velocidade mais baixa (175 rpm) e mais elevada (1750 rpm) apresentava um comportamento pouco expectável, pelo que se verificou que este comportamento se devia a um problema dinâmico no banco de ensaios para esta gama de velocidades. A perda de binário era significativamente mais elevada para essas mesmas velocidades. Posto isto, observou-se que aumentando a velocidade para 200 e 1850 rpm este fenómeno diminuía substancialmente, pelo que se decidiu adotar estas velocidades para continuar os testes.

Tal como nos testes feitos em engrenagens C40, só se contabilizou a última meia hora de cada teste, porque é a altura em que se considera que o ensaio já se encontra em regime permanente.

As temperaturas medidas em todos os testes de eficiência em engrenagens C14 foram obtidas na mesma localização dos testes de rodagem, sendo que para o efeito do cálculo da média das temperaturas também só se contabilizou a última meia hora de cada teste, sendo que o mesmo procedimento foi adoptado para as perdas de binário.

A massa das engrenagens foi medida no fim dos testes de eficiência, com o objetivo de verificar se existia ou não perda de massa significativa durante os testes.

Todo o procedimento experimental realizado nas engrenagens C14 está representado esquematicamente na Figura 4.2.

De uma forma sucinta, o procedimento experimental consistiu nos seguintes passos:

- Identificação dos flancos A e B das engrenagens. O flanco A é definido como o flanco que contém a referência da engrenagem, sendo que o flanco B é o flanco oposto;
- Lavagem da engrenagem a testar durante 4 minutos num banho de ultra-sons, usando eter de petróleo como solvente;
- Pesagem da engrenagem;
- Medição das rugosidades dos dentes;
- Lavagem da caixa de teste e componentes a usar com éter-petróleo;
- Aquecimento da engrenagem a testar num forno a 120°C de maneira a que esta dilate o suficiente para permitir a montagem nos veios da máquina FZG;

- Montagem dos componentes e da engrenagem a testar na máquina FZG;
- Colocação de um litro e meio de óleo na caixa de teste de modo a que a engrenagem fique mergulhada em óleo até meio do veio;
- Ativação dos equipamentos de medição e execução dos testes pretendidos;
- No final de cada teste, lavagem da engrenagem testada e medição da massa e rugosidade dos dentes.

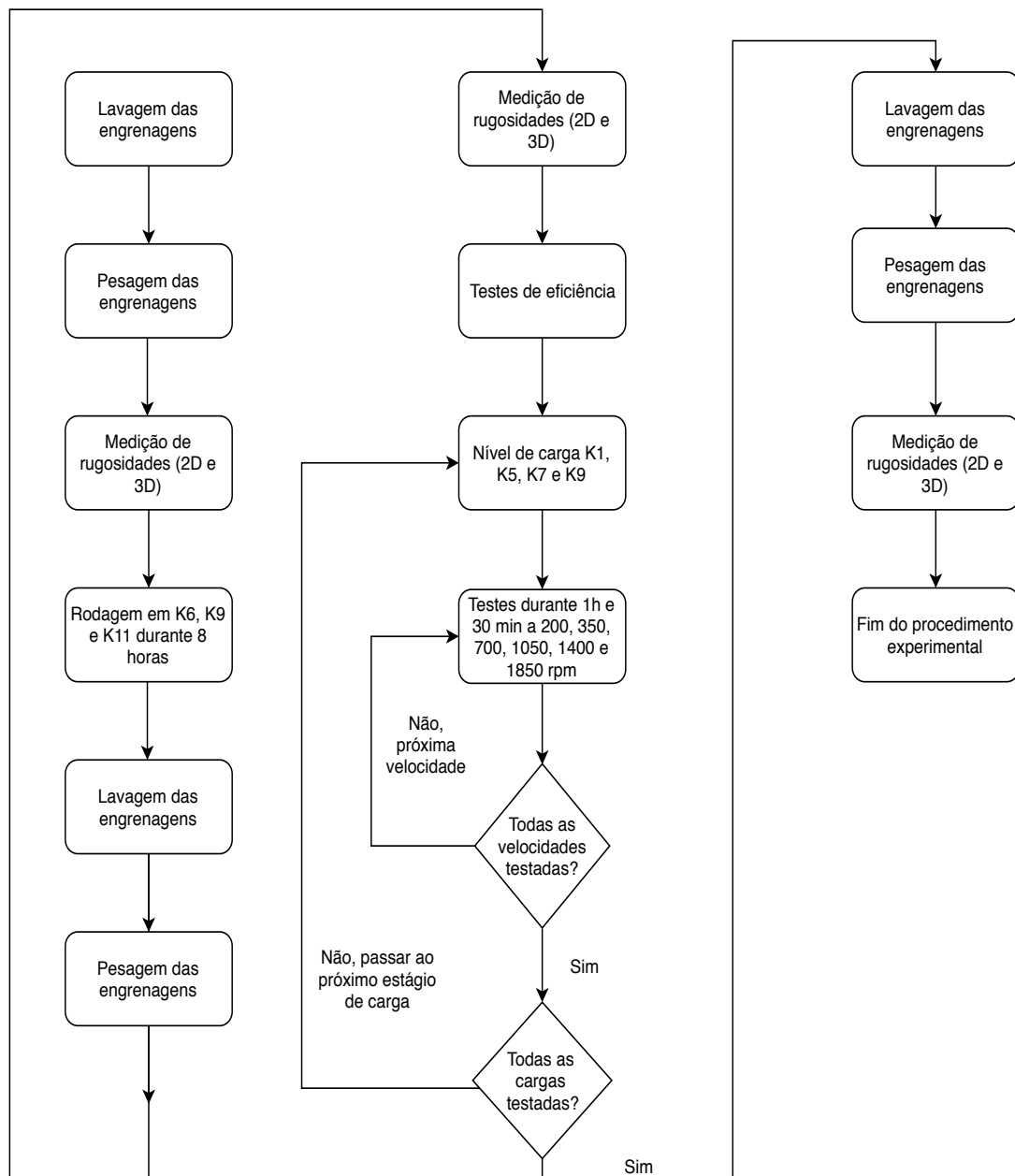


Figura 4.2.: Fluxograma do procedimento de teste em engrenagens C14 (rodagem + eficiência).

4.3. Medição de rugosidades

Como já foi referido anteriormente, foram feitas medições dos parâmetros de rugosidade dos dentes das engrenagens testadas antes e depois de cada teste realizado. As medições foram feitas com um rugosímetro de contacto Hommelwerke LV-50 para determinar os parâmetros de rugosidade 2D, e com um perfilómetro óptico Bruker para determinar os parâmetros de rugosidade 3D. Na Figura 4.3 é possível ver os equipamentos utilizados.

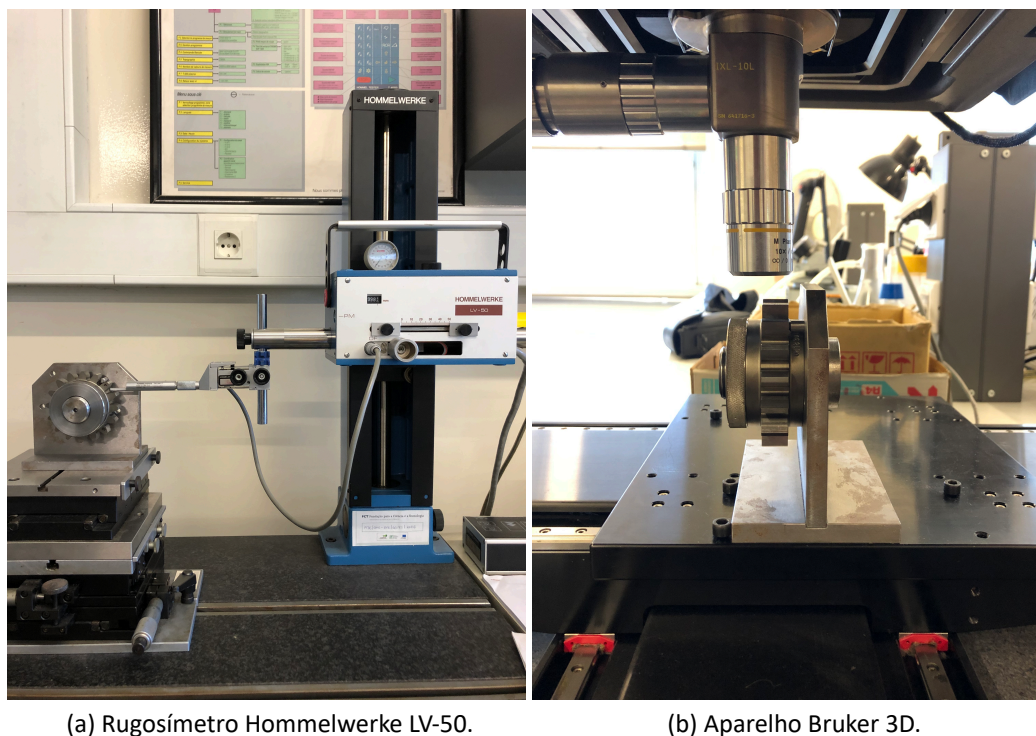


Figura 4.3.: Aparelhos de medição de rugosidades.

4.3.1. Medições com o rugosímetro de contacto

Os dentes da engrenagem foram marcados com a finalidade de se monitorizarem sempre os mesmos dentes ao longo do procedimento experimental. Marcaram-se então os dentes 1, 5 e 9 do pinhão e os dentes 1, 9 e 17 da roda porque são os dentes que estão mais vezes em contacto uns com os outros (dente 1 do pinhão com o dente 1 da roda, dente 9 com dente 9, dente 1 com o 17, sendo que o dente 5 do pinhão é um dente de controlo que está em contacto com a maior parte dos outros dentes da roda). É necessário ter em conta que o pinhão gira no sentido anti-horário, pelo que se deve identificar corretamente as faces dos dentes que estarão em carga. Na Figura 4.4 é possível ver uma engrenagem com os dentes numerados.

Nas medições feitas com o rugosímetro de contacto, foram feitas 3 medições em cada dente, sendo que essas medições foram feitas nas zonas laterais e nas zonas centrais dos dentes. Ao mudar a zona de medição, avançou-se sempre cerca de um milímetro para

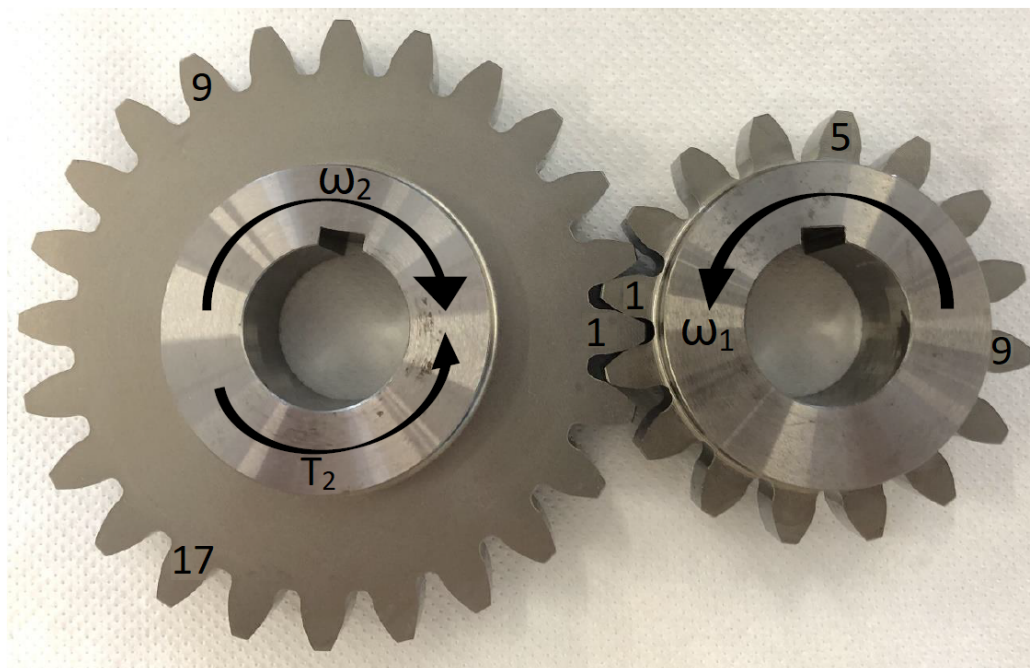


Figura 4.4.: Posicionamento e numeração dos dentes.

incluir diferentes zonas do dente. No total, por cada teste feito, fez-se sempre 9 medições no pinhão e na roda de cada engrenagem. Foi usado um gabari de posicionamento desenvolvido especificamente para engrenagens do tipo C, posicionando as engrenagens durante as medições de rugosidades, garantindo sempre a mesma posição horizontal dos dentes. A Figura 4.5 representa o esquema da posição das 3 medições realizadas em cada dente.

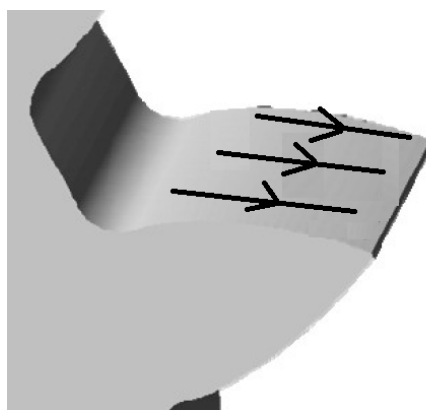


Figura 4.5.: Método de medição de rugosidades nos dentes das engrenagens.

4.3.2. Medições com perfilômetro óptico

As medições de rugosidade realizadas com o perfilômetro óptico permitiram monitorizar o que aconteceu ao nível da superfície dos dentes após a rodagem e após os testes de

eficiência, dado que as medições em duas dimensões só fornecem uma percepção do que acontece ao longo de uma linha.

Foi medida uma área de 7 x 3 milímetros no dente 1 do pinhão de cada engrenagem testada, pelo que não se mediu os restantes dentes do pinhão e da roda porque se iria tornar um processo moroso e sem interesse prático para o presente estudo. Neste tipo de medição, há um aspeto fundamental que se deve ter em conta quando se inicia uma medição, que é nomeadamente o facto de as franjas isocromáticas ou fotoelásticas terem de estar alinhadas horizontalmente com a direção axial do dente para garantir a melhor qualidade e velocidade de medição. Na Figura 4.5 está representada a zona medida durante as medições no perfilómetro óptico.

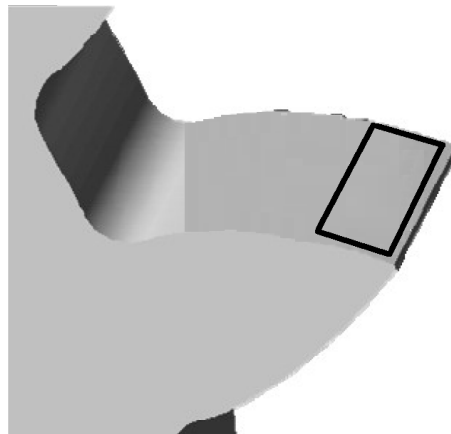


Figura 4.6.: Zona medida com o perfilómetro óptico nos dentes das engrenagens.

4.4. Medições de perda de massa

No final de cada teste de rodagem e de eficiência foram feitas medições da massa das engrenagens com o objetivo de determinar a perda de massa que aconteceu durante os testes. Para tal, foi usada uma balança com uma precisão elevada (0.001 gramas) representada na Figura 4.7. Foi usado um pinhão de referência em todas as medições para eliminar a influência da temperatura ambiente nas medições. No total, foram feitas 3 medições por cada roda e pinhão de uma engrenagem, sendo que para efeitos de resultados contabilizou-se a média dessas 3 medições corrigidas com o peso padrão do pinhão de referência. A equação (4.4.1) apresenta o cálculo da perda de massa utilizado.

$$\begin{aligned} \text{Perda de massa} = & (\text{Pesagem inicial} - \text{Pesagem final}) + \\ & (\text{Pesagem inicial}_{\text{pinhão ref.}} - \text{Pesagem final}_{\text{pinhão ref.}}) \end{aligned} \quad (4.4.1)$$

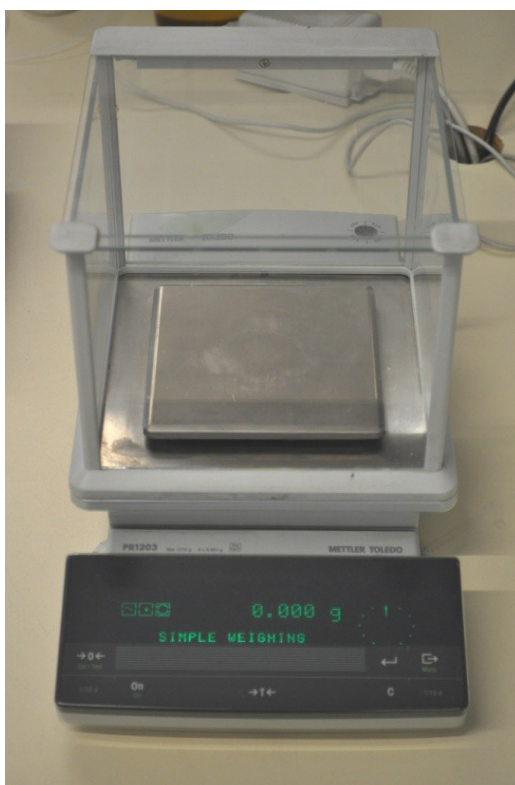


Figura 4.7.: Balança usada nas medições de massa.

5. Resultados experimentais

Todos os resultados obtidos durante os ensaios experimentais serão apresentados neste capítulo. Os principais resultados experimentais que serão apresentados são: a perda de binário, as temperaturas de funcionamento e as medições de perda de massa e rugosidade. Sempre que se justifique serão apresentados cálculos que ajudem a interpretar os resultados tal como a previsão da espessura específica de filme.

5.1. Caracterização do banco de ensaios FZG com engrenagens C40

Antes de iniciar qualquer teste de rodagem com engrenagens C14, foram feitos testes de eficiência no banco de ensaios FZG com engrenagens C40 em ambas as caixas de engrenagens. Estes testes foram realizados com o objetivo de caracterizar individualmente ambas as caixas de engrenagens em termos de eficiência, para posteriormente ser possível caracterizar a caixa de teste nos ensaios em que esta esteja montada com engrenagens C14.

5.1.1. Parâmetros de rugosidade em engrenagens C40

Na Tabela 5.1 são apresentados os parâmetros de rugosidade medidos na engrenagem C40 da caixa escrava antes do teste de eficiência. Esta engrenagem só foi medida antes do início dos testes pois a sua desmontagem implica um processo complexo de desmontagem de todo o banco de ensaios. Por outro lado esta engrenagem foi mantida na caixa escrava para os restantes testes realizados.

Na Tabela 5.1 são também apresentados os parâmetros de rugosidade da engrenagem C40 montada na caixa de teste do banco de ensaios FZG. Analisando os valores e comparando com os valores obtidos para a caixa escrava, observa-se uma diferença considerável em praticamente todos os parâmetros de rugosidade das engrenagens, sendo a engrenagem colocada na caixa de teste a engrenagem com maiores valores nos parâmetros de rugosidade, existindo casos em que alguns parâmetros apresentam o dobro da dimensão dos parâmetros medidos para a engrenagem da caixa escrava.

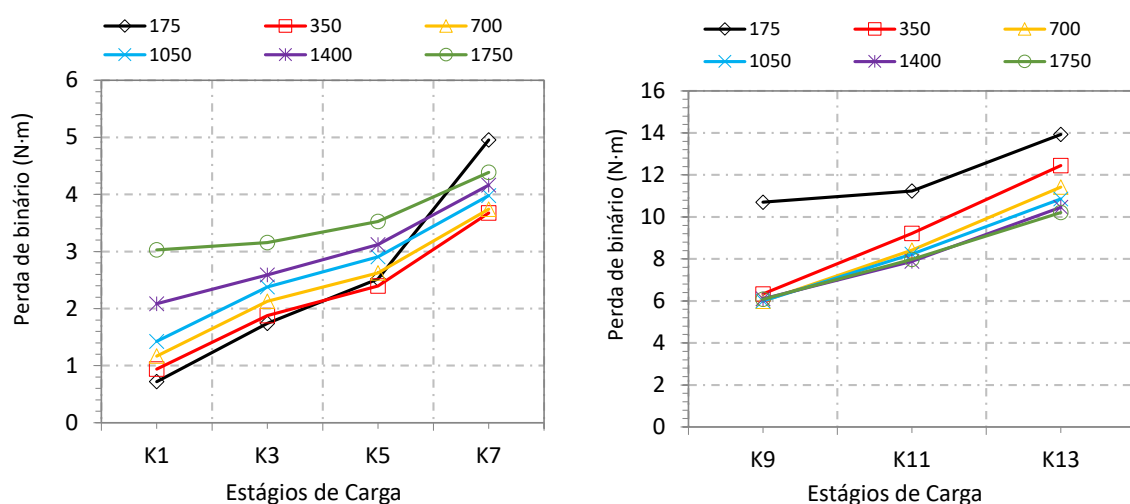
Dado que o objetivo dos testes realizados nestas engrenagens era caracterizar em termos de eficiência cada caixa de engrenagens individualmente, chegou-se à conclusão que com esta diferença tão significativa nos parâmetros de rugosidade entre a duas engrenagens, seria errado fazer uma partição de perda de binário medido de forma equitativa pelas duas caixas. Como solução a este entrave, optou-se por caracterizar as engrenagens em termos de eficiência global de todo o ensaio.

Tabela 5.1.: Parâmetros de rugosidade das engrenagens C40 (direção radial) antes e depois dos testes de eficiência.

			R_a	R_q	R_z	R_{max}	R_{pk}	R_k	R_{vk}
C40 (flanco A)	Antes	Pinhão	0.28	0.39	1.82	2.83	0.37	0.8	0.56
Caixa escrava	do teste	Roda	0.24	0.32	1.6	2.5	0.23	0.76	0.48
C40 (flanco A)	Antes	Pinhão	0.58	0.77	4.08	5.38	0.33	1.36	1.41
Caixa de teste	do teste	Roda	0.47	0.6	2.99	3.67	0.27	1.3	1.01
C40 (flanco A)	Depois	Pinhão	0.59	0.77	4.04	5.17	0.38	1.57	1.37
Caixa de teste	do teste	Roda	0.47	0.59	2.95	3.66	0.28	1.27	0.96

5.1.2. Testes de eficiência em engrenagens C40

Na Figura 5.1, está representada a perda de binário em função do nível de carga para os testes de eficiência em engrenagens C40. Observando os resultados obtidos, observa-se que para os níveis de carga mais baixos (K1, K3 e K5) a perda de binário varia significativamente com a velocidade, sendo a 1750 rpm onde se verifica a maior perda de binário durante os testes com K1, K3 e K5. Para os níveis de carga mais elevados, observa-se que para a menor velocidade de rotação (175 rpm) foi onde se obteve a maior perda de binário, sendo que para as restantes velocidades a perda de binário foi bastante semelhante independentemente do nível de carga.



(a) Perda de binário em função dos níveis de carga K1, K3, K5 e K7. (b) Perda de binário em função dos níveis de carga, K9, K11 e K13.

Figura 5.1.: Perda de binário para diferentes velocidades nos testes de eficiência em engrenagens C40.

Importante referir que os ensaios feitos nos estágios de carga K11 e K13 a 175 rpm tiveram de ser feitos entre 180 a 190 rpm, dado que a 175 rpm a máquina FZG não conseguia fornecer o binário necessário para esta velocidade de rotação tão baixa, pelo que a solução

passou então por aumentar ligeiramente a velocidade de ensaio para se obter uma ideia da perda de binário nesta gama de velocidades de rotação e para estes níveis de carga.

Na Figura 5.2 pode-se observar a representação da perda de binário nos testes de eficiência, mas em função da velocidade de rotação imposta. Observa-se que a perda de binário cresce proporcionalmente com o aumento do nível de carga imposto, sendo que para elevados níveis de carga essa perda de binário tende a descer com o aumento da velocidade rotacional do ensaio, enquanto que para baixos níveis de carga a perda de binário tende a crescer ligeiramente com o aumento de velocidade. Este aumento de perda de binário para baixos níveis de carga é explicado pelo facto das perdas sem carga aumentarem significativamente com a velocidade de rotação do ensaio.

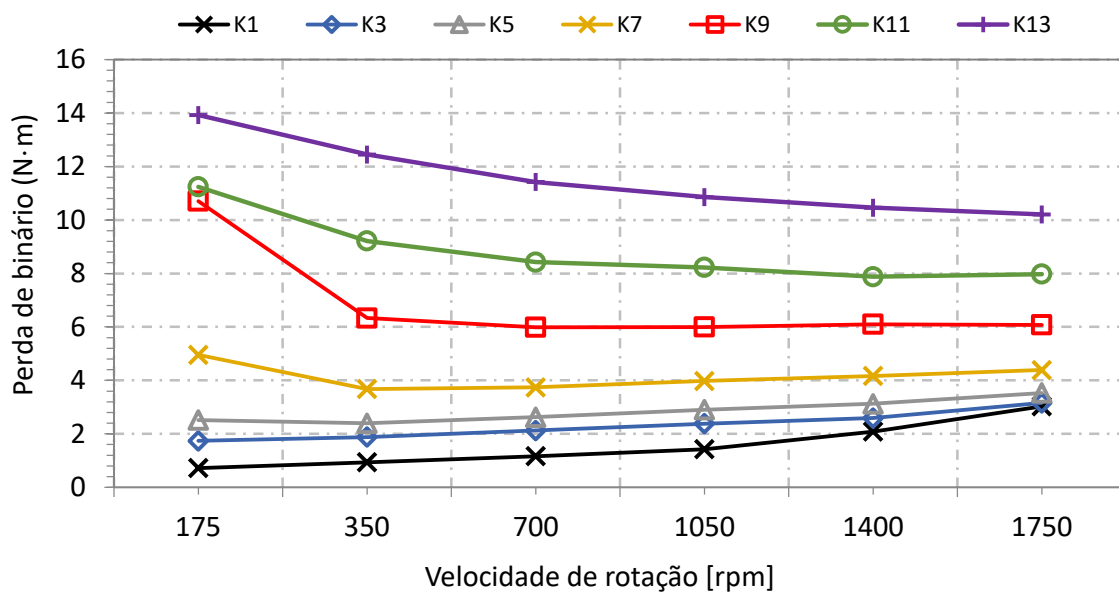


Figura 5.2.: Perda de binário em função da velocidade.

Na Figura 5.3 é possível observar a perda de potência obtida nestes ensaios, que se obtém em Watt através da multiplicação da perda de binário pela velocidade de rotação. Analisando os resultados obtidos, conclui-se que a baixas velocidades de rotação a perda de potência é geralmente baixa fruto da baixa potência nominal, mas à medida que a velocidade aumenta, a perda de potência vai aumentando rapidamente e de forma idêntica em todos os níveis de carga e para todas as velocidades.

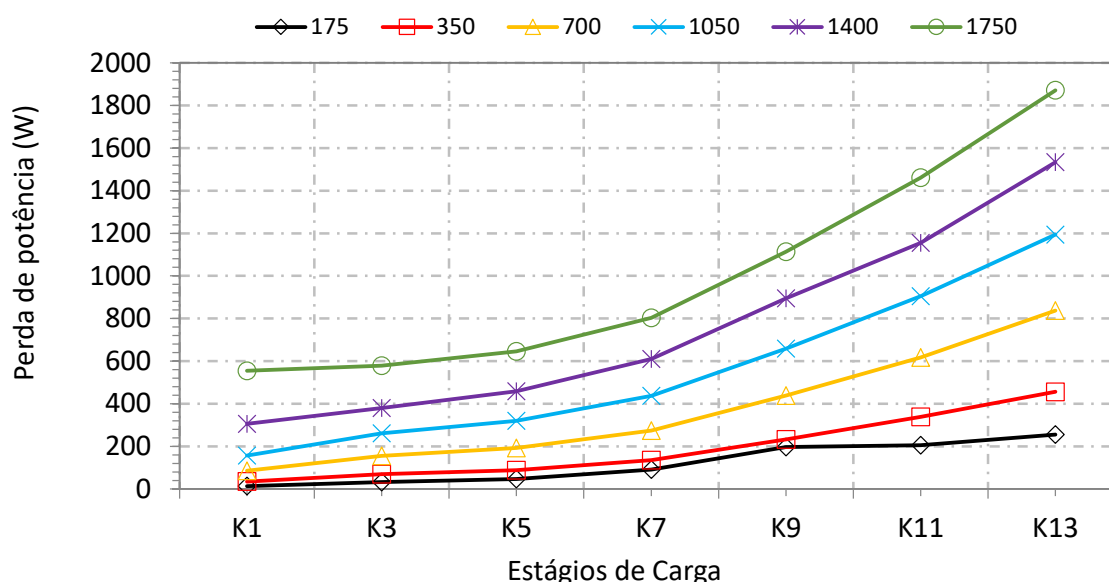
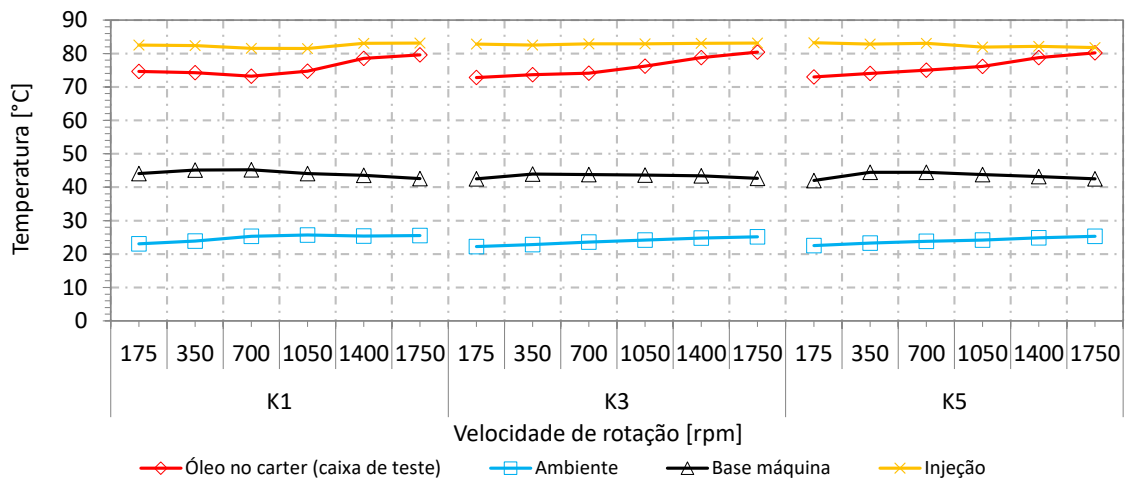


Figura 5.3.: Perda de potência nos testes de eficiência em engrenagens C40.

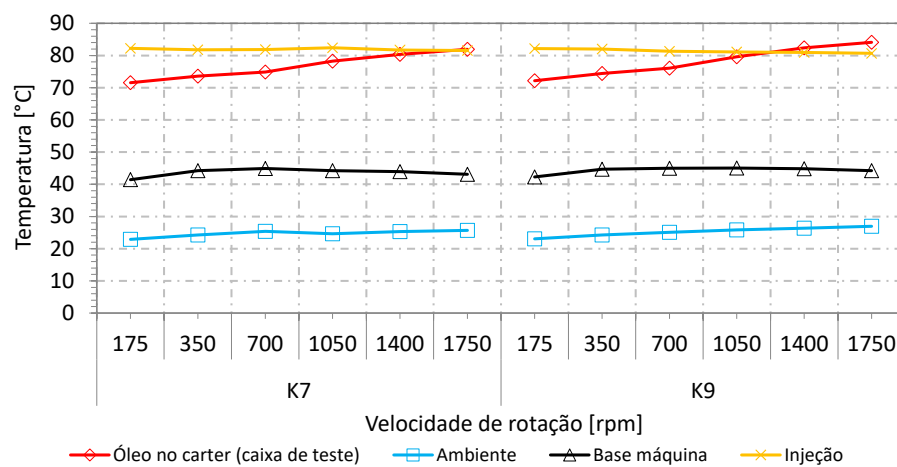
A Figura 5.4 apresenta a média das temperaturas que foram medidas durante os ensaios, nomeadamente a temperatura do óleo no carter da caixa de teste, a temperatura da base da máquina, a temperatura ambiente da sala onde se encontra a máquina FZG e a temperatura de injeção de óleo na caixa de teste. Observando a Figura 5.4, é possível ver que a temperatura do óleo no carter para estágios de carga mais baixos se manteve geralmente constante na zona dos 78°C, sendo que para estágios de carga mais elevados, esta mesma temperatura teve geralmente tendência a subir, sendo que por vezes ultrapassava a temperatura de injeção do óleo (80°C), como foi o caso dos casos de carga K11 e K13 para 1400 e 1750 rpm. Estes resultados mostram que para os estágios de carga mais baixos (até K7), o óleo sai mais frio do contacto, enquanto que para estágios de carga mais elevados e velocidades rotação mais elevadas a potência dissipada aumenta e aquece o óleo.

A temperatura ambiente aumentou com o aumento da velocidade de rotação dos ensaios. No entanto, para a mesma velocidade de rotação a temperatura ambiente manteve-se constante independentemente dos estágios de carga. A temperatura da base da máquina manteve-se também aproximadamente constante nos 44°C (+ ou - 3°C), tendo aumentado ligeiramente apenas para os estágios de carga mais altos (K11 e K13).

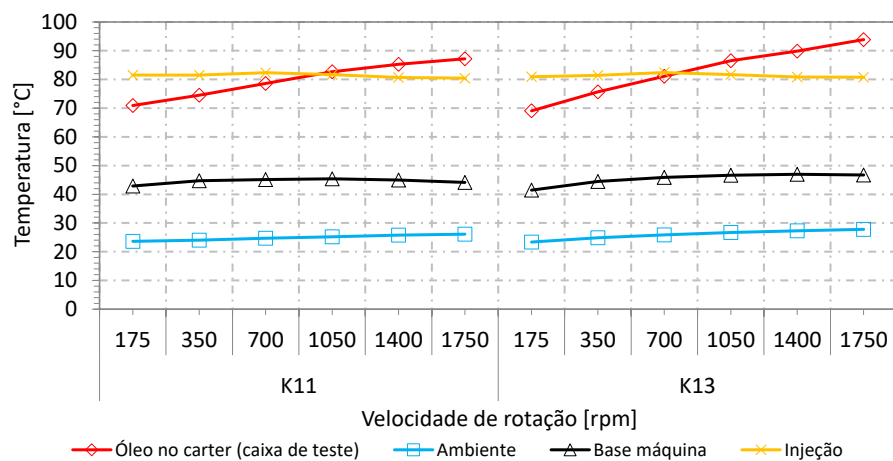
Quanto à temperatura de injeção, é possível afirmar que mesmo mantendo uma temperatura de entrada na caixa de testes de engrenagens praticamente constante, não há interferência entre esta temperatura e as restantes, pelo que a variação das restantes temperaturas é independentemente da temperatura de entrada do óleo na caixa de teste.



(a) Estágios de carga K1, K3 e K5 .



(b) Estágios de carga K7 e K9.



(c) Estágios de carga K11 e K13.

Figura 5.4.: Temperaturas durante os testes de eficiência em engrenagens C40.

5.1.3. Eficiência em engrenagens C40

Os testes de eficiência realizados nas engrenagens C40 foram feitos com o objetivo de caracterizar as caixas de engrenagens do banco de ensaios FZG, mas como já foi explicado no apresentação dos parâmetros medidos, a diferença obtida nos parâmetros de rugosidade de ambas as engrenagens é tão elevada que torna-se errado a partição de eficiência pelas duas caixas de engrenagens do banco de ensaio, pelo que se optou então por caracterizar a eficiência dos testes a nível global.

Na Figura 5.5 é apresentada a eficiência global durante os testes de eficiência às engrenagens C40. Para os níveis de carga mais baixos é possível observar que a eficiência foi mais baixa. Com o aumento do nível de carga, a eficiência global teve tendência a aumentar, pelo que foi possível observar que para os níveis de carga K9, K11 e K13 houve eficiências de cerca de 98%.

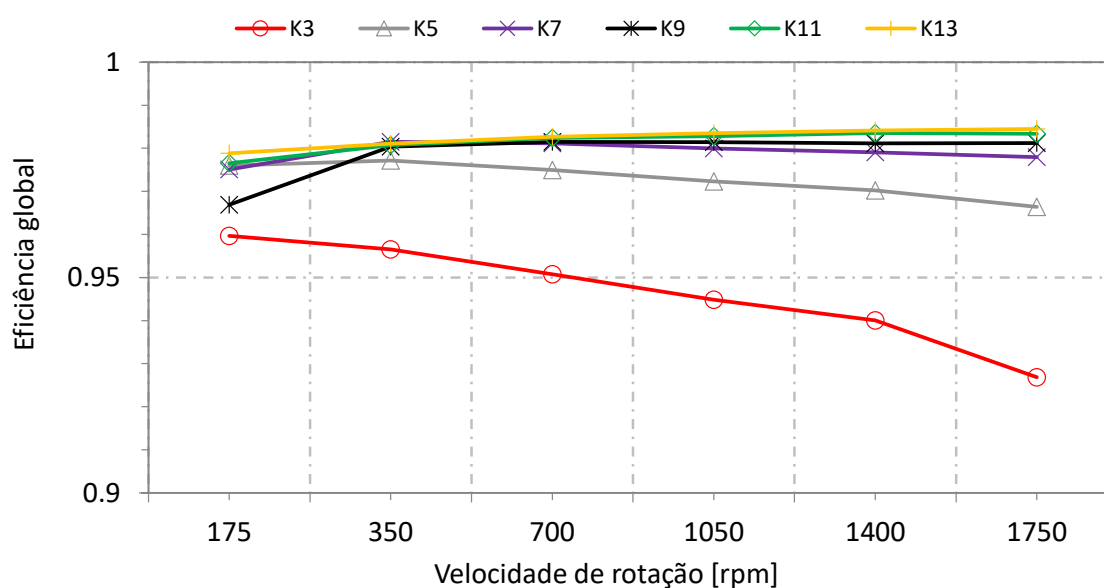


Figura 5.5.: Eficiência global durante os testes às engrenagens C40.

5.2. Testes de rodagem e de eficiência em engrenagens C14

5.2.1. Parâmetros de rugosidade nos testes de rodagem

Para melhor observar o comportamento dos parâmetros de rugosidade após a rodagem, será feita uma análise ao comportamento dos mesmos após o final dos testes de rodagem. Os principais parâmetros a considerar serão a rugosidade média (R_a) e a rugosidade média quadrática (R_q), e quanto aos parâmetros híbridos que se baseiam na curva de Abbott-Firestone, serão analisados os parâmetros R_{pk} e R_k .

A Tabela 5.2 apresenta os valores dos parâmetros de rugosidade medidos para cada pinhão novo candidato aos testes de rodagem com os estágios de carga K6, K9 e K11. Os valores apresentados para a rugosidade média aritmética (R_a) seguiram o seguinte comportamento:

$$Ra_{Inicial}^{K11} > Ra_{Inicial}^{K9} > Ra_{Inicial}^{K6}$$

Estes resultados permitem observar que a diferença nos valores de rugosidade média aritmética foram cerca de 9,5% mais elevados para o pinhão candidato ao estágio de carga K11 relativamente ao pinhão candidato ao estágio de carga K6. O mesmo se passou no parâmetro R_q , onde a diferença nos valores foram cerca de 9% mais elevados para o pinhão candidato ao estágio de carga K11 em relação ao pinhão candidato à rodagem em K6.

O parâmetro R_{pk} revelou o comportamento a seguir apresentado, onde se obteve uma diferença de cerca de 24% superior do pinhão candidato à rodagem em K9 relativamente ao pinhão candidato à rodagem com K11.

$$Rp_{k_{Inicial}}^{K9} > Rp_{k_{Inicial}}^{K6} > Rp_{k_{Inicial}}^{K11}$$

Relativamente ao comportamento do parâmetro R_k para os pinhões novos, obteve-se:

$$Rk_{Inicial}^{K11} > Rk_{Inicial}^{K6} > Rk_{Inicial}^{K9}$$

A diferença existente entre o pinhão da engrenagem candidata a rodagem em K11 relativamente ao pinhão da engrenagem candidata a rodagem em K9 foi cerca de 9.8%.

Os parâmetros de rugosidade das rodas das engrenagens medidos imediatamente antes das rodagens encontram-se também na Tabela 5.2. Os valores apresentados para a rugosidade média aritmética seguiram o seguinte comportamento:

$$Ra_{Inicial}^{K9} > Ra_{Inicial}^{K11} > Ra_{Inicial}^{K6}$$

Observa-se uma diferença de cerca de 13% da roda candidata à rodagem com o estágio de carga K9 relativamente à roda candidata à rodagem com o estágio de carga K6. O parâmetro R_q seguiu o mesmo comportamento, pelo que se observa uma diferença de cerca de 12% da roda para rodagem em K9 relativamente à roda para rodagem em K6.

Quanto ao parâmetro R_{pk} , observou-se o seguinte comportamento:

$$R_{pk}^{K6}_{Inicial} > R_{pk}^{K9}_{Inicial} > R_{pk}^{K11}_{Inicial}$$

Os resultados permitem afirmar que existiu uma diferença de 23% entre a roda candidata à rodagem em K6 relativamente à roda candidata à rodagem em K11.

Os valores apresentados para o parâmetro R_k apresentaram a tendência que se segue, onde se observou uma diferença de cerca de 15% da roda candidata à rodagem em K11 relativamente à roda candidata à rodagem em K6.

$$R_k^{K9}_{Inicial} > R_k^{K11}_{Inicial} > R_k^{K6}_{Inicial}$$

Tabela 5.2.: Parâmetros de rugosidade antes dos testes de rodagem (direção radial).

		R_a	R_q	R_z	R_{max}	R_{pk}	R_k	R_{vk}
Pinhão	Engrenagem rodada em K6	0.57	0.72	3.76	4.37	0.56	1.87	0.85
	Engrenagem rodada em K9	0.59	0.75	3.91	4.79	0.67	1.84	0.97
	Engrenagem rodada em K11	0.63	0.79	3.76	4.51	0.51	2.04	0.97
Roda	Engrenagem rodada em K6	0.41	0.52	2.93	3.49	0.60	1.32	0.49
	Engrenagem rodada em K9	0.47	0.59	3.13	3.81	0.59	1.56	0.58
	Engrenagem rodada em K11	0.44	0.56	3.08	3.60	0.46	1.33	0.74

A Tabela 5.3 apresenta os parâmetros de rugosidade após os testes de rodagem. Os valores apresentados permitem concluir que o pinhão sujeito à rodagem com o estágio de carga K6 foi aquele que obteve aos parâmetros de rugosidade mais baixos, seguido do pinhão que foi rodado com o estágio de carga K11 e K9. Importante referir que apesar do pinhão rodado com o estágio de carga K6 ter apresentado menores valores de rugosidade após rodagem, era aquele que também tinha os menores parâmetros antes da rodagem.

A Tabela 5.3 apresenta também os valores dos parâmetros de rugosidade medidos para as rodas das engrenagens em estado usado após os testes de rodagem. A roda submetida a rodagem com o estágio de carga K6 foi aquela que apresentou parâmetros de rugosidade mais baixos após a rodagem, seguido da roda com rodagem no estágio de carga K9 e da roda com rodagem no estágio de carga K11. Comparando com os parâmetros medidos quando as rodas se encontravam no estado de novas, conclui-se que a roda rodada com o estágio de carga K6 era aquela que apresentava menores valores quando nova, apresentando também menores valores depois da rodagem. Porém, o mesmo não acontece com as restantes rodas, uma vez que em novas, a roda candidata à rodagem com o estágio de carga K9 apresentava maiores valores do que a roda candidata a rodar em K11, pelo

Tabela 5.3.: Parâmetros de rugosidade após os testes de rodagem (direção radial).

		R_a	R_q	R_z	R_{max}	R_{pk}	R_k	R_{vk}
Pinhão	Engrenagem rodada em K6	0.45	0.57	2.88	3.48	0.45	1.41	0.76
	Engrenagem rodada em K9	0.51	0.69	3.66	5.29	0.72	1.64	0.97
	Engrenagem rodada em K11	0.46	0.59	2.86	3.70	0.44	1.52	0.78
Roda	Engrenagem rodada em K6	0.29	0.36	1.93	2.25	0.29	0.89	0.46
	Engrenagem rodada em K9	0.32	0.41	2.15	2.67	0.32	1.00	0.55
	Engrenagem rodada em K11	0.33	0.42	2.30	2.90	0.31	0.99	0.64

que após as rodagens, a roda que sofreu rodagem em K9 apresentou parâmetros de rugosidade ligeiramente inferiores à roda que sofreu uma rodagem com o estágio de carga K11.

Para melhor comparar as alterações que ocorreram no pinhão das engrenagens após a rodagem, a Figura 5.6 apresenta as alterações percentuais dos parâmetros de rugosidade. Analisando a Figura 5.6, verifica-se que a rodagem feita com o estágio de carga K11 originou maiores alterações nos parâmetros de rugosidade, seguida da rodagem feita com o estágio de carga K6 e da rodagem feita com o estágio de carga K9, respetivamente. As alterações obtidas para a rugosidade média aritmética foram de cerca de 26.5% para a rodagem com o estágio de carga K11, seguida da rodagem feita com o estágio de carga K6 com uma alteração de cerca de 20%, e da rodagem em K9 com uma alteração de cerca de 13%. O mesmo comportamento foi observado em praticamente todos os restantes parâmetros, à exceção dos parâmetros R_{max} e R_{pk} onde existiu uma variação percentual ligeiramente superior para a engrenagem com rodagem em K6 relativamente à rodagem feita com o estágio de carga K11.

A Figura 5.7 apresenta as alterações percentuais sofridas pela roda das engrenagens sujeitas aos testes de rodagem. No caso das rodas, o comportamento já não foi o mesmo que foi observado nos pinhões. Dos valores apresentados, observa-se para os parâmetros R_a , R_q e R_z que a rodagem feita com os estágios de carga K6 e K9 apresentam valores semelhantes a rondar os 30%. O parâmetro R_{pk} sofreu uma maior alteração na engrenagem rodada com o estágio de carga K6, diminuindo cerca de 50%, seguido da engrenagem rodada em K9 com uma diminuição de cerca de 45% e ainda da engrenagem rodada em K11 com uma diminuição de cerca de 30%. Quanto ao parâmetro R_k , a diminuição foi mais acentuada na rodagem em K9 rondando os 36%, seguindo-se a rodagem em K6 com uma diminuição de cerca de 32% e a engrenagem rodada em K11 com uma diminuição de 25%.

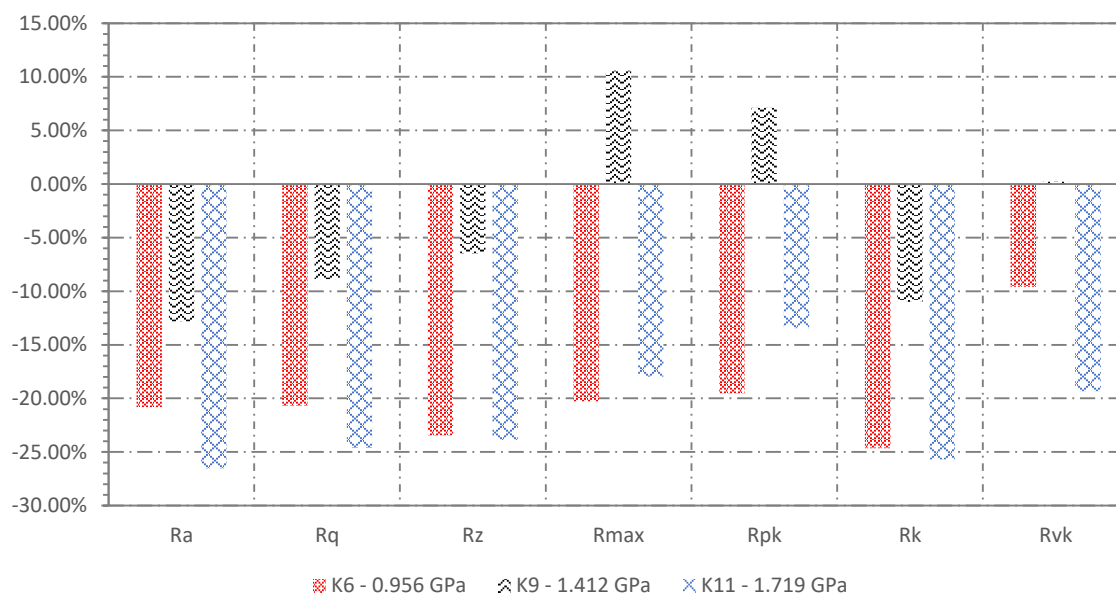


Figura 5.6.: Variação dos parâmetros de rugosidade do pinhão das engrenagens durante a rodagem.

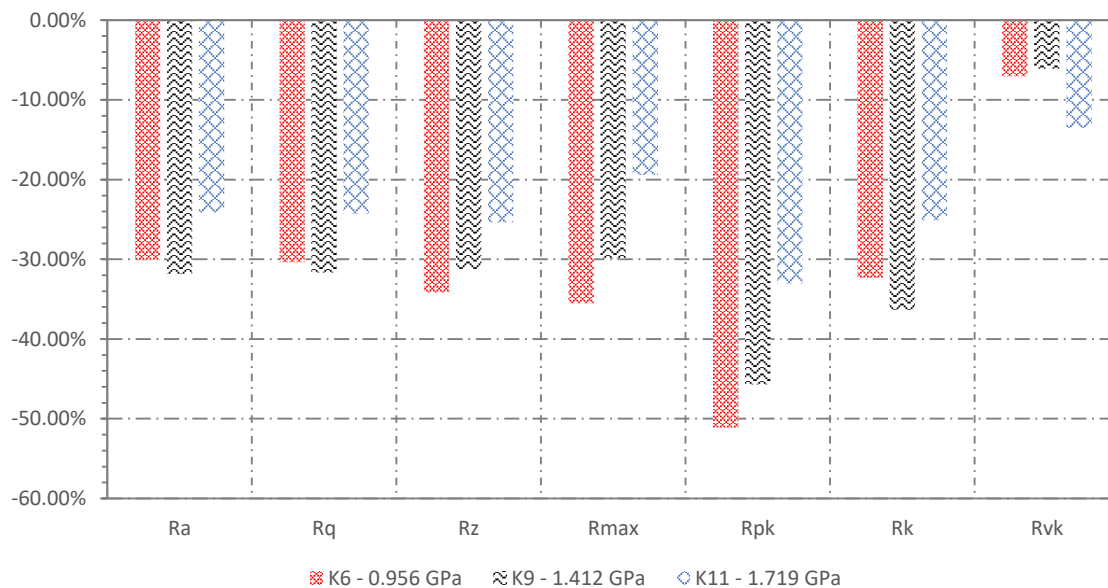


Figura 5.7.: Variação dos parâmetros de rugosidade da roda das engrenagens durante a rodagem.

5.2.2. Parâmetros de rugosidade nos testes de eficiência

Após os testes de eficiência, foram feitas medições de rugosidades com o objetivo de verificar se, após a rodagem das engrenagens, existiam ou não alterações significativas nos parâmetros de rugosidade das engrenagens testadas.

A Tabela 5.4 apresenta os valores medidos para os três pinhões e para as três rodas das engrenagens testadas. Analisando os resultados apresentados para o pinhão das engrenagens, é possível concluir que o pinhão da engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 foi aquela que manteve os parâmetros mais baixos, pelo que os pinhões das engrenagens rodadas em K9 e K11 apresentam valores bastante semelhantes.

Analisando a Tabela 5.4 quanto aos valores apresentados para as rodas das engrenagens após os testes de eficiência, observa-se que a roda da engrenagem que foi rodada no estágio de carga K6 apresenta, mais uma vez, os menores parâmetros de rugosidade depois dos testes de eficiência. Seguidamente, foi a roda da engrenagem rodada em K11 que apresenta menores parâmetros, seguida da roda da engrenagem que foi rodada em K9, pelo que não há uma diferença muito elevada em todos os parâmetros destas últimas duas referidas.

Tabela 5.4.: Parâmetros de rugosidade após dos testes de eficiência (direção radial).

		R_a	R_q	R_z	R_{max}	R_{pk}	R_k	R_{vk}
Pinhão	Engrenagem rodada em K6	0.40	0.50	2.66	3.36	0.40	1.27	0.68
	Engrenagem rodada em K9	0.48	0.60	3.13	3.72	0.39	1.55	0.89
	Engrenagem rodada em K11	0.48	0.62	3.03	3.99	0.38	1.62	0.86
Roda	Engrenagem rodada em K6	0.28	0.36	1.95	2.38	0.25	0.89	0.47
	Engrenagem rodada em K9	0.33	0.43	2.30	2.98	0.30	0.99	0.63
	Engrenagem rodada em K11	0.33	0.42	2.37	3.27	0.23	0.96	0.67

A Figura 5.8, tal como foi feito para os ensaios de rodagem, apresenta as alterações percentuais existentes no pinhão das engrenagens testadas. Para efeitos de cálculo, foram considerados para parâmetros iniciais dos testes de eficiência os parâmetros que foram obtidos no final dos testes de rodagem. Analisando a Figura 5.8, retira-se que os parâmetros R_a , R_q e R_z tiveram um comportamento praticamente linear, havendo alterações de cerca de 10% nos pinhões que foram sujeitos às rodagens em K6 e K9. É possível observar que para o pinhão rodado com o estágio de carga K9, houve uma grande diminuição do parâmetro R_{pk} , diminuição essa que é relativamente fácil de perceber o porquê de ter acontecido, visto que durante a rodagem este foi o pinhão que sofreu uma alteração menor entre os três, pelo que nos testes de eficiência houve uma diminuição mais acentuada.

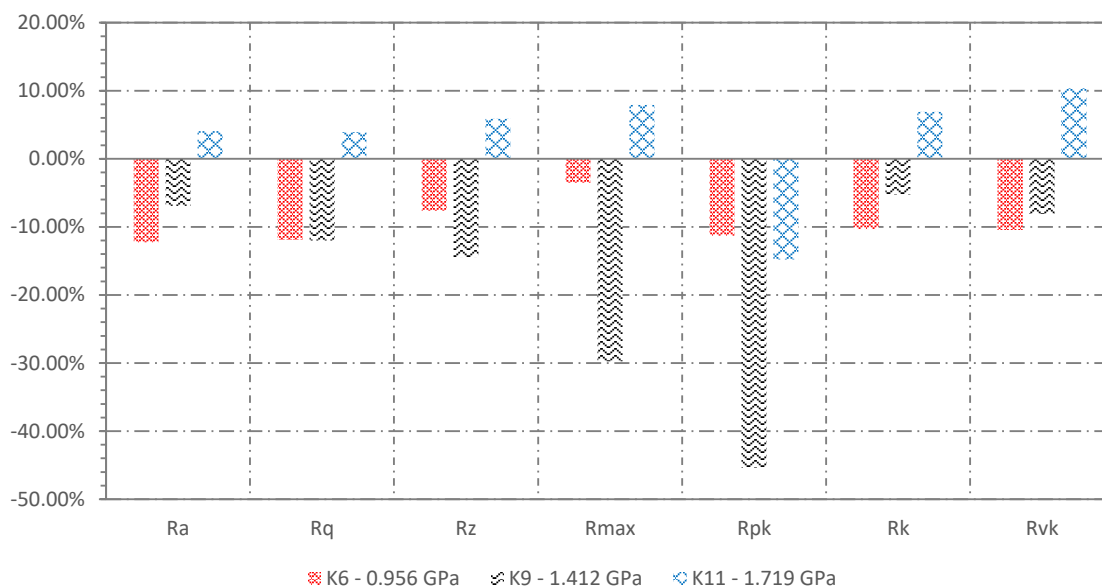


Figura 5.8.: Variação dos parâmetros de rugosidade do pinhão das engrenagens durante os testes de eficiência.

A Figura 5.9 apresenta as alterações percentuais sofridas pela roda das engrenagens durante os testes de eficiência. Observando a Figura 5.9, é possível dizer que quanto aos parâmetros de rugosidade R_a , R_q e R_z não houve alterações significativas em relação aos resultados obtidos no final da rodagem. Tal como no caso do pinhão das engrenagens, houve uma diminuição significativa no parâmetro R_{pk} nas rodas, sendo que a roda da engrenagem rodada no estágio de carga K11 sofreu uma diminuição de 25% e a roda da engrenagem que foi rodada no estágio de carga em K6 sofreu uma diminuição de 15%.

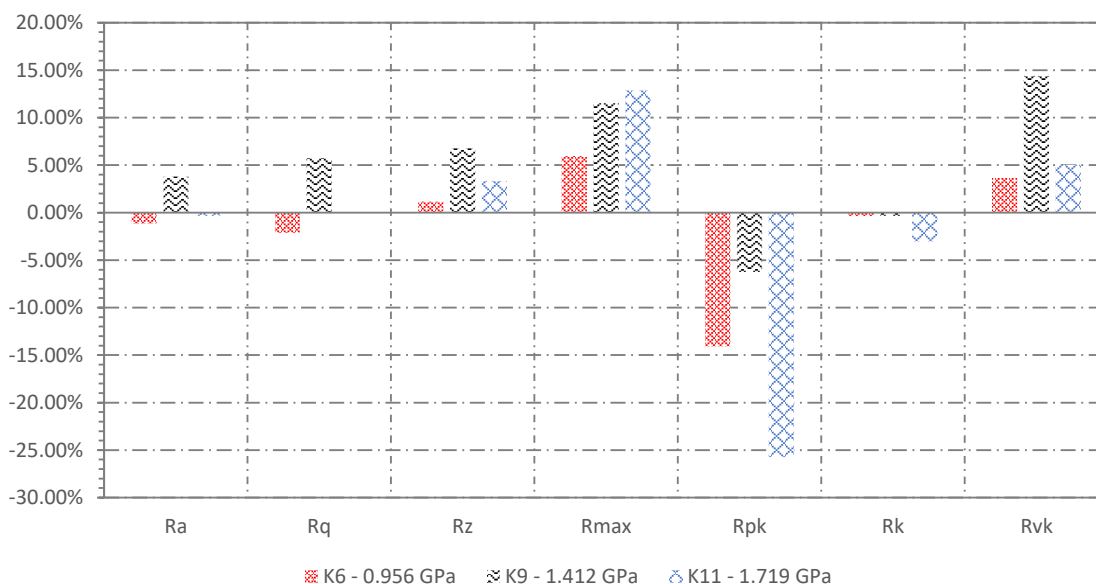
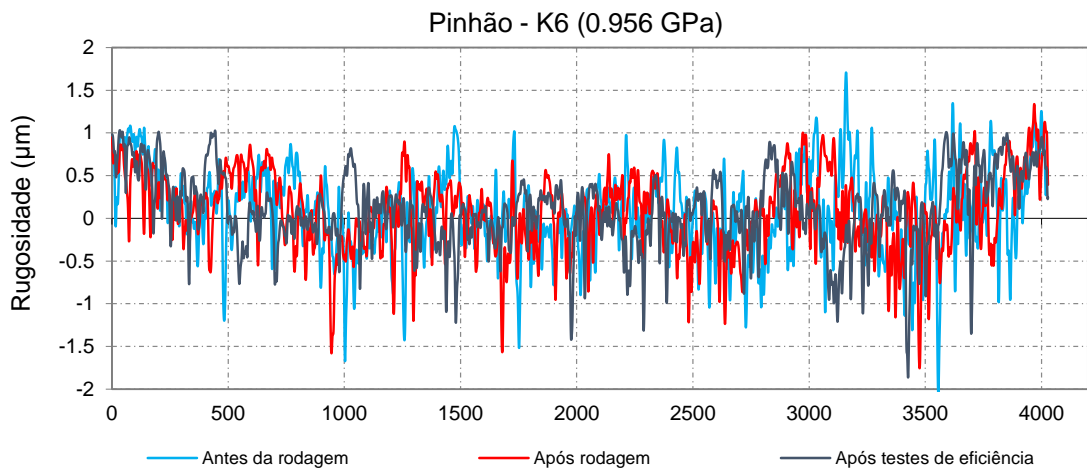


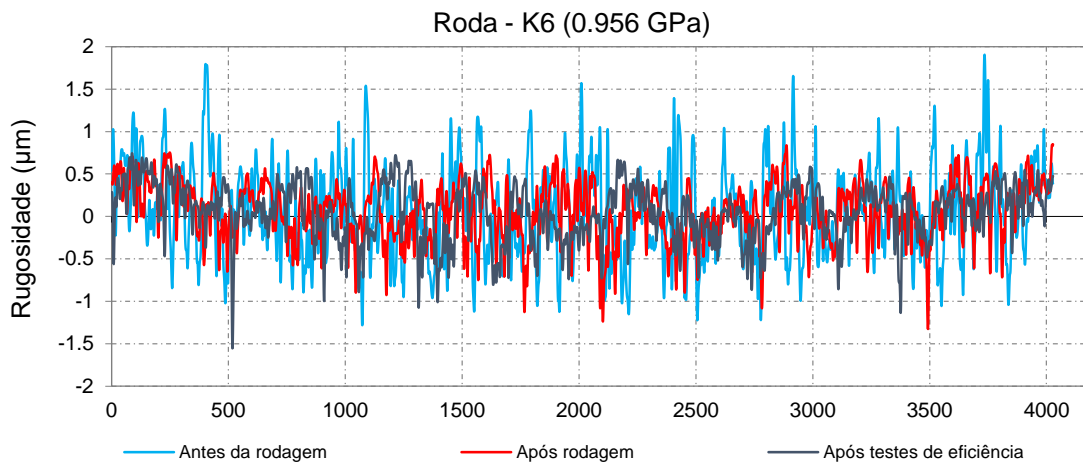
Figura 5.9.: Variação dos parâmetros de rugosidade da roda das engrenagens durante os testes de eficiência.

5.2.3. Comparação de perfis de rugosidade antes e depois dos testes efetuados

Na Figura 5.10 é possível ver uma análise genérica do que aconteceu no dente da engrenagem nova após a rodagem em K6 e após os testes de eficiência. É claramente visível uma diminuição significativa de picos e vales principalmente na roda da engrenagem (Figura 5.10b), pelo que no pinhão (Figura 5.10a) também é possível encontrar diferenças depois da rodagem principalmente. Após os testes de eficiência, não se encontram alterações significativas na rugosidade específica dos dentes, como já seria de esperar.



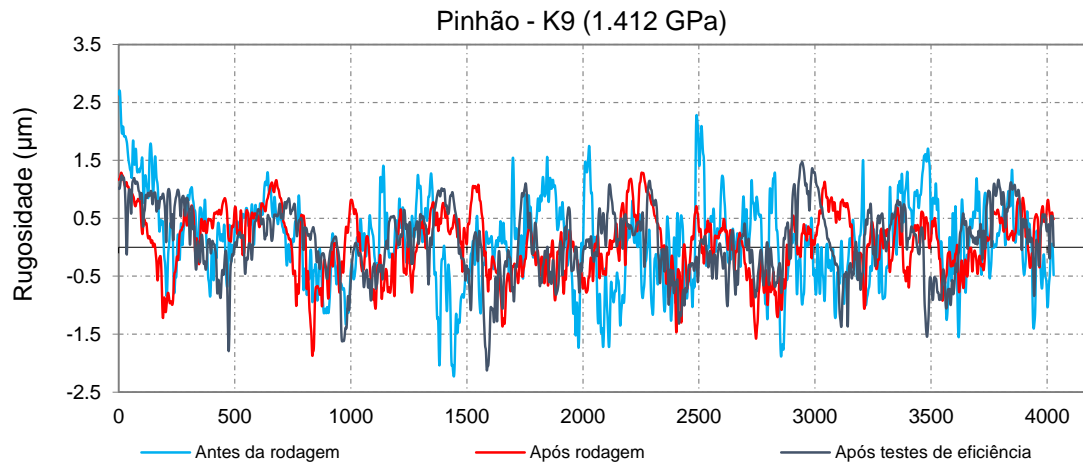
(a) Perfis de rugosidade do pinhão da engrenagem com rodagem em K6.



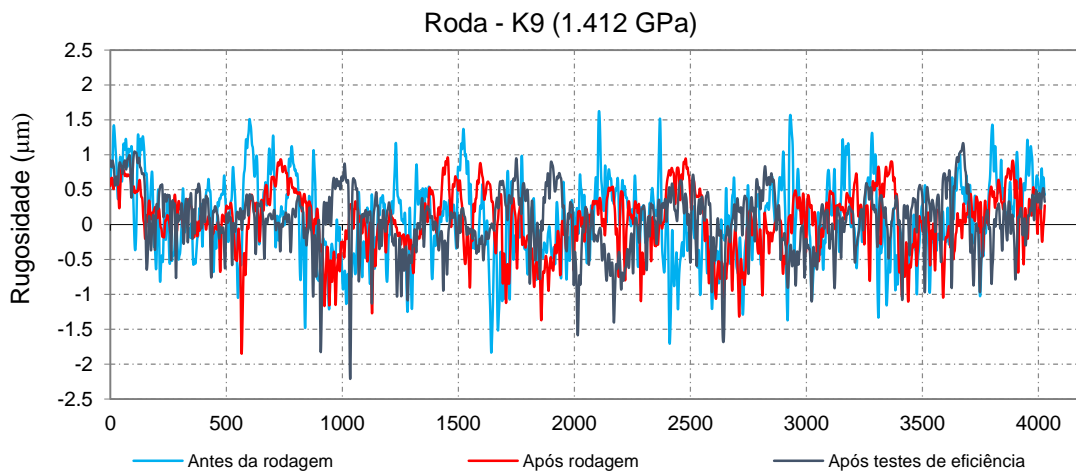
(b) Perfis de rugosidade da roda da engrenagem com rodagem em K6.

Figura 5.10.: Perfis de rugosidade da engrenagem com rodagem em K6.

A Figura 5.11 representa o comportamento da engrenagem submetida a rodagem com o estágio de carga K9. Nota-se uma clara diminuição na altura de picos e vales após a rodagem tanto na roda como no pinhão da engrenagem, como já seria de esperar. Analisando o perfil após rodagem com o perfil após eficiência, observa-se que não existe grande diferença entre os dois perfis.



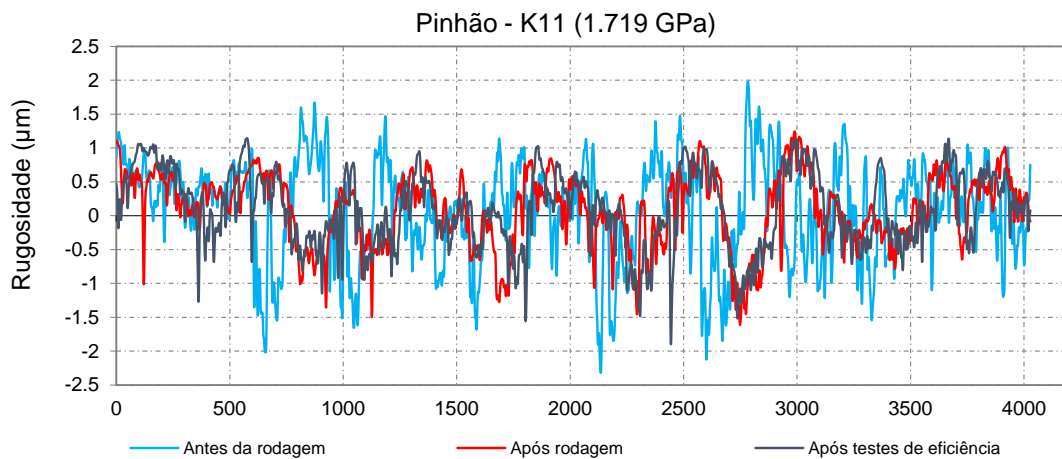
(a) Perfis de rugosidade do pinhão da engrenagem com rodagem em K9.



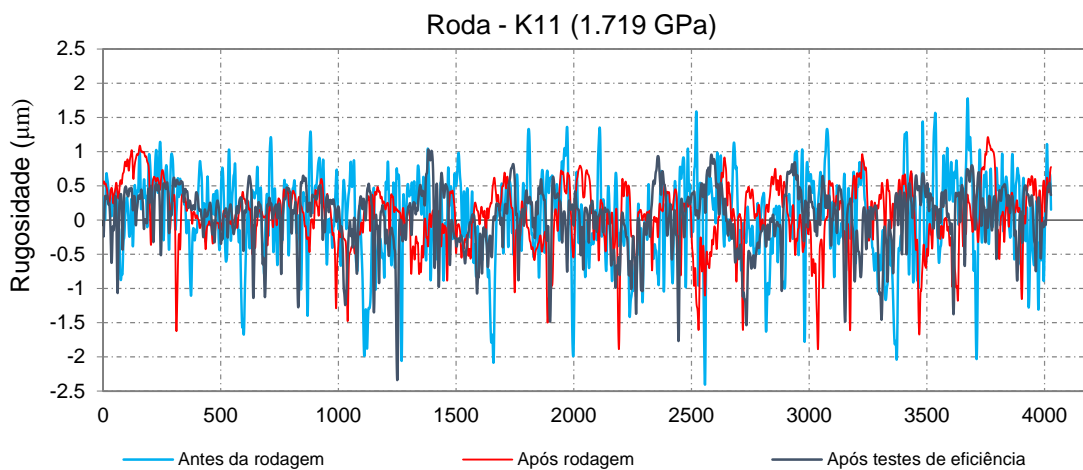
(b) Perfis de rugosidade da roda da engrenagem com rodagem em K9.

Figura 5.11.: Perfis de rugosidade da engrenagem com rodagem em K9.

Na engrenagem com rodagem feita no estágio de carga K11 (Figura 5.12b), observa-se o mesmo comportamento observado nas engrenagens mencionadas anteriormente.



(a) Perfis de rugosidade do pinhão da engrenagem com rodagem em K11.



(b) Perfis de rugosidade da roda da engrenagem com rodagem em K11.

Figura 5.12.: Perfis de rugosidade da engrenagem com rodagem em K11.

Os resultados apresentados permitem concluir que a alteração mais significativa no perfil de rugosidade acontece após a rodagem, onde há uma atenuação clara nos picos e vales das superfícies em todas as engrenagens testadas. Após os testes de eficiência, não se verificam alterações significativas nas superfícies.

5.2.4. Topografias

As topografias foram feitas com o objetivo de ter uma percepção do que acontecia ao nível da superfície dos dentes após a rodagem e após os testes de eficiência, dado que as medições em duas dimensões só nos fornecem uma percepção do que acontece ao longo de uma linha reta.

As topografias foram realizadas no dente 1 do pinhão antes e depois do testes realizados, de modo a obter o melhor e mais correto termo de comparação entre os testes efetuados. Devido à morosidade do processo, decidiu-se não aplicar qualquer filtro Gaussiano nas medições, e comparar as imagens antes e depois de cada teste para observar as diferenças existentes entre as mesmas.

As figuras 5.13, 5.14 e 5.15 apresentam as alterações sofridas durante os ensaios pelas engrenagens com rodagens nos estágios de carga K6, K9 e K11, respetivamente. A escala usada na formatação das imagens foi a mesma para todos os ensaios, para que o termo de comparação usado fosse correto.

É possível verificar que antes da realização dos testes de rodagem, todas as engrenagens apresentam bastante rugosidade superficial que se manifesta na forma de picos com a cor vermelha nas imagens. Após os ensaios de rodagem, obteve-se uma superfície mais uniforme, pelo que grande parte dos picos que existiam nas topografias efetuadas antes dos testes de rodagem desapareceram após este mesmo ensaio.

Comparando as topografias realizadas após a rodagem com as topografias tiradas após os testes de eficiência, é possível afirmar que não existiram diferenças significativas como as que existiram após os testes de rodagem. Regra geral, após os testes de eficiência a superfície manteve a mesma uniformidade que apresentou após rodagem.

Os parâmetros possíveis de visualizar nas figuras indicam claramente o que foi dito anteriormente, visto que há uma diminuição no valor destes após rodagem, e uma diferença mínima nesses mesmos parâmetros após os testes de eficiência.

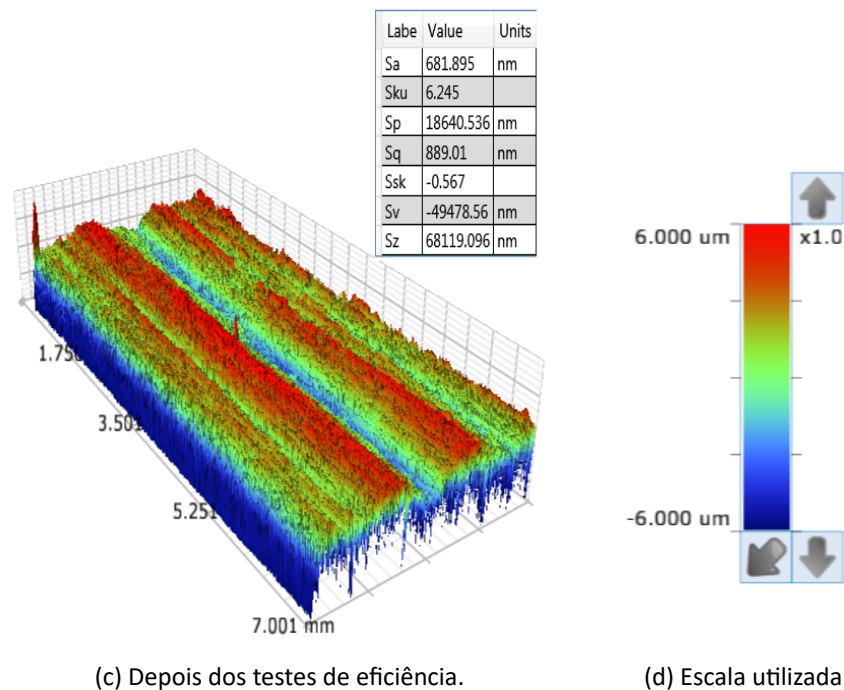
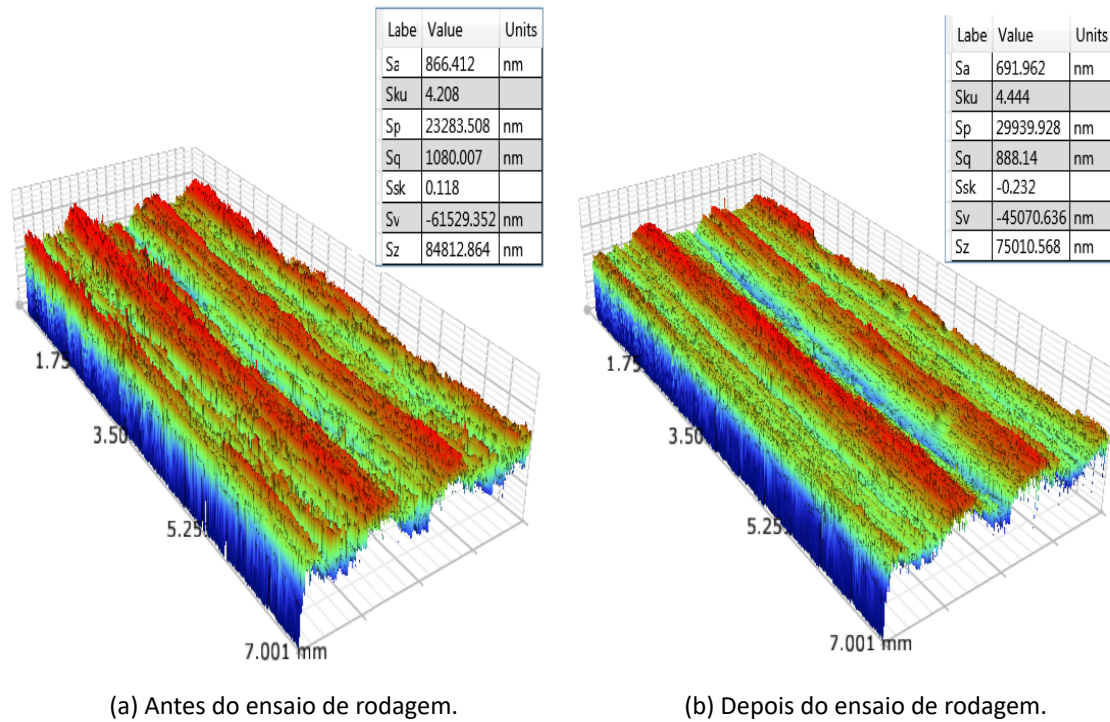


Figura 5.13.: Alterações na topografia da engrenagem com rodagem no estágio de carga K6.

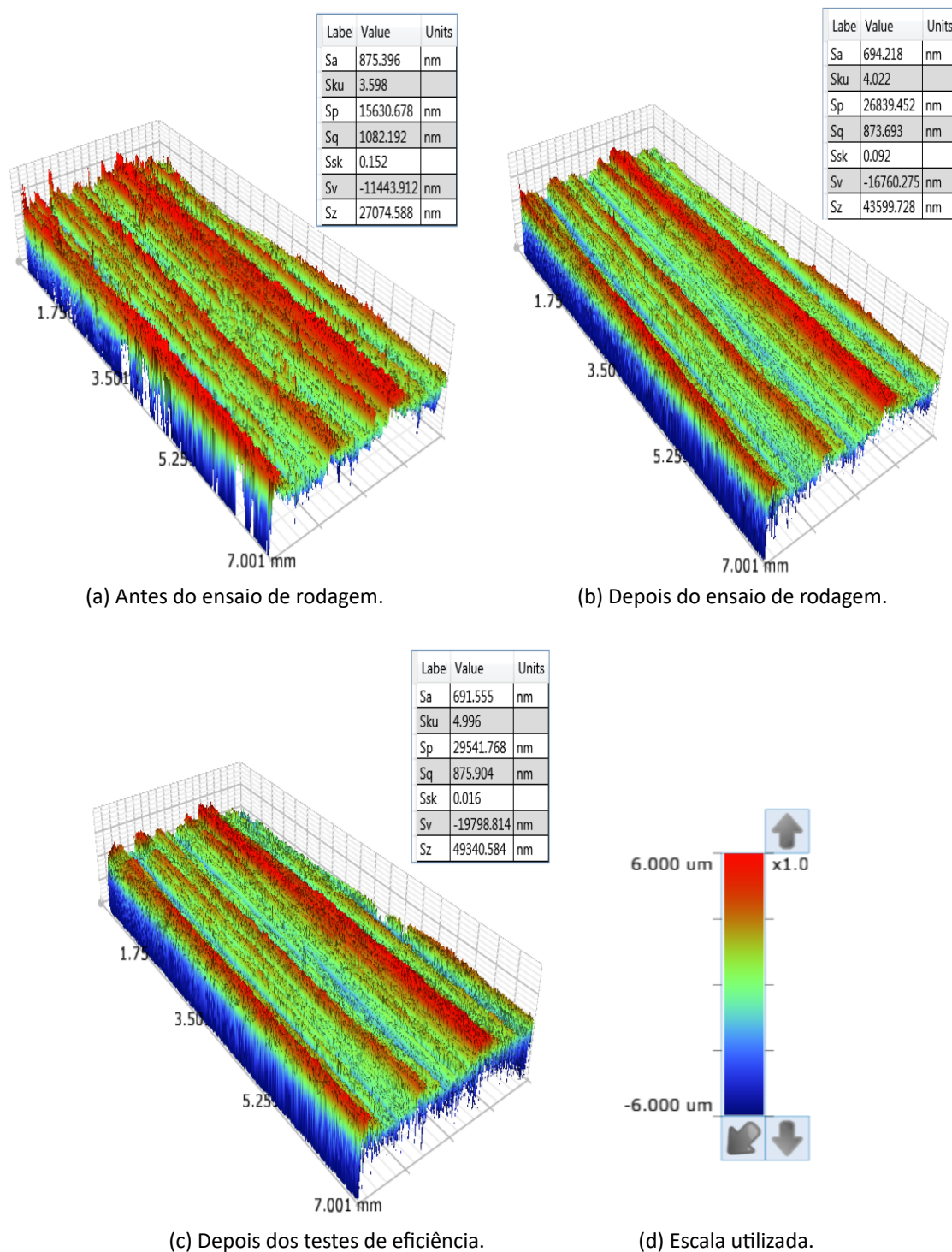


Figura 5.14.: Alterações na topografia da engrenagem com rodagem no estágio de carga K9.

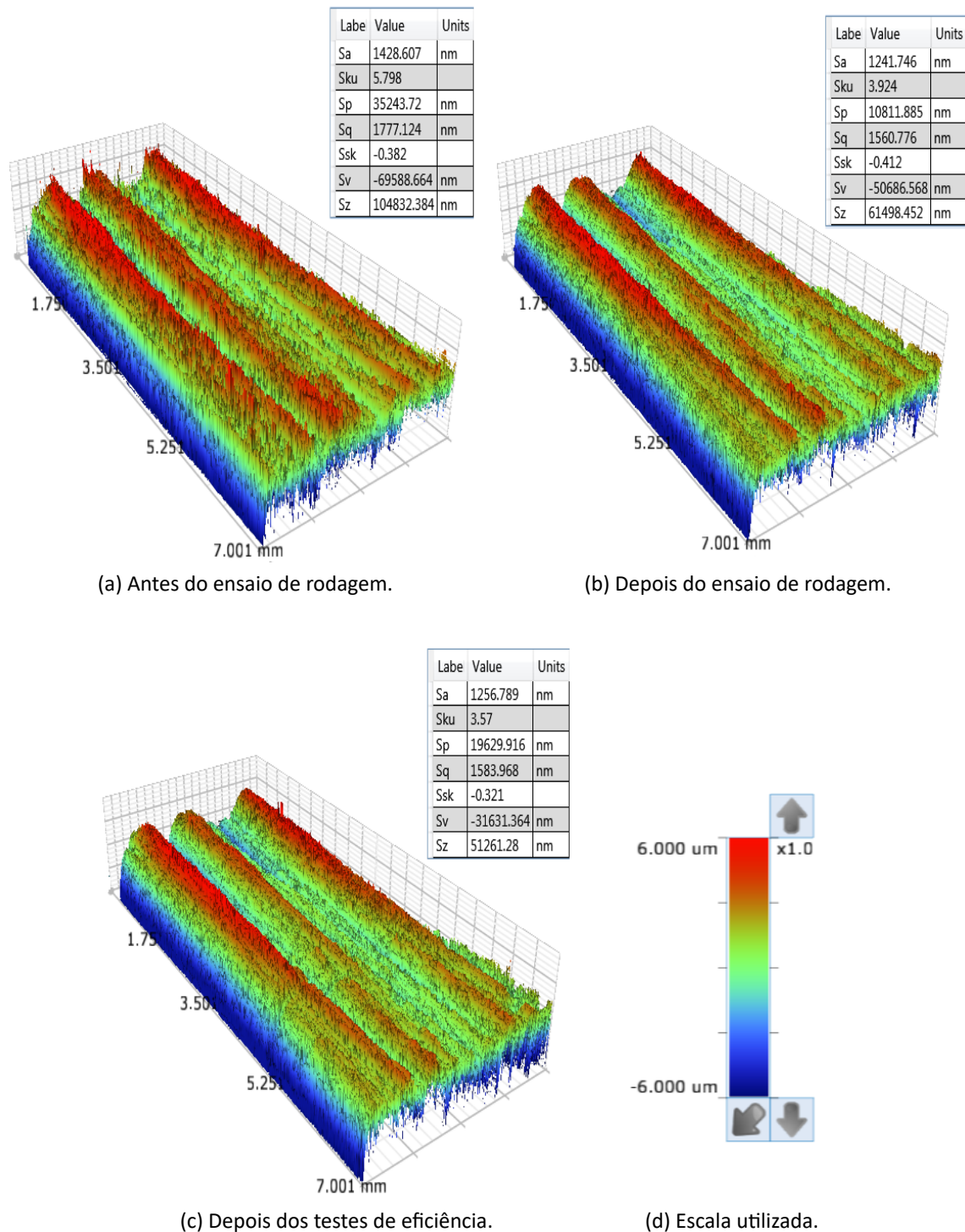


Figura 5.15.: Alterações na topografia da engrenagem com rodagem no estágio de carga K11.

5.3. Espessura específica de filme

5.3.1. Espessura específica de filme para ensaios de rodagem

Para ter uma ideia de como evoluiu a espessura específica de filme durante a rodagem, foi feito o cálculo deste parâmetro com a rugosidade superficial medida no início e no fim dos testes de rodagem. Para efeitos de cálculo, foi usado o valor de viscosidade dinâmica à temperatura do óleo na caixa de teste. Como se pode observar na Figura 5.16, houve um aumento da espessura específica de filme em todos os casos de rodagem do início para o final dos testes.

Apesar de ter existido um aumento em todas as condições de rodagem, foi nas engrenagens com rodagens nos estágios de carga K6 e K11 onde aconteceu o maior aumento de espessura específica de filme. Isto pode ser explicado pelo facto de serem as engrenagens que possuíam menor rugosidade composta, o que leva diretamente a uma maior espessura de filme. Observa-se também que a engrenagem com rodagem no estágio de carga K11, que foi submetida a rodagem com uma temperatura de 80°C, apresenta maior espessura de filme durante a rodagem sem ser aquela que apresenta maior rugosidade composta, o que leva a concluir que a temperatura do banho de óleo é um fator a ter em conta na rodagem de engrenagens.

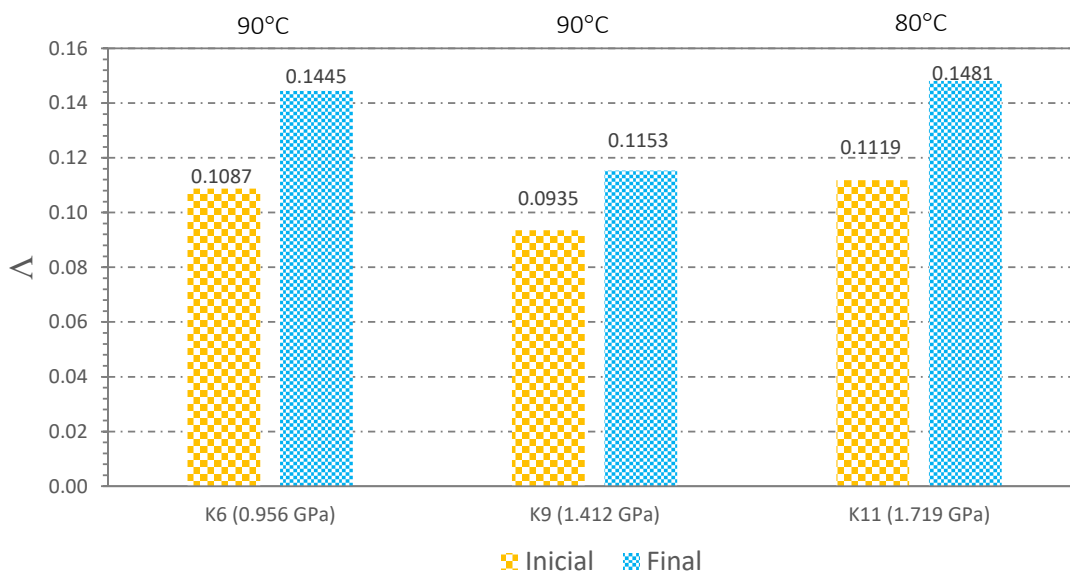


Figura 5.16.: Espessura específica de filme nos testes de rodagem.

Na Figura 5.17 é possível observar em termos percentuais o aumento de espessura de filme específica durante a rodagem. Pode-se verificar que a rodagem feita em K6 foi a que levou a um maior aumento de espessura de filme, seguido da rodagem feita em K11 e K9, respetivamente. Analisando a Figura 5.17, é possível afirmar que houve um aumento na espessura específica de filme entre 23 a 33%.

Em termos percentuais, o aumento foi praticamente igual nas engrenagens com rodagens feitas em K6 e K11, porém, a engrenagem submetida a rodagem em K6 apresenta o maior

valor devido a ter uma rugosidade composta inferior quando comparando com as outras engrenagens. A engrenagem submetida a rodagem com o estágio de carga K11 apresenta um aumento percentual de espessura específica de filme elevado não só por causa da sua rugosidade composta, mas também pelo facto de a rodagem ter sido feita a 80°C como já foi mencionado anteriormente, sendo que esta diferença de temperatura impõe um ligeiro aumento na espessura específica de filme.

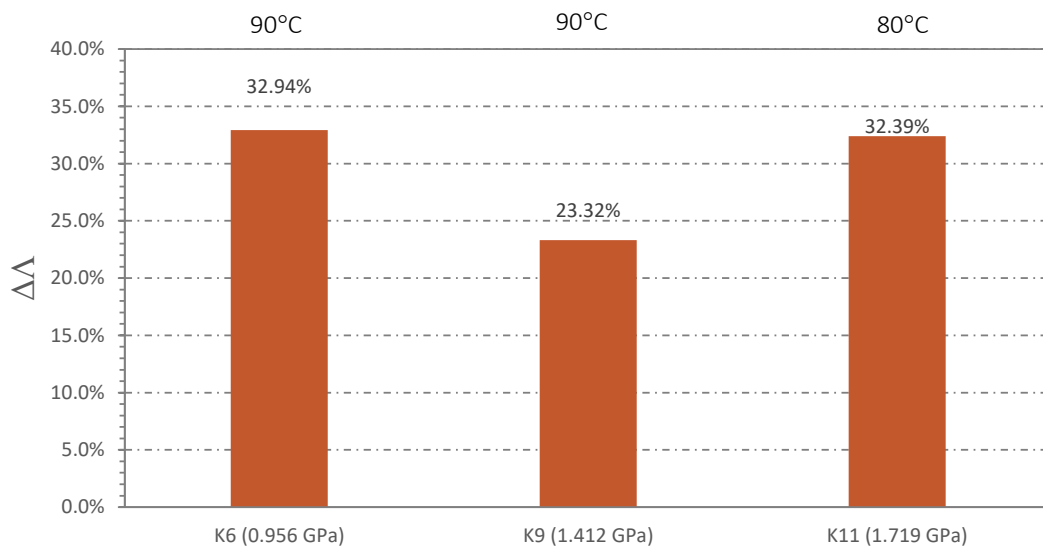


Figura 5.17.: Aumento percentual da espessura específica de filme durante a rodagem.

5.3.2. Espessura específica de filme durante os testes de eficiência nas engrenagens C14

É possível analisar o comportamento da espessura específica de filme durante os testes de eficiência às engrenagens C14 na Figura 5.18. É possível perceber que a engrenagem rodada em K6 foi aquela que teve a maior espessura de filme específica ao longo de todos os testes efetuados. A lubrificação em regime misto existe nos ensaios efetuados em K1 a 1400 e 1850 rpm para a engrenagem rodada em K6, e também em K1 a 1850 rpm para as engrenagens rodadas em K9 e K11, sendo que em todos os outros testes o regime de lubrificação existente foi sempre a lubrificação em regime limite.

É também possível afirmar que a rodagem em K6 foi aquela que levou a uma maior espessura de filme durante os testes de eficiência dado que foi a engrenagem que apresentou uma menor rugosidade composta entre as três engrenagens testadas, e como a rugosidade composta é um fator que entra diretamente no cálculo da espessura específica de filme, é perceptível que a espessura de filme seja superior para a engrenagem rodada em K6.

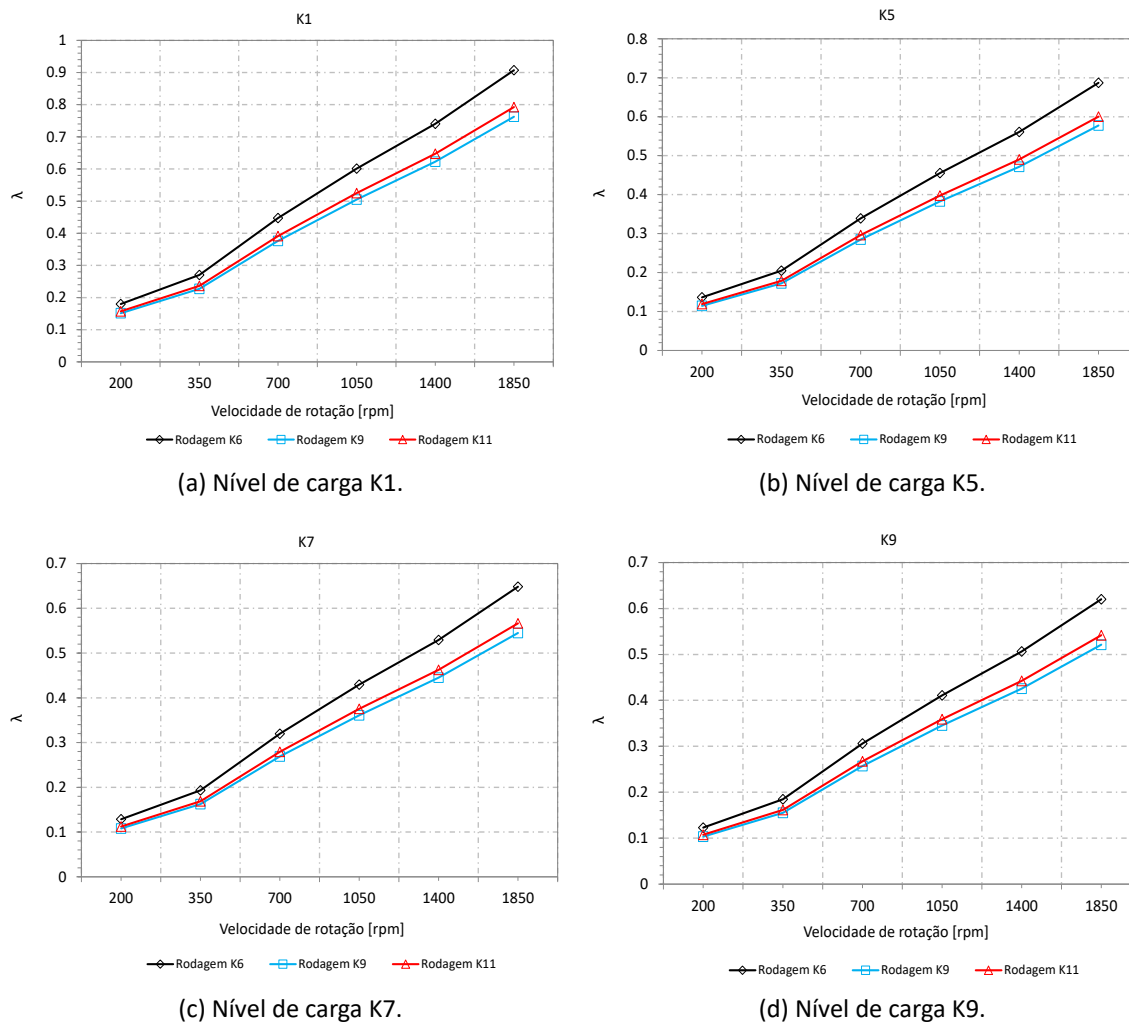


Figura 5.18.: Espessura de filme nos testes de eficiência das engrenagens C14.

5.4. Perda de massa das engrenagens nos testes de rodagem e eficiência

No início e no fim de cada teste de rodagem e eficiência foram feitas medições da massa de cada engrenagem que foi testada. O objetivo destas medições foi o de analisar se os diferentes binários impostos nos testes de rodagem podem ou não levar a perdas de massa mais ou menos significativas.

A Tabela 5.5 é representativa de todos os valores medidos após a rodagem e após os testes de eficiência.

Tabela 5.5.: Perda de massa durante os testes de rodagem e eficiência.

Teste	Engrenagem		Perda de massa (mg)
Rodagem	Rodagem em K6 (0.956 GPa)	Pinhão	11
		Roda	21
	Rodagem em K9 (1.412 GPa)	Pinhão	12
		Roda	26
	Rodagem em K11 (1.719 GPa)	Pinhão	2
		Roda	4
Eficiência	Rodagem em K6 (0.956 GPa)	Pinhão	1
		Roda	4
	Rodagem em K9 (1.412 GPa)	Pinhão	5
		Roda	7
	Rodagem em K11 (1.719 GPa)	Pinhão	7
		Roda	8

Na Figura 5.19 pode-se analisar de uma forma expedita as diferenças que existiram quer depois dos testes de rodagem quer depois dos testes de eficiência. Na engrenagem com rodagem no estágio de carga K6, existiu uma elevada perda de massa durante o teste de rodagem na ordem dos 32 miligramas, pelo que após os testes de eficiência não houve perda de massa significativa. Na engrenagem com rodagem no estágio de carga K9 obteve-se também uma perda de massa de 38 miligramas, e nos testes de eficiência obteve-se uma perda total de 12 miligramas. Já na engrenagem com rodagem no estágio de carga K11 obteve-se uma perda de massa de 15 miligramas nos testes de eficiência, e durante o teste de rodagem o valor obtido foi de 8 miligramas.

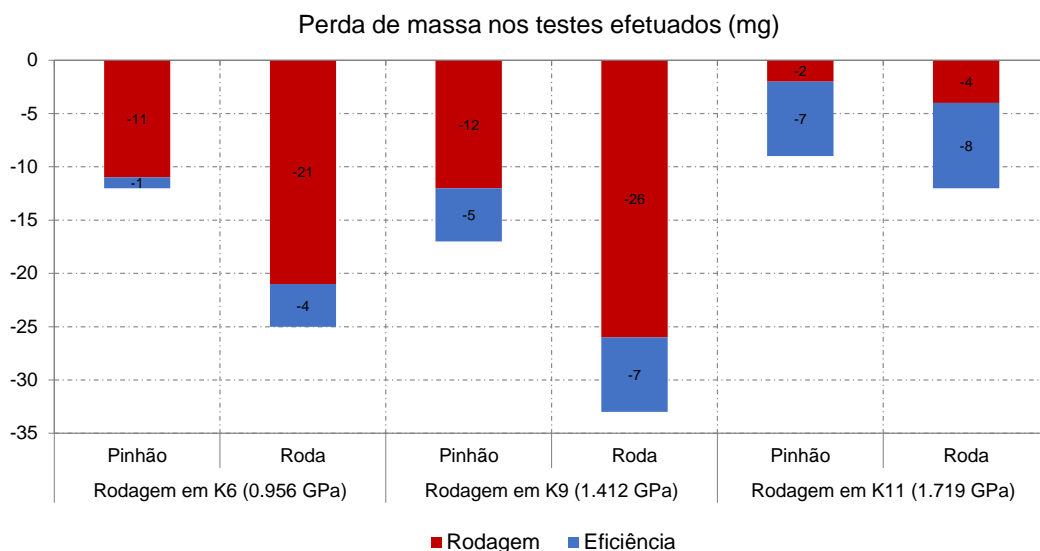


Figura 5.19.: Perda de massa resultante dos testes efetuados.

5.5. Perda de binário nos testes de rodagem e de eficiência

5.5.1. Perda de binário nos testes de rodagem

Durante os testes de rodagem, foram adquiridos os valores de perda de binário de forma discreta ao longo das 8 horas de cada teste, com o objetivo principal de verificar a existência ou não de uma diminuição na perda de binário ao longo dos testes. A Figura 5.20 apresenta os valores medidos ao longo dos três testes efetuados. Os valores apresentados são a média de medições a cada 30 minutos. É possível consultar os valores de perda de binário obtidos no anexo B.

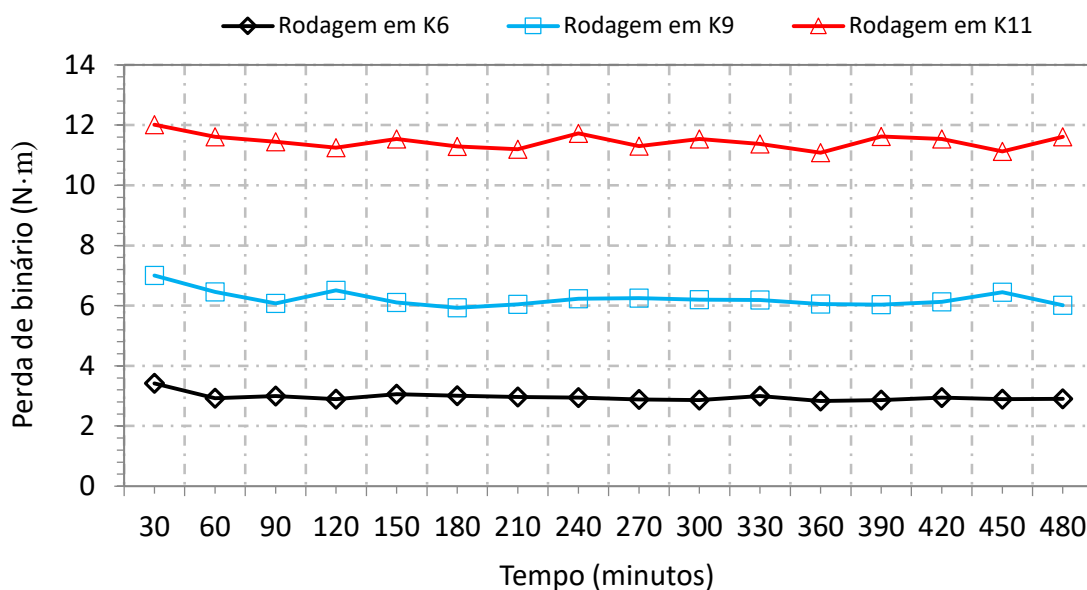


Figura 5.20.: Perda de binário medida durante os testes de rodagem.

A Figura 5.21 apresenta a variação da perda de binário ao longo de cada meia hora de teste, que foi calculada através da equação (5.5.1). Como se pode verificar houve claramente um decréscimo do binário medido que acontece principalmente nas rodagens feitas em K6 ($p_0=0.956$ GPa) e K9 ($p_0=1.412$ GPa).

$$T_L = \left(\frac{T_L^{\text{cada meia hora}}}{T_L^{\text{primeiros 30 min}}} - 1 \right) \times 100 \quad (5.5.1)$$

A rodagem feita com o nível de carga K11 ($p_0=1.719$ GPa), apresenta uma variação menor que as restantes ao longo das 8 horas de ensaio. Do ponto de vista teórico era expectável que a engrenagem rodada no estágio de carga K11 apresentasse uma variação na perda de binário mais acentuada devido à elevada pressão de contacto existente e aos possíveis efeitos na superfície. No entanto, é possível que o efeito da rodagem com uma pressão de contacto tão elevada seja muito pronunciado logo após os primeiros ciclos de rodagem,

ou seja, o desgaste inicial pode acontecer logo nos primeiros minutos de rodagem e tal não ser observável passado 30 minutos.

Analisando a Figura 5.21, é possível observar que para a engrenagem rodada com o nível de carga K6 é atingida uma perda de binário aproximadamente constante passado uma hora desde o início da rodagem, e para a engrenagem rodada com o nível de carga K9 foi necessário mais tempo de rodagem para que fosse atingida uma menor variação na perda de binário.

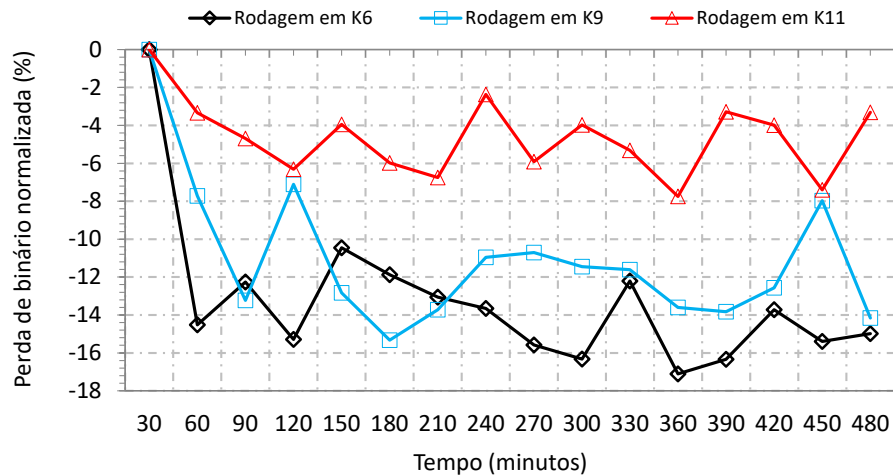


Figura 5.21.: Variação da perda de binário normalizada ao longo da rodagem.

Com vista a perceber o efeito dos primeiros ciclos de rodagem, fez-se uma análise aos primeiros minutos de rodagem. A Figura 5.22 apresenta a variação da perda de binário relativo para os primeiros 10 minutos de rodagem. É possível verificar que na engrenagem rodada com o estágio de carga K11 a variação da perda de binário é desprezável desde os primeiros ciclos de rodagem, facto que não se verifica com os restantes níveis de carga testados.

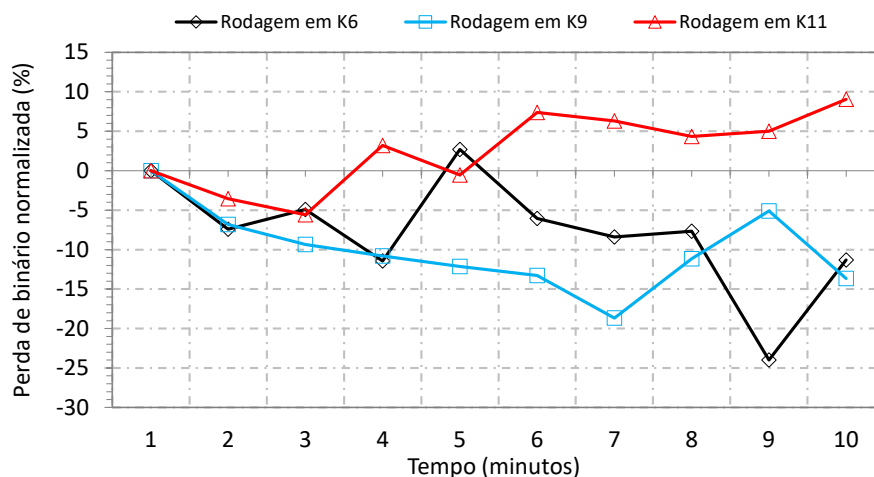


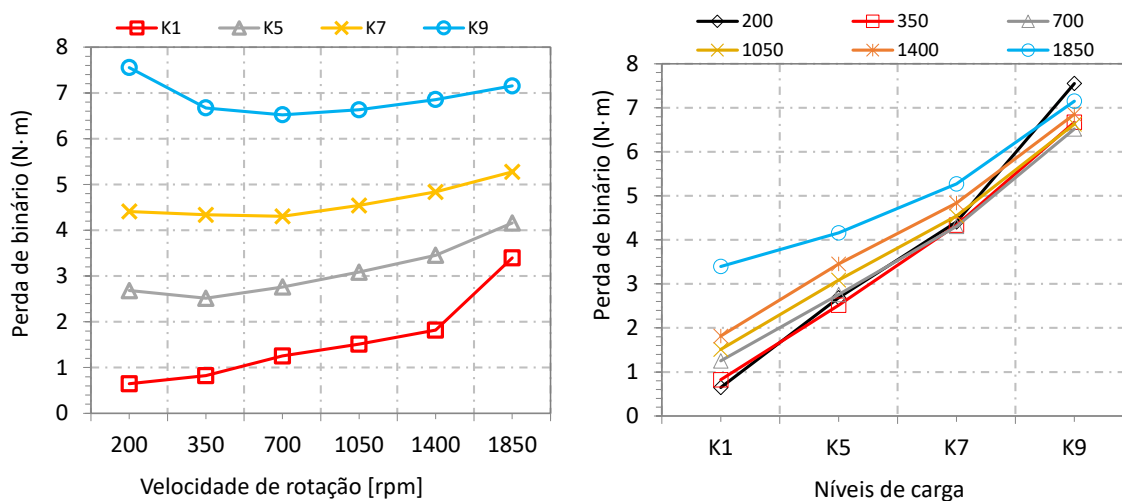
Figura 5.22.: Variação da perda de binário normalizada nos primeiros 10 minutos de rodagem.

5.5.2. Perda de binário nos testes de eficiência

Testes de eficiência após rodagem no estágio de carga K6

Na Figura 5.23a, é possível observar a representação da perda de binário em função da velocidade de rotação, onde se pode concluir que à medida que se aumenta a velocidade de rotação o binário de perdas aumenta até ao estágio de carga K7. Com o estágio de carga K9, para velocidades de rotação mais baixas a tendência observada foi a redução do binário de perdas seguida de um ligeiro aumento para velocidades de rotação mais elevadas (após 700 rpm).

Na Figura 5.23b, está representada a perda de binário em função do nível de carga dos ensaios. Os resultados sugerem que à medida que se aumenta o nível de carga, a perda de binário aumenta proporcionalmente independentemente da velocidade de rotação. No entanto é possível observar que para 1850 rpm, a evolução da perda de binário com o aumento do nível de carga segue um declive diferente das velocidades mais baixas. Isto pode explicar-se pelo facto da perda de binário para estágios de carga baixos (K1) em que predominam as perdas sem carga. É interessante lembrar que as perdas devido à chapinagem dependem essencialmente da velocidade de rotação, da viscosidade e densidade do óleo e da geometria da caixa. Neste caso em análise o único factor que muda em relação aos restantes ensaios é a velocidade de rotação.



(a) Perda de binário em função da velocidade.

(b) Perda de binário em função do nível de carga.

Figura 5.23.: Perda de binário em função da carga e velocidade para os testes de eficiência da engrenagem rodada no nível de carga K6.

Na Figura 5.24, é possível analisar as temperaturas medidas durante os testes de eficiência após rodagem em K6, nomeadamente a temperatura do banho de óleo na caixa de teste, a temperatura da zona intermédia da base da máquina FZG, e a temperatura ambiente. Como se pode observar, a temperatura do óleo manteve-se praticamente constante e a temperatura ambiente foi aumentando à medida que se aumentava a velocidade de ensaio em todos os níveis de carga. A temperatura da base da máquina oscilou significativamente para a velocidade de 200 rpm, que se deve ao facto de os testes se iniciarem a 200

rpm e o banco de ensaios ainda não ter atingido o equilíbrio térmico permanente. Deve-se ainda notar que à medida que se aumentou a velocidade de rotação a temperatura da base diminuiu, facto que é explicado pelo aumento da convecção forçada provocada pelas partes móveis do banco de ensaios sobre a base da máquina.

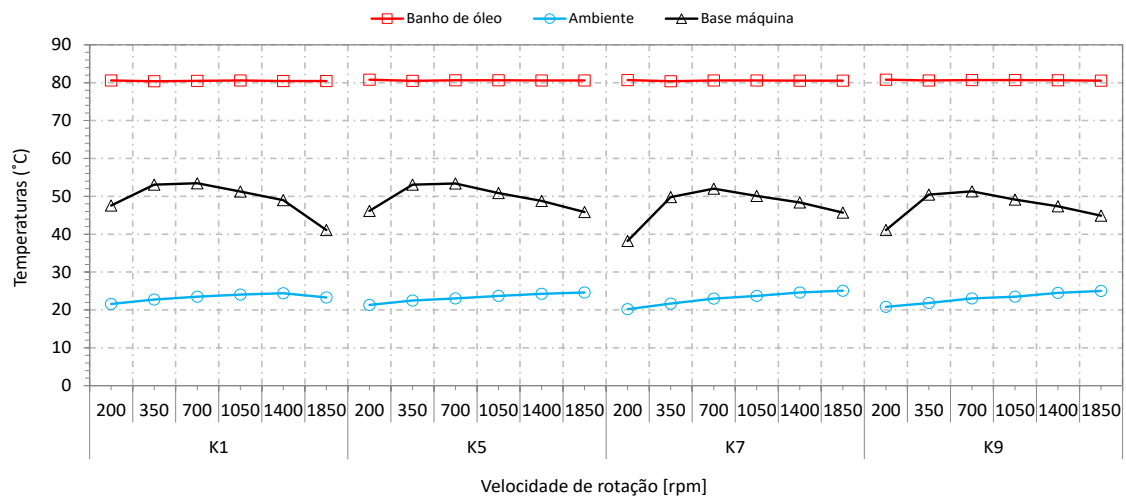


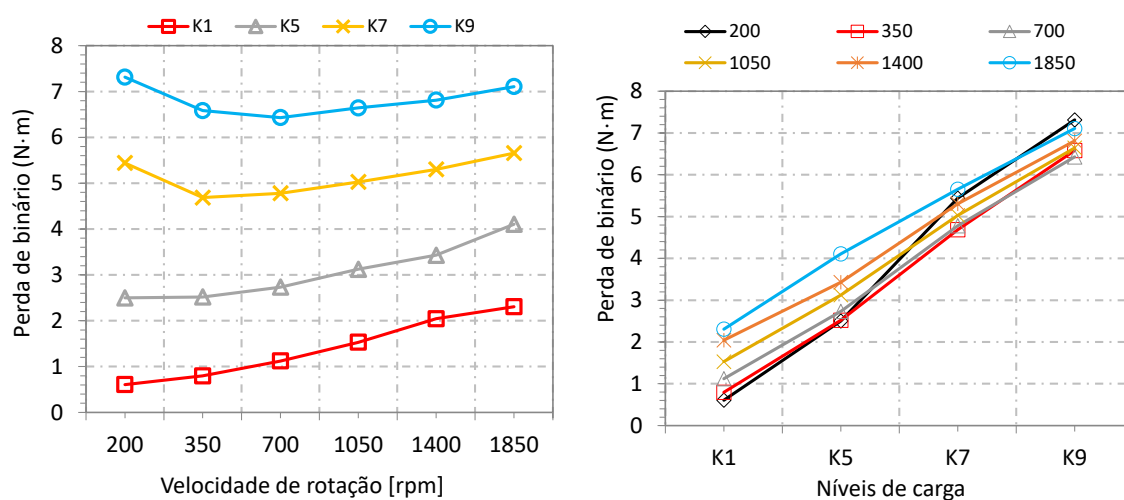
Figura 5.24.: Temperaturas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada em K6.

Testes de eficiência após rodagem no estágio de carga K9

A Figura 5.25a representa a perda de binário obtida nos testes de eficiência da engrenagem rodada em K9 em função da velocidade, tal como na secção anterior. É notório que existe um aumento da perda de binário à medida que se aumenta a velocidade de rotação. Observa-se também que para os níveis de carga mais altos (K7 e K9), existe um decréscimo da perda de binário nas velocidades mais baixas, sendo que para as velocidades mais elevadas há a tendência de aumentar a perda de binário.

Na Figura 5.25b, é possível observar a perda de binário em função do nível de carga imposto. Tal como no caso anterior, observa-se que a perda de binário aumenta proporcionalmente com o aumento do nível de carga. Para a velocidade de ensaio mais baixa e nos casos de carga K7 e K9, existe o mesmo problema, onde há aumento de perda de binário de forma brusca, que se deve ao facto já falado anteriormente de a máquina ter alguma dificuldade para vencer o binário imposto na embraiagem da máquina.

Na Figura 5.26 pode-se observar a representação das temperaturas durante os testes de eficiência após a rodagem em K9. Observando atentamente, é possível afirmar que estas temperaturas seguiram o mesmo comportamento das temperaturas dos testes de eficiência após a rodagem em K6.



(a) Perda de binário em função da velocidade de rotação.

(b) Perda de binário em função da carga.

Figura 5.25.: Perda de binário em função da carga e velocidade para os testes de eficiência da engrenagem rodada no nível de carga K9.

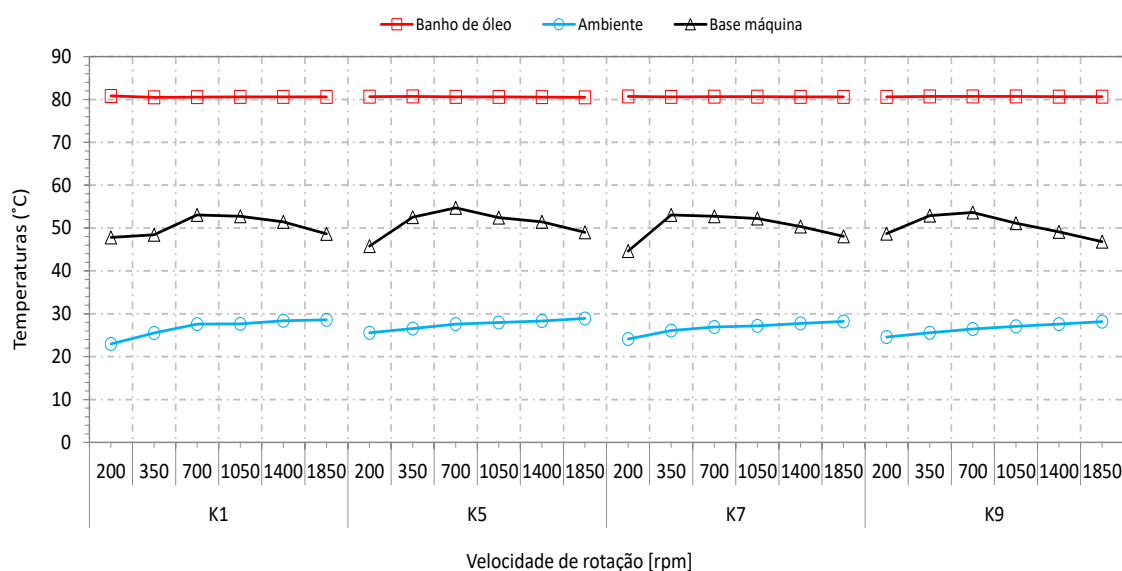
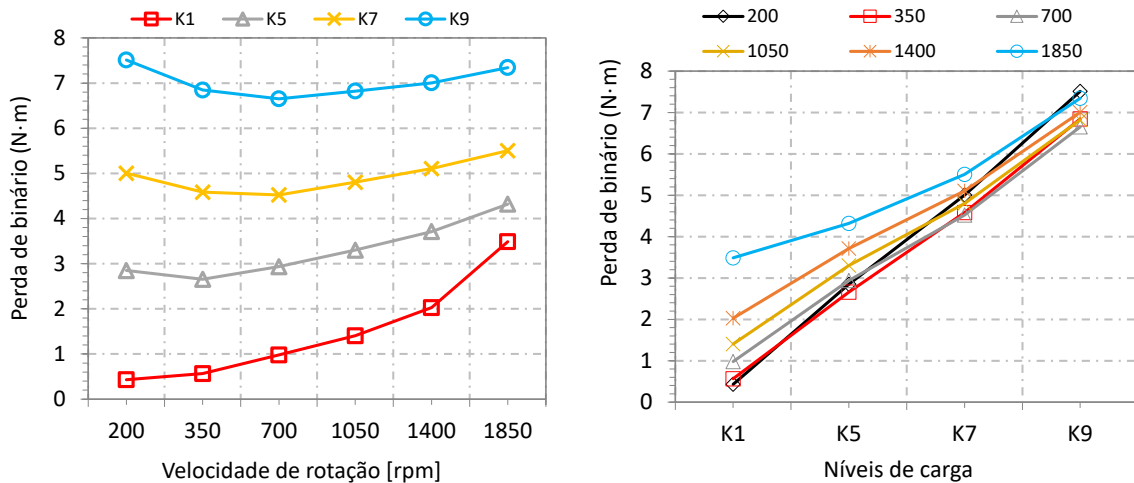


Figura 5.26.: Temperaturas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada em K9.

Testes de eficiência após rodagem no estágio de carga K11

A Figura 5.27a apresenta a evolução da perda de binário em função da velocidade de rotação, sendo que a tendência observada é igual aos testes apresentados previamente.

Na Figura 5.27b é possível observar novamente a representação do binário de perdas no teste de eficiência em função do nível de carga do ensaio. O comportamento apresentado é o mesmo que aconteceu nos testes de eficiência realizados nas outras engrenagens, pelo que a perda de binário aumenta proporcionalmente com o aumento do nível de carga do ensaio.



(a) Perda de binário em função da velocidade de rotação.

(b) Perda de binário em função da carga.

Figura 5.27.: Perda de binário em função da carga e velocidade para os testes de eficiência da engrenagem rodada no nível de carga K11.

A Figura 5.28 representa, tal como nos outros testes, o comportamento das temperaturas medidas durante os testes de eficiência em questão. Analisando a Figura 5.28, é possível afirmar novamente que estas temperaturas medidas seguiram o mesmo comportamento que as temperaturas obtidas nos testes representados anteriormente.

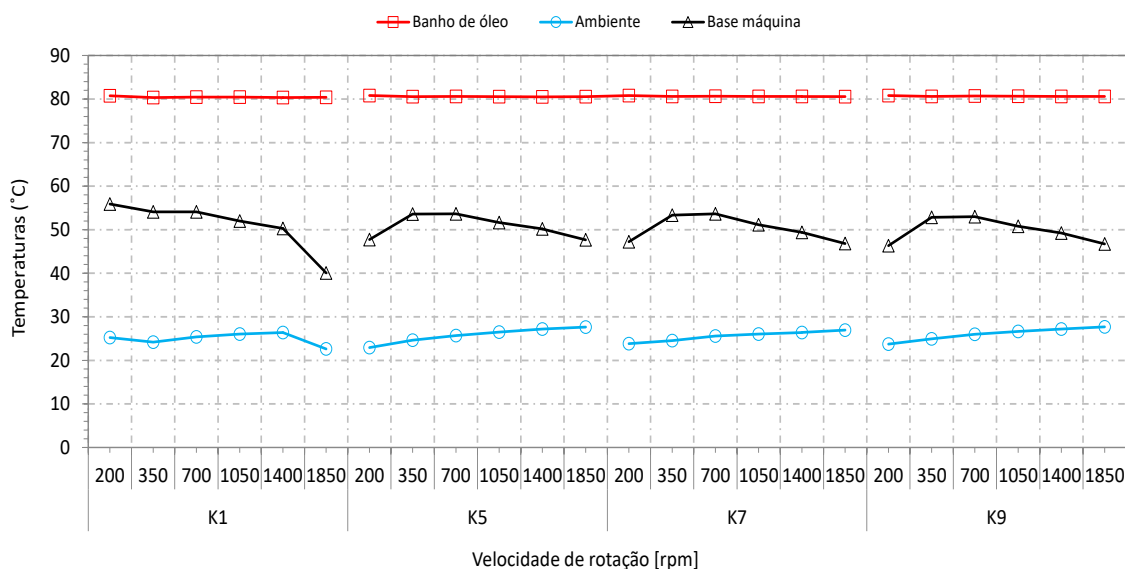


Figura 5.28.: Temperaturas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada em K11.

Análise da influência da temperatura ambiente na perda de binário

Neste subcapítulo será feita uma análise da influência de algumas temperaturas na perda de binário durante os testes de eficiência.

Será apresentada uma comparação entre a perda de binário nos testes de eficiência após diferentes níveis de carga de rodagem com uma temperatura relativa calculada de acordo com a equação (5.5.2). Esta equação foi desenvolvida por *Touret* [20], que é uma equação que apresenta uma melhor correlação da tendência das temperaturas envolvidas quando comparando com a perda de binário obtida durante os ensaios realizados.

$$T_{Relativa} = T_{Óleo} - \frac{T_{Ar} + T_{Base\ da\ máquina}}{2} \quad (5.5.2)$$

Analisando os testes de eficiência com o nível de carga K1 (Figura 5.29), observa-se que a engrenagem que apresentou menor perda de binário foi a engrenagem rodada em K11 até à velocidade de rotação de 1050 rpm, sendo que a 1400 rpm foi a engrenagem rodada em K6 que teve menor perda de binário. A 1850 rpm as engrenagens rodadas em K6 e K11 tiveram uma diferença de perda de binário de cerca de 30% maior quando comparando com a engrenagem rodada em K9. Em termos da temperatura relativa apresentada para este nível de carga, é possível verificar que as temperaturas seguiram um comportamento semelhante ao longo das velocidades de rotação, sendo que apenas se verifica uma diferença ligeiramente maior às 200 e 1850 rotações por minuto.

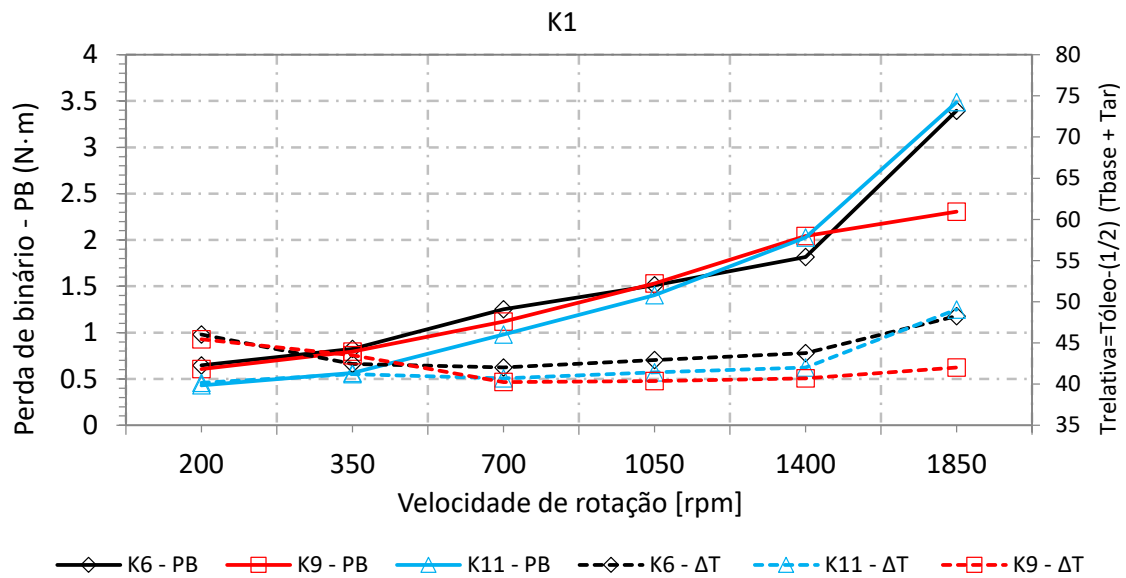


Figura 5.29.: Perda de binário para o nível de carga K1 em função da velocidade e temperatura.

Nos testes de eficiência feitos com o nível de carga K5, que se podem observar na Figura 5.30, a engrenagem com rodagem em K11 foi aquela que ao longo dos ensaios apresentou maior perda de binário. As engrenagens com rodagem em K6 e K9 apresentam perdas de binário bastante semelhantes, com diferenças na ordem das centésimas, à exceção do teste realizado a 200 rpm, onde existe uma diferença de cerca de 9% entre as duas engrenagens. Para a temperatura relativa apresentada, é possível verificar que o comportamento apresentado é semelhante para as três engrenagens, sendo que a engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 apresenta maior temperatura relativa.

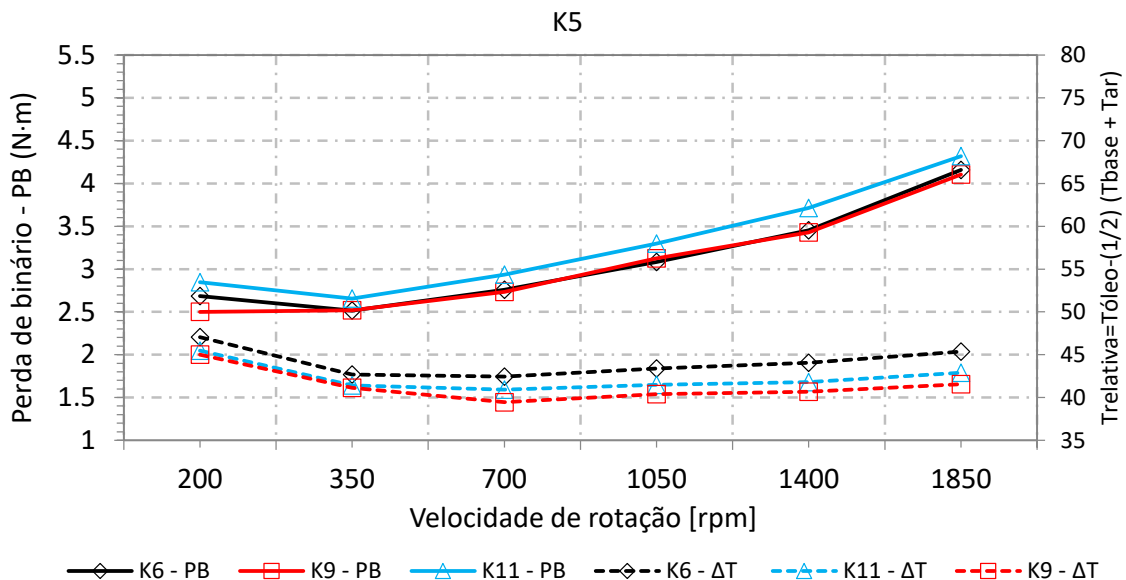


Figura 5.30.: Perda de binário para o nível de carga K5 em função da velocidade e temperatura.

Na Figura 5.31 é possível ver os resultados obtidos para a perda de binário com o nível de carga K7, assim como a temperatura relativa já referida anteriormente. Observando atentamente, a engrenagem rodada em K9 foi aquela que apresentou maior perda de binário em todo o teste, sendo que também foi a engrenagem que apresentou menor temperatura relativa durante os ensaios. A engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 foi a que teve menor perda de binário durante os ensaios para este nível de carga, pelo que também teve maior temperatura relativa durante os ensaios. Por último, a engrenagem rodada em K11 situou-se entre estes dois casos falados anteriormente a nível de perda de binário, sendo que para a temperatura relativa também se situou no meio dos dois casos referidos exceto a 200 rotações por minuto, onde apresentou menor temperatura relativa.

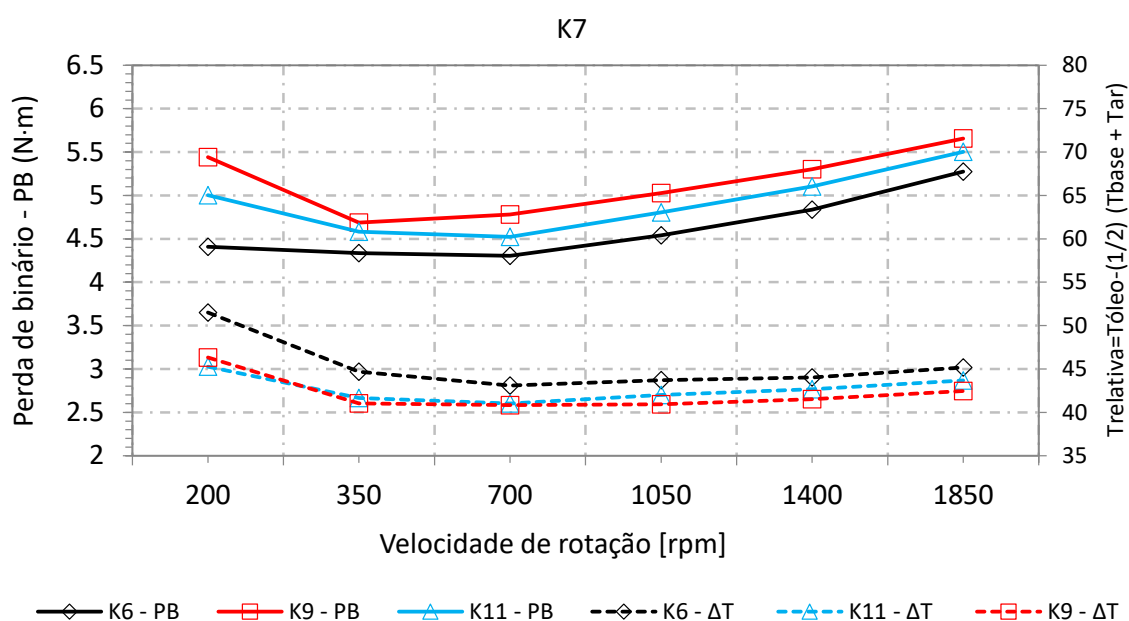


Figura 5.31.: Perda de binário para o nível de carga K7 em função da velocidade e temperatura.

Na Figura 5.32 está representado o que se passou no nível de carga K9. Neste nível de carga, a engrenagem com rodagem em K11 foi aquela que, regra geral, apresentou maior perda de binário, à exceção da perda de binário à velocidade de 200 rpm, onde a engrenagem com rodagem em K6 teve um valor bastante semelhante, diferindo em cerca de 2%. A engrenagem com rodagem em K9 foi aquela que apresentou menores valores de perda de binário até à velocidade de 700 rpm, pelo que após essa velocidade apresenta o mesmo resultado que a engrenagem com rodagem em K6.

Para a temperatura relativa apresentada na Figura 5.32, é possível verificar que a engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 apresenta valores superiores ao longo das velocidades de rotação quando comparando com as outras duas engrenagens, e que as engrenagens com rodagem em K9 e K11 apresentam valores aproximadamente iguais. É possível então retirar que neste caso de carga, o efeito da temperatura relativa é muito difícil de analisar.

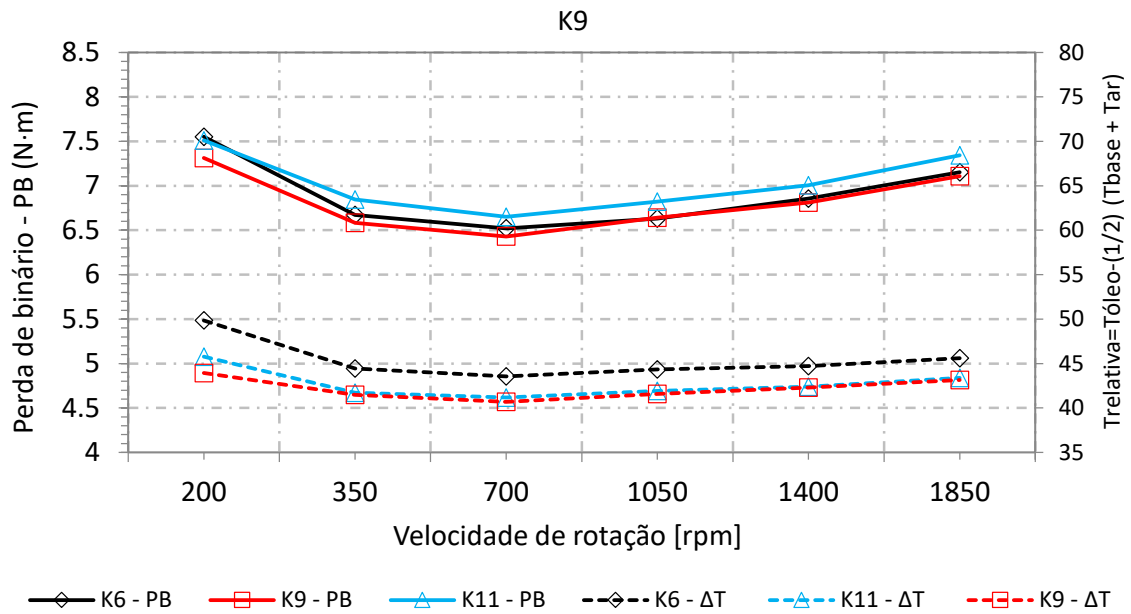


Figura 5.32.: Perda de binário para o nível de carga K9 em função da velocidade e temperatura.

5.6. Eficiência das engrenagens

Neste subcapítulo serão analisadas as eficiências durante os testes realizados. Para as engrenagens que foram submetidas a testes de rodagem, será feita uma análise de qual foi a rodagem que levou a melhor eficiência durante os testes.

5.6.1. Eficiência durante os testes de rodagem

Em termos de rendimento global de cada teste de rodagem, é possível analisar na Figura 5.33 que tanto a engrenagem submetida a rodagem em K6 como a engrenagem submetida a rodagem feita com o nível de carga K9 apresentam valores de rendimento muito semelhantes. A engrenagem submetida a rodagem no nível de carga K11 é a que apresenta rendimento inferior, que se deve ao facto de ser a rodagem com maior binário aplicado.

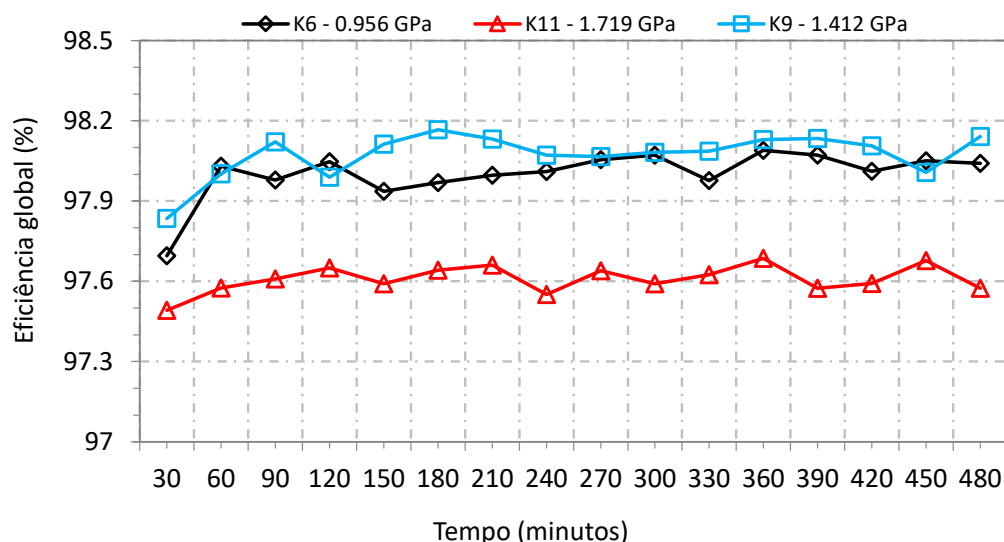


Figura 5.33.: Eficiência global dos ensaios de rodagem ao longo do tempo.

5.6.2. Eficiência em engrenagens C14

Neste subcapítulo serão comparados todos os testes de eficiência feitos nas engrenagens com diferentes rodagens. As diferentes rodagens foram feitas para verificar se com diferentes parâmetros de rodagem há ou não diferenças no que toca à eficiência das engrenagens.

Inicialmente idealizou-se caracterizar o rendimento das engrenagens individualmente, pelo que se fizeram os testes de eficiência nas engrenagens C40 para ter a caixa escrava caracterizada. Porém, chegou-se mais tarde à conclusão que seria errado fazer a partição de eficiência entre as duas caixas, visto que as rugosidades das engrenagens usadas nas duas caixas têm alguma diferença. Perante este problema, decidiu-se classificar a eficiência das engrenagens em termos de eficiência global.

A Figura 5.34 apresenta a comparação em termos de eficiência global entre as engrenagens que sofreram diferentes rodagens.

Para o nível de carga K1, observa-se que a engrenagem rodada em K11 apresenta uma maior eficiência até à velocidade rotacional de 1050 rpm, sendo que após essa velocidade há um decréscimo muito grande da eficiência das engrenagens rodadas em K6 e K11, ao passo que a engrenagem rodada em K9 não sofre esse decréscimo abrupto pelo que tem maior rendimento a 1850 rpm. Para o nível de carga K5, as engrenagens que foram submetidas a rodagem nos níveis de carga K6 e K9 são aquelas que apresentam maior eficiência durante todos os ensaios, sendo que apresentam valores muito semelhantes de rendimento. Já para o nível de carga K7, temos um caso completamente distinto dos anteriores, visto que a engrenagem submetida a rodagem em K6 é a que apresenta maior eficiência entre os três casos, sendo que a segunda engrenagem com maior eficiência foi a engrenagem rodada em K11. No nível de carga K9, obteram-se eficiências semelhantes para todas as rodagens, com as engrenagens com rodagem nos estágios de carga K6 e

K9 a não apresentarem diferenças perceptíveis, e a engrenagem com rodagem no estágio de carga K11 a apresentar menores valores relativamente às restantes, com diferenças a rondar a casa das centésimas, que se podem considerar desprezáveis.

Concluindo, os resultados obtidos não permitem retirar qualquer conclusão quanto à rodagem que causou maior eficiência, isto porque como já foi visto, diferentes engrenagens tiveram maior eficiência em diferentes casos de carga, pelo que não houve nenhuma que fosse consistente a nível de resultados de modo a que se pudesse dizer que aquela engrenagem foi mais eficiente em mais casos de carga. Pode-se concluir que para um elevado nível de carga, tal como K9, as rodagens feitas com maior binário aplicado trouxeram eficiências muito parecidas.

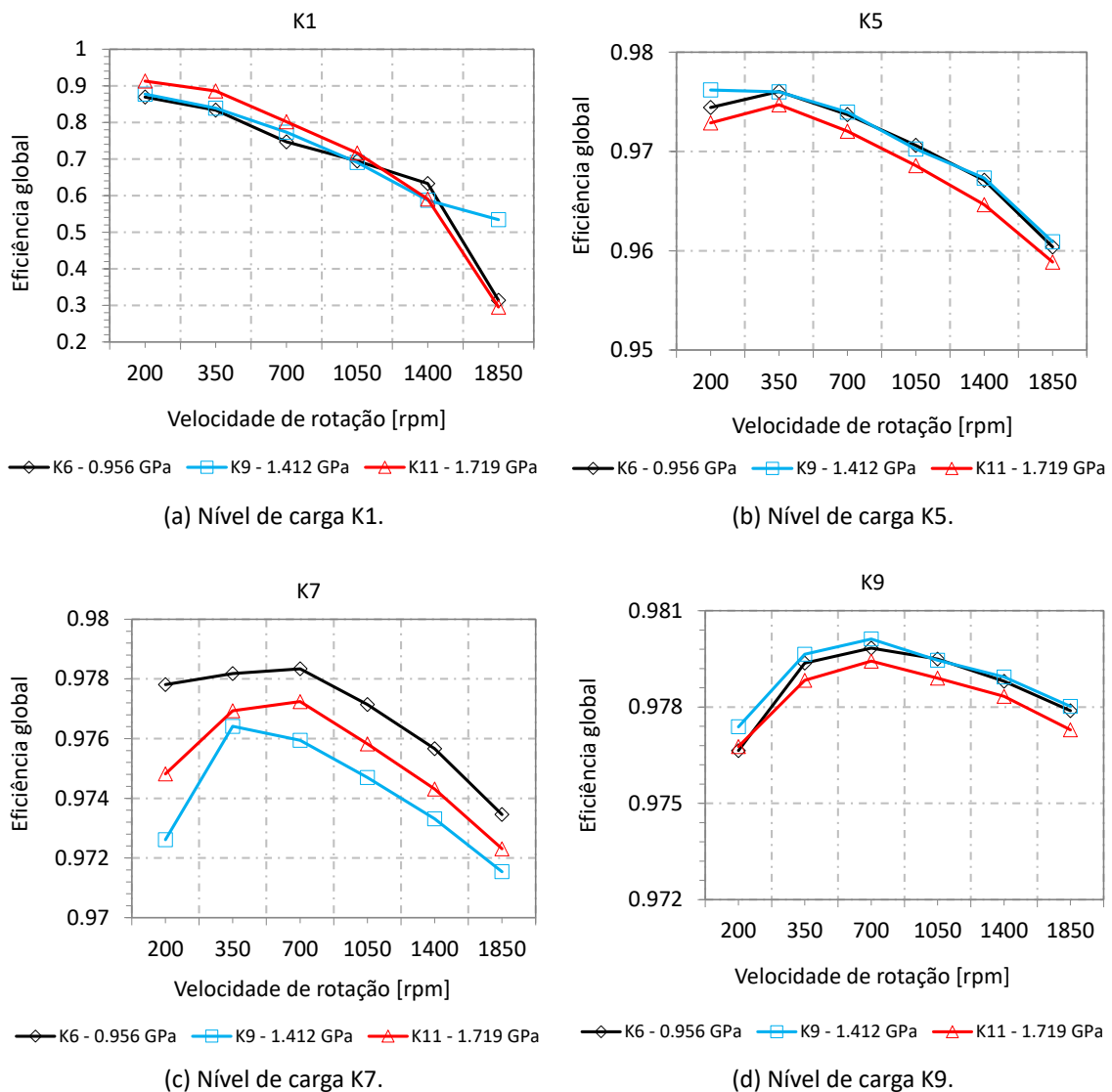


Figura 5.34.: Eficiência global nos testes de eficiência em engrenagens C14.

6. Modelo de perda de potência em engrenagens

6.1. Introdução

Hoje em dia, o mecanismo de transmissão de potência através de engrenagens é usado em praticamente todas as indústrias, pelo que a redução de perda de potência em engrenagens se tornou uma área importante e cada vez mais estudada, visto que a poupança energética é de grande importância. Indústrias como a automóvel ou a aeronáutica são as que mais influenciam o processo de estudo deste tipo de perdas, visto que nos dias que correm, fatores como a redução das emissões de CO₂ e a necessidade de baixar consumos de combustível levam a que os modelos de perda de potência sejam um foco de estudo cada vez maior por parte dos engenheiros. Com o aparecimento de vários estudos, hoje em dia admite-se que a perda de potência em engrenagens é dada pela soma de vários fatores, tais como as perdas nas engrenagens, nos rolamentos, nos vedantes e perdas auxiliares, como é possível observar na Figura 6.1.

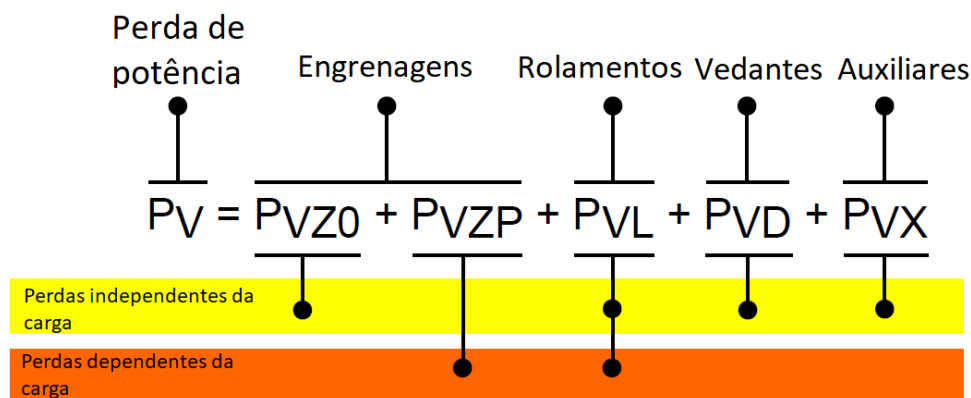


Figura 6.1.: Contribuições para a perda de potência [1].

Estas perdas podem ser divididas em duas categorias, as perdas em carga, e perdas independentes da carga. As perdas independentes da carga podem ocorrer mesmo sem transmissão de potência, e são geradas pelas engrenagens (P_{VZ0}), rolamentos (P_{VL}) e vedantes (P_{VD}). Estas perdas de potência podem ser afetadas pela velocidade de rotação, pelas condições de trabalho, bem como a densidade e viscosidade do lubrificante. As perdas em carga ocorrem normalmente quando existe o contacto entre as superfícies que transmitem potência, ou seja, no contacto das engrenagens (P_{VZP}) e de rolamentos (P_{VL}). Estas perdas estão diretamente relacionadas com o binário aplicado, com o coeficiente de atrito e a velocidade de escorregamento entre as superfícies de contacto dos componentes. As perdas em carga são tipicamente aquelas que causam a maior dissipação de energia. As perdas sem carga podem ter uma contribuição maior se tivermos elevadas velocidades de rotação e baixas cargas aplicadas [17].

Neste capítulo, todos os parâmetros para o cálculo da perda de potência são explicados, bem como a formulação adotada.

6.2. Perdas nas engrenagens

6.2.1. Perdas sem carga (P_{VZ0})

Dependendo da carga aplicada, da velocidade de rotação, das características do lubrificante ou da geometria da engrenagem, as perdas sem carga aplicada são normalmente um grande fator de dissipação de energia. Dado que existem combinações infinitas de geometrias de engrenagens e de condições de operação, é muito difícil desenvolver um modelo que avalie este tipo de perdas [21].

Para então se determinar esta perda de potência, faz-se uma medição experimental, assumindo que as perdas sem carga são iguais para qualquer nível de carga. Mede-se então a perda total de binário para um nível de carga muito baixo ($< 3.3 N \cdot m$), tendo em atenção a velocidade de rotação do ensaio. Portanto, para qualquer binário imposto (nível de carga K_i), a perda de binário é dada por a equação (6.2.1).

$$P_V^i = P_{VZ0}^i + P_{VZP}^i + P_{VL}^i + P_{VD}^i \quad (6.2.1)$$

Para o nível de carga 1 (baixo binário imposto), obtém-se a equação (6.2.2).

$$P_V^1 = P_{VZ0}^1 + P_{VZP}^1 + P_{VL}^1 + P_{VD}^1 \quad (6.2.2)$$

Onde o termo P_V^1 é determinado experimentalmente para o nível de carga K_1 . Como o próprio conceito sugere, as perdas sem carga são independentes do nível de carga, pelo que se obtém a equação (6.2.3).

$$P_{VZ0}^i = P_{VZ0}^1 = P_{VZ0} \quad (6.2.3)$$

Como no nível K_1 , a carga imposta é muito baixa, assume-se para este nível:

$$P_{VZP}^1 \approx 0 \quad (6.2.4)$$

As perdas nos rolamentos (P_{VL}^1) são calculadas através do modelo explicado na secção das perdas dos rolamentos.

As perdas nos vedantes (P_{VD}^1), são calculadas com a formulação de *Freudenberg* como é explicado na secção das perdas nos vedantes, que é independente da carga, logo tem-se que:

$$P_{VD}^i = P_{VD}^1 = P_{VD} \quad (6.2.5)$$

Finamente, é possível obter a equação (6.2.6), que calcula a perda total de binário para o nível de carga K1.

$$P_V^1 = P_{VZ0} + P_{VL}^1 + P_{VD} \quad (6.2.6)$$

E com a equação (6.2.7) que se segue é possível então determinar as perdas sem carga.

$$P_{VZ0} = P_V^1 - P_{VL}^1 - P_{VD} \quad (6.2.7)$$

6.2.2. Perdas em carga (P_{VZP})

Este tipo de perda dá-se quando há o contacto entre o dentado das engrenagens, e é considerado o fator mais importante de perda de potência. A formulação adotada pela maior parte dos investigadores para o cálculo deste fator foi introduzida por *Ohlendorf* (1958), que desenvolveu a fórmula para a perda de potência no dentado de engrenagens que se encontra na equação (6.2.8).

$$P_{VZP} = P_{IN} \cdot H_V \cdot \mu_{mZ} \quad (6.2.8)$$

Tabela 6.1.: Paramêtos para o cálculo de P_{VZP} .

P_{VZP}	(W)	Perdas em carga	H_V	(-)	Fator geométrico de perdas da engrenagem
P_{IN}	(W)	Potência imposta à engrenagem	μ_{mZ}	(-)	Coefficiente de atrito

A equação (6.2.9) apresenta a fórmula do fator H_V , que representa um fator de perda da engrenagem.

$$H_V = \frac{\pi \cdot (u + 1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos \beta_b} (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (6.2.9)$$

Tabela 6.2.: Parâmetros para o cálculo de H_V .

H_V	(-)	Fator de perdas da engrenagem	ε_α	(-)	Razão de condução
u	(-)	Razão do número de dentes (Z_2/Z_1)	$\varepsilon_{1/2}$	(-)	Razão de condução da roda dentada (1 ou 2)
Z_1	(-)	Nº de dentes do pinhão	β_b	(°)	Ângulo de hélice (dentado helicoidal)

O coeficiente de atrito nos dentes das engrenagens é um parâmetro de elevada importância na perda de potência em engrenagens, pelo que vários investigadores desenvolveram

fórmulas para o cálculo deste fator, só que a maior parte dessas fórmulas não incluíam fatores importantes como a viscosidade do lubrificante, carga aplicada, ou até a velocidade entre as superfícies. Foi então que *Schlenk* desenvolveu a equação (6.2.10), com todos os parâmetros relevantes para o cálculo do coeficiente de atrito, o que faz com que seja das fórmulas mais usadas para o cálculo deste parâmetro [22].

$$\mu_{mZ} = 0,048 \cdot \left(\frac{F_{bt}}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_{redC}} \right)^{0,2} \cdot \eta^{-0,05} \cdot Ra^{0,25} \cdot X_L \quad (6.2.10)$$

Tabela 6.3.: Fatores de influência no cálculo do coeficiente de atrito μ_{mZ} .

μ_{mZ}	(-)	Coefficiente de atrito	ρ_{redC}	(mm)	Raio de curvatura no ponto de contato
F_{bt}	(N)	Força tangencial no círculo de base	η	$mPa \cdot s$	Viscosidade dinâmica do lubrificante
b	(mm)	Largura do dente	R_a	(μm)	Rugosidade média
$v_{\Sigma C}$	(m/s)	Soma da velocidade no ponto de contato	X_L	(-)	Fator do lubrificante

6.2.3. Perdas nos rolamentos (P_{VL})

As perdas nos rolamentos são um fator chave a ter em conta, isto porque, nos rolamentos podemos ter perdas em carga e sem carga aplicada. Podemos ter os fenômenos de atrito de escorregamento, de arrasto dos elementos rolantes no lubrificante e de perdas nos vedantes do rolamento.

Um dos métodos de cálculo mais conhecidos para o cálculo de perdas de carga e sem carga em rolamentos foi desenvolvido por *Palmgren* (1959). Mais tarde, a SKF (2004) desenvolveu um modelo mais sofisticado, que inclui mais fatores de influência na sua formulação, o que faz com que seja um modelo que apresenta resultados com maior interesse prático que o de *Palmgren*, e por consequência um dos modelos mais usados pelos investigadores nos dias que correm [22].

Este modelo, proposto pela SKF, considera que a perda total de binário num rolamento é a soma de quatro fontes de perda de binário, como podemos ver na equação (6.2.11) [23].

$$M_t = M'_{rr} + M_{sl} + M_{drag} + M_{seals} \quad (6.2.11)$$

Pelo que multiplicando todos estes fatores pela velocidade de rotação, ficamos com a potência perdida total num rolamento (6.2.12).

$$P_{VL} = (M'_{rr} + M_{sl} + M_{drag} + M_{seals}) \cdot \omega \quad (6.2.12)$$

Tabela 6.4.: Parâmetros do momento de atrito total.

M_t	$N \cdot \text{mm}$	Momento de atrito total
M'_{rr}	$N \cdot \text{mm}$	Momento de atrito por rolamento
M_{sl}	$N \cdot \text{mm}$	Momento de atrito de escorregamento
M_{drag}	$N \cdot \text{mm}$	Momento de atrito por arrasto
M_{seals}	$N \cdot \text{mm}$	Momento de atrito nos vedantes

Momento de atrito por rolamento (M'_{rr})

As perdas por rolamento podem ser calculadas através da equação (6.2.13).

$$M'_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot [G_{rr} (n \cdot \nu)^{0,6}] \quad (6.2.13)$$

Na equação anterior, G_{rr} é uma variável que depende do tipo de rolamento, do diâmetro médio do rolamento (d_m) assim como da força axial e radial aplicada. A variável n é a velocidade, e ν é a viscosidade cinemática do óleo à temperatura de operação.

A equação (6.2.14) define o fator de aquecimento no convergente e a equação (6.2.15) define o fator de redução devido á realimentação do contacto do rolamento.

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} \cdot (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (6.2.14)$$

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \cdot \nu \cdot n \cdot (d+D) \cdot \sqrt{\frac{K_z}{2 \cdot (D-d)}}}} \quad (6.2.15)$$

A variável K_{rs} é uma constante de realimentação, assim como K_z é uma constante relacionada com a geometria do rolamento.

Perdas por escorregamento (M_{sl})

A equação (6.2.16) define as perdas de escorregamento.

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (6.2.16)$$

O fator G_{sl} é um fator que depende do tipo de rolamento, do diâmetro médio, e da força axial e radial aplicada no rolamento. O fator μ_{sl} é um coeficiente de atrito de escorregamento, e pode ser calculado segundo a seguinte equação (6.2.17).

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHD} \quad (6.2.17)$$

Em que μ_{bl} é o coeficiente de atrito em filme limite, μ_{EHD} é o coeficiente de atrito em filme completo que depende do tipo de rolamento e de lubrificante, e ϕ_{bl} é calculado com a equação (6.2.18).

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \times 10^{-8} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}} \quad (6.2.18)$$

Perdas por arrastamento (M_{drag})

As perdas por arrastamento são dadas pela equação (6.2.19) para rolamentos de esferas, e pela equação (6.2.21) para rolamentos de rolos.

$$M_{drag} = 0,4 \cdot V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 + 1,093 \times 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{v} \right)^{-1,379} \cdot R_s \quad (6.2.19)$$

Com,

$$K_{ball} = \frac{i_{rw} \cdot K_Z(d+D)}{D-d} \cdot 10^{-12} \quad (6.2.20)$$

Onde i_{rw} é o número de filas de esferas.

$$M_{drag} = 0,4 \cdot V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 + 1,093 \times 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{v} \right)^{-1,379} \cdot R_s \quad (6.2.21)$$

Com,

$$K_{roll} = \frac{K_L \cdot K_Z(d+D)}{D-d} \cdot 10^{-12} \quad (6.2.22)$$

As constantes K_L e K_Z encontram-se tabeladas, enquanto que o fator C_w é dado por:

$$C_w = 2,789 \times 10^{-10} \cdot l_D^3 - 2,786 \times 10^{-4} \cdot l_D^2 + 0,0195 \cdot l_D + 0,6439 \quad (6.2.23)$$

Com,

$$l_D = 5 \cdot \frac{K_L \cdot B}{d_m} \quad (6.2.24)$$

$$f_t = \begin{cases} \sin(0.5t), 0 \leq t \leq \pi \\ 1, \pi < t < 2\pi \end{cases} \quad (6.2.25)$$

$$R_S = 0,36 d_m^2 (t - \sin t) f_A \quad (6.2.26)$$

$$t = 2 \cos^{-1} \left(\frac{0,6 d_m - H}{0,6 d_m} \right) \text{ Quando } H \geq 1,2 d_m, \text{ usar } H = 1,2 d_m \quad (6.2.27)$$

$$f_A = 0,05 \cdot \frac{K_Z(D+d)}{D-d} \quad (6.2.28)$$

Perdas nos vedantes dos rolamentos (M_{seal})

As perdas nos vedantes dos rolamentos podem ser estimadas segundo a equação (6.2.29).

$$M_{seal} = K_{s1} \cdot d_S^{\beta_R} + K_{s2} \quad (6.2.29)$$

Onde K_{s1} , K_{s2} e β_R são constantes que dependem da geometria do rolamento, e d_S é o diâmetro do rolamento que é vedado.

6.3. Perdas nos vedantes (P_{VL})

As perdas de potência nos vedantes ocorrem normalmente devido ao atrito existente na zona de contato. O atrito tem sido o foco de muitos investigadores, mas o problema do atrito em vedantes ainda não é bem entendido, dado que a zona de contacto é muito pequena, e os fenómenos microscópicos são muito difíceis de parametrizar.

Freudenberg Simrit efetuou vários estudos e observou que a perda de potência em vedantes depende do diâmetro do veio e da velocidade angular. *Freudenberg* sugere a equação (6.3.1) que permite calcular a perda de potência em vedantes [24].

$$P_{VD} = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d_{sh}^2 \cdot n \quad (6.3.1)$$

6.4. Perdas auxiliares (P_{VX})

As perdas auxiliares têm em conta outras fontes de dissipação de energia que não são geradas pelas engrenagens, rolamentos ou vedantes [24]. No caso do presente estudo, este tipo de perdas não se aplicam.

6.5. Validação do modelo numérico de perda de potência

O modelo numérico de perda de potência que foi aplicado é usado para calcular as diferentes fontes de perda de potência que ocorrem no banco de ensaios FZG. Usando este modelo, é possível verificar quais são as fontes que mais prejudicam o mecanismo em termos de perda de potência.

Deste modo, foram quantificadas as perdas de potência existentes nos testes de eficiência realizados nas engrenagens C40 e nos testes de eficiência realizados nas engrenagens C14 após rodagem. Foi feita uma comparação entre os resultados calculados através do modelo e os resultados obtidos experimentalmente, para verificar se existia ou não coerência entre os resultados obtidos.

A Tabela 6.5 apresenta alguns fatores calculados para a aplicação do modelo. As perdas dos rolamentos foram calculadas considerando $\mu_{bl}=0.039$ e $\mu_{EHD}=0.010$ [25].

Tabela 6.5.: Parâmetros calculados para a aplicação do modelo de perda de potência.

Parâmetro	Valor calculado
u	1.5
ε_1	0.715
ε_2	0.722
ε_α	1.438
$\eta (80^\circ C)$	27.20
ρ_{redC}	8.382

6.5.1. Fator do lubrificante (X_L)

O modelo de perda de potência funciona particularmente bem quando o valor do parâmetro do lubrificante (X_L) é corretamente calculado. Utilizando os resultados dos três testes de eficiência realizados em engrenagens C14, o parâmetro X_L foi considerado o parâmetro de ajuste do modelo de perda de potência. Através da minimização do erro entre a medição de perda de potência e o modelo, obteve-se um valor de X_L de 0.704. Foi seguida esta abordagem pois do ponto de vista físico o parâmetro do lubrificante é expectável ser constante para todos os testes realizados.

Para as engrenagens C40, o parâmetro do lubrificante obtido foi de 0.641, que é similar ao valor obtido em trabalhos anteriores [1]. Decidiu-se calcular o parâmetro do lubrificante para os testes de eficiência em engrenagens C40 pois foram obtidos em condições de funcionamento distintas em relação aos testes de eficiência em engrenagens C14, visto que os testes nas engrenagens C40 foram realizados com lubrificação por injeção, e os testes nas engrenagens C14 foram realizados com lubrificação em banho de óleo na caixa de teste do banco de ensaios.

A Tabela 6.6 apresenta os valores de X_L obtidos para cada teste de eficiência, pelo que para as engrenagens C14 observa-se variações do parâmetro X_L na ordem dos 2%, pelo que se valida a ideia de utilizar apenas um parâmetro do lubrificante para todos os testes de eficiência tal como suportado pela teoria.

Tabela 6.6.: Valores de X_L obtidos através da aplicação do modelo.

	Estágio de carga na rodagem	X_L
Teste de eficiência	K6	0.696
	K9	0.710
	K11	0.699

Em trabalhos futuros seria interessante perceber a variação do parâmetro X_L quando são utilizados diferentes métodos de lubrificação durante o ensaio, ou seja, verificar a variação do parâmetro X_L para as mesmas engrenagens com a utilização de lubrificação por injeção e lubrificação em banho de óleo.

6.5.2. Aplicação do modelo nos testes de eficiência das engrenagens C40

Neste subcapítulo é feita a aplicação do modelo anteriormente explicado relativamente aos testes de eficiência realizados com engrenagens C40 nas duas caixas de ensaios.

A Figura 6.2 apresenta as perdas que acontecem nos rolamentos e nos vedantes. As perdas nos vedantes são independentes da carga, logo é uma perda que é constante ao longo dos estágios de carga. Comparando as perdas nos vedantes com as perdas nos rolamentos, observa-se que as perdas nos rolamentos são bastante superiores principalmente com o aumento da velocidade de rotação e do nível de carga. Porém, as perdas nos vedantes não devem ser desprezadas principalmente para ensaios realizados em baixos níveis de carga.

A Figura 6.3 apresenta o comportamento das perdas dependentes da carga e das perdas em vazio ao longo das velocidades rotacionais. Observa-se que para baixos níveis de carga, as perdas dependentes da carga não têm elevada influência na perda total, sendo as perdas em vazio mais influentes para estes níveis de carga. À medida que se aumenta o nível de carga, as perdas dependentes da carga aumentam e ganham um papel bem mais influente que as perdas em vazio.

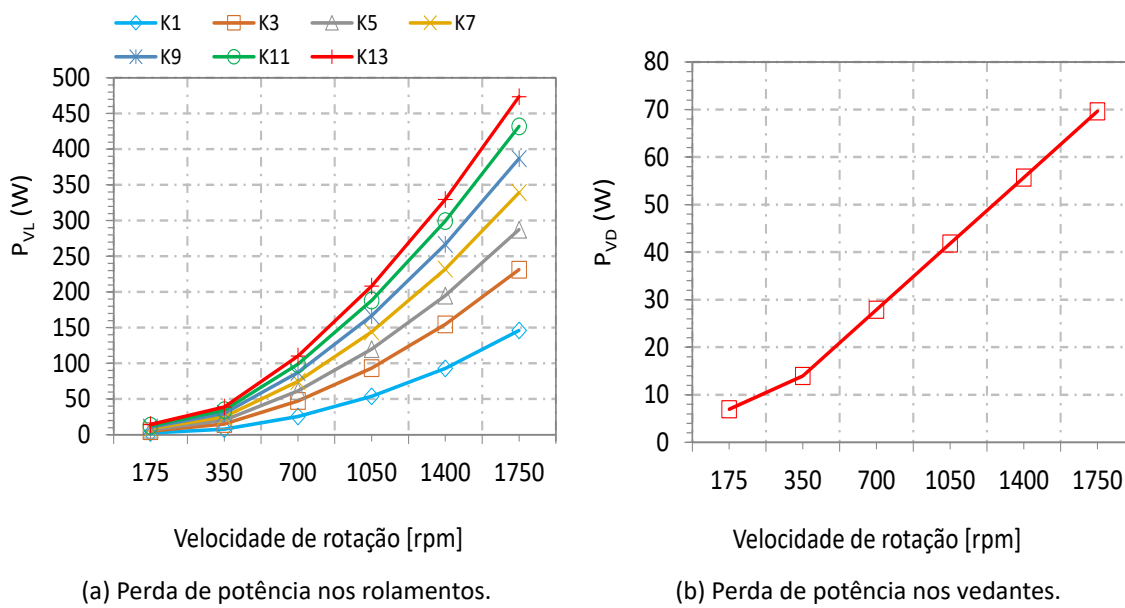


Figura 6.2.: Perdas nos vedantes e rolamentos existentes nos testes de eficiência às engrenagens C40.

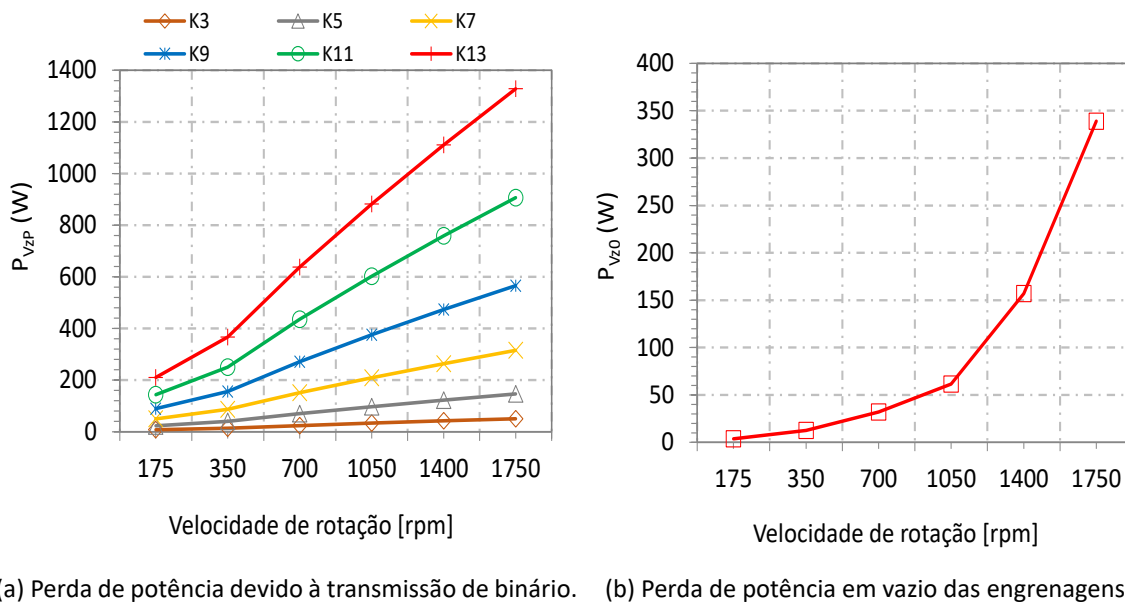
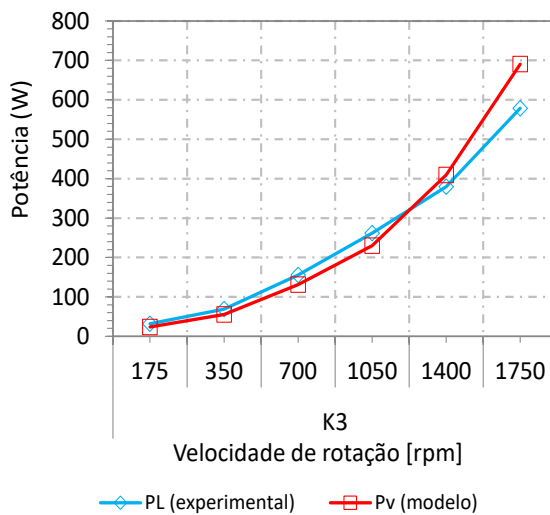
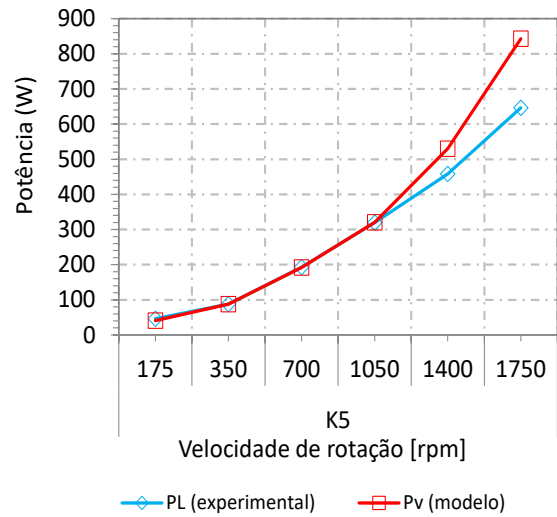


Figura 6.3.: Perdas nas engrenagens em vazio e devido à carga nos testes de eficiência às engrenagens C40.

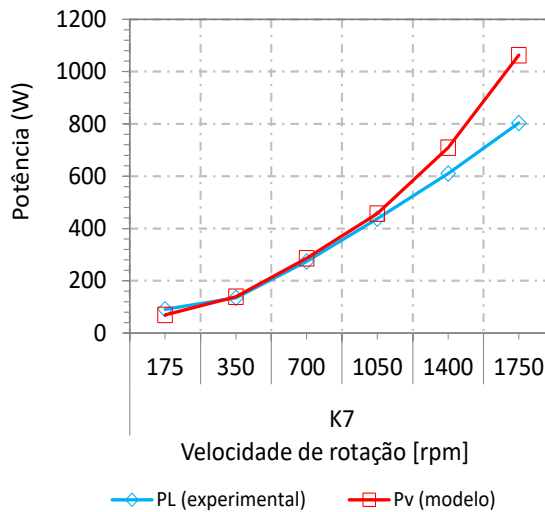
As Figuras 6.4 e 6.5 apresentam a comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os resultados obtidos através do cálculo efetuado com o modelo. Analisando as figuras, é possível verificar que o modelo apresenta bons resultados quando comparando com os resultados experimentais. Porém, é possível verificar que, para as velocidades de rotação de 1400 e 1750 rpm, existe uma diferença entre os resultados experimentais e o modelo. Esta diferença deve-se a um problema dinâmico ainda não estudado no banco de ensaios FZG, que faz com que a perda de potência aumente para elevadas velocidades rotacionais.



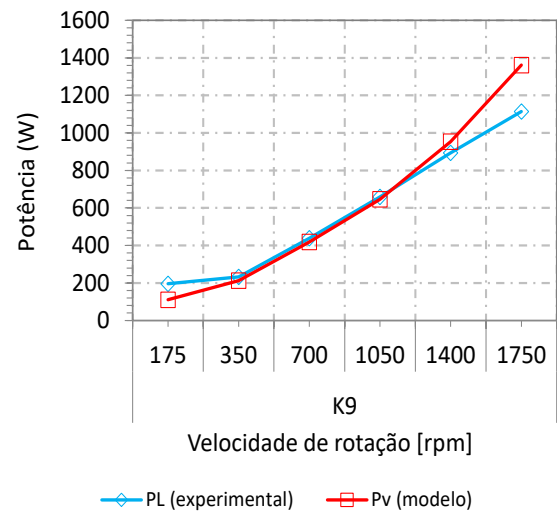
(a) Estágio de carga K3.



(b) Estágio de carga K5.



(c) Estágio de carga K7.



(d) Estágio de carga K9.

Figura 6.4.: Comparação para os testes de eficiência C40.

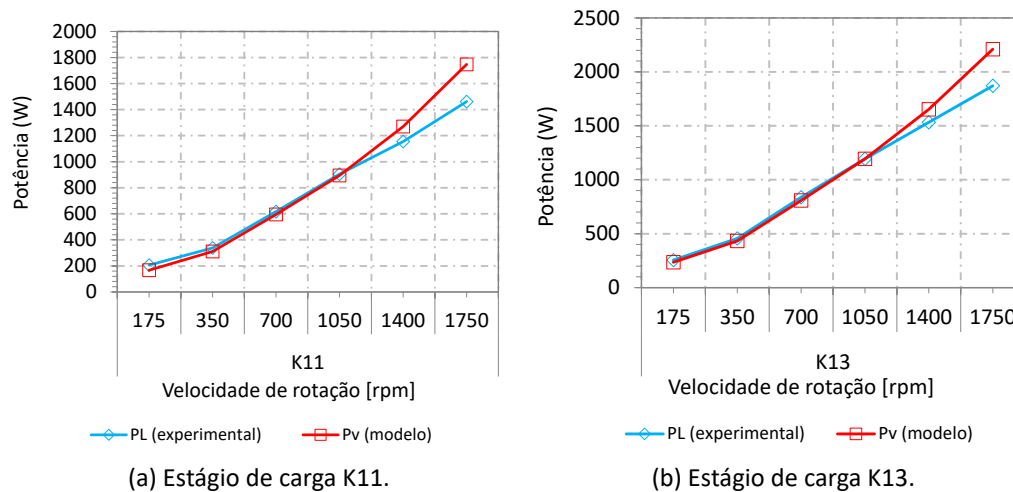


Figura 6.5.: Comparação para os testes de eficiência C40.

6.5.3. Aplicação do modelo nos testes de eficiência nas engrenagens C14 após rodagem

Neste subcapítulo é feita a comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os resultados obtidos através do modelo de perda de potência para os testes de eficiência realizados nas engrenagens que foram sujeitas a testes de rodagem.

A Figura 6.6 apresenta as perdas existentes nos rolamentos e nos vedantes do banco de ensaios FZG. Analisando a Figura, é possível ver que para elevadas velocidades rotacionais e para elevados níveis de carga, as perdas nos rolamentos são mais críticas, sendo que as perdas nos vedantes são mais críticas em ensaios realizados em baixos níveis de carga.

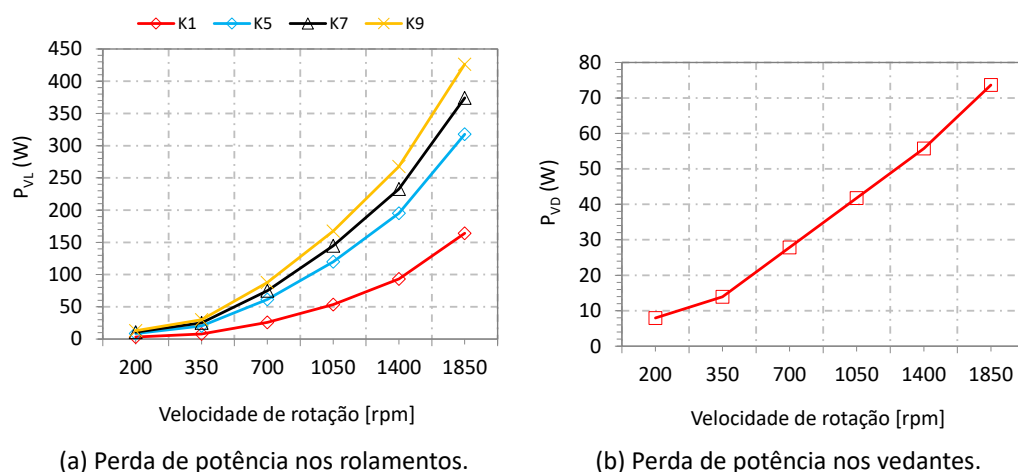


Figura 6.6.: Perdas nos vedantes e rolamentos existentes nos testes de eficiência às engrenagens C14.

Na Figura 6.7 é possível observar as perdas existentes nas diferentes engrenagens em vazio. Na velocidade de rotação de 1850 rpm há um pico de perda de potência medido no valor das engrenagens com rodagem nos estágios de carga K6 e K9 que afeta imenso o valor calculado para este fator.

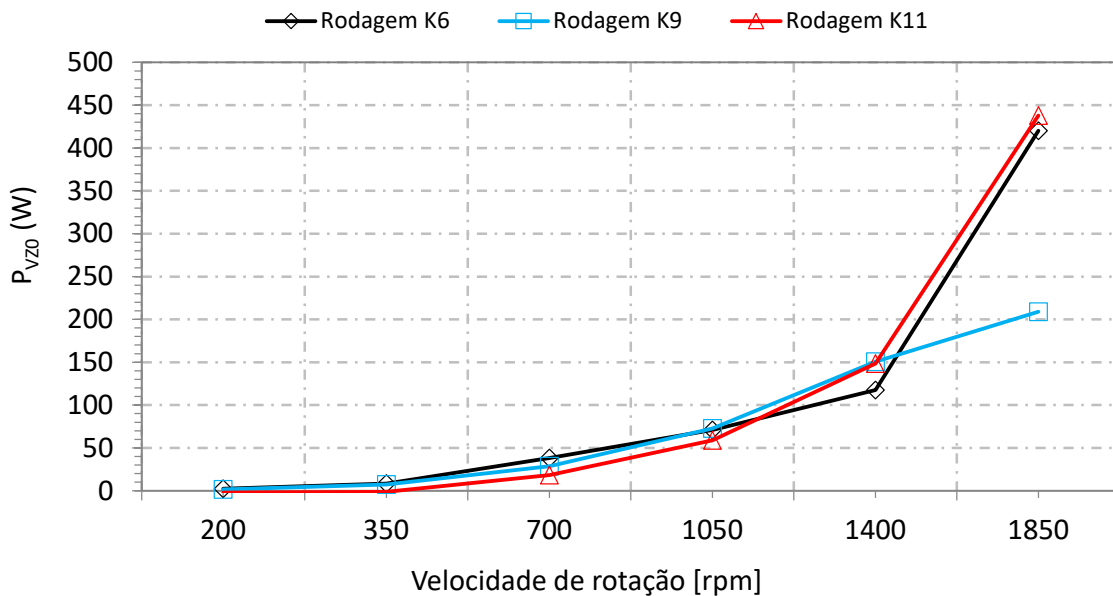
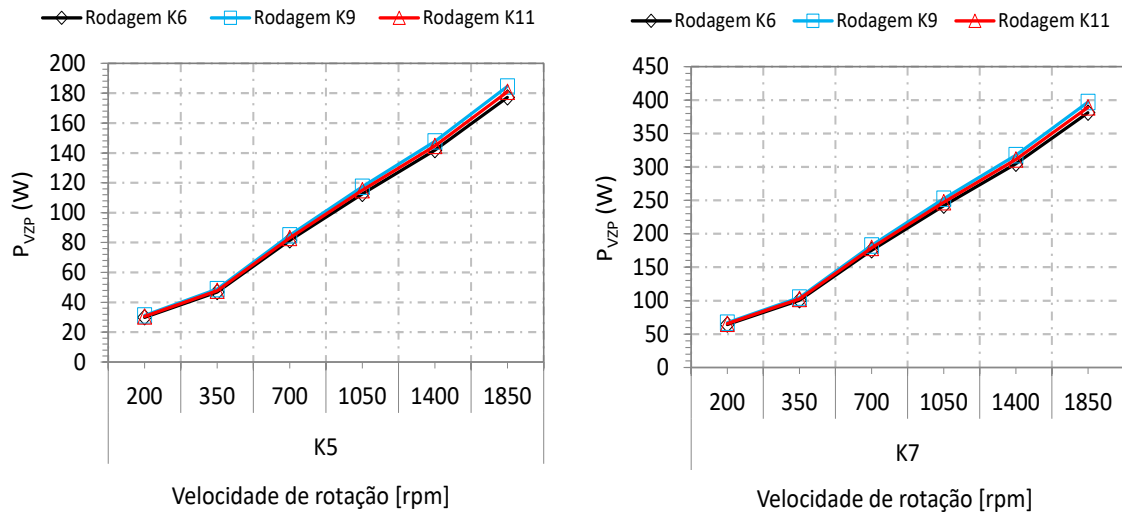


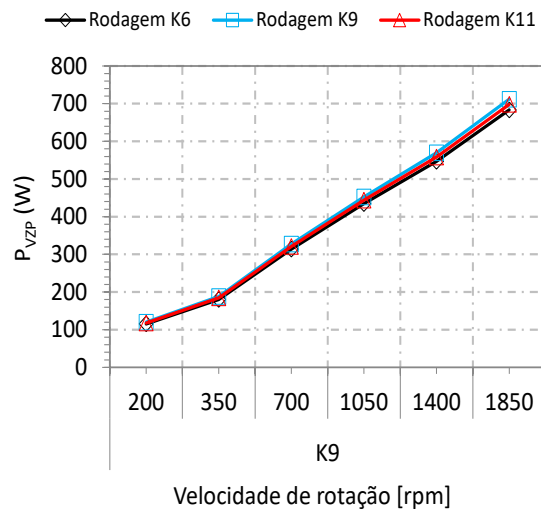
Figura 6.7.: Perdas em vazio nas engrenagens nos testes de eficiência às engrenagens C14.

Na Figura 6.8 é apresentada as perdas dependentes da carga para os diferentes níveis de carga. Na Figura, não estão representadas as perdas relativas ao nível de carga K1 dado que em K1 assume-se que não existe perdas dependentes da carga, como foi explicado anteriormente. É possível observar pela Figura que à medida que se aumenta o nível de carga nos ensaios, a perda de potência devido à carga também aumenta, como seria de esperar.

A Figura 6.9 apresenta a comparação dos resultados experimentais com o cálculo analítico realizado através do modelo de perda de potência. Como é possível observar, a aproximação existente entre a perda de potência obtida experimentalmente e a perda de potência calculada analiticamente é bastante grande. Na engrenagem com rodagem efetuada no estágio de carga K11 foi onde se obteve uma maior diferença principalmente no estágio de carga K5, onde para velocidades mais baixas se obteve diferenças de cerca de 20%. Para as engrenagens com rodagem nos estágios de carga K6 e K11, observa-se que à velocidade de rotação de 1850 rpm existe uma grande discrepância entre os valores apresentados, que se deve ao problema dinâmico existente na máquina FZG a velocidades mais elevadas.

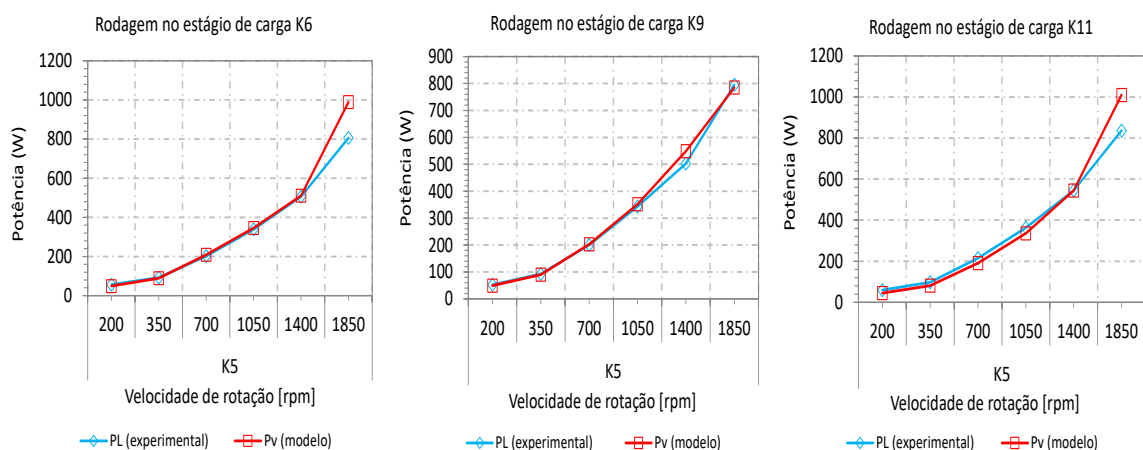


(a) Perda de potência em carga no estágio de carga K5. (b) Perda de potência em carga no estágio de carga K7.

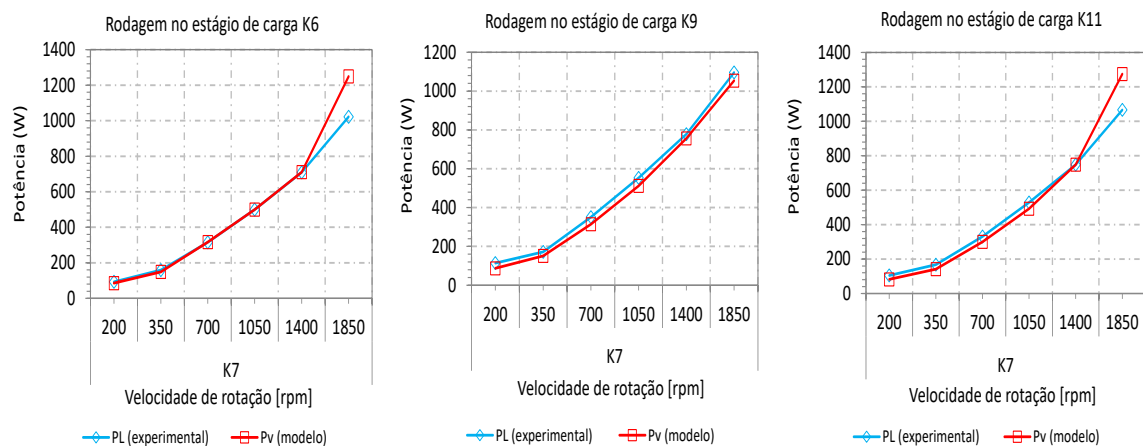


(c) Perda de potência em carga no estágio de carga K9.

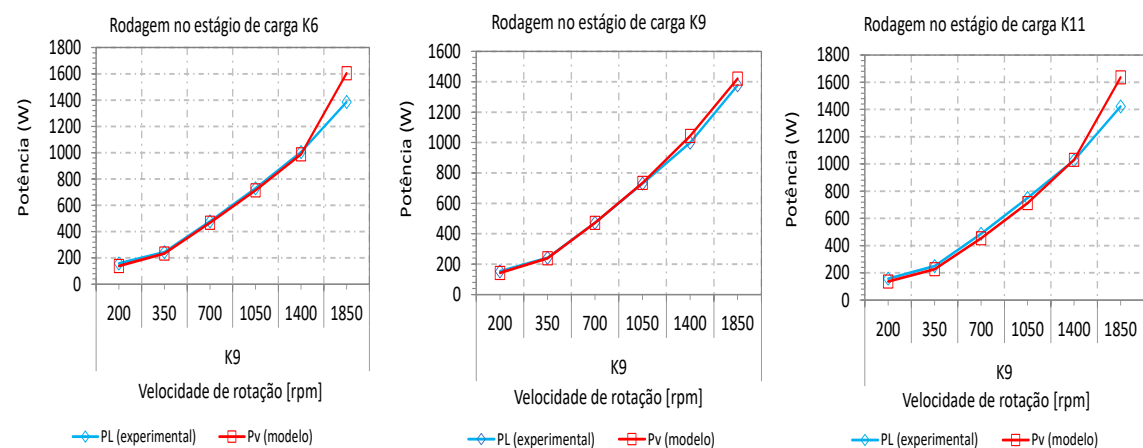
Figura 6.8.: Perdas nas engrenagens devido à carga nos testes de eficiência às engrenagens C14.



(a) Comparação K5 (rodagem K6). (b) Comparação K5 (rodagem K9). (c) Comparação K5 (rodagem K11).



(d) Comparação K7 (rodagem K6). (e) Comparação K7 (rodagem K9). (f) Comparação K7 (rodagem K11).



(g) Comparação K9 (rodagem K6). (h) Comparação K9 (rodagem K9). (i) Comparação K9 (rodagem K11).

Figura 6.9.: Comparação dos resultados experimentais com os obtidos analiticamente para os diferentes estágios de carga.

A Figura 6.10 apresenta o comportamento durante os testes de eficiência do coeficiente de atrito cuja a formulação foi desenvolvida por *Schlenk*. É possível verificar que a engrenagem que sofreu o teste de rodagem no nível de carga K9 foi aquela que, regra geral, apresentou um coeficiente de atrito superior, seguida da engrenagem rodada em K11 e da engrenagem rodada em K6.

Os fatores que variam de umas engrenagens para as outras no cálculo deste coeficiente é a rugosidade média aritmética (R_a) e o fator do lubrificante (X_L). A engrenagem que foi rodada no estágio de carga K6 é aquela que apresenta menor R_a , sendo que é aquela que apresenta menor coeficiente de atrito. A engrenagem que apresenta menor R_a a seguir à engrenagem rodada em K6 é a engrenagem submetida a rodagem em K11, sendo que foi a segunda engrenagem que teve o coeficiente de atrito mais baixo, pelo que a engrenagem rodada em K9 foi aquela que teve um maior coeficiente de atrito, que é explicado por ter maior rugosidade superficial em comparação com as outras. Portanto, é possível afirmar que a rugosidade superficial influência bastante o cálculo deste fator.

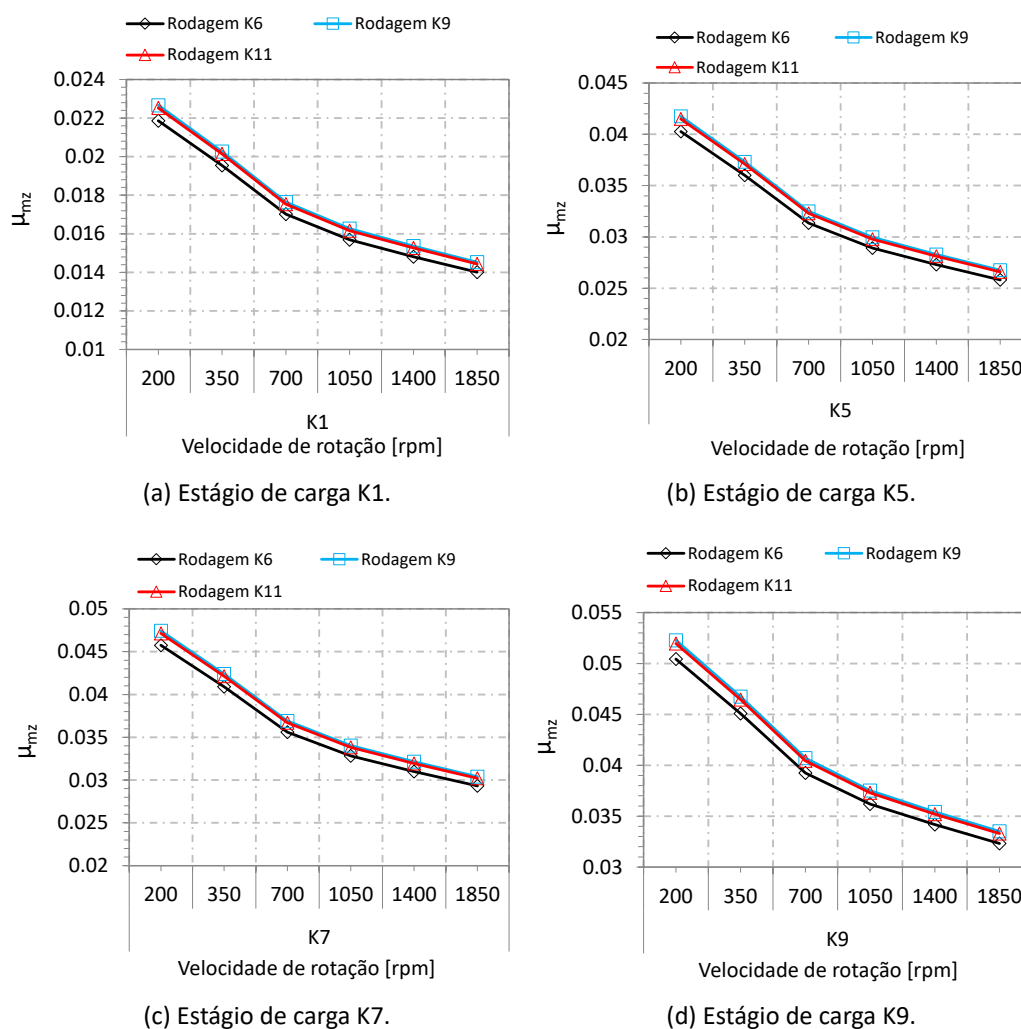


Figura 6.10.: Coeficiente de atrito nos testes de eficiência C14 nos estágios de carga K7 e K9.

7. Conclusões e trabalhos futuros

7.1. Conclusões

A realização de ensaios de rodagem em engrenagens com diferentes condições de teste permitiu retirar algumas conclusões quanto ao efeito deste mesmo ensaio em engrenagens. As conclusões retiradas são então apresentadas nas secções que se seguem.

7.1.1. Resultados experimentais

- Conclusões para os testes de rodagem:

- Durante a rodagem, as engrenagens com rodagem nos estágios de carga K6 e K9 atingiram uma fase estacionária de perda de binário na primeira hora e meia de rodagem, sugerindo que foi atingida uma fase estacionária para a rugosidade das superfícies após este intervalo. Na rodagem realizada no estágio de carga K11 concluiu-se que o desgaste ocorreu nos primeiros ciclos de rodagem, visto que não se observou uma tendência de estabilização no binário de perdas após alguns minutos de rodagem. Este desgaste rápido aconteceu devido à carga aplicada durante o teste ser muito elevada;
- As alterações mais significativas na superfície dos dentes das engrenagens ocorreram durante os testes de rodagem;
- A engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 foi aquela que apresentou menor rugosidade, embora fosse a engrenagem que apresentava também menor rugosidade antes do início da rodagem;
- Quanto à rugosidade composta das superfícies, verificou-se que a engrenagem com rodagem em K6 foi a que apresentou menor valor para este factor, seguido da engrenagem com rodagem em K11 e K9, respetivamente;
- As engrenagens com rodagem nos estágios de carga K6 e K11 apresentaram de acordo com os cálculos espessuras específicas de filme bastante semelhantes durante a rodagem. Apesar da engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 apresentar menor rugosidade composta, o facto da rodagem K6 ter sido realizada com temperatura diferente na caixa de teste (90°C) relativamente à rodagem K11 (80°C), explica o facto da engrenagem rodada em K11 apresentar um ligeiro aumento na espessura específica de filme em relação à rodagem realizada no estágio de carga K6;
- A engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 apresentou o maior aumento percentual de espessura específica de filme durante a rodagem, seguida da engrenagem com rodagem no estágio de carga K11 e K9, respetivamente;

- A engrenagem com rodagem no estágio de carga K6, tal como já foi dito, foi a que apresentou menor rugosidade durante a rodagem, sendo que esta variação reflectiu-se no aumento de espessura específica de filme durante a rodagem (cerca de 30%). A diminuição da rugosidade da engrenagem reflectiu-se na perda de massa da engrenagem, visto que se obteve uma elevada perda de massa durante o teste de rodagem nesta engrenagem.
- Em suma, é possível afirmar que o teste de rodagem realizado no estágio de carga K6 foi o que trouxe as melhores condições para o tempo de vida da engrenagem após rodagem. O pior teste de rodagem foi o que foi realizado no estágio de carga K9 dado que trouxe as piores condições para o período pós rodagem.

- Conclusões para os testes de eficiência realizados:

- Para a perda de binário obtida nos testes de eficiência, observou-se um comportamento similar em todos os testes realizados, excepto para a velocidade de 1850 rpm, onde as engrenagens com rodagem nos estágios de carga K6 e K11 apresentaram uma grande diferença relativamente à engrenagem com rodagem no estágio de carga K9;
- Após os testes de eficiência, não se verificaram alterações significativas nas superfícies dos dentes. Apenas os parâmetros R_{pk} e R_{max} sofreram alterações de maior relevância durante os testes de eficiência para todas as engrenagens sujeitas a testes de rodagem;
- Em termos de espessura específica de filme, foi a engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 que apresentou maior espessura específica de filme durante os testes de eficiência, seguida das engrenagens com rodagem nos estágios de carga K11 e K9. Esta ordem explica-se pela rugosidade composta apresentada pelas engrenagens, dado que este fator afeta diretamente a espessura específica de filme;
- Em termos de perda de massa, é possível concluir que foi atingida uma fase estacionária de atrito e de desgaste durante a rodagem para as engrenagens com rodagem nos estágios de carga K6 e K9 visto que sofreram elevada perda de massa durante os testes de rodagem, e nos testes de eficiência essa perda foi substancialmente menor. A engrenagem com rodagem no estágio de carga K11 já não apresentou o mesmo comportamento dado que apresentou maior perda de massa durante os testes de eficiência, pelo que não atingiu a fase estacionária de desgaste durante a rodagem;
- Foi realizada uma análise da influência de uma temperatura relativa, que envolve várias temperaturas medidas durante os testes de eficiência. Os testes realizados na engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 apresentaram maior temperatura relativa, pelo que regra geral também apresentaram menor perda de binário, excepto em velocidades mais baixas. Os testes realizados nas engrenagens com rodagem em K9 e K11 apresentaram temperaturas relativas semelhantes, pelo que não se consegue distinguir a influência deste parâmetro na perda de binário;

- Em termos de eficiência global durante os testes, observaram-se diferentes casos distintos para os diferentes estágios de carga. No estágio de carga K1, foi a engrenagem com rodagem em K11 que apresentou maior eficiência. No estágio de carga K5, a eficiência foi muito parecida para as três engrenagens, sendo que houve uma diferença na ordem das centésimas no valor apresentado pelas engrenagens;
- No nível de carga K7, foi a engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 que apresentou maior eficiência para todas as velocidades de rotação, seguida das engrenagens com rodagem em K11 e K9, respetivamente. Quanto ao nível de carga K9, foram as engrenagens com rodagens nos estágios de carga K6 e K9 que apresentaram maior eficiência, sendo aproximadamente iguais os valores obtidos para estas duas engrenagens;
- Apesar das engrenagens apresentarem diferentes rugosidades quer antes quer depois dos testes de eficiência, verificou-se que esta diferença nos parâmetros de rugosidade não se refletiu na eficiência durante os testes;
- Os resultados obtidos permitem concluir que é difícil desacoplar os efeitos das temperaturas ambiente e da rugosidade das superfícies na eficiência das engrenagens.

7.1.2. Avaliação dos resultados obtidos através do modelo de perda de potência

- Para o nível de carga K5, as perdas em vazio (P_{VZ0}) e nos rolamentos (P_{VL}) foram as perdas mais elavadas no mecanismo durante os ensaios. Para os níveis de carga K7 e K9, as perdas devidas à carga aplicada (P_{VZP}) foram as perdas que tiveram mais influência;
- Regra geral, a correlação entre os resultados experimentais e o modelo de perda de potência foi muito elevada, existindo apenas uma diferença maior para a velocidade de rotação de 1850 rpm que carece de futuros trabalhos para apurar as causas desta diferença;
- Quanto ao coeficiente de atrito no engrenamento durante os testes de eficiência, foi a engrenagem com rodagem no estágio de carga K6 que apresentou menor valor, isto porque foi a engrenagem que apresentou a menor rugosidade média (R_a) durante os testes. As engrenagens com rodagem em K9 e K11 apresentaram coeficientes de atrito bastante parecidos. A diferença máxima observada no coeficiente de atrito entre as engrenagens com rodagem em K9, K11 e K6 foi de 2.5%.

7.2. Trabalhos futuros

Como trabalhos futuros sugerem-se os seguintes pontos:

- Como foram feitos três testes de eficiência nas engrenagens sujeitas a rodagem nesta dissertação e esses mesmos testes foram feitos em dias diferentes, as temperaturas ambientes foram por consequência diferentes. Como tal, pode ser interessante estudar a influência da temperatura ambiente na perda de binário durante testes de eficiência, visto que no caso desta dissertação houve casos onde se obteve alguma diferença na perda de binário para engrenagens iguais, sendo que o único fator que diferia entre os ensaios era a temperatura ambiente e a rugosidade superficial dos dentes;
- Durante a realização dos testes de eficiência, verificou-se que o banco de ensaios FZG tem alguma dificuldade em vencer um elevado binário imposto na embraiagem do banco a baixas velocidades. Como tal, é proposto o estudo e a resolução deste problema, visto que para níveis de carga superiores a K10 ou a K11, o banco de ensaios já não permite a aplicação de velocidades inferiores a 175 rpm;
- Em [13], foi feito um estudo sobre o efeito da rodagem em engrenagens retificadas e engrenagens superacabadas, sendo que os testes de eficiência realizados pelo investigador foram de 5 minutos cada teste. Poderá ser benéfico realizar um estudo da rodagem em engrenagens superacabadas, as chamadas "superfinished gears", aumentando o tempo dos testes de eficiência, dado que os 5 minutos por cada teste de eficiência podem não ser suficientes para a estabilização de temperaturas;
- O estudo da influência do uso de lubrificação por injeção ou lubrificação por injeção em ambas as caixas do banco de ensaios FZG durante a rodagem de engrenagens;
- Estudo da influência do método de lubrificação nas caixas de engrenagens do banco de ensaios FZG no parâmetro do lubrificante X_L ;
- Estudo da rodagem com níveis de carga mais baixos do que os usados no caso desta dissertação.

Bibliografia

- [1] Carlos M.C.G. C G Fernandes, Ramiro C. Martins, and Jorge H.O. O Seabra. Torque loss of type C40 FZG gears lubricated with wind turbine gear oils. *Tribology International*, 70(0):83–93, feb 2014.
- [2] Munson Okiishi and Huebsch Rothmayer. *Fundamentals of Fluid Mechanics*.
- [3] D Gonçalves. Efficiency of a Gearbox Lubricated with Wind Mill Gear Oils. 2011.
- [4] Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes. Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils. 2014.
- [5] Liquid Petroleum Products and Cellulose Derivatives. Designation : D 2270 – 04 Standard Practice for Calculating Viscosity Index from Kinematic Viscosity. 91(95):1–6, 2009.
- [6] Amando José Vilaça de Campos. Determinação da geometria do filme de lubrificante, da distribuição de pressão e das tensões de corte num contacto elastohidrodinâmico: aplicação a rolamentos de rolos, 1994.
- [7] Leigh Mummery. Surface Texture Analysis The Handbook, Chapter 2.
- [8] Leigh Mummery. Surface Texture Analysis The Handbook, Chapter 3.
- [9] Originals L Gurau. Processing roughness of sanded wood surfaces. pages 43–52, 2005.
- [10] International Daaam, Baltic Conference, Industrial Engineering, Adding Innovation, Capacity Of, and Labour Forceentrepreneurs. Methods for prediction of the surface roughness ; 3D parameters according to technological parameters. (April):2–7, 2006.
- [11] S Sjöberg. *Influence of running-in on gear efficiency*. 2014.
- [12] J. Jamari. Running-in of rolling contacts. *Thesis*, page 184, 2006.
- [13] M. Andersson, M. Sosa, and U. Olofsson. The effect of running-in on the efficiency of superfinished gears. *Tribology International*, 93:71–77, 2016.
- [14] M. Sosa, U. Sellgren, S. Björklund, and U. Olofsson. In situ running-in analysis of ground gears. *Wear*, 352-353:122–129, 2016.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] Bernd-Robert Höhn, Klaus Michaelis, and Michael Hinterstoißer. OPTIMIZATION OF GEARBOX EFFICIENCY. *Biochemistry*, 48(4):4085–4090, 2009.

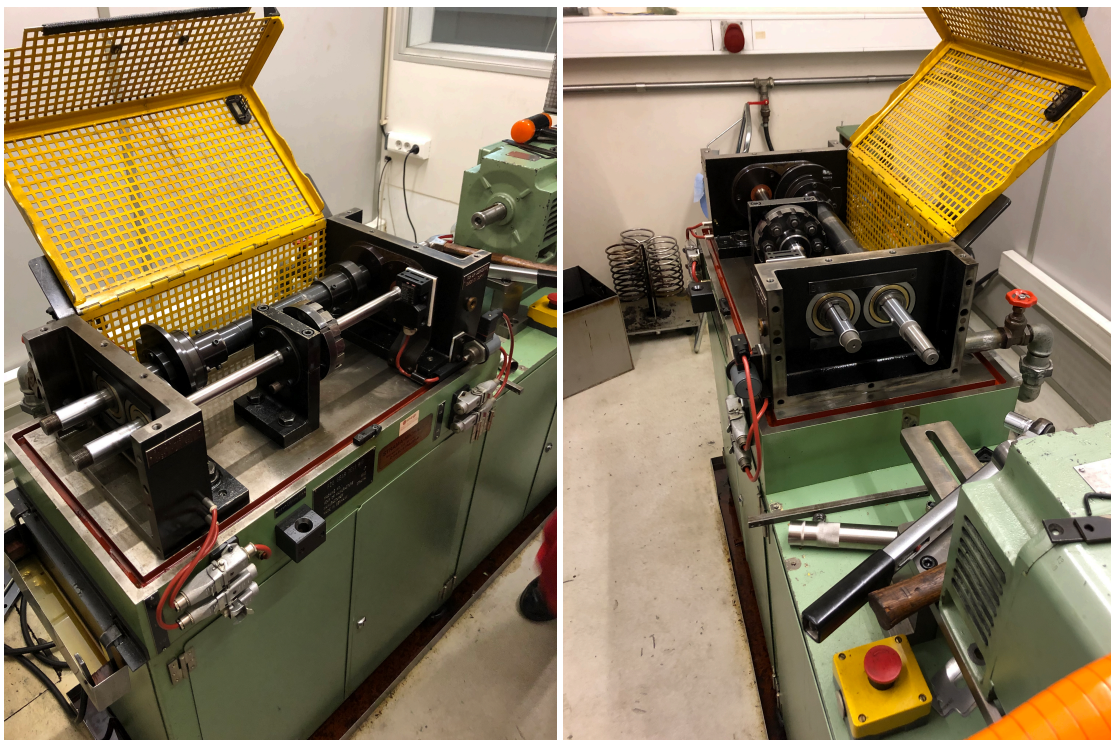
- [18] M José Dias Rodrigues and M Mohamed Haddar. Efficiency and Wear in. 2017.
- [19] Allison M Toms. Fourier-Transform Infrared (Ftir) Spectroscopy – Applying the Correct Method for Your Application. *Stle*, pages 10–12, 2007.
- [20] Thomas Touret. *Health Monitoring: impact thermique d'un default dans une transmission par engrenages - application aeronautique*. PhD thesis, Université de Lyon, 2019.
- [21] Carlos M.C.G. Fernandes, Pedro M.T. Marques, Ramiro C. Martins, and Jorge H.O. Seabra. Gearbox power loss. Part II: Friction losses in gears. *Tribology International*, 88:309–316, aug 2015.
- [22] Franz Kurth. Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions. 2012.
- [23] SKF. The SKF model for calculating the frictional moment . *Skf*, pages 1–15, 2017.
- [24] C. M. Fernandes, M. Hammami, R. C. Martins, and J. H. Seabra. Power loss prediction: Application to a 2.5 MW wind turbine gearbox. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 230(8):983–995, aug 2016.
- [25] C. Fernandes, R. Martins, J. Seabra, and L. Blazquez. FZG gearboxes lubricated with different formulations of polyalphaolefin wind turbine gear oils. In *Power Transmission Engineering*, number August, pages 56–60. Elsevier, 2014.

Anexos

A. Manutenção realizada no banco de ensaios FZG

A.1. Substituição de veios no banco de ensaios FZG

Antes de iniciar os testes experimentais no banco de ensaios FZG, foi feita uma reparação ao banco visto alguns que alguns veios estavam danificados.



(a) Substituição de veios no banco de ensaios. (b) Substituição de veios no banco de ensaios (lado do motor).

Figura A.1.: Reparação feita no banco de ensaios FZG.

A.2. Alinhamento dos veios com o motor

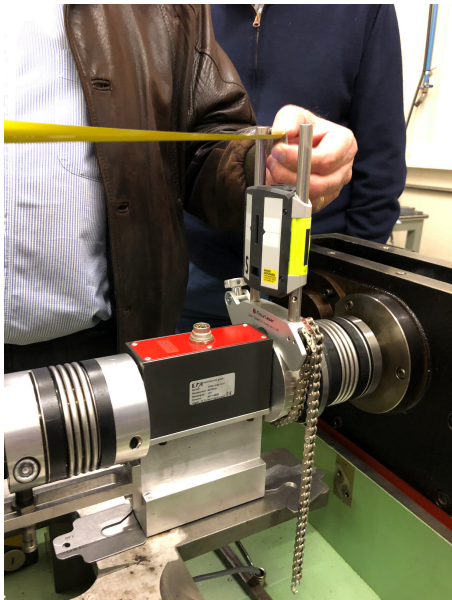
Após a reparação dos veios, foi necessário fazer o alinhamento do motor com o veio que liga o motor às rodas das engrenagens, para que depois, ao colocar o banco em funcionamento, não houvesse nenhum erro nos valores fornecidos pela célula de binário. A Figura A.2 mostra alguns dos passos realizados no alinhamento.



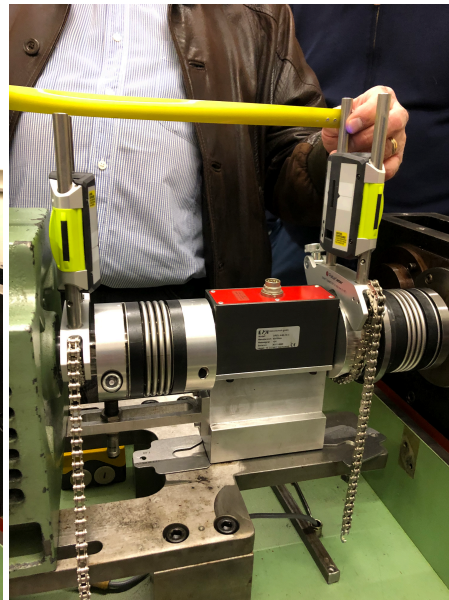
(a) Alinhamento com aparelho na horizon-



(b) Alinhamento do lado do motor (horizon-



(c) Alinhamento do lado do banco de en-



(d) Alinhamento com aparelho na vertical.

Figura A.2.: Alinhamento do veio do motor com o veio ligado às rodas das engrenagens.

A.3. Distinção de termopares com manga térmica de várias cores

Para facilmente distinguir os diferentes termopares utilizados nas medições de temperatura, aproveitou-se o tempo em que o banco esteve parado para reparações para melhorar alguns aspetos relativos aos termopares. Foi colocada manga térmica de diferentes cores nos vários termopares, e foi feita uma adaptação na ponta de cada termopar com abraçadeiras e uma anilha magnética, de maneira a facilitar a colocação dos termopares nos sítios desejados.



Figura A.3.: Mangas térmicas colocadas nos termopares.

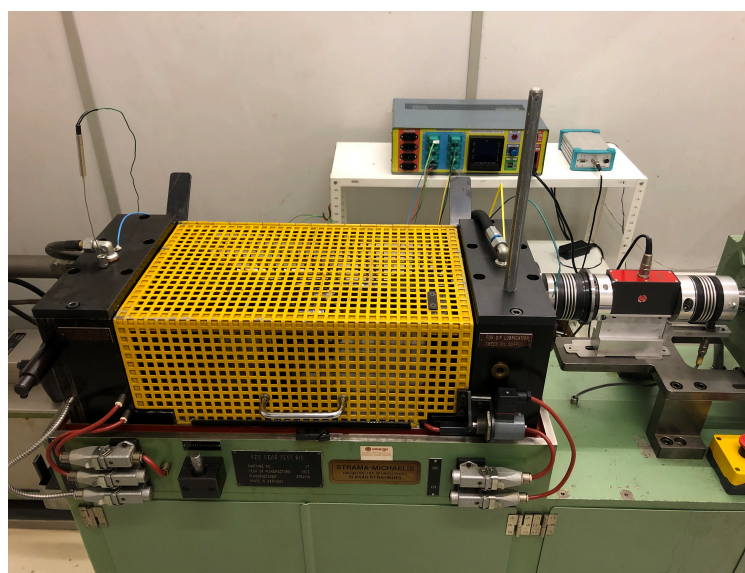


Figura A.4.: Posicionamento de alguns termopares.

B. Medições efetuadas durante os testes experimentais

B.1. Perda de binário durante os testes de rodagem

Engrenagem rodada no estágio de carga K6				Engrenagem rodada no estágio de carga K9			
RPM	Tempo (min)	Perda de binário	Power Loss (W)	RPM	Tempo (min)	Perda de binário	Power Loss (W)
		K6				K9	
200	30	3.4162	71.55	200	0-30	7.0015	146.64
	60	2.92	61.16		30-60	6.461	135.32
	90	2.9972	62.77		60-90	6.0747	127.23
	120	2.894	60.61		90-120	6.5034	136.21
	150	3.0591	64.07		120-150	6.1028	127.82
	180	3.0105	63.05		150-180	5.9284	124.16
	210	2.9702	62.21		180-210	6.041	126.52
	240	2.9497	61.78		210-240	6.2344	130.57
	270	2.8838	60.40		240-270	6.2517	130.94
	300	2.8587	59.87		270-300	6.2001	129.85
	330	2.9993	62.82		300-360	6.1883	129.61
	360	2.8318	59.31		360-390	6.0492	126.69
	390	2.858	59.86		390-420	6.0333	126.36
	420	2.9473	61.73		420-450	6.1214	128.21
450	2.8904	60.54	450-480	6.4432	134.95		
480	2.9043	60.83	480-510	6.0098	125.87		

Engrenagem rodada no estágio de carga K11			
RPM	Tempo (min)	Perda de binário	Power Loss (W)
		K11	
200	0-30	12.013	251.60
	30-60	11.612	243.20
	60-90	11.45	239.81
	90-120	11.254	235.70
	120-150	11.538	241.65
	150-180	11.295	236.56
	180-210	11.202	234.61
	210-240	11.729	245.65
	240-270	11.302	236.71
	270-300	11.535	241.59
	300-360	11.375	238.24
	360-390	11.082	232.10
	390-420	11.618	243.33
	420-450	11.534	241.57
450-480	11.124	232.98	
480-510	11.616	243.28	

Figura B.1.: Perda de binário medida durante os testes de rodagem.

B.2. Medições realizadas nas engrenagens C40

RPM	K_FZG	Temperatura média últimos 30 min (°C)			RPM	K_FZG	Perda de binário (N.m)			Power Loss (W) 60-90 min
		Banho de óleo	Ambiente	Base máquina			0-30 min	30-60 min	60-90 min	
175	K1	74.633	23.023	44.101	175	K1	0.7318	0.6383	0.719	13.18
	K3	72.8	22.236	42.5		K3	1.8305	1.7888	1.7411	31.91
	K5	72.968	22.515	42.011		K5	2.6376	2.773	2.5169	46.12
	K7	71.542	22.889	41.419		K7	4.7177	5.0237	4.9545	90.80
	K9	72.196	23.086	42.308		K9	10.11	10.534	10.704	196.16
	K11	70.876	23.626	42.871		K11	12.118	10.8691	11.238	205.95
	K13	69.06	23.373	41.452		K13	14.233	13.962	13.927	255.23
350	K1	74.292	23.866	45.12	350	K1	0.9346	0.9262	0.9395	34.43
	K3	73.635	22.861	43.958		K3	1.7411	1.9162	1.8783	68.84
	K5	74.032	23.307	44.444		K5	2.3908	2.3143	2.3974	87.87
	K7	73.565	24.23	44.25		K7	3.7484	3.681	3.675	134.70
	K9	74.42	24.267	44.701		K9	6.4695	6.3512	6.334	232.15
	K11	74.522	24.016	44.712		K11	9.055	9.1057	9.2158	337.78
	K13	75.631	24.829	44.435		K13	12.71	12.691	12.447	456.21
700	K1	73.216	25.274	45.207	700	K1	1.1448	1.135	1.1672	85.56
	K3	74.11	23.595	43.814		K3	2.19	2.149	2.1269	155.91
	K5	74.991	23.839	44.448		K5	2.6614	2.6503	2.6265	192.53
	K7	74.866	25.355	44.913		K7	3.7815	3.7278	3.7419	274.30
	K9	76.091	25.09	44.98		K9	6.0575	6.0269	5.9861	438.80
	K11	78.613	24.707	45.098		K11	8.5331	8.4181	8.4217	617.34
	K13	81.136	25.829	45.878		K13	11.541	11.501	11.421	837.20
1050	K1	74.7	25.706	44.098	1050	K1	1.4803	1.413	1.4262	156.82
	K3	76.189	24.176	43.63		K3	2.4459	2.3721	2.3804	261.74
	K5	76.143	24.214	43.753		K5	2.9523	2.9132	2.9069	319.63
	K7	78.222	24.634	44.203		K7	4.0482	4.0052	3.9797	437.59
	K9	79.579	25.816	45.037		K9	6.0883	6.022	5.9968	659.38
	K11	82.696	25.198	45.398		K11	8.3123	8.2263	8.2247	904.35
	K13	86.488	26.692	46.634		K13	11.044	10.919	10.858	1193.90
1400	K1	78.564	25.354	43.534	1400	K1	2.0221	2.2417	2.0853	305.72
	K3	78.774	24.808	43.402		K3	2.4673	2.6602	2.5896	379.66
	K5	78.772	24.842	43.196		K5	3.1456	3.1048	3.1235	457.93
	K7	80.36	25.337	43.909		K7	4.2203	4.3364	4.1639	610.46
	K9	82.365	26.378	44.819		K9	5.6429	6.0373	6.0981	894.03
	K11	85.298	25.771	44.988		K11	8.0579	8.1422	7.8806	1155.36
	K13	89.841	27.278	46.972		K13	10.601	10.52	10.459	1533.37
1750	K1	79.628	25.54	42.571	1750	K1	3.1503	3.0927	3.0275	554.82
	K3	80.424	25.168	42.667		K3	3.2365	3.1385	3.1581	578.75
	K5	80.212	25.292	42.485		K5	3.5726	3.5339	3.5269	646.34
	K7	81.899	25.657	43.121		K7	4.4152	4.3756	4.3857	803.72
	K9	84.092	26.953	44.256		K9	6.1709	6.0569	6.0781	1113.87
	K11	87.17	26.147	44.176		K11	8.0027	7.9486	7.9767	1461.81
	K13	93.868	27.8	46.728		K13	10.36	10.279	10.209	1870.90

Figura B.2.: Perda de binário e temperaturas medidas durante os testes de eficiência às engrenagens C40.

B.3. Medições realizadas nas engrenagens C14

B.3.1. Engrenagem com rodagem no estágio de carga K6

K_FZG	RPM	Perda de binário (N.m)			Power Loss (W)	RPM	K_FZG	Temperatura média últimos 30 min (°C)		
		0-30 min	30-60 min	60-90 min				60-90 min	Banho de óleo	Ambiente
K1	200	0.8634	0.6579	0.6472	13.55	200	K1	80.589	21.579	47.593
	350	0.8248	0.8151	0.8237	30.19		K5	80.785	21.33	46.149
	700	1.313	1.2456	1.2528	91.84		K7	80.704	20.186	38.21
	1050	1.543	1.4994	1.5119	166.24		K9	80.793	20.796	41.102
	1400	1.8599	1.902	1.8168	266.36	350	K1	80.378	22.759	53.074
	1850	3.5433	3.3533	3.3957	657.85		K5	80.48	22.509	53.078
K5	200	2.5347	2.4669	2.6835	56.20	350	K7	80.406	21.658	49.814
	350	2.5396	2.4989	2.5152	92.19		K9	80.584	21.815	50.455
	700	2.7446	2.7451	2.7604	202.35		700	K1	80.506	23.513
	1050	3.0786	3.0839	3.0845	339.16	K5		80.634	23.018	53.362
	1400	3.3884	3.4751	3.4532	506.27	K7		80.593	22.968	52.033
	1850	4.1857	4.157	4.1585	805.63	K9	80.716	23.02	51.307	
K7	200	5.2061	4.8274	4.4086	92.33	1050	K1	80.574	24.075	51.246
	350	4.2991	4.2858	4.336	158.92		K5	80.645	23.689	50.858
	700	4.2953	4.2764	4.3044	315.53		K7	80.596	23.706	50.095
	1050	4.555	4.5249	4.5422	499.44		K9	80.671	23.507	49.141
	1400	4.9694	4.7874	4.8364	709.05	1400	K1	80.448	24.408	48.991
	1850	5.2946	5.2793	5.2748	1021.90		K5	80.575	24.243	48.788
K9	200	8.1348	7.6283	7.5521	158.17	1400	K7	80.537	24.606	48.391
	350	6.7801	6.856	6.6722	244.55		K9	80.632	24.512	47.341
	700	6.4838	6.5056	6.5203	477.96		1850	K1	80.449	23.284
	1050	6.6258	6.601	6.6307	729.08	K5		80.581	24.612	45.834
	1400	6.3112	6.834	6.855	1005.00	K7		80.553	25.074	45.68
	1850	7.1688	7.1293	7.1511	1385.39	K9	80.548	25.007	44.879	

Figura B.3.: Perda de binário e temperaturas medidas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada no estágio de carga K6.

B.3.2. Engrenagem com rodagem no estágio de carga K9

RPM	K_FZG	Temperatura média últimos 30 min (°C)			K_FZG	RPM	Perda de binário (N.m)			Power Loss (W)
		Banho de óleo	Ambiente	Base máquina			0-30 min	30-60 min	60-90 min	60-90 min
200	K1	80.833	22.96	47.818	K1	200	0.7719	0.6168	0.6064	12.7004119
	K5	80.673	25.565	45.777		350	0.708	0.9121	0.7959	29.1712586
	K7	80.686	24.092	44.632		700	1.1547	1.1465	1.1206	82.1442703
	K9	80.581	24.572	48.717		1050	1.5354	1.5795	1.53	168.232287
350	K1	80.485	25.532	48.461	K1	1400	2.0303	2.0672	2.0419	299.358175
	K5	80.695	26.584	52.544		1850	2.2654	2.3193	2.3056	446.667455
	K7	80.612	26.083	53.076		200	2.2903	2.2259	2.4996	52.3515
	K9	80.727	25.595	52.889		350	2.4753	2.36	2.5193	92.3371677
700	K1	80.563	27.599	53.044	K5	700	2.7425	2.7327	2.7345	200.449319
	K5	80.613	27.597	54.716		1050	3.1118	3.1057	3.1239	343.490745
	K7	80.672	26.913	52.755		1400	3.4716	3.5209	3.4299	502.849603
	K9	80.731	26.443	53.645		1850	4.1111	4.1067	4.1045	795.171135
1050	K1	80.581	27.669	52.738	K7	200	5.4098	5.4131	5.4417	113.970698
	K5	80.62	27.981	52.449		350	4.7119	4.6732	4.687	171.787522
	K7	80.648	27.187	52.238		700	4.743	4.7694	4.7811	350.472935
	K9	80.684	27.081	51.145		1050	5.0337	4.9959	5.0275	552.802497
1400	K1	80.625	28.379	51.467	K7	1400	5.4054	5.2422	5.3026	777.401763
	K5	80.558	28.327	51.438		1850	5.6941	5.6574	5.6556	1095.66814
	K7	80.589	27.744	50.369		200	7.1933	7.3409	7.3133	153.169397
	K9	80.641	27.618	49.095		350	6.4812	6.6208	6.5824	241.257561
1850	K1	80.614	28.571	48.663	K9	700	6.3487	6.3909	6.4291	471.277644
	K5	80.516	28.921	49.032		1050	6.6001	6.6026	6.6428	730.414009
	K7	80.604	28.246	48.051		1400	6.6049	6.7606	6.8115	998.618057
	K9	80.652	28.195	46.837		1850	7.0882	7.098	7.1076	1376.96634

Figura B.4.: Perda de binário e temperaturas medidas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada no estágio de carga K9.

B.3.3. Engrenagem com rodagem no estágio de carga K11

RPM	K_FZG	Temperatura média últimos 30 min (°C)			K_FZG	RPM	Perda de binário (N.m)			Power Loss (W)
		Banho de óleo	Ambiente	Base máquina			0-30 min	30-60 min	60-90 min	
200	K1	80.733	25.254	55.895	K1	200	0.4143	0.4257	0.4307	9.02
	K5	80.811	22.929	47.745		350	0.5531	0.5614	0.5656	20.73
	K7	80.783	23.829	47.207		700	0.9618	0.9682	0.9807	71.89
	K9	80.803	23.721	46.332		1050	1.4216	1.3844	1.4043	154.41
350	K1	80.336	24.165	54.089	K1	1400	2.1276	2.134	2.0277	297.28
	K5	80.525	24.646	53.606		1850	3.5118	3.4601	3.4872	675.58
	K7	80.602	24.54	53.367		200	3.0989	3.0661	2.8479	59.65
	K9	80.603	24.956	52.846		350	2.7096	2.6742	2.6554	97.33
700	K1	80.426	25.378	54.088	K5	700	2.9643	2.9481	2.9361	215.23
	K5	80.59	25.69	53.653		1050	3.3243	3.2952	3.2992	362.77
	K7	80.626	25.564	53.645		1400	3.6439	3.6602	3.7125	544.28
	K9	80.677	26.009	52.984		1850	4.3173	4.313	4.3184	836.61
1050	K1	80.431	26.043	51.978	K7	200	4.9971	4.9969	5.0037	104.80
	K5	80.539	26.496	51.617		350	4.4842	4.421	4.5836	168.00
	K7	80.601	26.053	51.122		700	4.5398	4.5145	4.5223	331.50
	K9	80.63	26.66	50.789		1050	4.8357	4.8059	4.8042	528.25
1400	K1	80.337	26.387	50.299	K7	1400	4.8162	5.1244	5.1042	748.31
	K5	80.494	27.182	50.172		1850	5.5492	5.4893	5.5026	1066.03
	K7	80.574	26.414	49.393		200	7.415	7.1884	7.5113	157.32
	K9	80.612	27.182	49.232		350	6.8873	6.8364	6.8448	250.88
1850	K1	80.398	22.615	40.072	K9	700	6.6209	6.6257	6.6511	487.55
	K5	80.532	27.619	47.666		1050	6.8085	6.7981	6.8219	750.11
	K7	80.56	26.951	46.812		1400	6.9078	6.9927	7.005	1026.99
	K9	80.611	27.69	46.754		1850	7.3181	7.2934	7.3424	1422.45

Figura B.5.: Perda de binário e temperaturas medidas durante os testes de eficiência da engrenagem rodada no estágio de carga K11.

C. Ficha técnica do lubrificante PAO150

RENOLIN UNISYN CLP

Lubrifiants pour engrenages industriels fortement sollicités

Description

Les huiles de la gamme RENOLIN UNISYN CLP sont des huiles de lubrification de haute qualité (indice de viscosité élevé) dotées d'excellentes propriétés d'absorption des fortes charges et d'une très importante résistance au vieillissement.

Les RENOLIN UNISYN CLP sont destinées à tous les types de transmission par engrenage sous carter munis de système de lubrification soit à circulation d'huile soit par barbotage.

Les RENOLIN UNISYN CLP sont formulées à base de polyalfaoléfine, additif apportant une résistance à l'oxydation et à la dégradation chimique élevée.

Les huiles RENOLIN UNISYN CLP protègent de la corrosion et possèdent de très bonnes propriétés de désémulsion ainsi qu'une très faible tendance au moussage.

Avantages

- **Excellentes propriétés d'absorption des charges et de résistance à l'usure.**
- **Protection supérieure contre la corrosion**
- **Excellentes propriétés de désémulsion**
- **Très faible tendance au moussage**
- **Bonne résistance à l'oxydation**
- **Excellente compatibilité avec les élastomères**
- **Rapport viscosité/température élevé**
- **Haut indice de viscosité (VI)**
- **Agréé par Flender**

Les informations ci-dessus correspondent à nos connaissances selon l'état de la technique actuel et de nos propres travaux de développement. Elles peuvent être modifiées.

GP/PM/17/02/04

RENOLIN UNISYN CLP

Lubrifiants pour engrenages industriels fortement sollicités

Application

Les huiles de la gamme RENOLIN UNISYN CLP sont recommandées pour des réducteurs et engrenages industriels sans carter dont la lubrification s'effectue soit par circulation d'huile soit par barbotage et où les températures peuvent atteindre 150°C au maximum. Lorsque dans certains réducteurs la température d'huile dépasse 90°C, l'utilisation de RENOLIN UNISYN CLP permet d'allonger notablement la périodicité des vidanges par rapport à une huile de base minérale. Les huiles RENOLIN UNISYN CLP possèdent un indice de viscosité naturellement élevé et lorsque dans des réducteurs fonctionnant à des températures supérieures à 60°C on passe d'une huile à base minérale à la RENOLIN UNISYN CLP, il y a lieu de choisir un grade de viscosité inférieur au grade de l'huile minérale précédemment utilisée. L'abaissement de la température de fonctionnement de l'huile augmente le pouvoir lubrifiant, la viscosité et la durée de vie de cette huile.

Les huiles RENOLIN UNISYN CLP répondent aux exigences de l'ensemble des fabricants d'engrenages et de paliers.

RENOLIN UNISYN CLP est recommandée par Flender pour les engrenages droits, plats et planétaires et pour les réducteurs.

Spécifications

Les huiles RENOLIN UNISYN CLP répondent et dans de nombreux cas surpassent les exigences des normes suivantes :

- DIN 51 517-3: CLP
 - ISO 6743-6: CKC
 - AISE 224
 - AGMA 280.04
 - David Brown S1 53.101
- Agréé par Flender (01/02/02)

Les informations ci-dessus correspondent à nos connaissances selon l'état de la technique actuel et de nos propres travaux de développement. Elles peuvent être modifiées.

GP/PM/17/02/04

Fiche TECHNIQUE



Caractéristiques techniques : RENOLIN UNYSIN CLP

Propriétés	Unité	68	100	150	Méthode de test
ISO VG		68	100	150	
Viscosité cinétique à 40°C	mm ² /s	68	100	150	DIN 51 550 et
à 100°C	mm ² /s	10,8	14,4	19,4	DIN 51 562
Indice de viscosité	-	149	148	148	DIN ISO 2909
Densité à 15°C	kg/m ³	843	845	849	DIN 51 757
Couleur	ASTM	0,5	0,5	0,5	DIN ISO 2049
Point d'éclair	°C	240	250	250	DIN ISO 2592
Point d'écoulement	°C	< -60	-60	< -57	DIN ISO 3016
Coefficient de neutralisation	mg KOH/g	0,6	0,6	0,6	DIN 51 558-1
FZG banc d'essai pour engrenage mécanique FZG A/8,3/90	Niveau de charge à la rupture	> 12	> 12	> 12	DIN 51 354-2
FZG banc d'essai pour engrenage mécanique FZG A/16,6/140	Niveau de charge à la rupture	12	12	12	DIN 51 354-2
FSG-GFT* - Test GT-C/8,3/90 test par étapes	Niveau de charge à la rupture	GFT élevé	GFT élevé	GFT élevé	Information FVA Fiche N° 54/I-IV
FSG-GFT* - Test GT-C/8,3/90 test continu	Niveau de charge à la rupture	GFT élevé	GFT élevé	GFT élevé	Information FVA Fiche N° 54/I-IV

* GFT = test de décoloration grise

Les informations ci-dessus correspondent à nos connaissances selon l'état de la technique actuel et de nos propres travaux de développement. Elles peuvent être modifiées.

GP/PM/17/02/04

FUCHS LUBRIFIANTS FRANCE
DIVISION INDUSTRIE
89 RUE DE L'INDUSTRIE
92565 RUEIL-MALMAISON

Tel ++33 (0) 1-41-37-79-00
Fax ++33 (0) 1-41-37-79-17

Page 3 sur 4

Caractéristiques techniques : RENOLIN UNYSIN CLP

Propriétés	Unité	220	320	460	680	Méthode de test
ISO VG		220	320	460	680	
Viscosité cinétique à 40°C	mm ² /s	220	320	460	680	DIN 51 550 et
à 100°C	mm ² /s	25,7	36,6	45	62,2	DIN 51 562
Indice de viscosité	-	148	162	155	160	DIN ISO 2909
Densité à 15°C	kg/m ³	852	851	856	858	DIN 51 757
Couleur	ASTM	0,5	0,5	0,5	0,5	DIN ISO 2049
Point d'éclair	°C	260	260	300	300	DIN ISO 2592
Point d'écoulement	°C	-54	-54	-45	-42	DIN ISO 3016
Coefficient de neutralisation	mg KOH/g	0,6	0,6	0,6	0,6	DIN 51 558-1
FZG banc d'essai pour engrenage mécanique FZG A/8,3/90	Niveau de charge à la rupture	> 12	> 12	> 12	> 12	DIN 51 354-2
FZG banc d'essai pour engrenage mécanique FZG A/16,6/140	Niveau de charge à la rupture	12	12	12	12	DIN 51 354-2
FSG-GFT* - Test GT-C/8,3/90 test par étapes	Niveau de charge à la rupture	GFT élevé	GFT élevé	GFT élevé	GFT élevé	Information FVA Fiche N° 54/I-IV
FSG-GFT* - Test GT-C/8,3/90 test continu	Niveau de charge à la rupture	GFT élevé	GFT élevé	GFT élevé	GFT élevé	Information FVA Fiche N° 54/I-IV

* GFT = test de décoloration grise

Les informations ci-dessus correspondent à nos connaissances selon l'état de la technique actuel et de nos propres travaux de développement. Elles peuvent être modifiées.

GP/PM/17/02/04

FUCHS LUBRIFIANTS FRANCE
DIVISION INDUSTRIE
89 RUE DE L'INDUSTRIE
92565 RUEIL-MALMAISON

Tel ++33 (0) 1-41-37-79-00
Fax ++33 (0) 1-41-37-79-17

Page 4 sur 4