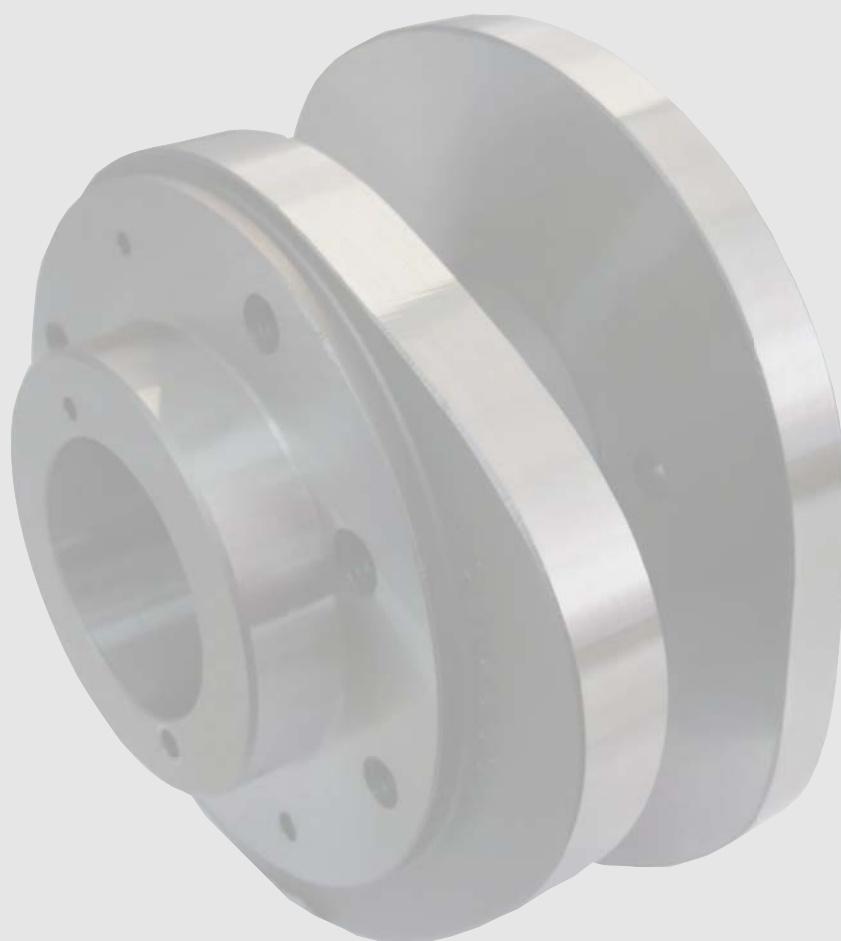


Mecanismes de lleves conjugades amb palpador de corrons. Aportació a l'estudi de la fallada per fatiga superficial

Pau Català Calderón



Barcelona, 2014

Tesi doctoral



**Departament d'Enginyeria
Mecànica**



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Mecanismes de lleves conjugades amb palpador de corrons. Aportació a l'estudi de la fallada per fatiga superficial

Autor: Pau Català Calderón

Directors: Dr. Salvador Cardona Foix i Dra. Maria Antònia de los Santos López

Programa de Doctorat d'Enginyeria Mecànica, Fluids i Aeronàutica

Barcelona, Març 2014

Tesi presentada per obtenir el títol de Doctor per la Universitat Politècnica de Catalunya



Departament d'Enginyeria
Mecànica



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Agraïments

Gràcies a l'ajuda i el suport de moltes persones ha sigut possible tirar endavant aquest treball d'investigació i amb les paraules que venen a continuació vull fer-los explícit el meu agraïment.

Als directors de la tesi, Dr. Salvador Cardona i Dra. Maria Antònia de los Santos, per tot el que m'han ensenyat, les llargues estones compartides i per no tenir mai un no a l'hora d'ajudar-me. Gràcies perquè penso que durant aquests quatre anys hem fet un bon equip i hem sabut aprofitar les virtuts de cadascun.

Al Manuel Sàbat, per obrir-me les portes de la seva empresa, mostrar-me el seu interès i haver fet possible aquesta bona sinergia empresa-universitat. Al professor Mateo Martín, qui es va il·luminar i va recordar que hi havia una empresa que feia servir moltes lleves. Al Ramon Casado i l'Alex Domínguez pel seu temps i ajuda en les mesures experimentals. Al Dr. Joaquim M. Veciana pels seus consells, alguns dels quals han quedat plasmats en la tesi. Al Dr. Jordi Martínez, Dra. Lluïsa Jordi i Dr. Enrique Zayas amb els quals hem parlat en algun moment sobre lleves. A les persones que formen part del Departament d'Enginyeria Mecànica ubicats a l'ETSEIB amb els qui he compartit dinars, tràmits i xerrades, gràcies per la seva acollida i tracte.

Als companys i companya de viatge durant aquests llargs quatre anys: Ayoub, Matteo, Bruno i Rosa. Amb vosaltres al costat, el camí ha estat molt més planer i divertit.

El més sentit dels agraïments va per les persones més importants de la meua vida: a la meua mare, al meu pare (el gran absent), el meu germà, Solange, Ferran, Àngel, família Català, família Calderón. Gràcies per ser com sou.

I finalment, a part de donar-los les gràcies per gaudir de la vida conjuntament, vull demanar-los perdó a tots els meus amics i amigues que en algun moment els hi he hagut de dir que no perquè estava ocupat amb la tesi: Lillos, penya de Torredembarra, família d'Erasmus i penya del Màster. A veure si ara ens podem veure més sovint i seguir compartint.

Sumari

Sumari	i
Resum	v
Abstract	vii
Llistat de Figures	ix
Llistat de Taules	xiii
Nomenclatura	xv
1. Introducció	1
1.1. Motivació	1
1.2. Objectius	3
1.3. Estructura i contingut de la tesi	4
1.4. Difusió dels resultats de la tesi	6
2. Estat de l'art	7
2.1. Aspectes geomètrics i cinemàtics en el disseny dels mecanismes de lleves conjugades	7
2.1.1. Especificació de la llei de desplaçament	7
2.1.2. Obtenció dels perfils de les lleves conjugades	9
2.1.3. Comprovació dels perfils	11
2.2. Models dinàmics per a sistemes sense molles de tancament	13
2.3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró	14
2.3.1. Teoria elàstica de contacte de Hertz	15
2.3.2. Altres formulacions del contacte	16
2.3.3. Validacions experimentals de la caracteritzacions del contacte entre sòlids	18
2.4. Fatiga en la lleva i en el corró	19
2.5. Condicions de lubricació	21
2.6. Fabricació i característiques de mecanismes de lleva i palpador de corró	22
2.7. Anàlisi dels efectes dels errors de fabricació i muntatge	25
3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró	27
3.1. Formulació del contacte puntual el·líptic per a un mecanisme de lleva i palpador de corró bombat	28
3.1.1. Formulació proposada per Johnson	28
3.1.2. Formulació de Rothbart	30
3.2. Banc d'assaig per mesurar els eixos de l'el·lipse de contacte	32
3.2.1. Descripció del banc d'assaig	32
3.2.2. Determinació experimental de la longitud dels eixos de l'el·lipse de contacte entre el	

cilindre i el corró bombat NURT20R.....	33
3.3. Comparativa de les deformacions conjuntes i de les pressions de contacte previstes amb les dues tipologies de corró.....	35
3.3.1. Contacte cilindre-corró bombat NURT20R	36
3.3.2. Contacte cilindre-corró cilíndric NURT20.....	37
3.3.3. Comparativa dels resultats obtinguts amb el corró bombat NURT20R i el corró cilíndric NURT20.....	38
4. Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró.....	41
4.1. Definició dels índexs geomètrics.....	42
4.1.1. Angle de pressió màxim	43
4.1.2. Radi de curvatura mínim	43
4.1.3. Relació entre l'angle girat pel corró i l'angle girat per la lleva	44
4.1.4. Incidència de la geometria local del contacte en les pressions de Hertz	45
4.2. Gràfics per als índexs geomètrics proposats	46
4.2.1. Cas 1. Moviment d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades	46
4.2.2. Cas 2. Moviment d'anada i tornada amb un punt de pas al centre del tram.....	50
4.3. Influència de les decisions de disseny en els índexs geomètrics per a un cas concret de mecanisme de lleva i palpador de corró	54
4.3.1. Influència de la llei de desplaçament.....	54
4.3.2. Influència de la selecció dels paràmetres geomètrics de disseny	57
5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació.....	61
5.1. Cinemàtica del mecanisme de lleves conjugades estudiat.....	61
5.2. Modelització del comportament dinàmic amb l'estratègia d'ajust per interferència	65
5.2.1. Model dinàmic.....	65
5.2.2. Vida nominal dels corrons, condicions de lubricació i pressions de contacte.....	67
5.3. Determinació del comportament dinàmic del mecanisme amb diferents interferències	69
5.3.1. Determinació del rang d'interferències possibles.....	69
5.3.2. Comportament dinàmic per a una interferència de 25 µm	70
5.3.3. Determinació del rang d'interferències objectiu de disseny.....	72
5.4. Probabilitat de fabricar el mecanisme dins el rang d'interferències objectiu de disseny	75
5.5. Determinació del comportament dinàmic del mecanisme amb interferències deduïdes de mesures experimentals dels errors de fabricació i muntatge	79
5.5.1. Adquisició experimental de dades dels errors de fabricació i muntatge	79
5.5.2. Comportament dinàmic amb les interferències deduïdes de mesures experimentals.....	81
5.6. Determinació del comportament dinàmic del mecanisme dissenyat amb l'estratègia de	

tancament combinat forma/força	84
5.6.1. Disseny i model dinàmic del mecanisme de lleves conjugades amb tancament combinat forma/força	84
5.6.2. Comportament dinàmic del mecanisme dissenyat amb l'estratègia de tancament combinat forma/força i comparativa amb l'estratègia d'interferència	87
6. Conclusions, aportacions i treballs futurs	91
6.1. Conclusions	91
6.2. Aportacions	94
6.3. Treballs futurs.....	95
Annex A: Mesures experimentals dels acabats superficials i dels errors de fabricació	97
Referències	101

Resum

La tesi que es presenta tracta l'estudi dinàmic dels mecanismes de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació, per dissenyar-los amb la finalitat d'endarrerir la fallada per fatiga superficial dels corrons. La fallada prematura dels corrons s'ha detectat en alguns dels mecanismes utilitzats per l'empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L.

Per a aquest propòsit, per a un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació, s'ha plantejat un model dinàmic de paràmetres concentrats que considera l'elasticitat dels sòlids. Per analitzar la fallada per fatiga superficial dels corrons es consideren les forces de contacte obtingudes amb el model dinàmic, les pressions de contacte, la vida nominal i les condicions de lubricació.

Un aspecte rellevant del model dinàmic és la caracterització que es fa del parell superior –contacte teòric puntual o lineal– entre una lleva i un palpador de corró. En el cas del contacte teòric puntual s'utilitza la formulació del contacte puntual el·líptic. Per validar aquesta formulació utilitzada en el model dinàmic s'ha construït un banc d'assaig. Amb aquest s'ha mesurat l'el·lipse de contacte teòrica prevista mitjançant Blau de Prússia en l'enllaç entre un cilindre –ja que una lleva localment s'hi aproxima– i un palpador de corró bombat. Els resultats mesurats experimentalment presenten les mateixes diferències respecte dels valors teòrics que d'altres mètodes de mesura experimentals. S'han calculat analíticament valors de deformacions conjuntes i pressions de contacte per a diferents tipologies de corrons –bombats i cilíndrics– i es conclou que per a mecanismes de lleves conjugades, els corrons bombats són els més adients.

Un estudi previ a l'anàlisi dinàmica del mecanisme de lleves conjugades ha consistit en determinar la influència dels paràmetres de la llei de desplaçament i dels paràmetres geomètrics del mecanisme a l'hora d'endarrerir la fallada per fatiga superficial en un palpador de corró. Per a això s'han definit dos índexs geomètrics nous que complementen als dos índexs habituals –angle de pressió màxim i el mínim radi de curvatura convex de la corba de pas– calculats durant l'etapa de comprovació del perfil d'una lleva. El primer nou índex relaciona l'angle girat per una lleva i l'angle girat per un corró. El segon nou índex analitza la incidència de la geometria local en les pressions de contacte. Per a aquests quatre índexs geomètrics s'ha desenvolupat un catàleg de gràfics en funció dels paràmetres de la llei de desplaçament i dels paràmetres geomètrics del mecanisme. Els gràfics s'han calculat per a trams condicionats d'una llei de desplaçament dissenyada amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 en la unió entre trams per a dos casos concrets de moviment. Basat en un exemple concret de mecanisme de lleva i palpador de corró, s'ha determinat que els gràfics per als dos nous índexs geomètrics proposats es poden utilitzar per a altres funcions matemàtiques com la cicloïdal o la trapezoïdal modificada. Aquest estudi és vàlid per a la síntesi de mecanismes de lleva i palpador de

corró amb el tancament del parell superior tant per forma com per força.

El model dinàmic plantejat per al mecanisme analitzat de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació dissenyat planificant un ajust per interferència, s'ha utilitzat per definir un rang d'interferències objectiu de disseny per aconseguir el comportament dinàmic adequat en quant a forces de contacte, pressions de contacte, vida nominal dels corrons i condicions de lubricació. Mitjançant unes anàlisis estadístiques es conclou que, considerant valors estàndard de fabricació i muntatge, és difícil aconseguir mecanismes de lleves conjugades amb un ajust per interferència que sempre tinguin el comportament dinàmic adequat. Per tant es requereixen processos de posada a punt que són eficaços però laboriosos. L'estudi de l'efecte de la interferència en el comportament dinàmic del mecanisme es complementa utilitzant interferències deduïdes de mesures experimentals d'errors de fabricació i muntatge.

Finalment s'ha analitzat el comportament dinàmic d'un nou disseny per al mecanisme de lleves conjugades. En aquest nou disseny s'utilitza el tancament dels parells superiors combinant les estratègies de forma/força per endarrerir la fallada per fatiga superficial dels corrons. L'anàlisi d'aquest nou disseny del mecanisme ha permès determinar que no és necessari utilitzar molles d'alta rigidesa sempre i quan s'asseguri suficient precàrrega.

Abstract

This thesis presents the dynamic study of conjugate cam mechanisms with rollers follower and translational movement, to design them with the aim of retard the surface fatigue failure in the rollers. The premature failure of the rollers appears in some mechanisms that belong to the industry Sàbat Lligats Metà·lics S. L.

For this purpose, a dynamic model of lumped parameters that considers the elasticity of the solids is developed for a conjugate cam mechanism with rollers follower and translational movement. The contact forces obtained with the dynamic model, contact pressures, the basic rating life of the rollers and lubrication conditions are considered to analyze the surface fatigue failure of the rollers.

An important issue of the dynamic model is the characterization of the higher pair –theoretical point contact or line contact– existing between a cam and a roller follower. In the case of theoretical point contact, the formulation of elliptical point contact is applied. To validate this formulation applied in the dynamic model, a test bed is constructed. By means of the test bed the theoretical contact ellipse is measured with the ink Blue Prussian in the higher pair between a cylinder (a cam locally can be approximated to a cylinder) and a crowned roller follower. The experimentally measured results show the same differences from theoretical values of other experimental methods of measurement. Values of common deformation and contact pressures for different typologies of rollers –crowned and cylindrical– are calculated analytically and it is concluded that crowned rollers are the most appropriated for conjugate cam mechanisms.

Previous to the dynamic analysis of conjugate cam mechanism, a study is carried out to determine the influence of motion law's parameters and geometrical parameters of the mechanism in retarding the surface fatigue failure of a roller follower. For this reason, two new geometrical indices are added to the common indices –maximum pressure angle and minimum convex radius of curvature of the pitch curve– calculated during the validation phase of cam profile. The first new index relates the angles rotated by a cam and a roller. The second new index analyzes the incidence of the local geometry at the contact pressures. A catalogue of graphics, depending on the motion law's parameters and geometric parameters of the mechanism, are developed for these four geometrical indices. The graphics are calculated for conditioned sections of a motion law designed with nonparametric Bézier curves with continuity C^2 in the union between sections for two specific types of motion. Based on a cam roller follower mechanism example, it is determined that the graphics for the two new geometrical indices are valid to other design functions such as the cycloidal and the modified trapezoid. This study is valid for the synthesis of cam roller follower mechanism with form and force closure of the higher pair.

The developed dynamic model for the conjugate cam mechanism with rollers follower and translational movement designed using a planned interference fit, is applied to define an objective design interference fit to achieve the appropriate dynamic behaviour in terms of contact forces, contact pressures, basic rating life of the rollers and lubrication conditions. Through various statistical analyses, it is concluded that using a planned interference fit and considering standard manufacturing and assembly errors, it is difficult to achieve conjugate cam mechanisms always with the appropriate dynamic behaviour. Therefore a setup process is required, which is effective but laborious. The study of the effect of the interference fit in the dynamic behaviour of the mechanism is complemented using interferences deduced from experimental measurements of manufacturing and assembly errors.

Finally, the dynamic behaviour of a new design for the conjugate cam mechanism is analyzed. In this new design, the closure of the higher pairs is done combining form/force strategies to retard surface fatigue failure of the rollers. The analysis of this new design for the mechanism reveals that it is not necessary to use high stiff springs while enough preload force is provided.

Llistat de Figures

Fig. 1.1 Mecanismes de l'empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L. a) lleves conjugades, b) lleva axial cilíndrica.....	2
Fig. 2.1 Llei de desplaçament: a) moviment d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades, b) moviment d'anada i tornada amb un punt de pas al centre del tram	8
Fig. 2.2 a) llei de desplaçament dissenyada amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 , b) primera derivada de $s(\theta)$	8
Fig. 2.3 Mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació	9
Fig. 2.4 Models dinàmics d'un grau de llibertat per a sistemes sense molla de tancament [Norton, 2002].....	13
Fig. 2.5 Contacte entre: a) dos cilindres convexos, b) un cilindre convex i un de còncav.....	18
Fig. 2.6 Àrea de contacte en el contacte roda-carril quan $F=10$ kN [Pau et al., 2000].....	18
Fig. 2.7 Pressions de contacte màximes quan $F=13,8$ kN per a diferents tipologies del corró NUKR80 [INA].....	23
Fig. 3.1 Mecanisme de lleva i palpador de corró bombat: a) el·lipse de contacte. Radis de curvatura principals: b) mínims, c) màxims	28
Fig. 3.2 Valors dels coeficients geomètrics F_{e1} i F_{e2} [Johnson, 1985]	30
Fig. 3.3 Muntatge experimental per mesurar els eixos de l'el·lipse de contacte	32
Fig. 3.4 Fotografies de la zona de contacte quan $F = 790,8$ N.....	34
Fig. 3.5 Deformacions conjuntes cilindre-corró bombat NURT20R	36
Fig. 3.6 Pressions de contacte màximes cilindre-corró bombat NURT20R.....	36
Fig. 3.7 Deformacions conjuntes cilindre-corró cilíndric NURT20.....	37

Fig. 3.8 Pressions de contacte màximes cilindre-corró cilíndric NURT20	38
Fig. 3.9 Pressions de contacte màximes entre el cilindre i els corrons NURT20R, NURT20	38
Fig. 4.1 Índex geomètric ϕ_{\max} . Cas 1).....	47
Fig. 4.2 Índex geomètric ρ_{\min} : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 1/4 r_p$. Cas 1).....	47
Fig. 4.3 Índex geomètric τ . Cas 1)	48
Fig. 4.4 Índex geomètric ρ_{eq} . Cas 1).....	50
Fig. 4.5 Índex geomètric ϕ_{\max} . Cas 2).....	51
Fig. 4.6 Índex geomètric ρ_{\min} : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 1/4 r_p$. Cas 2).....	52
Fig. 4.7 Índex geomètric τ . Cas 2)	52
Fig. 4.8 Índex geomètric ρ_{eq} . Cas 2).....	53
Fig. 4.9 Llei de desplaçament [Gatti i Mundo, 2010]	54
Fig. 4.10 a) cas original [Gatti i Mundo, 2010], b) alternativa 3.....	59
Fig. 5.1 a) mecanisme de lleves conjugades, b) model CAD esquemàtic amb els elements desacoblats	62
Fig. 5.2 Llei de desplaçament $s(\theta)$ i les seves dues primeres derivades temporals $v(\theta)$ i $a(\theta)$	63
Fig. 5.3 a) desplaçaments verticals del centre dels corrons, b) perfils teòrics.....	63
Fig. 5.4 a) angles de pressió entre les lleves i els corrons, b) radis de curvatura dels perfils de les lleves	64
Fig. 5.5 Velocitat de rotació dels corrons.....	64
Fig. 5.6 Esquema del model del mecanisme de lleves conjugades	65

Fig. 5.7 a) rigideses de contacte lleva-corró no lineals de Hertz, b) rigidesa interna del corró KR30-PP	66
Fig. 5.8 a) forces de contacte entre les lleves i els corrons, b) acceleració de la massa impulsada segons $s(\theta)$	70
Fig. 5.9 Pressions de contacte màximes entre les lleves i els corrons	71
Fig. 5.10 Espessor de capa específica	72
Fig. 5.11 a) càrrega dinàmica equivalent, b) vida nominal dels corrons	73
Fig. 5.12 a) pressions de contacte màximes entre les lleves i els corrons, b) espessor de capa específica	74
Fig. 5.13 Funció densitat de probabilitat de la interferència segons una llei normal	76
Fig. 5.14 Funció densitat de probabilitat de la interferència amb l'expressió analítica i la tècnica de Monte Carlo	76
Fig. 5.15 Funció densitat de probabilitat de la interferència per a diferents toleràncies de fabricació dels perfils de les lleves	78
Fig. 5.16 Funció densitat de probabilitat per a diferents valors de r_{off}	78
Fig. 5.17 Lleves conjugades: a) primer conjunt, b) segon conjunt	79
Fig. 5.18 Errors de fabricació dels perfils de les lleves: a) primer conjunt, b) segon conjunt	80
Fig. 5.19 Muntatge experimental per mesurar el joc radial dels corrons	80
Fig. 5.20 Interferències deduïdes dels errors mesurats: a) primer conjunt, b) segon conjunt	81
Fig. 5.21 Primer conjunt de lleves: a) forces de contacte, b) acceleracions	82
Fig. 5.22 Primer conjunt de lleves: a) pressions de contacte màximes, b) espessor de capa específica	82
Fig. 5.23 Segon conjunt de lleves: a) forces de contacte, b) acceleracions	83

Fig. 5.24 Segon conjunt de lleves: a) pressions de contacte màximes, b) espessor de capa específica 83

Fig. 5.25 Esquema CAD dels principals elements del nou disseny del mecanisme: acoblats i desacoblats 85

Fig. 5.26 Esquema del model del nou disseny del mecanisme de lleves conjugades..... 86

Fig. 5.27 Acceleracions teòriques i previstes pel model dinàmic: a) palpador superior, b) palpador inferior..... 88

Fig. 5.28 Forces de contacte: a) lleva primària i corró superior, b) lleva conjugada i corró inferior 88

Fig. 5.29 Tancament combinat forma/força: a) pressions de contacte màximes, b) espessor de capa específica..... 89

Fig. 5.30 Acceleració del palpador inferior utilitzant diferents molles en el tancament combinat forma/força 90

Fig. A.1 Mesura dels errors de fabricació del perfil de la lleva conjugada del primer conjunt amb la màquina de CMM..... 98

Fig. A. 2 Errors de fabricació dels perfils del primer conjunt: a) lleva primària, b) lleva conjugada ... 98

Fig. A.3 Errors de fabricació de les lleves del primer conjunt ubicats en els perfils: a) lleva primària, b) lleva conjugada..... 99

Fig. A.4 Errors de fabricació dels perfils del segon conjunt: a) lleva primària, b) lleva conjugada 99

Llistat de Taules

Taula 2.1 Esforç tallant màxim i profunditat on es produeix [Johnson, 1985]	15
Taula 2.2 Comparativa numèrica i experimental del contacte roda-carril [Rovira et al., 2011]	19
Taula 2.3 Valors de pressions de contacte màximes orientatius per al cas de contacte entre cilindres.	21
Taula 2.4 Acers de màquines recomanats per a llevs utilitzades en aplicacions industrials [Riba, 2007]. * -Classificació segons ThyssenKrupp Materials Ibérica	24
Taula 2.5 Valors d'acabats superficials mesurats per a una lleva fresada i una de rectificada [Norton, 2002].....	25
Taula 3.1 Valors dels coeficients m , n i λ [Rothbart, 1985].....	31
Taula 3.2 Característiques geomètriques i propietats dels materials del cilindre i del corró	33
Taula 3.3 Valors dels paràmetres mesurats per caracteritzar els acabats superficials del cilindre i del corró	33
Taula 3.4 Valors experimentals dels eixos de l'el·lipse, l'àrea i les pressions de contacte màximes associades.....	34
Taula 3.5 Valors dels eixos de l'el·lipse, l'àrea i les pressions de contacte màximes teòriques. Diferències percentuals amb els valors experimentals	35
Taula 3.6 Influència d'un increment de l'ajust per interferència en les forces i pressions de contacte màximes per a les dues tipologies de corró	39
Taula 4.1 Paràmetres de la llei i geomètrics del mecanisme [Gatti i Mundo, 2010].....	54
Taula 4.2 Valors característics per a les diferents funcions matemàtiques. ^{a)} [Rothbart, 2004; Norton, 2002], ^{b)} [Mabie i Reinholtz, 1998]	55
Taula 4.3 Comparativa per a les diferents funcions matemàtiques	56
Taula 4.4 Influència de la selecció dels paràmetres geomètrics del mecanisme. ^{a)} - model INA KRXX-	

PP	57
Taula 4.5 Índexs geomètrics τ i ρ_{eq} per a la corba de Bézier de grau 5 i diferències amb els calculats per a la funció trapezoïdal modificada	59
Taula 5.1 Paràmetres geomètrics del mecanisme.....	62
Taula 5.2 Paràmetres dinàmics del mecanisme	66
Taula 5.3 Paràmetres de les lleves i els corrons requerits en el càlcul de les rigideses no lineals de Hertz	66
Taula 5.4 Paràmetres relacionats amb el càlcul del coeficient a_{ISO}	68
Taula 5.5 Paràmetres relacionats amb el càlcul de Λ_i . *-expressats en unitats del sistema ips (U.S.).	68
Taula 5.6 Valors esperats de P_i , L_{10_i} , p_{max_i} , a_{ISO} i Λ_i per als valors extrems del rang d'interferència objectiu de disseny	74
Taula 5.7 Mitjana i desviació estàndard dels errors de fabricació i muntatge.....	75
Taula 5.8 Valors esperats de P_i , L_{10_i} , p_{max_i} , a_{ISO} i Λ_i per a interferències de 32 μm , 75 μm i 118 μm	77
Taula 5.9 Paràmetres dinàmics i característiques de la molla per al nou disseny del mecanisme	86
Taula A.1 Valors dels paràmetres mesurats per caracteritzar els acabats superficials de les lleves i els corrons.....	97

Nomenclatura

$a(\theta), a_i(\theta)$	acceleració
a_h	semieix major de l'el·lipse de contacte o semiampada menor del rectangle de contacte
a_{ISO}	coeficient de duració de vida per a les condicions de funcionament
a_{max}	acceleració màxima
$a_T, a_{TP}, a_\varepsilon$	constants de proporcionalitat
b_h	semieix menor de l'el·lipse de contacte
b_i, b'_i, b''_i	ordenades de Bézier
c_i	constant d'esmoreïment
d_c	distància entre el centre de dos corròs d'un palpador
$d_i(\theta), d'_i(\theta), d''_i(\theta)$	desplaçament vertical d'un palpador de corró i les seves dues primeres derivades respecte de l'angle θ girat per les lleves
d_M	diàmetre mitja d'un corró
e	excentricitat de l'el·lipse de contacte
e_c	coeficient de duració de vida per a les impureses
e_{cfi}	error de fabricació del radi nominal d'un corró
e_{cji}	error de muntatge corresponent al joc radial d'un corró
e_{lfi}	error de fabricació del perfil d'un lleva

$f(u), f'(u), f''(u)$	funció matemàtica per definir trams condicionats d'una llei de desplaçament i les seves dues primeres derivades respecte d'una variable unitària
$f(\theta), f'(\theta), f''(\theta)$	funció matemàtica per definir trams condicionats d'una llei de desplaçament i les seves dues primeres derivades respecte de θ
$f_N(\delta_{\text{interf}})$	funció densitat de probabilitat de la interferència d'una llei normal
h	desplaçament màxim de la llei de desplaçament
h_{min}	espessor de la pel·lícula de lubricant
k, k_c, k_i, k_m	constant de rigidesa amb comportament de molla lineal
k_h	rigidesa no lineal de Hertz
l	longitud axial del cilindre més curt en contacte amb un altre cilindre
l_0, l_1, l_m	longituds característiques d'una molla
m, m_i	massa
m, n	coeficients per a la formulació del contacte puntual el·líptic de Rothbart
$n_{\text{corró}}$	cicles de gir d'un corró per a una volta de la lleva
$\{\mathbf{n}_i(\theta)\}_{x,y}$	normal unitària a la corba de pas $\{\overline{\mathbf{OC}_i}(\theta)\}_{x,y}$ en una base x, y d'orientació fixa a les lleves
p	exponent utilitzat en el càlcul de L_{10}
$P_{\text{max}}, P_{\text{max } i}$	pressió màxima de contacte de Hertz
r, r_i	radi d'un corró
r_b, r_{bi}	radi base d'una lleva

Nomenclatura

r_{bomb}	radi de bombament d'un corró
$r_c(\theta), r_{ci}(\theta)$	radi de curvatura del perfil d'una lleva
$r_{c \text{ min}}$	radi de curvatura mínim convex del perfil d'una lleva
$r_{cp}(\theta), r_{cpi}(\theta)$	radi de curvatura de la corba de pas
$r_{cp \text{ min}}$	radi de curvatura mínim convex de la corba de pas
r_{off}	distància normal entre els perfils de les lleves conjugades fabricats i els perfils teòrics
r_p, r_{pi}	radi primari d'una corba de pas
$s(u), s'(u), s''(u)$	lleï de desplaçament i les seves dues primeres derivades respecte d'una variable unitària
$s(\theta), s'(\theta), s''(\theta)$	lleï de desplaçament i les seves dues primeres derivades respecte de θ
t	temps
$t_{\text{corró}}$	temps de funcionament d'un corró
$\{\mathbf{t}_i(\theta)\}_{x,y}$	vector tangent a la corba de pas $\{\overline{\mathbf{OC}_i}(\theta)\}_{x,y}$ en una base x, y d'orientació fixa a les lleves
u	paràmetre definit en un domini unitari
v_{llisc}	velocitat de lliscament
$v(\theta)$	velocitat
v_{max}	velocitat màxima
$y_i, \dot{y}_i, \ddot{y}_i$	coordenada generalitzada relativa i les seves dues primeres derivades temporals

z	pla de mesura dels errors de fabricació dels perfils de les lleves
z_c	distància entre els centres de dos corrons d'un palpador modificada per l'ajust per interferència
z_i	penetració entre sòlids per a la formulació de contacte cilíndric de Rothbart
A, B	variables geomètriques per a la formulació del contacte puntual el·líptic
$B_i^n(u)$	polinomi de Bernstein de grau n
C, C_{rw}	capacitat de càrrega dinàmica d'un corró
C_i	centre d'un corró
C_{urw}	càrrega límit a fatiga d'un corró
$E(e)$	integral el·líptica completa de segon ordre
E, E_i, E_I, E_{II}	mòdul de Young
E^*, E'	mòdul de Young equivalent de dos sòlids en contacte
F, F_i	força de contacte
F_{e1}, F_{e2}	coeficients geomètrics per a la formulació del contacte puntual el·líptic de Johnson
F_m	força d'una molla
F_m^{\max}	força màxima recomanada per a una molla
I	centre instantani de rotació relatiu de la lleva respecte d'un palpador de corró
J_i	punt de contacte entre una lleva i un palpador de corró

$K(e)$	integral el·líptica completa de primer ordre
L_{10}, L_{10i}	vida nominal d'un corró
L_{mn}, L_{10ni}	vida nominal modificada i ampliada segons ISO 281:2007
O	centre de rotació de les lleves
$\{\overline{\mathbf{OC}}_i(\theta)\}_{1,2}$	components de la corba de pas en una base 1, 2 d'orientació fixa a la guia del palpador
$\{\overline{\mathbf{OC}}_i(\theta)\}_{x,y}$	components de la corba de pas en una base x, y d'orientació fixa a les lleves conjugades
$\{\overline{\mathbf{OJ}}_i(\theta)\}_{x,y}$	components del perfil d'una lleva en una base x, y d'orientació fixa a les lleves conjugades
P, P_i	càrrega dinàmica equivalent
R'	radi efectiu en la direcció de rodolament
$R_I^{\max}, R_{II}^{\max}, R_I^{\min}, R_{II}^{\min}$	radis de curvatura principals màxims i mínims
R_a	rugositat mitjana aritmètica
R_e	radi equivalent per a la formulació del contacte puntual el·líptic
R_{pm}	rugositat mitjana aritmètica dels cinc pics més alts respecte la línia central
R_{sk}	mesura de la simetria de la rugositat
R_t	rugositat corresponent a la distància entre el pic més alt i la vall més profunda
$R_q, R_{q }, R_{qc}$	rugositat eficaç
$[S_\theta]$	matriu de canvi de base

U	velocitat lineal
W_I, W_{II}, W_{III}	ondulació corresponent a la distància entre el pic més alt i la vall més profunda
α	exponent de pressió-viscositat d'un lubricant
β	angle girat per la lleva durant un tram condicionat
$\beta_{\text{corró}}$	angle girat per un corró durant un tram condicionat
$\beta_{s=0}, \beta_{s=h}$	angle girat per la lleva mentre que $s = 0$ o $s = h$
γ	angle format pels plans que contenen els dos radis de curvatura principals màxims
δ, δ_i	deformació conjunta entre dos sòlids
δ_{interf}	quantitat d'ajust per interferència
δ_0	deformació conjunta en la que es realitza la linealització del contacte puntual el·líptic
$\varepsilon, \varepsilon_i$	excentricitat de la guia del palpador respecte del centre de gir O
ζ	raó d'esmoreïment
η_0	viscositat absoluta d'un lubricant
θ	angle girat per les lleves
$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$	extrems de trams condicionats
κ	relació de viscositats
λ	coeficient per a la formulació del contacte puntual el·líptic de Rothbart
μ_{interf}	mitjana d'una distribució normal

Nomenclatura

$\nu, \nu_i, \nu_I, \nu_{II}$	coeficient de Poisson
ρ_{eq}	índex geomètric corresponent a la incidència de la geometria local en la pressió màxima de contacte
ρ_{min}	índex geomètric corresponent al mínim radi de curvatura convex de la corba de pas
σ_{interf}	desviació estàndard d'una distribució normal
τ	índex geomètric corresponent a la relació entre l'angle girat per un corró i una lleva
τ_{max}	esforç tallant màxim
ν_0	viscositat cinemàtica d'un lubricant
ν_1	viscositat nominal d'un lubricant
$\phi, \phi(\theta), \phi_i(\theta)$	angle de pressió
ϕ_{max}	índex geomètric corresponent a l'angle de pressió màxim
φ	angle requerit en la formulació del contacte puntual el·líptic de Rothbart
ψ	angle per definir les integrals el·líptiques
ω	velocitat angular de rotació de les lleves
$\omega_{corró}, \omega_{corró i}$	velocitat angular de rotació d'un corró
Λ, Λ_i	espessor de capa específica

1. Introducció

En aquest capítol en primer lloc s'explica la motivació que ha portat al desenvolupament del treball d'investigació que es presenta. A continuació s'enuncien els objectius a assolir en aquesta tesi i es presenta la seva estructura amb un resum del contingut de cada capítol. Finalment, es llisten les accions realitzades per difondre els resultats del treball.

1.1. Motivació

Els mecanismes de lleva-palpador són una solució senzilla, compacta i econòmica, respecte a d'altres accionaments de tipus hidràulic, pneumàtic o electromagnètic, per a sistemes mecànics que requereixen del seguiment d'un moviment més o menys complex. L'aplicació més coneguda d'aquest tipus de mecanismes es troba en els motors de combustió interna per governar el moviment d'obertura i tancament de les vàlvules d'admissió i d'escapament amb el gir del cigonyal. També és freqüent trobar mecanismes de lleva-palpador en processos automàtics de fabricació o en màquines tals com premses, màquines de cosir o maquinaria tèxtil.

En principi, l'enllaç entre una lleva i un palpador és unilateral. Per tal de garantir que sempre existeixi el contacte hi ha dos maneres de procedir: el tancament per força i el tancament per forma. En el tancament per força s'assegura el contacte mitjançant una força que actua sobre el palpador i tendeix a unir els dos elements, ja sigui per mitjà d'una molla o a través del propi pes del palpador si aquest actua en el pla vertical. En el tancament per forma, el contacte s'assegura per mitjà de la geometria de la lleva i el palpador.

El grup de recerca en vibracions i teoria i anàlisi de màquines –GREVTAM–, liderat per professorat del Departament d'Enginyeria Mecànica –DEM– de la Universitat Politècnica de Catalunya –UPC– ubicats a l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona –ETSEIB–, ha dedicat una línia d'investigació a l'anàlisi i a la síntesi dels mecanismes de lleva-palpador. Fins ara, dins d'aquesta línia s'han realitzat tres tesis doctorals.

La primera tesi realitzada per Guillermo Reyes (2000) porta per títol *“Técnicas de diseño geométrico asistido por ordenador para mecanismos leva-palpador”*. La segona tesi realitzada per Enrique Zayas (2001) porta per títol *“Aportación al estudio de levas desmodrómicas”*. La tercera tesi realitzada per Carlos Acevedo (2005) porta per títol *“Estudio del ángulo de presión y de la presión de contacto en mecanismos leva palpador cuya ley de desplazamiento se diseña por curvas de Bézier”*. Les tres tesis es centren bàsicament en aspectes cinemàtics, si bé en la tesi d'Acevedo (2005) també s'hi tracten aspectes que tenen en consideració les pressions de contacte i les tensions.

La present tesi s'emmarca dins de la línia d'investigació realitzada pel GREVTAM en l'anàlisi i la síntesi dels mecanismes de lleva-palpador, per fer el pas cap a l'estudi dinàmic d'aquests mecanismes i parteix de les següents premisses: 1) les tècniques CAGD –*Computer Aided Geometric Design* en la bibliografia en anglès– són una eina geomètrica intuïtiva i flexible per a l'especificació de lleis de desplaçament més estrictes [Reyes, 2000], 2) els mecanismes de lleva-palpador amb el tancament del parell superior per forma són utilitzats en aplicacions industrials i són poc tractats en la bibliografia [Zayas, 2001].

Un exemple d'indústria que automatitza els seus processos de producció amb mecanismes de lleva-palpador és l'empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L., ubicada a Sant Sadurní d'Anoia, que es dedica a la fabricació de morrions per a ampolles de cava i xampany. Aquesta empresa utilitza mecanismes de lleva-palpador amb el tancament del parell superior per forma de diferents tipologies, com mecanismes de lleves conjugades –Fig. 1.1a– o lleves axials cilíndriques –Fig. 1.1b. L'aplicació d'una part del desenvolupament teòric de la tesi s'ha realitzat en el mecanisme de lleves conjugades de la Fig. 1.1a.

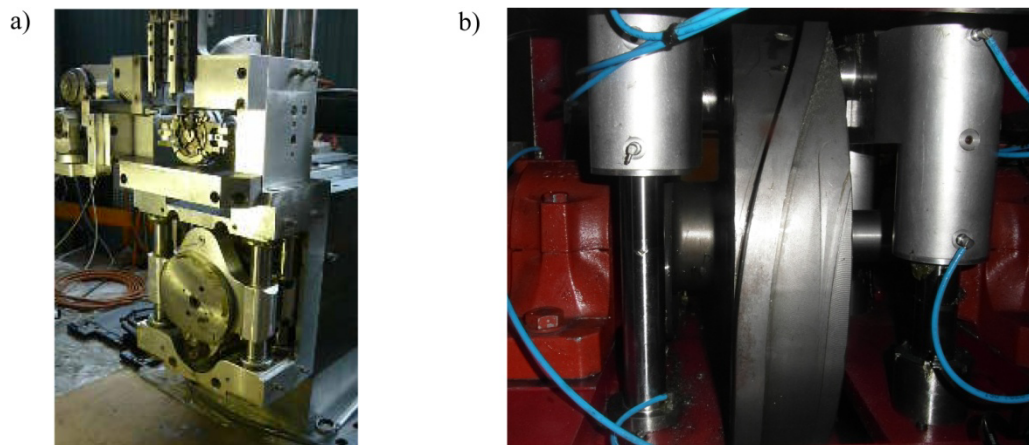


Fig. 1.1 Mecanismes de l'empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L. a) lleves conjugades, b) lleva axial cilíndrica

En alguns casos, als mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma de l'empresa, s'hi detecta la problemàtica de que la fallada per fatiga superficial dels corrons es produeix al cap d'un nombre de cicles de funcionament inferiors als desitjats. Aquesta problemàtica s'ha analitzat amb coneixements de l'àmbit de l'anàlisi i la síntesi dels mecanismes de lleva-palpador provinents tant de la bibliografia com coneixements desenvolupats dins de la línia d'investigació del GREVTAM.

L'empresa ha aportat la seva experiència d'èxit en el disseny, fabricació i explotació dels mecanismes de lleva-palpador així com dos conjunts de lleves conjugades i de corrons.

1.2. Objectius

L'objectiu principal de la tesi és estudiar el comportament dinàmic dels mecanismes de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació per dissenyar-los perquè la fallada per fatiga superficial dels corrons es produeixi després de les operacions de manteniment programades. Per estudiar la dinàmica d'aquests mecanismes, l'enfocament plantejat en la tesi es basa en l'anàlisi dinàmica directa utilitzant models dinàmics de paràmetres concentrats. Per estudiar la fallada per fatiga superficial dels corrons es té en consideració les forces de contacte, les pressions de contacte, la vida nominal i les condicions de lubricació.

Els mecanismes de lleva-palpador amb el tancament del parell superior per forma presenten la particularitat, respecte els mecanismes amb el tancament del parell superior per força, que són en principi mecanismes redundants. Així l'estudi dinàmic dels mecanismes de lleves conjugades s'ha de plantejar amb models dinàmics que tinguin en consideració l'elasticitat dels sòlids ja que amb un model de sòlids rígids s'arriba a sistemes indeterminats d'equacions. L'enllaç més flexible del mecanisme és a priori el contacte entre les lleves i el palpador de corrons per ser un parell superior, és a dir el contacte teòric és un punt o una línia.

A l'hora d'analitzar la fallada per fatiga superficial del mecanisme, la caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró té importància. Així en la tesi es plantegen estudis inicials que tracten sobre la caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró i sobre la influència de la geometria en la fallada per fatiga superficial localitzada en el corró. Aquests estudis inicials són vàlids per a mecanismes de lleva i palpador de corró amb el tancament del parell superior tant per forma com per força.

Els objectius específics proposats per als mecanismes de lleva i palpador de corró amb el tancament del parell superior tant per forma com per força són:

- Determinar les diferències de la caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró d'acord amb les diferents tipologies de corrons i de les formulacions de la bibliografia.
- Validar experimentalment la formulació del contacte puntual el·líptic per caracteritzar l'enllaç entre una lleva i un corró bombat.
- Proposar índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga superficial d'un corró.
- Analitzar la influència de la geometria en la fallada per fatiga superficial del corró mitjançant gràfics, calculats per a trams condicionats d'una llei de desplaçament dissenyats amb corbes de Bézier no paramètriques i continuïtat C^2 en la unió entre trams.

Els objectius específics addicionals proposats per als mecanismes de lleves conjugades i palpador de corrons amb moviment de translació són:

- Plantejar un model dinàmic de paràmetres concentrats que inclogui els fenòmens bàsics per estudiar-los quan es dissenyen amb l'estratègia d'ajust per interferència.
- Analitzar la influència de l'ajust per interferència en les forces de contacte, en les pressions de contacte, en la vida nominal dels corrons, en les condicions de lubricació i avaluar la fallada per fatiga superficial dels corrons.
- Analitzar la probabilitat de fabricar mecanismes de lleves conjugades utilitzant l'estratègia d'ajust per interferència i que tinguin un comportament dinàmic adequat considerant valors típics de toleràncies de fabricació i de muntatge.
- Determinar el comportament dinàmic del mecanisme amb interferències deduïdes de mesures experimentals d'errors de fabricació i muntatge.
- Proposar un disseny del mecanisme de lleves conjugades amb el tancament combinat per forma/força per endarrerir la fallada per fatiga superficial dels corrons.

1.3. Estructura i contingut de la tesi

Capítol 2: Estat de l'art

En aquest capítol es recopila l'estat de l'art relacionat amb els mecanismes de lleva-palpador. El contingut del capítol inclou el resum de la bibliografia consultada referent al càlcul de perfils de lleves conjugades, models dinàmics per a mecanismes de lleva de tancament per forma, caracterització dels parells superiors, aspectes relacionats amb la fallada per fatiga superficial, condicions de lubricació, aspectes de la fabricació i muntatge dels elements del mecanisme i efecte dels errors de fabricació i muntatge.

Capítol 3: Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró

L'anàlisi de la bibliografia posa de manifest que en funció de la tipologia del corró utilitzat existeixen diferents formulacions per caracteritzar el parell superior que hi ha en el contacte entre una lleva i un palpador de corró. En aquest capítol es presenta la formulació del contacte puntual el·líptic de Hertz adaptada al contacte entre una lleva i un corró bombat i es compara amb la formulació del contacte lineal de Hertz utilitzada per als corrons cilíndrics. Es presenta un banc d'assaig per validar la formulació del contacte puntual el·líptic i es compara la utilització de corrons bombats i corrons cilíndrics.

Capítol 4: Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró

En aquest capítol es defineixen dos índexs geomètrics addicionals als índexs habituals –angle de pressió màxim i mínim radi de curvatura convex de la corba de pas– a calcular durant la fase de comprovació del perfil d’una lleva. Aquests dos nous índexs permeten analitzar la influència dels paràmetres de la llei i dels paràmetres geomètrics del mecanisme en la fallada per fatiga superficial del corró. Els valors dels quatre índexs geomètrics es presenten de forma gràfica. Els gràfics s’han calculat per a trams condicionats d’una llei de desplaçament dissenyada amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 en la unió amb trams de desplaçament constant del palpador. Finalment s’analitza un exemple de mecanisme de lleva i palpador de corró utilitzant els quatre índexs geomètrics.

Capítol 5: Estudi del comportament dinàmic d’un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació

En aquest capítol s’estudia el comportament dinàmic d’un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació de l’empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L. Es presenta el model dinàmic de paràmetres concentrats desenvolupat per a un mecanisme d’aquest tipus, on s’evita el salt del palpador mitjançant un ajust per interferència. S’analitza en funció de l’ajust per interferència les forces de contacte, les pressions de contacte, la vida nominal dels corrons, les condicions de lubricació per estudiar la fallada per fatiga superficial. Addicionalment es realitzen simulacions amb el model dinàmic utilitzant dos ajustos per interferència deduïts a partir de mesures experimentals dels errors de fabricació i muntatge. També s’analitza la probabilitat de fabricar mecanismes de lleves conjugades amb un ajust per interferència que tinguin un comportament dinàmic adequat considerant toleràncies de fabricació i muntatge estàndards. Finalment s’analitza un disseny alternatiu per al mecanisme de lleves conjugades amb el tancament del parell superior per forma/força per aconseguir endarrerir la fallada per fatiga superficial dels corrons.

Capítol 6: Conclusions, aportacions i treballs futurs

En aquest capítol s’exposen les conclusions i principals aportacions d’aquesta tesi. També es presenten propostes de temes a tractar en futures investigacions.

Annex: Mesures experimentals dels acabats superficials i dels errors de fabricació

En l’annex es detallen les mesures experimentals dels acabats superficials i dels errors de fabricació realitzades en el conjunt de lleves conjugades i corrons facilitats per Sàbat Lligats Metàl·lics S. L.

1.4. Difusió dels resultats de la tesi

Els resultats obtinguts durant aquesta tesi han permès presentar fins ara quatre ponències a congressos i un article a una revista internacional indexada. Aquestes cinc contribucions es llisten a continuació:

Català, P., Cardona, S., De los Santos, M. A. (2014). *Índices geométricos con incidencia en la fallada por fatiga de mecanismos de leva con palpador de rodillo*. XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica XX CNIM. Enviament del resum, pendent de ser acceptat.

Català, P., De los Santos, M. A., Veciana, J. M., Cardona, S. (2013). *Evaluation of the Influence of a Planned Interference Fit on the Expected Fatigue Life of a Conjugate Cam Mechanism - A Case Study*. Journal of Mechanical Design, Vol. 135 (8), 081002, 1-8.

Català, P., Cardona, S., De los Santos, M. A. (2012). *Análisis del efecto del apriete y la rigidez de contacto en la precisión de un mecanismo de levas conjugadas*. XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica XIX CNIM, Anales de Ingeniería Mecánica, 1-8, Castelló, Espanya.

Català, P., Cardona, S., De los Santos, M. A., Veciana, J. M. (2012). *Influence of the contact stiffness between the cam and the roller in the dynamic behaviour of the train follower applied in a conjugate cam mechanism*. 4th European Conference on Mechanism Science EUCOMES 2012, New Trends in Mechanism and Machine Science, 191-198, Santander, Espanya.

Català, P., Cardona, S., De los Santos, M. A., Martinez, J. (2011). *Influencia de la rigidez de contacto leva-palpador en la desviación de la ley de desplazamiento*. Actas do X Congresso Ibero-americano em Engenharia Mecânica CIBEM10, 2691-2697, Porto, Portugal.

Addicionalment, s'ha realitzat una activitat de transferència de tecnologia en el àmbit de la síntesi de mecanismes de lleva i palpador de corró.

Català, P., Cardona, S., De los Santos, M. A., (2013). *“Informe tècnic. Síntesis de lleis de desplaçament per a lleves de l'empresa AUTOMAT”*.

2. Estat de l'art

En aquest capítol es presenta la revisió que s'ha realitzat de la bibliografia relacionada amb els mecanismes de lleva-palpador. S'ha prestat especial atenció als treballs que aporten informació relacionada amb els mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma. En aquesta categoria pertanyen els mecanismes de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació.

El capítol està dividit en els següents apartats: i) aspectes geomètrics i cinemàtics en el disseny dels mecanismes de lleves conjugades, ii) models dinàmics per a sistemes amb el tancament del parell superior per forma, iii) caracterització del contacte entre una lleva i un corró, iv) fallada per fatiga en els mecanismes de lleva i palpador de corró, v) condicions de lubricació, vi) fabricació i característiques de la lleva i del corró, vii) influència dels efectes dels errors de fabricació i muntatge.

2.1. Aspectes geomètrics i cinemàtics en el disseny dels mecanismes de lleves conjugades

La missió d'un mecanisme de lleves conjugades consisteix a impulsar el palpador segons una llei de desplaçament desitjada $s(\theta)$, en funció de l'angle θ girat per les lleves. En el procés de disseny d'un mecanisme de lleves conjugades, pel que fa a aspectes geomètrics i cinemàtics, s'hi detecten les següents fases [Cardona i Clos, 2000]: l'especificació de la llei de desplaçament, la selecció de paràmetres geomètrics del mecanisme i l'obtenció dels perfils de les lleves conjugades i per últim, la comprovació d'aquests perfils.

2.1.1. Especificació de la llei de desplaçament

Normalment una llei de desplaçament $s(\theta)$ està definida a trams. Alguns trams estan completament definits per les especificacions de moviment del palpador i d'altres trams estan condicionats parcialment –aquests últims trams a partir d'ara se'ls anomena trams condicionats. Exemples de trams completament definits per les especificacions de moviment són trams de desplaçament constant o detencions –on el palpador es troba en repòs– i trams amb rampes de pendent constant on el palpador es desplaça amb velocitat constant. Exemples de trams condicionats són trams d'unió entre desplaçaments constants a diferents alçades i trams amb punts de pas corresponents a valors concrets de desplaçament. En els trams condicionats, el dissenyador té llibertat per escollir diferents funcions matemàtiques $f(\theta)$. En la Fig. 2.1a es mostra una llei de desplaçament amb dos trams de desplaçament constant a diferents alçades (en negre) i dos trams condicionats (en gris clar). En la Fig. 2.1b es mostra una llei de desplaçament amb un tram de desplaçament constant (en negre) i un tram condicionat amb una punt de pas al centre (en gris clar).

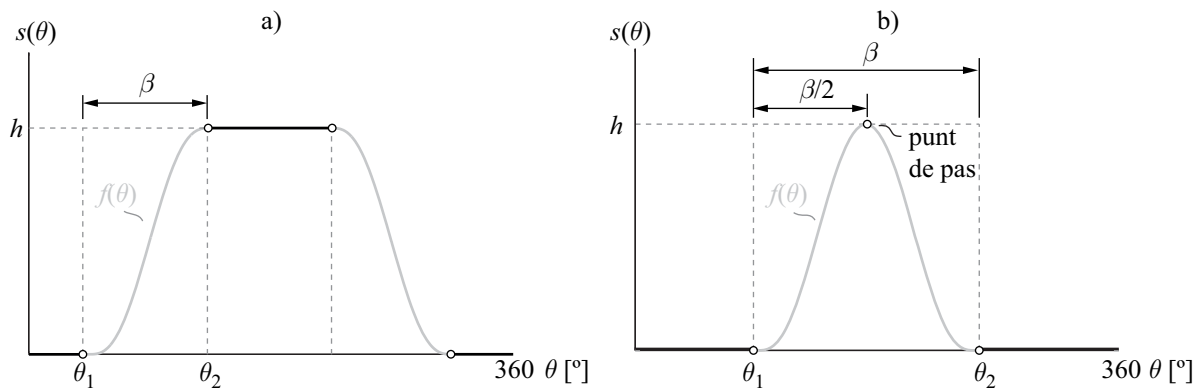


Fig. 2.1 Llei de desplaçament: a) moviment d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades, b) moviment d'anada i tornada amb un punt de pas al centre del tram

Reyes (2000) classifica les funcions matemàtiques segons si pertanyen a mètodes tradicionals – sinusoidals, cicloïdals, trapezoïdals modificades, polinomis algebraics en base canònica, etc.– o segons si pertanyen a mètodes de l'àmbit del CAGD –polinomis algebraics amb base de Bernstein o corbes de Bézier, polinomis definits a trams amb base B-spline o corbes B-Splines, etc. Les unions entre els trams que defineixen la llei de desplaçament han de verificar les condicions de continuïtat en el temps almenys en la velocitat i en l'acceleració. Per tant la llei de desplaçament $s(\theta)$ es recomana que tingui com a mínim continuïtat C^2 [Cardona i Clos, 2000].

De totes les funcions matemàtiques, Reyes (2000) i Norton (2002) recomanen l'ús de funcions de l'àmbit del CAGD ja que constitueixen una eina geomètrica intuïtiva i són més flexibles a l'hora de dissenyar lleis de desplaçament amb especificacions més estrictes com per exemple trams de velocitat constant. En la Fig. 2.2a es representa una llei de desplaçament $s(\theta)$ dissenyada amb trams de desplaçament constant a diferents alçades, trams de velocitat constant i trams condicionats dissenyats amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 . En la Fig. 2.2b s'ha representat la seva primera derivada respecte l'angle girat per la lleve $s'(\theta)$. Els trams condicionats de $s(\theta)$ que s'uneixen amb els trams de velocitat constant no es poden dissenyar amb funcions tradicionals com la cicloïdal o la trapezoïdal modificada i garantir la continuïtat C^2 en les unions.

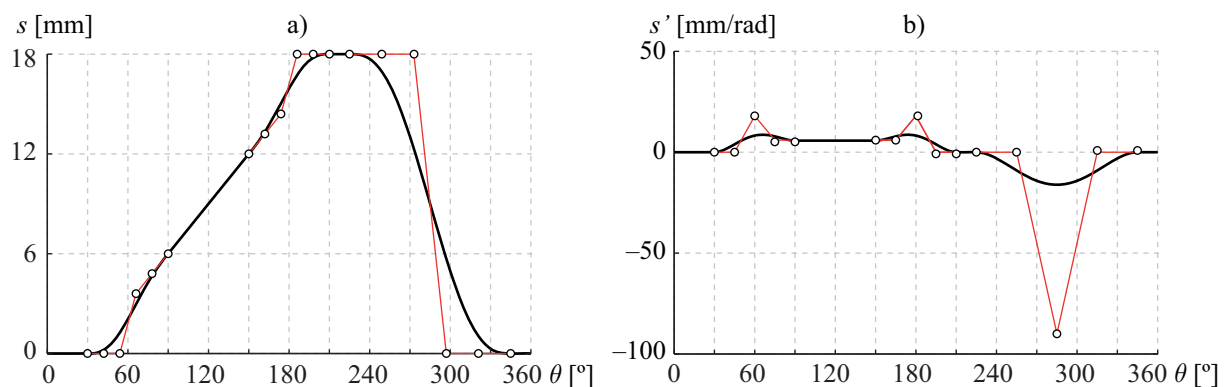


Fig. 2.2 a) llei de desplaçament dissenyada amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 , b) primera derivada de $s(\theta)$

$$\{\overline{\mathbf{OC}}_1(\theta)\}_{1,2} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ d_1(\theta) \end{Bmatrix}_{1,2} \quad (2.1)$$

On $d_1(\theta)$ és el desplaçament vertical del centre C_1 del corró en contacte amb la lleva primària i que s'obté amb l'Eq. (2.2), on r_{p1} és el paràmetre radi primari que queda definit amb l'Eq. (2.3) un cop s'ha escollit el radi base de la lleva primària i el radi del corró.

$$d_1(\theta) = s(\theta) + \sqrt{r_{p1}^2 - \varepsilon_1^2} \quad (2.2)$$

$$r_{p1} = r_{b1} + r_1 \quad (2.3)$$

Les components del vector $\overline{\mathbf{OC}}_1(\theta)$ s'obtenen segons l'Eq. (2.4) utilitzant la matriu de canvi de base $[S_\theta]$ en la base x, y fixa a les lleves. La corba de pas del perfil de la lleva primària $\{\overline{\mathbf{OC}}_1(\theta)\}_{x,y}$ correspon a les successives posicions del centre del corró C_1 . El radi primari r_{p1} es defineix com el radi de la menor circumferència tangent a la corba de pas que es pot traçar des del centre de rotació O .

$$\{\overline{\mathbf{OC}}_1(\theta)\}_{x,y} = [S_\theta] \{\overline{\mathbf{OC}}_1(\theta)\}_{1,2} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ d_1(\theta) \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

El perfil de la lleva primària $\{\overline{\mathbf{OJ}}_1(\theta)\}_{x,y}$ és la corba offset interior de la corba de pas situada a una distància r_1 d'aquesta última corba. El perfil de la lleva primària $\{\overline{\mathbf{OJ}}_1(\theta)\}_{x,y}$ s'obté amb l'Eq. (2.5)

$$\{\overline{\mathbf{OJ}}_1(\theta)\}_{x,y} = \{\overline{\mathbf{OC}}_1(\theta)\}_{x,y} + r_1 \{\mathbf{n}_1(\theta)\}_{x,y} \quad (2.5)$$

On $\{\mathbf{n}_1(\theta)\}_{x,y}$ és la normal unitària interior a la corba de pas i s'obté a partir de calcular el vector tangent a la corba de pas amb l'Eq. (2.6), fer-lo unitari i aplicar-li una rotació de 90° en sentit horari amb l'Eq. (2.7)

$$\{\mathbf{t}_1(\theta)\}_{x,y} = \frac{d}{d\theta} \{\overline{\mathbf{OC}}_1(\theta)\}_{x,y} \quad (2.6)$$

$$\{\mathbf{n}_1(\theta)\}_{x,y} = \begin{bmatrix} \cos 90^\circ & \sin 90^\circ \\ -\sin 90^\circ & \cos 90^\circ \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\mathbf{t}_1(\theta)\}_{x,y} \\ \{\mathbf{t}_1(\theta)\}_{x,y} \end{Bmatrix} \quad (2.7)$$

El perfil de la lleva conjugada s'obté imposant que el desplaçament vertical $d_2(\theta)$ descrit pel centre C_2 del corró en contacte amb la lleva conjugada compleixi l'Eq. (2.8), que obliga a que la distància

entre el centre dels corrns es mantingui constant i igual a d_c , com s'observa en la Fig. 2.3.

$$d_2(\theta) = d_c - d_1(\theta) \quad (2.8)$$

Per a la lleva conjugada també s'han d'escollir els següents paràmetres geomètrics del mecanisme: l'excentricitat ε_2 de la guia inferior del palpador respecte el centre de gir O de les lleves, el radi base r_{b2} de la lleva conjugada i el radi r_2 del corró en contacte amb aquesta lleva. Aquests paràmetres geomètrics poden ser diferents als de la lleva primària i afecten a la distància imposada entre el centre dels corrns d_c que es calcula amb l'Eq. (2.9), on h és el desplaçament màxim de la llei de desplaçament –Fig. 2.1.

$$d_c = r_{b1} + r_1 + r_{b2} + r_2 + h \quad (2.9)$$

Així, el vector $\{\overline{\mathbf{OC}}_2(\theta)\}_{1,2}$ s'expressa segons l'Eq. (2.10). Partint d'aquesta expressió i amb els paràmetres geomètrics de la lleva conjugada, s'aplica el procediment descrit en les expressions de l'Eq. (2.4) a l'Eq. (2.7) per a finalment obtenir el perfil de la lleva conjugada $\{\overline{\mathbf{OJ}}_2(\theta)\}_{x,y}$.

$$\{\overline{\mathbf{OC}}_2(\theta)\}_{1,2} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_2 \\ d_1(\theta) - d_c \end{Bmatrix} \quad (2.10)$$

2.1.3. Comprovació dels perfils

Una vegada s'ha obtingut el perfil de les lleves conjugades és habitual calcular l'angle de pressió $\phi_i(\theta)$ i el radi de curvatura dels perfils $r_{ci}(\theta)$. L'angle de pressió serveix per comprovar si la força entre la lleva i el palpador de corró es transmet de forma eficaç evitant excessius fregaments en la guia i analitzar el falcament. El radi de curvatura dels perfils serveix per comprovar si els perfils de les lleves presenten les característiques geomètriques adequades –absència de rebaixos o d'impossibilitats d'accés al punt de contacte requerit– per complir amb la llei de desplaçament dissenyada.

L'angle de pressió $\phi_i(\theta)$ és l'angle entre la direcció de la velocitat del centre del corró C_i i la normal a la tangent comuna que passa pel punt de contacte teòric J_i entre una lleva i un corró, tal i com s'observa en la Fig. 2.3. L'angle de pressió es calcula amb l'Eq. (2.11) [Cardona i Clos, 2000]. En aquesta equació $d'_i(\theta)$ és la derivada de $d(\theta)$ respecte de l'angle girat.

$$\phi_i(\theta) = \arctan \left(\frac{d'_i(\theta) - \varepsilon_i}{d_i(\theta)} \right) \quad (2.11)$$

En la bibliografia dels mecanismes de lleva-palpador si el palpador té moviment de translació és

habitual recomanar com a índex geomètric de bon funcionament que l'angle de pressió màxim ϕ_{\max} sigui inferior a 30° [Norton, 2002; Rothbart, 2004]. Així Bouyer et al. (2008) per a un mecanisme de lleves conjugades determinen els valors dels paràmetres geomètrics mitjançant un procés d'optimització on s'imposa aquesta restricció per a l'angle de pressió.

El radi de curvatura de les lleves $r_{ci}(\theta)$ es calcula amb l'Eq. (2.12), on $r_{cpi}(\theta)$ és el radi de curvatura de la corba de pas que s'obté amb l'Eq. (2.13) [Cardona i Clos, 2000]. Per evitar els rebaixos, en els trams convexos –s'assumeix el conveni que en els trams convexos $r_{ci} > 0$ – s'ha de complir que $r_{cpi} > r_i$. Per evitar la impossibilitat d'accés al punt de contacte s'ha de complir que en els trams còncaus $|r_{ci}| > r_i$.

$$r_{ci}(\theta) = r_{cpi}(\theta) - r_i \quad (2.12)$$

$$r_{cpi}(\theta) = \frac{\left(d_i'^2 + (d_i' - \varepsilon_i)^2\right)^{3/2}}{(d_i' - \varepsilon_i)(2d_i' - \varepsilon_i) - d_i(d_i'' - d_i)} \quad (2.13)$$

Wu et al. (1999) proposen un altre mètode per calcular els radis de curvatura. El seu mètode gràfic consisteix en fer l'equivalència d'un mecanisme de lleva amb palpador de corró i moviment de translació a un mecanisme de pistó-biela-manovella i determinar-ne els radis de curvatura mitjançant la localització del centre instantani de rotació de la biela.

Norton (2002) aconsella que el radi de curvatura mínim convex del perfil de la corba de pas $r_{cpi \min}$ sigui entre 1,5 i 3 vegades el radi del corró r_i per tal d'evitar problemes de rebaixos i de pressions de contacte elevades.

A part de les recomanacions de Norton (2002) i de Rothbart (2004) per a l'angle de pressió i el radi de curvatura, autors com Acevedo (2005) i Mabie i Reinholtz (1998) han definit com a índexs geomètrics de bon funcionament d'un mecanisme de lleva i palpador de corró, l'angle de pressió màxim ϕ_{\max} i el mínim radi de curvatura convex de la corba de pas ρ_{\min} . El valor d'aquests índexs geomètrics depèn de la funció matemàtica $f(\theta)$ escollida, dels paràmetres de la llei de desplaçament i dels paràmetres geomètrics del mecanisme fixats inicialment. Mabie i Reinholtz (1998) van desenvolupar per a aquests índexs geomètrics un seguit d'àbacs vàlids per a trams condicionats d'una llei de desplaçament dissenyats amb les següents funcions matemàtiques tradicionals: harmòniques, cicloïdals i polinomis de grau 8. Acevedo (2005) va desenvolupar per a aquests índexs geomètrics un seguit d'àbacs vàlids per a trams condicionats d'una llei de desplaçament dissenyats amb corbes de Bézier no paramètriques amb diferents continuïtats en les unions.

2.2. Models dinàmics per a sistemes sense molles de tancament

Per fer que l'enllaç entre una lleva i un palpador sigui bilateral hi ha dos maneres de procedir: el tancament per força i el tancament per forma. En el tancament per força s'assegura el contacte mitjançant una força que actua sobre el palpador i tendeix a unir els dos elements. En el tancament per forma, el contacte s'assegura per mitjà de la geometria dels elements [Cardona et al., 2013].

La majoria de models dinàmics trobats en la bibliografia estan destinats a mecanismes de lleva-palpador amb tancament per força. Els models dinàmics de paràmetres concentrats van des dels més simples que tenen un sol grau de llibertat fins a models més complexos com per exemple el model de Tounsi et al. (2011a) que té vuit graus de llibertat. En molts casos, models d'un o dos graus de llibertat ben definits representen amb prou precisió el comportament dinàmic del sistema [Lanni et al., 2005; Rothbart, 2004; Norton, 2002]. Això també és aplicable als mecanismes de lleva-palpador amb tancament per forma, com els mecanismes de lleves conjugades.

Els mecanismes de lleves conjugades són mecanismes redundants ja que la restricció cinemàtica que imposa l'enllaç entre una lleva i un extrem del palpador és la mateixa restricció cinemàtica imposada en l'enllaç entre la lleva conjugada i l'altre extrem del palpador. Aquest fet, juntament amb la hipòtesis de sòlid rígid, fa que les forces de contacte i les tensions internes siguin a priori desconegudes ja que hi ha més incògnites que equacions. Per tal de conèixer les forces de contacte es requereix de models dinàmics que tinguin en consideració l'elasticitat dels sòlids. En la Fig. 2.4 es mostren models d'un sol grau de llibertat proposats per Norton (2002) per a mecanismes de lleva-palpador sense molla de tancament.

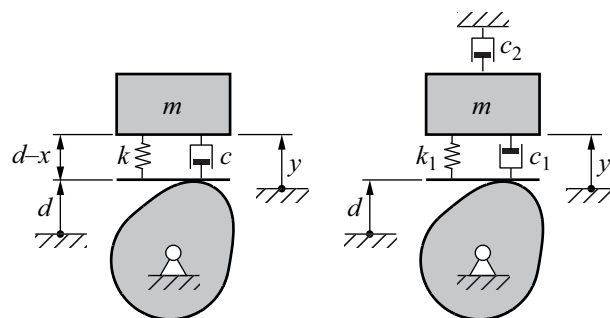


Fig. 2.4 Models dinàmics d'un grau de llibertat per a sistemes sense molla de tancament [Norton, 2002]

Yan i Tai (1996) proposen un model de tres graus de llibertat per a un mecanisme de lleves conjugades i palpador de corrons amb moviment d'oscil·lació que té en consideració entre d'altres l'elasticitat del palpador. Dalpiaz i Rivola (2000) en el seu treball realitzen un model de paràmetres concentrats de vuit graus de llibertat per a un mecanisme de lleves conjugades utilitzat en el motor d'una motocicleta Ducatti. A aquests tipus de mecanismes se'ls coneix pel nom de lleves desmodròmiques i es classifiquen com mecanismes de lleves de tancament per forma.

En els mecanismes de lleva de tancament per forma la pèrdua de contacte entre la lleva i el palpador es pot produir a causa dels errors de fabricació o jocs inherents en el sistema i per tant es necessita també una certa quantitat de precàrrega [Lee et al., 2009].

Tant si el mecanisme és de tancament per força com per forma, la condició de pèrdua de contacte entre una lleva i un palpador es determina quan la força de contacte es fa zero. Autors com Demeulenaere i De Schutter (2005), Chavan i Joshi (2011) consideren models dinàmics sense pèrdua de contacte, ja que és una situació indesitjada de disseny perquè no es compleix amb la llei de desplaçament desitjada i a més apareixen impactes entre la lleva i el palpador. D'altres autors com Belliveau (2002), Paradorn (2007), Norton (2002) o Alzate et al. (2007), proposen models i estudien experimentalment els efectes dels impactes en el comportament dinàmic dels mecanismes de lleva-palpador.

Les rigideses presents en aquest tipus de sistemes corresponen a l'elasticitat dels sòlids. Una manera de determinar-les consisteix en fer una anàlisi per elements finits. Els valors de k que s'obtenen són elevats ja que estan associats a deformacions de sòlids molt rígids. Com a exemple d'aplicació d'aquest tipus de metodologia a l'hora de realitzar anàlisis dinàmiques hi ha el treball de Tang i Tang (2013) centrat en un mecanisme de lleves conjugades utilitzat en un teler industrial. Rivola et al. (2007) i Oliveri et al. (2009) realitzen un model combinat d'elements finits i de paràmetres concentrats per analitzar el comportament dinàmic en mecanismes de lleves desmodròmiques. La utilització de models d'elements finits per la seva complexitat i necessitat de temps de càlcul es recomanen per etapes finals de disseny on la geometria bàsica de la lleva i el palpador està pràcticament definida.

Els coeficients d'esmoreïment d'un sistema lleva-palpador es determinen a partir dels resultats experimentals, de forma que el model teòric reproduïx els resultats experimentals. En cas de no tenir resultats experimentals, l'esmoreïment del sistema es pot determinar mitjançant el decrement logarímic d'una senyal de sortida del sistema [Carbone et al., 2006, Norton, 2002]. En quant a la magnitud de l'esmoreïment, Norton (2002) citant a Koster comenta que la raó d'esmoreïment ζ típica d'aquests sistemes és baixa, compresa entre 0,05 i 0,1.

2.3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró

L'enllaç entre una lleva i un palpador de corró és l'únic enllaç del mecanisme que a priori es modelitza com un parell superior ja que el contacte nominal es realitza segons un punt o una recta. Per aquesta raó, en aquest enllaç és probable que s'hi produeixin les majors deformacions.

Per caracteritzar el contacte entre una lleva i un palpador de corró s'acostuma a utilitzar formulacions basades en la teoria elàstica de contacte de Hertz, de la mateixa manera que es fa en el àmbit ferroviari i el contacte roda-carril, en el contacte entre les dents de dues rodes dentades, o entre les pistes

internes d'un rodament i els seus elements interiors mòbils.

2.3.1. Teoria elàstica de contacte de Hertz

La teoria elàstica de contacte de Hertz distingeix el cas en que el contacte inicial es realitza amb una línia –contacte lineal– i el cas on el contacte inicial es realitza amb un punt –contacte puntual el·líptic. Per aplicar aquesta teoria s'han de verificar les següents hipòtesis [Johnson, 1985]:

- Les dimensions significatives de l'àrea de contacte han de ser petites respecte les dimensions dels sòlids i els radis de curvatura principals d'aquests.
- Les superfícies són contínues –llises– i no encaixen.
- Les deformacions són petites.
- Els sòlids poden ser considerats com a semiespais elàstics.
- Les forces tangencials a la superfície de contacte, ja siguin forces de frec o forces de fricció, són negligibles respecte les forces normals.

■ Formulació del contacte puntual el·líptic

La formulació del contacte puntual el·líptic assumeix que el contacte inicialment és segons un punt. Quan s'aplica una força F que tendeix a aproximar la lleva i el corró es genera una àrea de contacte en forma d'el·lipse de semieixos a_h i b_h . La pressió màxima de contacte es calcula amb l'Eq. (2.14)

$$p_{\max} = \frac{3F}{2\pi a_h b_h} \quad (2.14)$$

L'esforç tallant màxim τ_{\max} es localitza en un punt per sota de la superfície de contacte i varia en funció de la relació entre el semieix major a_h i el semieix menor b_h segons la Taula 2.1. Aquest punt pertany a la recta que té per direcció la normal a la superfície de contacte i que passa pel punt inicial de contacte.

b_h / a_h	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Profunditat	$0,785 b_h$	$0,745 b_h$	$0,665 b_h$	$0,590 b_h$	$0,530 b_h$	$0,480 b_h$
τ_{\max} / p_{\max}	0,300	0,322	0,325	0,323	0,317	0,310

Taula 2.1 Esforç tallant màxim i profunditat on es produeix [Johnson, 1985]

La relació entre la força F i la deformació conjunta entre els sòlids δ s'obté amb l'Eq. (2.15), on k_h és la rigidesa no lineal de Hertz.

$$F = k_h \delta^{3/2} \quad (2.15)$$

Per determinar els valors de a_h , b_h i k_h per al cas del contacte puntual el·líptic s'han trobat diverses formulacions com la de Johnson (1985) o la de Rothbart (1985). Aquestes dues formulacions es detallen en el següent capítol per al cas de contacte entre una lleva i un palpador de corró bombat.

■ Formulació del contacte lineal

La formulació del contacte lineal assumeix que el contacte inicialment és segons una línia recta. Quan s'aplica una força F que tendeix a aproximar la lleva i el corró es genera una àrea de contacte rectangular. El costat més llarg del rectangle té la longitud del sòlid més curt axialment $-l-$ i el costat més curt del rectangle té de longitud el doble de la semiamplada de contacte a_h calculada segons l'Eq. (2.16) [Johnson, 1985]. En l'Eq. (2.16), r_i és el radi nominal del corró, r_{ci} és el radi de curvatura de la lleva en el punt de contacte i E^* és un paràmetre que depèn dels materials del corró i de la lleva.

$$a_h = \sqrt{\frac{4F}{\pi l E^* \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_{ci}} \right)}} \quad (2.16)$$

La pressió màxima de contacte de Hertz p_{\max} es calcula segons l'Eq. (2.17) i l'esforç tallant màxim τ_{\max} amb l'Eq. (2.18). L'esforç tallant màxim es localitza a una profunditat en la direcció de la normal a l'àrea de contacte de $0,786 a_h$ [Johnson, 1985].

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi a_h l} \quad (2.17)$$

$$\tau_{\max} = 0,30 p_{\max} \quad (2.18)$$

A diferència de la formulació del contacte puntual el·líptic, la formulació del contacte lineal no presenta una formulació analítica que relacioni la força F i la deformació conjunta δ . Johnson (1985) diu que la deformació conjunta dels sòlids no es pot determinar únicament considerant les pressions de contacte i es fa necessari caracteritzar la distribució del pressions en totes les zones dels sòlids.

2.3.2. Altres formulacions del contacte

Les altres formulacions presents en la bibliografia per caracteritzar el parell superior entre sòlids que no encaixen, com el cas d'una lleva i un corró, difereixen bàsicament en la relació establerta entre la força F i la deformació conjunta δ . Les formulacions basades en una molla de comportament lineal

com l'Eq. (2.19) són les més habituals [Chavan i Joshi, 2011; Tounsi et al., 2011a; Tounsi et al., 2011b; Gatti i Mundo, 2010; Oliveri et al., 2009; Carbone et al., 2006; Lanni et al., 2005]. En aquestes formulacions k_c representa la rigidesa del contacte mitjançant una molla de comportament lineal.

$$F = k_c \delta \quad (2.19)$$

En el cas del contacte puntual el·líptic es pot aplicar una formulació amb una molla de comportament lineal quan la variació de δ és petita al voltant d'un punt δ_0 . Partint de l'Eq. (2.15), la linealització de la formulació del contacte puntual el·líptic al voltant de δ_0 és segons l'Eq. (2.20). La rigidesa de contacte linealitzada k_c es calcula amb l'Eq. (2.21) [Otero, 2009; Wensing, 1998]. Amb aquest tipus de formulació el que es busca és facilitar la resolució de les equacions de moviment del sistema.

$$\Delta F = k_c \delta \quad (2.20)$$

$$k_c = \frac{3}{2} k_h \delta_0^{1/2} \quad (2.21)$$

En la bibliografia hi ha diverses formulacions que proposen una expressió com l'Eq. (2.19) per relacionar la força F i la deformació conjunta pel contacte lineal. Acevedo (2005), citant a Arvid, proposa el càlcul de k_c segons l'Eq. (2.22) per al cas de contacte entre cilindres on la longitud axial l és petita respecte el diàmetre. Machado et al. (2012) proposen calcular k_c segons l'Eq. (2.23) per al cas de contacte lineal entre engranatges de dentat recte. Harsha (2006) utilitza l'Eq. (2.24) en el contacte entre els elements interiors i la pista interior d'un rodament. Puttock i Thwaite (1969) proposen per a dos cilindres en contacte l'Eq. (2.25). En l'Eq. (2.22) i l'Eq. (2.23), E i E_i són els mòduls de Young, ν i ν_i són els coeficients de Poisson.

$$k_c = \frac{l^{0,8}}{0,0003 \left(113883 \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right)^{2,7/3}} \quad (2.22)$$

$$k_c = \frac{\pi E l}{4(1-\nu^2)} \quad (2.23)$$

$$k_c = 56065,703 l^{0,92} \delta^{0,08} \text{ [N/mm]} \quad \text{amb} \quad \delta = \frac{4,05 F^{0,925}}{10^5 l^{0,85}} \text{ [mm]} \quad (2.24)$$

$$\delta = \frac{F}{\pi l E^*} \left(1 + \ln \left(\frac{4 l^3 E^* \pi}{F} \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_{ci}} \right) \right) \right) \quad (2.25)$$

Rothbart (2004) dedueix la deformació conjunta aplicant el teorema de Pitàgores per al cas de dos cilindres convexos en contacte lineal com els de la Fig. 2.5a. En la Fig. 2.5b es representa el cas de contacte lineal entre un cilindre convex i un altre de còncav . Per a la Fig. 2.5a s'obté l'Eq. (2.26) i per a la Fig. 2.5b s'obté l'Eq. (2.27)

$$z_1 = r_1 - \sqrt{r_1^2 - a_h^2} \quad z_2 = r_2 - \sqrt{r_2^2 - a_h^2} \quad \delta = z_1 + z_2 \quad (2.26)$$

$$z_1 = r_1 - \sqrt{r_1^2 - a_h^2} \quad z_2 = |r_2| - \sqrt{r_2^2 - a_h^2} \quad \delta = z_1 - z_2 \quad (2.27)$$

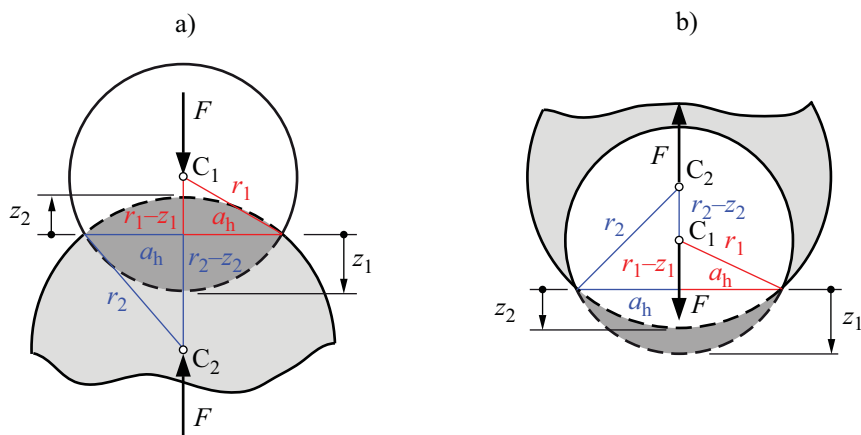


Fig. 2.5 Contacte entre: a) dos cilindres convexos, b) un cilindre convex i un de còncav

2.3.3. Validacions experimentals de la caracteritzacions del contacte entre sòlids

L'únic treball on hi apareixen validacions experimentals de la distribució de pressions en el contacte entre una lleva i un palpador s'ha trobat en Norton (2002), que proposa utilitzar tècniques de fotoelasticitat. Si la validació experimental es vol realitzar per a materials metàl·lics, en el àmbit ferroviari i el contacte roda-carril s'utilitzen transductors ultrasònics [Pau et al., 2000; Rovira et al., 2011]. Mitjançant transductors ultrasònics, els autors anteriors són capaços de determinar experimentalment la distribució de pressions així com l'àrea de contacte tal i com mostra la Fig. 2.6.

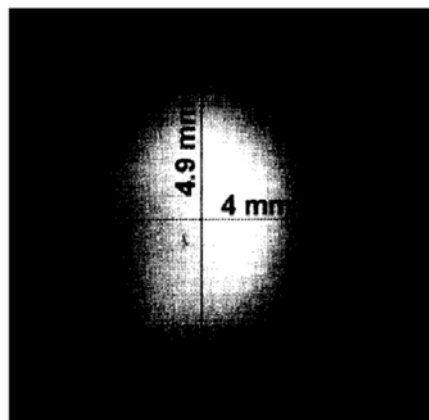


Fig. 2.6 Àrea de contacte en el contacte roda-carril quan $F=10$ kN [Pau et al., 2000]

En la Taula 2.2 es reproduïxen els resultats de Rovira et al. (2011), on es comparen les mesures experimentals obtingudes a partir d'un transductor ultrasònic i els resultats obtinguts amb models numèrics. La força de contacte F aplicada és de 50 kN. Les diferències entre les mesures experimentals i les numèriques són aproximadament de 0,5 mm per al semieix major i de 0,1 mm per al semieix menor.

	Numèric				Experimental			
	a_h [mm]	b_h [mm]	Àrea [mm ²]	p_{max} [MPa]	a_h [mm]	b_h [mm]	Àrea [mm ²]	p_{max} [MPa]
Carril nou	5,75	4,03	77,96	1030	6,25	4,125	81,62	1800
Carril rodat	5,65	4,09	70,73	1033	6,00	4,25	84,13	1350

Taula 2.2 Comparativa numèrica i experimental del contacte roda-carril [Rovira et al., 2011]

Tant Rovira et al. (2011) com Pau et al. (2000) diuen que els acabats superficials dels sòlids en contacte influeixen a l'hora de que les mesures experimentals s'assemblin a la distribució teòrica de pressions de la teoria elàstica de contacte de Hertz. Les mesures experimentals s'assemblen més a les previstes per la teoria elàstica de contacte de Hertz com millor són els acabats superficials i com més elevada és la força de contacte.

2.4. Fatiga en la lleva i en el corró

Si en un mecanisme de lleva amb palpador de corró es pot assegurar que el muntatge, la fabricació i les condicions de lubricació són les adequades, la fallada tant de les lleves com dels corró es preveu que es produeixi per fenòmens associats a la fatiga superficial ja que aquests elements estan sotmesos a càrregues fluctuants i amb un contacte predominantment de rodolament.

La fallada per fatiga superficial s'origina per l'aparició d'elevades pressions de contacte de Hertz que també generen esforços tallants –Eq. (2.18), Taula 2.1– els quals es pensa que són la causa de la formació d'esquerdes que provoquen pèrdues de material de les superfícies en contacte (picat) després de molts cicles de treball [Norton, 2002].

A mesura que augmenta la força tangencial aplicada en el contacte entre una lleva i un palpador, l'esforç tallant màxim s'acosta a la superfície de contacte. No obstant, per a mecanismes de lleva amb palpador de corró, es pot considerar que no hi ha distorsió en el camp d'esforços previst per la teoria elàstica de contacte de Hertz, ja que les forces tangencials són petites respecte les forces normals –relacions inferiors a 1/9–, el corró pot girar amb poques resistències passives respecte el seu eix de rotació i el contacte en aplicacions industrials normalment està lubricat.

A l'hora de dissenyar és adequat preveure que la fallada per fatiga superficial aparegui abans en el corró que en la lleva perquè els corrons són elements estàndard i durant el funcionament del mecanisme, el corró realitza més cicles de rotació que la lleva. En el corró, la fallada per fatiga superficial es pot localitzar en els elements de rodament interiors en contacte amb les pistes interiors i en la pista exterior en contacte amb la lleva.

Tant en els catàlegs de fabricants de corrons com INA, IKO o NTN, com en treballs de mecanismes de lleva i palpador de corró consultats [Flocker, 2012; Chavan i Joshi, 2011; Demeulenaere i De Schutter, 2005] per determinar la vida nominal d'un corró, L_{10} , s'aplica l'Eq. (2.28) [Sadeghi et al., 2009; Glaeser i Shaffer, 1996] d'àmplia utilització en molts rodaments. La vida nominal d'un rodament L_{10} es defineix com la duració en milions de cicles assolida pel 90% d'un quantitat suficientment gran de rodaments iguals, abans de que hi apareguin els primers indicis de la fallada per fatiga en el material.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (2.28)$$

On el paràmetre C és la capacitat de càrrega del corró i P és la càrrega dinàmica equivalent calculada a partir de la força fluctuant F a la que està sotmesa el corró. L'exponent p val 3 quan els elements interiors del corró són boles i val 10/3 quan són corrons o agulles.

En els corrons, a part de calcular la vida nominal, treballs consultats coincideixen en fixar un límit de pressions de Hertz que es recomana no sobrepassar en contacte entre la pista exterior del corró i la lleva. El límit de pressió admissible és difícil d'establir ja que depèn de molts factors com són la duresa superficial, els acabats superficials, els materials escollits o les condicions de lubricació i per això, si es pot, s'ha de determinar experimentalment.

El fabricant de corrons INA dona valors orientatius de pressions de Hertz per tal d'aguantar 10^7 cicles de funcionament en funció del material que s'escull per al sòlid sobre el que rodola el corró. Així per exemple per a un acer de cementació com el 16MnCr5 utilitzat en la fabricació de lleves –designació numèrica 1.7131 segons EN 10084 i F-1516 segons norma UNE 36.013– el valor de la pressió de Hertz és de 1500 MPa. D'altres fabricants de corrons com IKO o NTN, defineixen valors de força màxima que anomenen capacitat de pista, *Track load capacity* en la bibliografia en anglès, que varia en funció de la duresa superficial del sòlid en contacte amb el corró. D'acord amb el fabricant IKO, la capacitat de pista d'un corró es defineix com la força màxima permesa per evitar l'aparició de deformacions permanents en el contacte entre la pista exterior del corró i un pla.

Bouyer et al. (2008) per a acers d'alta qualitat donen límits de pressions de contacte estàtica entre 1600 MPa i 2000 MPa i per obtenir una vida a fatiga infinita recomanen no sobrepassar un 40% d'aquest valor. Riba (2007) fixa valors de pressions màximes de contacte orientatius en MPa respecte

de la duresa superficial Brinell HB com $3HB \leq p_{\max} \leq 5HB$.

En el cas de contacte lineal entre sòlids, Juvinal (1967), Norton (2002) i Rothbart (2004) presenten les mateixes taules que permeten relacionar les pressions de contacte amb els cicles de funcionament sense l'aparició de la fallada per fatiga superficial, per a diferents materials i per als supòsits de rodolament o amb una velocitat de lliscament relativa del 9%. En la Taula 2.3 es presenta un fragment d'aquestes taules. El valor orientatiu de la pressió de contacte p_{\max} permet assegurar 10^8 cicles de funcionament sense que hi aparegui la fallada per fatiga superficial en les superfícies exteriors en contacte.

Cilindre 1: acer d'eina amb duresa superficial de 60-62 HRC		
Cilindre 2	p_{\max} [MPa] Rodolament	p_{\max} [MPa] Rodolament i 9% de lliscament
Acer al carboni AISI 1020 amb una capa de 1,1 mm endurida fins a 50-60 HRC	1765	683
Acer AISI 4340 amb una capa de 1,1 mm endurida per inducció fins a 58-60 HRC	1786	1489

Taula 2.3 Valors de pressions de contacte màximes orientatius per al cas de contacte entre cilindres

2.5. Condicions de lubricació

Els mecanismes de lleva-palpador en aplicacions industrials habitualment estan lubricats. La lubricació dels elements juga un paper important ja que permet reduir la fricció entre les superfícies, eliminar calor, reduir el desgast del mecanisme i endarrerir l'aparició de la fallada per fatiga superficial. Es recomanable aplicar lubricant tant en els elements de rodolament interior del corró, com en el contacte entre una lleva i la pista exterior del corró.

Respecte la lubricació dels elements interiors d'un corró, la normativa ISO 281:2007 afegeix el coeficient a_{ISO} que té en consideració les condicions de lubricació d'aquests elements –lubricant utilitzat, impureses del lubricant, etc.– i modifica la vida nominal segons l'Eq. (2.29) [Sadeghi et al., 2009]. En el catàleg d'INA hi ha un àbac per calcular el coeficient a_{ISO} .

$$L_{mn} = a_{ISO} L_{10} \quad (2.29)$$

L'efectivitat de la lubricació que hi ha entre la pista exterior del corró i una lleva s'avalua considerant el tipus de lubricació. Dels diferents tipus de lubricació –hidrodinàmica, elastohidrodinàmica (EHD), mixta o lubricació de frontera–, la pel·lícula de lubricant que s'interposa en el contacte entre una lleva

i un corró acostuma a treballar en condicions de lubricació EHD [Rothbart, 2004; Norton, 2002]. El tipus de lubricació existent s'avalua amb la variable d'espessor de capa específica Λ amb l'Eq. (2.30)

$$\Lambda = \frac{4}{3} \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{qll}^2 + R_{qc}^2}} \quad (2.30)$$

On h_{\min} és l'espessor de la pel·lícula de lubricant, R_{qll} és la rugositat eficaç de la lleva i R_{qc} és la rugositat eficaç del corró. Per començar a tenir una lubricació del tipus EHD s'ha de complir que $\Lambda > 1$ tot i que per mantenir la vida del catàleg del corró es recomana que $\Lambda > 1,2$ [Norton, 2002].

L'espessor de la pel·lícula de lubricant h_{\min} es calcula amb l'Eq. (2.31) si el contacte nominal és lineal i amb l'Eq. (2.32) si el contacte nominal és puntual.

$$h_{\min} = 2,65R'(\alpha E')^{0,54} \left(\frac{\eta_0 U}{E'R'} \right)^{0,7} \left(\frac{F}{lE'R'} \right)^{-0,13} \quad (2.31)$$

$$h_{\min} = 3,63R'(\alpha E')^{0,49} \left(\frac{\eta_0 U}{E'R'} \right)^{0,68} \left(1 - e^{-0,68a_h/b_h} \right) \left[\frac{F}{E'(R')^2} \right]^{-0,073} \quad (2.32)$$

En aquestes dues equacions, R' és el radi efectiu en la direcció de rodolament, α és l'exponent de pressió-viscositat, E' és el mòdul efectiu de Young, η_0 és la viscositat absoluta del lubricant, U és la velocitat lineal en el contacte entre la lleva i el corró –suposant rodolament–, F és la força de contacte, l és l'amplada del sòlid més curt axialment i a_h/b_h és la relació entre els semeixos de l'el·lipse de contacte. Totes aquestes expressions es calculen segons Norton (2002) i han de ser expressades en unitats pròpies del sistema ips (U.S.).

Lindholm et al. (2003) determinen per a un mecanisme d'arbre de lleves i palpadors de corrons bombats d'un motor de combustió interna que la variable Λ presenta valors entre 1,0 i 1,6. Aquests autors també comenten que les condicions de lubricació més desfavorables es produeixen quan el perfil de la lleva té el menor radi de curvatura.

2.6. Fabricació i característiques de mecanismes de lleva i palpador de corró

En aquest apartat es descriuen les característiques habituals en quant als materials seleccionats, toleràncies de fabricació i valors d'acabats superficials de lleves i corrons d'aplicacions industrials.

■ Corrons

Un corró de lleva és un elements estàndard que es fabrica amb acers que han rebut un tractament

tèrmic per tal d'augmentar la seva duresa superficial. Norton (2002), Rothbart (2004) i els catàlegs de corrons consultats donen una duresa de la superfície exterior dels corrons de 60-62 HRC.

En quant als errors de fabricació, els fabricants consultats acostumen a donar un interval de toleràncies per al diàmetre nominal de $0 \mu\text{m}$ a $-50 \mu\text{m}$ i uns jocs propis de la categoria C2 o CN, equivalents a un joc entre $0 \mu\text{m}$ i $25 \mu\text{m}$ (per a corrons model KRXX-PP de fins a diàmetre 72 mm del fabricant INA).

Com a valors típics d'acabats superficials, Rothbart (2004) dóna com a valor estàndard de la rugositats eficaç R_q un valor de $0,1 \mu\text{m}$, Norton (2002) mostra un exemple amb una R_q de $0,18 \mu\text{m}$ i Lindholm et al. (2003) mesuren un valor de R_q de $0,13 \mu\text{m}$. El valor de R_q s'utilitza en l'Eq. (2.30) per determinar el tipus de lubricació de la pista exterior del corró. Aquests valors de rugositat són baixos i s'aconsegueixen amb processos de rectificat.

Els corrons tenen la superfície exterior cilíndrica recta –en aquesta tesi s'anomenen corrons cilíndrics– o amb un cert radi de bombament –en aquesta tesi s'anomenen corrons bombats. Els corrons bombats tenen límits de pressions de contacte inferiors als cilíndrics però no incrementen la pressió de contacte davant possibles errors de fabricació o de muntatge presents en el mecanisme. La Fig. 2.7 representa les pressions de contacte màximes de Hertz assolides en funció dels errors d'inclinació de l'eix de rotació del corró per a diferents tipologies de corró. En la Fig. 2.7 el radi de bombament optimitzat té un radi variable en la direcció longitudinal del corró.

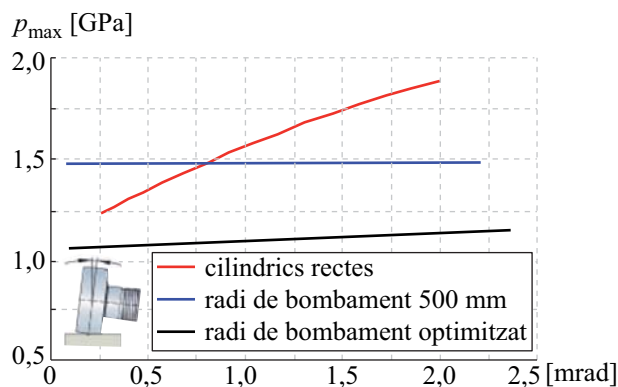


Fig. 2.7 Pressions de contacte màximes quan $F=13,8 \text{ kN}$ per a diferents tipologies del corró NUKR80 [INA]

■ *Lleves*

Les lleves s'han de fabricar amb un material d'igual o de major qualitat que el material del corró de manera que els efectes de la fallada per fatiga superficial apareguin primer en els corrons. Això significa en part que la duresa superficial de les lleves ha de ser igual o major que la dels corrons. Per a lleves utilitzades en aplicacions industrials, els materials que s'acostumen a utilitzar són acers de màquines que permeten tractaments superficials d'enduriment tals com la cementació o la nitruració. En la Taula 2.4 es mostren acers de màquines recomanats per Riba (2007) per a la fabricació de lleves

i la seva designació segons diferents normatives.

	EN 10084		AISI /SAE	UNE 36.013
Acers de cementació	1.1121	C10E	1010	F1510
	1.7131	16MnCr5	5115	F1516
	1.7243	18CrMo4	-	F1550
	1.5752	15NiCr13	3310 (4320*)	F1540
	1.6523	20NiCrMo2-2	8620H	F1522
	1.6657	14NiCrMo13-4	9315	F1560
Acers de nitruració	1.8519	31CrMoV9	-	F1721
	1.8509	41CrAlMo7-10	Nitralloy 135	F1740

Taula 2.4 Acers de màquines recomanats per a lleves utilitzades en aplicacions industrials [Riba, 2007]. * - Classificació segons ThyssenKrupp Materials Ibérica

La fabricació de lleves habitualment es realitza amb processos de mecanitzat com són el fresat o el rectificat amb control numèric continu CNC. També s'utilitzen altres processos com l'electroerosió per fil en màquines equipades amb CNC. A les màquines de CNC es dona el perfil de la lleva discretitzat de manera que s'agafen punts del perfil separats per intervals d'angle que són típicament de 0,5°, 0,25° o 0,1° [Rothbart, 2004; Norton, 2002].

Generalment la fabricació del perfil d'una lleva cilíndrica es divideix en etapes. En una primera etapa es parteix d'un cilindre d'acer i es mecanitza una superfície paral·lela (superfície offset) al perfil de la lleva desitjada, que és unes dècimes de mil·límetre major en la direcció normal cap enfora del perfil de la lleva. En una segona etapa es realitza el tractament tèrmic sobre la lleva, fet que provoca distorsions en el perfil. Seguidament es realitza un mecanitzat més fi –rectificat– que arrenca poc material amb la finalitat d'eliminar les distorsions ocasionades durant el tractament tèrmic i obtenir el perfil de lleva desitjat.

Chang i Wu (2009a) especifiquen les toleràncies de fabricació del perfil d'una lleva amb toleràncies dimensionals. Així a partir de la màxima dimensió radial de la lleva $\left| \overline{\mathbf{OJ}}(\theta) \right|_{\max}$ que és de 63,525 mm i fixant un IT6, determinen els errors de fabricació en el perfil de la lleva en 19 µm. No obstant, la majoria d'autors especifiquen les toleràncies de fabricació d'un perfil de lleva amb toleràncies geomètriques. Així, Zhou et al. (2011) especifiquen que per a una lleva d'alta precisió la dimensió radial està entre ±20 µm. Rothbart (2004) dona com a acceptables valors de ±25 µm per a peces d'altas produccions, ±8 µm per a elements destinats a màquines d'altas velocitats de funcionament i ±2,5 µm per a lleves destinades a motors de combustió interna. Norton (2002) dona valors de toleràncies de ±25 µm per a peces fabricades en fresas estàndard, ±12,5 µm per a peces rectificades i ±1,25 µm per a processos de fabricació d'alta qualitat.

Rothbart (2004) comenta que per fitar l'efecte dels errors de fabricació, el millor criteri és suavitzar la funció d'acceleració $a(\theta)$, ja que tot i les millores que s'han produït en les tecnologies de fabricació actuals es fa difícil controlar la derivada tercera de la llei de desplaçament. Rothbart (2004) també dóna com a valor orientatiu un ajust per interferència de 25 μm a l'hora de fabricar mecanismes de lleves conjugades i evitar la pèrdua de contacte.

Rothbart (2004) dóna com a rugositat mitjana aritmètica R_a un valor típic de 3 μm per a peces fresades i 0,38 μm per a peces rectificades i comenta que, amb valors inferiors a 0,38 μm no es millora el comportament cinemàtic i dinàmic del mecanisme. Norton (2002) remarca que per caracteritzar adequadament els acabats superficials d'una lleva s'han de donar com a mínim els paràmetres de: R_a , R_t (distància entre el pic més alt i la vall més profunda), R_{pm} (rugositat mitjana aritmètica dels cinc pics més alts respecte la línia central), R_{sk} (mesura de la simetria de la rugositat, un valor negatiu indica bones propietats de rodolament) i W_t (ondulació màxima obtinguda de la diferència entre el pic més alt i la vall més profunda). En la Taula 2.5 es presenten aquests valors d'acabats superficials i el valor de R_q (que serveix per avaluar les condicions de lubricació) per a una lleva fresada i una lleva rectificada.

	Rugositat					Ondulació
	R_a [μm]	R_t [μm]	R_{pm} [μm]	R_{sk} [μm]	R_q [μm]	W_t [μm]
Lleva fresada	0,600	4,375	1,750	-0,071	0,750	2,900
Lleva rectificada	0,125	1,250	0,425	-0,412	0,175	0,950

Taula 2.5 Valors d'acabats superficials mesurats per a una lleva fresada i una de rectificada [Norton, 2002]

2.7. Anàlisi dels efectes dels errors de fabricació i muntatge

Les avantatges dels mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma respecte dels mecanismes de lleva-palpador de tancament per força són l'eliminació de la molla de tancament, la possibilitat de treballar a velocitats més elevades, elevar les freqüències de ressonància i l'obtenció de menors pressions i forces de contacte. Aquests avantatges es produeixen sempre i quan es garanteixi una bona fabricació i muntatge. Per això s'accepta que la fabricació i muntatge dels mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma resulti més cara, ja sigui perquè es realitza amb més precisió o perquè es necessiten més elements com és el cas d'un mecanisme de lleves conjugades. L'explicació del per què la fabricació dels elements ha de ser més precisa recau en el fet que el tancament del parell superior existent entre una lleva i un corró es realitza mitjançant la geometria d'elements [Cardona et al., 2013] i no mitjançant la col·locació d'un element flexible com una molla com és el cas dels mecanismes de lleva per tancament per força.

Dit això, es pot assumir que la fabricació i muntatge dels elements d'un mecanisme de lleva-palpador

és un aspecte més crític en els mecanismes on el tancament del parell superior es realitza per forma que en aquells on es realitza per força.

No obstant, els treballs que analitzen la influència dels errors de fabricació i muntatge es centren en els mecanismes de lleva de tancament per força [Lassaad et al., 2013; Tounsi et al., 2011a; Tounsi et al., 2010; Zhang i Wang, 1993; Grewal i Newcombe, 1988; Kim i Newcombe, 1982; Kim, 1977] o en mecanismes de lleves indexadors [Xu i He, 2011; Chang et al., 2006; Cheng, 2002] on funcionalment es produeix l'obertura del parell superior entre la lleva i els diferents corrons.

Els treballs trobats en la bibliografia que analitzen la influència dels errors de fabricació i muntatge des d'un punt de vista geomètric en mecanismes de lleves conjugades i palpador de corrons són els següents. Lima et al. (2011) proposen la utilització de sensors làser per determinar els errors de fabricació del perfil de les lleves. Chang et al. (2011, 2009b, 2008) dissenyen un banc de mesura per determinar els errors de fabricació de manera indirecta mesurant la desviació de la llei de desplaçament. Aquests autors es preocupen bàsicament de proposar mètodes més econòmics per determinar els errors de fabricació del mecanisme que no pas la mesura amb una màquina de mesura per coordenades CMM.

Els treballs trobats en la bibliografia que analitzen la influència dels errors de fabricació i muntatge en aspectes dinàmics per a mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma són pocs. Han et al. (2011) estudien l'efecte que té el joc que hi ha entre la pista d'una lleva de ranura i el corró sobre la força de contacte en un mecanisme utilitzat en una arma de foc. Chang et al. (2011) analitzen l'efecte del joc entre les lleves i els corrons d'un mecanisme indexador de lleves conjugades on el palpador té moviment oscil·lant. Aquests models dinàmics no serveixen per al mecanisme de lleves conjugades analitzat en el capítol 5, ja que en els mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma analitzats per aquests autors funcionalment es permet la pèrdua de contacte entre una lleva i un palpador de corró.

3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró

En els parells superiors d'un mecanisme, com l'existent entre una lleva i un palpador de corró, és habitual trobar-hi les majors deformacions, les màximes pressions de contacte i que hi aparegui la fallada per fatiga superficial a causa del moviment relatiu entre els sòlids enllaçats. Per això es considera rellevant estudiar la caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró respecte d'altres enllaços que hi ha en un mecanisme de lleva i palpador de corró. Les formulacions per caracteritzar el contacte entre una lleva i un palpador de corró majoritàriament tenen la seva base en la teoria elàstica de contacte de Hertz. La geometria de la lleva i del corró determinen a priori si s'utilitza la formulació del contacte lineal o bé la formulació del contacte puntual el·líptic.

Quan el corró és bombat i la lleva és cilíndrica, el contacte nominal és puntual i s'aplica la formulació del contacte puntual el·líptic. Quan el corró i la lleva són cilíndrics, el contacte nominal és una línia recta i s'aplica la formulació del contacte lineal. Per a mecanismes de lleva i palpador de corró la majoria d'autors utilitzen corròs cilíndrics [Chavan i Joshi, 2011; Tounsi et al., 2011b; Lu et al., 2010; Naskar i Acharyya, 2010; Acharyya i Naskar, 2008; Bouyer et al., 2008; Nayak et al., 2006; Fabien, 1995] i només alguns autors seleccionen corròs bombats [Demeulenaere i De Schutter, 2005; Lindholm et al., 2003].

El contacte nominal puntual és habitual en el contacte entre dents d'engranatge on s'utilitzen perfils bombats en la direcció axial de les dents [Gonzalez et al., 2011], en el contacte entre les esferes interiors i les pistes interiors d'un rodament [Wensing, 1998] i en el contacte roda-carril de l'àmbit ferroviari [Rovira et al., 2011; Otero et al., 2011].

En aquest capítol s'estudia el contacte entre una lleva i un palpador de corró amb la finalitat d'aportar més informació sobre la idoneïtat d'utilitzar un corró bombat o cilíndric. En primer lloc es reescriuen les formulacions del contacte puntual el·líptic plantejades per Johnson (1985) i per Rothbart (1985) per facilitar-ne l'aplicació al cas del contacte entre una lleva i un palpador de corró bombat. Seguidament es presenten les mesures experimentals de l'amplada dels eixos de l'el·lipse de contacte realitzades amb un banc d'assaig. La finalitat d'aquestes mesures experimentals és comprovar la validesa de la formulació del contacte puntual el·líptic en el contacte entre una lleva cilíndrica i un palpador de corró bombat. Com que la lleva localment es pot aproximar fins a segon ordre a un cilindre amb el radi de curvatura de la lleva, s'ha plantejat un cas de contacte entre un cilindre i un palpador de corró bombat. Finalment es comparen els resultats obtinguts en quant a la deformació conjunta i a les pressions de contacte per al cas de contacte entre una mateixa lleva –en el cas analitzat, un cilindre– i les dues tipologies de corró. Els corròs analitzats són de la marca IKO: el corró bombat és el model NURT20R i el corró cilíndric és el NURT20.

3.1. Formulació del contacte puntual el·líptic per a un mecanisme de lleva i palpador de corró bombat

En les formulacions proposades per Johnson (1985) i Rothbart (1985), la geometria de cada sòlid en el punt de contacte es defineix amb els seus dos radis de curvatura principals. Per al corró es considera que el radi de curvatura principal màxim, R_{II}^{\max} , és el radi de bombament r_{bomb} i el radi de curvatura principal mínim, R_{II}^{\min} , és el radi nominal del corró r . Per a la lleva es considera que el radi de curvatura principal màxim, R_I^{\max} , és infinit ja que és cilíndrica i el radi de curvatura principal mínim, R_I^{\min} , és el radi de curvatura local del perfil de la lleva $r_c(\theta)$. Tal i com s'observa en la Fig. 3.1b, els dos radis de curvatura principals mínims, R_I^{\min} i R_{II}^{\min} , estan continguts en el pla frontal de disseny, perpendicular a l'eix de rotació de la lleva i que conté el punt de contacte J. Tal i com s'observa en la Fig. 3.1b i en la Fig. 3.1c, els dos radis de curvatura principals màxims, R_I^{\max} i R_{II}^{\max} , estan continguts en el pla n-n', que compleix que és perpendicular al pla frontal i que conté la normal al pla tangent t-t' de les superfícies.

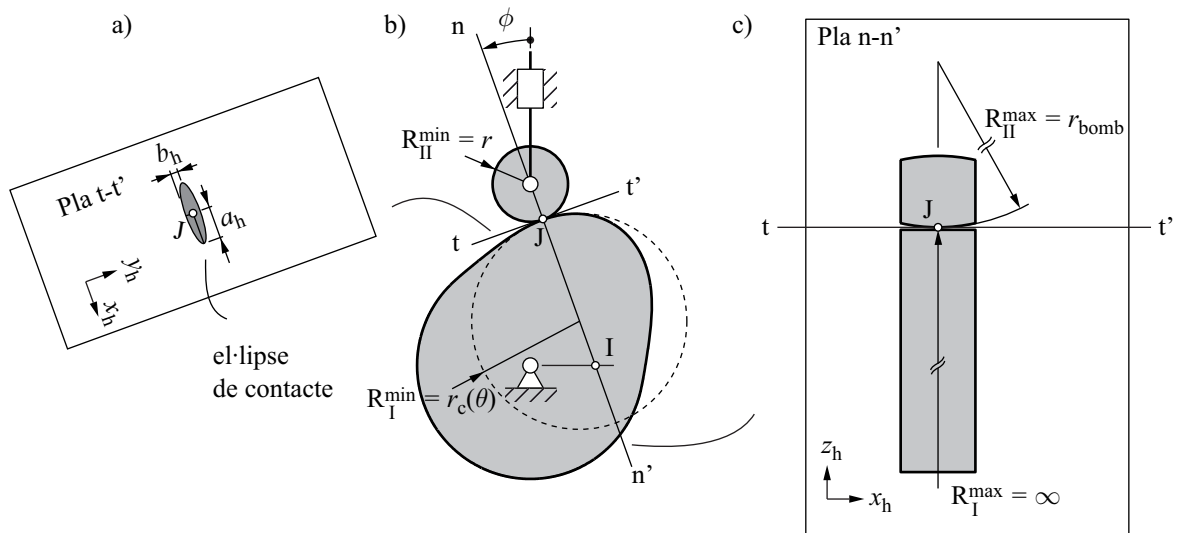


Fig. 3.1 Mecanisme de lleva i palpador de corró bombat: a) el·lipse de contacte. Radis de curvatura principals: b) mínims, c) màxims

3.1.1. Formulació proposada per Johnson

Johnson parteix de l'Eq. (3.1), on γ és l'angle que formen els plans principals màxims dels dos sòlids. D'acord amb la Fig. 3.1c, $\gamma = 0^\circ$ ja que el pla principal màxim de la lleva i del corró és el pla n-n'.

$$\left\{ \begin{array}{l} A + B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_I^{\max}} + \frac{1}{R_I^{\min}} + \frac{1}{R_{II}^{\max}} + \frac{1}{R_{II}^{\min}} \right) \\ |B - A| = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{R_I^{\min}} - \frac{1}{R_I^{\max}} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_{II}^{\min}} - \frac{1}{R_{II}^{\max}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_I^{\min}} - \frac{1}{R_I^{\max}} \right) \left(\frac{1}{R_{II}^{\min}} - \frac{1}{R_{II}^{\max}} \right) \cos 2\gamma} \end{array} \right. \quad (3.1)$$

3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró

En el cas d'un mecanisme de lleva cilíndrica i un palpador de corró bombat s'obté:

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_c(\theta)} + \frac{1}{r} \right) \quad (3.2)$$

$$A = \frac{1}{2r_{\text{bomb}}} \quad (3.3)$$

El radi equivalent R_e es defineix amb l'Eq. (3.4).

$$R_e = \frac{1}{2\sqrt{AB}} \quad (3.4)$$

La ràtio entre la longitud dels semieixos de l'el·lipse de contacte, b_h/a_h , de la Fig. 3.1a es troba resolent l'Eq. (3.5)

$$\frac{B}{A} = \frac{(a_h/b_h)^2 E(e) - K(e)}{K(e) - E(e)} \quad (3.5)$$

On,

$$e = \sqrt{1 - (b_h/a_h)^2}$$

$$K(e) = \int_0^{\pi/2} (1 - e \sin^2 \psi)^{-1/2} d\psi$$

$$E(e) = \int_0^{\pi/2} (1 - e \sin^2 \psi)^{1/2} d\psi$$

En l'Eq. (3.5), e és l'excentricitat de l'el·lipse de contacte, $K(e)$ és la integral el·líptica completa de primer ordre i $E(e)$ és la integral el·líptica completa de segon ordre. El valor de F_{e1} es defineix amb l'Eq. (3.6). Fins ara, tots els valors calculats depenen únicament de la geometria dels sòlids.

$$F_{e1} = \left(\frac{4}{\pi e^2} \right)^{1/3} \left(\frac{b_h}{a_h} \right)^{1/2} \left(\left(\frac{a_h}{b_h} \right)^2 E(e) - K(e) \right) (K(e) - E(e))^{1/6} \quad (3.6)$$

Quan s'aplica una força de contacte F es genera l'àrea el·líptica de contacte de la Fig. 3.1a. La pressió de contacte màxima p_{max} es determina amb l'Eq. (3.7), on E^* és un paràmetre que es calcula amb l'Eq. (3.8) a partir del mòdul de Young i del coeficient de Poisson de la lleva i del corró.

$$p_{\text{max}} = \frac{3F}{2\pi a_h b_h} = \left(\frac{6FE^*}{\pi^3 R_e^2} \right)^{1/3} \frac{1}{F_{e1}^2} \quad (3.7)$$

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_I^2}{E_I} + \frac{1 - \nu_{II}^2}{E_{II}} \right)^{-1} \quad (3.8)$$

Per trobar les dimensions dels dos semieixos a_h i b_h de l'el·lipse de contacte cal introduir addicionalment l'Eq. (3.9)

$$a_h b_h = \left(\frac{3FR_e}{4E^*} \right)^{2/3} F_{e1}^2 \quad (3.9)$$

La deformació conjunta δ entre la lleva i el corró es calcula amb l'Eq. (3.10), on F_{e2} s'obté amb l'Eq. (3.11)

$$\delta = \left(\frac{9F^2}{16E^{*2}R_e} \right)^{1/3} F_{e2} \quad (3.10)$$

$$F_{e2} = \frac{2}{\pi} \left(\frac{b_h}{a_h} \right)^{1/2} \frac{K(e)}{F_{e1}} \quad (3.11)$$

Per evitar la resolució de l'Eq. (3.5), Johnson va representar els coeficients F_{e1} i F_{e2} tal i com es mostra en la Fig. 3.2.

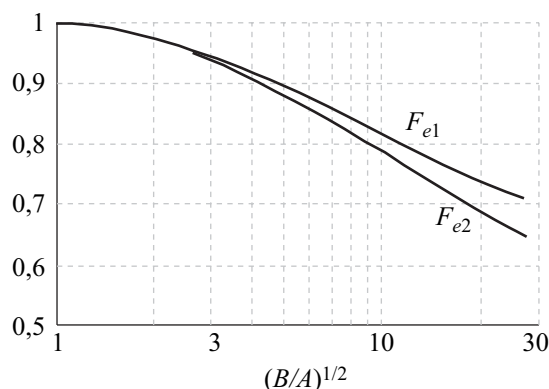


Fig. 3.2 Valors dels coeficients geomètrics F_{e1} i F_{e2} [Johnson, 1985]

Aïllant la força de contacte F de l'Eq. (3.10) s'arriba a l'Eq. (3.12) que permet relacionar la força de contacte amb la deformació conjunta, on k_h és la rigidesa de contacte no lineal de Hertz calculada amb l'Eq. (3.13)

$$F = k_h \delta^{3/2} \quad (3.12)$$

$$k_h = \left(\frac{16E^{*2}R_e}{9F_{e2}^3} \right)^{1/2} \quad (3.13)$$

3.1.2. Formulació de Rothbart

Rothbart per evitar l'ús de les integrals el·líptiques defineix els coeficients m , n i λ . La Taula 3.1

3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró

presenta els valors d'aquests coeficients en funció de l'angle φ definit segons l'Eq. (3.14). Els valors de m i n de la Taula 3.1 és habitual trobar-los tabulats en diferents treballs [Norton, 2002; Timoshenko i Goodier, 1968; Juvinal, 1967] mentre que el valor de λ només s'ha trobat en el treball de Rothbart (1985). A i B són els mateixos valors que apareixen en la formulació de Johnson.

$$\varphi = \arccos\left(\frac{|B-A|}{A+B}\right) \quad (3.14)$$

φ [°]	0	10	20	30	35	40	45	50
m	∞	6,612	3,778	2,731	2,397	2,136	1,926	1,754
n	0	0,319	0,408	0,493	0,530	0,567	0,604	0,641
λ	-	0,851	1,220	1,453	1,550	1,637	1,709	1,772

φ [°]	55	60	65	70	75	80	85	90
m	1,611	1,486	1,378	1,284	1,202	1,128	1,061	1,000
n	0,678	0,717	0,759	0,802	0,846	0,893	0,944	1,000
λ	1,828	1,875	1,912	1,944	1,967	1,985	1,996	2,000

Taula 3.1 Valors dels coeficients m , n i λ [Rothbart, 1985]

El valor del semieix major a_h , del semieix menor b_h i la deformació conjunta δ es determinen amb l'Eq. (3.15), l'Eq. (3.16) i l'Eq. (3.17) respectivament.

$$a_h = m \sqrt[3]{\frac{3F}{2E^* \left(\frac{1}{R_I^{\min}} + \frac{1}{R_I^{\max}} + \frac{1}{R_{II}^{\min}} + \frac{1}{R_{II}^{\max}} \right)}} \quad (3.15)$$

$$b_h = \frac{n}{m} a_h \quad (3.16)$$

$$\delta = \lambda^3 \sqrt[3]{\frac{9F^2}{256E^{*2} \left(\frac{1}{R_I^{\min}} + \frac{1}{R_I^{\max}} + \frac{1}{R_{II}^{\min}} + \frac{1}{R_{II}^{\max}} \right)}} \quad (3.17)$$

Aïllant F de l'Eq. (3.17) s'arriba també a l'Eq. (3.12), on k_h ara es calcula amb l'Eq. (3.18).

$$k_h = \sqrt{\frac{256E^{*2}}{9\lambda^3 \left(\frac{1}{R_I^{\min}} + \frac{1}{R_I^{\max}} + \frac{1}{R_{II}^{\min}} + \frac{1}{R_{II}^{\max}} \right)}} \quad (3.18)$$

3.2. Banc d'assaig per mesurar els eixos de l'el·lipse de contacte

3.2.1. Descripció del banc d'assaig

Per validar la caracterització del contacte mitjançant la formulació del contacte puntual el·líptic s'ha construït el banc d'assaig de la Fig. 3.3 que permet mesurar els eixos $2a_h$ i $2b_h$ de l'el·lipse de contacte. El banc d'assaig consta d'un element fix, un palpador de corró bombat IKO NURT20R, un cilindre rectificat i un reductor de vis-sens-fi. El palpador de corró està en contacte amb el cilindre mitjançant un parell superior i enllaça amb l'element fix amb un parell prismàtic d'eix vertical. El palpador de corró disposa d'un suport sobre del qual s'hi poden afegir pesos per variar la força de contacte aplicada.

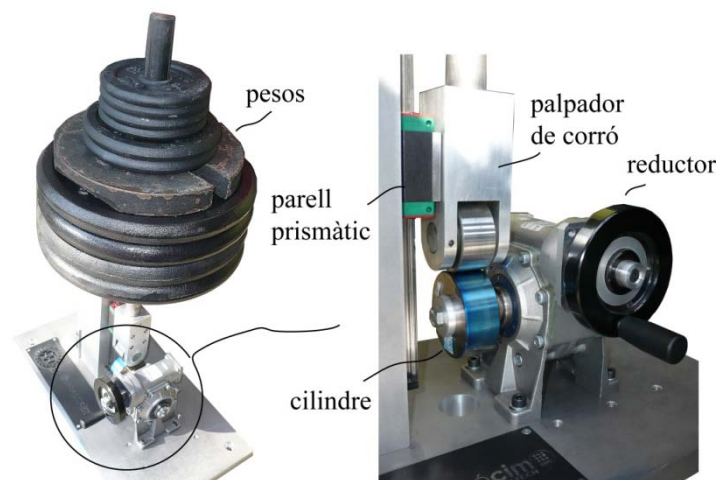


Fig. 3.3 Muntatge experimental per mesurar els eixos de l'el·lipse de contacte

Com s'ha dit es planteja l'estudi del contacte entre un cilindre i un corró bombat, ja que la lleva localment en cada punt de contacte es pot aproximar a un cilindre de radi el radi de curvatura local $r_c(\theta)$, com s'indica en la Fig. 3.1b. Per mesurar els eixos de l'el·lipse de contacte s'utilitza el tint conegut amb el nom de blau de Prússia utilitzat en aplicacions d'ajustatge mecànic. Pintant amb el tint la superfície del cilindre, quan aquest es posa en contacte amb el palpador de corró s'aconsegueix marcar sobre el cilindre l'àrea de contacte. La mesura de l'àrea de contacte s'ha realitzat utilitzant un microscopi electrònic equipat amb una càmera digital Leica DC 295. La càmera permet realitzar fotografies de la superfície del cilindre. A partir de la informació de la fotografia, el software Leica Application Suite® permet determinar longituds i per tant mesurar els eixos $2a_h$ i $2b_h$ de l'el·lipse de contacte. La magnitud de la força de contacte F aplicada entre el corró i el cilindre ve determinada per la massa del palpador de corró que és de 2,615 kg més la dels pesos que se li afegeixen.

En la Taula 3.2 es presenten les característiques geomètriques i les propietats dels materials que cal utilitzar en la formulació del contacte puntual el·líptic per caracteritzar el parell superior que hi ha

3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró

entre el cilindre i el corró bombat.

Cilindre		Corró: NURT20R				
R_I^{\max} [mm]	R_I^{\min} [mm]	R_{II}^{\max} [mm]	R_{II}^{\min} [mm]	γ [°]	$E_I = E_{II}$ [GPa]	$\nu_I = \nu_{II}$
∞	30	500	23,5	0	206,8	0,28

Taula 3.2 Característiques geomètriques i propietats dels materials del cilindre i del corró

Per aconseguir uns bons valors d'acabats superficials en el cilindre, aquest s'ha sotmès a dues etapes de rectificat: la primera amb una mola de tamany de gra de 40 i la segona amb una mola de tamany de gra de 400. En la Taula 3.3 es mostren els valors dels paràmetres que caracteritzen els acabats superficials tant del cilindre rectificat com del corró, mesurats amb un rugosímetre marca TAYLOR HOBSON model FORM TALYSURF S4C que està equipat amb un palpador inductiu que té una resolució de 16 nm. Les mesures s'han realitzat d'acord amb el que s'estableix en les normes UNE-EN ISO 4287:1999, UNE-EN ISO 4288:1998, UNE-EN ISO 11562:1998.

	Rugositat					Ondulació
	R_a [μm]	R_t [μm]	R_{pm} [μm]	R_{sk} [μm]	R_q [μm]	W_t [μm]
Corró NURT20R	0,34	3,81	2,28	-0,41	0,44	1,92
Cilindre mesura 1	0,11	1,00	0,81	-0,78	0,14	0,62
Cilindre mesura 2	0,13	1,16	0,94	-0,91	0,17	0,43
Cilindre mesura 3	0,08	0,73	0,56	-0,61	0,09	0,41
Mitjana cilindre	0,11	0,96	0,77	-0,77	0,13	0,49

Taula 3.3 Valors dels paràmetres mesurats per caracteritzar els acabats superficials del cilindre i del corró

Els valors de la Taula 3.3 mostren que els acabats superficials aconseguits en el cilindre són tan bons com els valors aconseguits en una lleva rectificada –Taula 2.5– i millors que els acabats superficials del corró NURT20R.

3.2.2. Determinació experimental de la longitud dels eixos de l'el·lipse de contacte entre el cilindre i el corró bombat NURT20R

En la Fig. 3.4 es mostren tres àrees de contacte mesurades en diferents posicions del corró i del cilindre. La relació d'augment en el microscopi s'ha fixat en un valor de 80. En les tres mesures la massa del palpador de corró més la dels pesos és de 80,615 kg i per tant la força de contacte és $F = 790,8$ N. En les tres fotografies de la Fig. 3.4 s'observa com l'àrea esborrada pel corró sobre el cilindre s'assimila a l'el·lipse teòrica de contacte. Tot i els bons acabats superficials, s'observen zones on el corró i el cilindre no han tocat. La pertorbació provocada pels acabats superficials es preveu que

s'atenuï a mesura que s'augmenta la força de contacte.

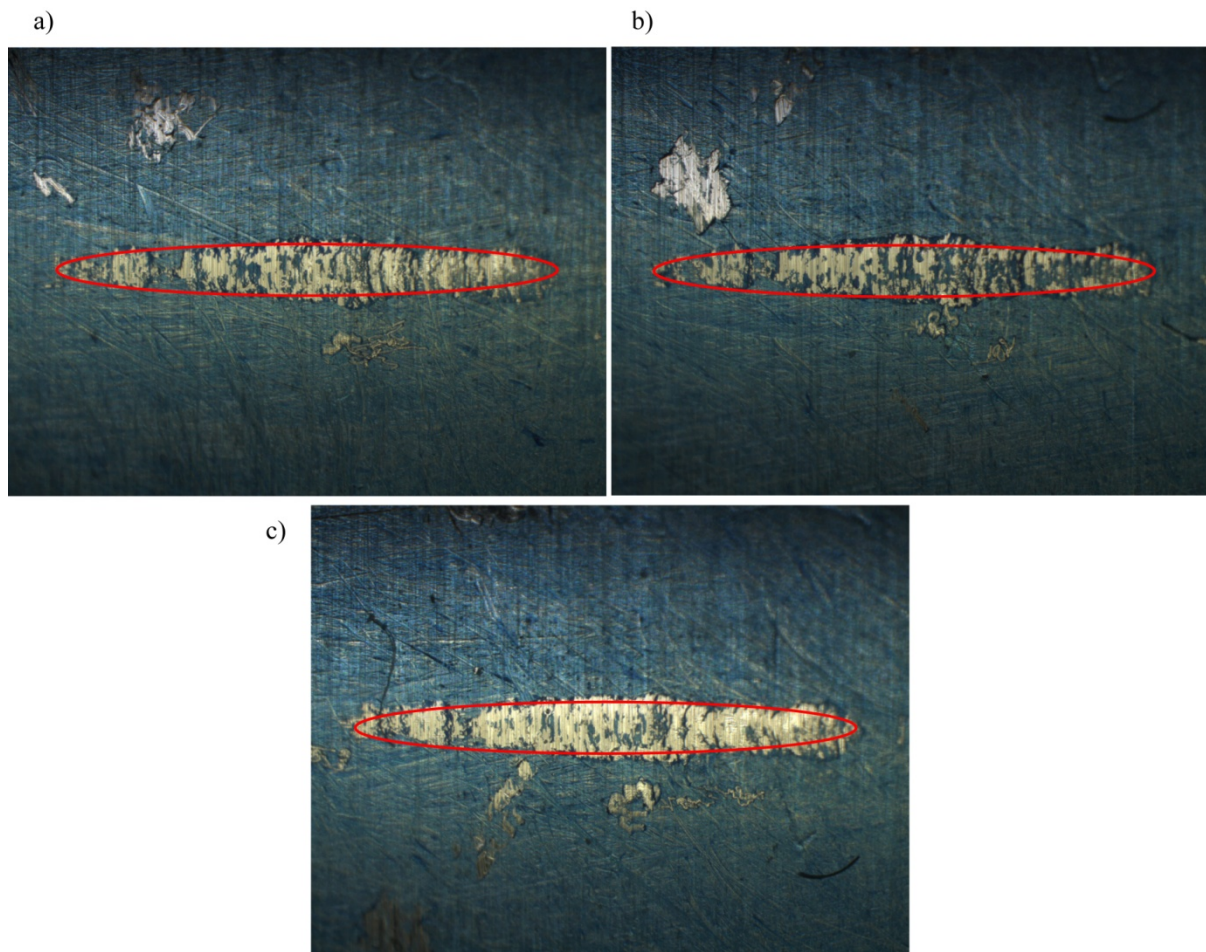


Fig. 3.4 Fotografies de la zona de contacte quan $F = 790,8 \text{ N}$

En la Taula 3.4 es presenten els valors determinats experimentalment dels eixos de l'el·lipse de contacte obtinguts amb el software Leica Application Suite® amb el qual s'aconsegueix una resolució de $10 \mu\text{m}$ i una precisió de $0,1 \text{ mm}$. Amb aquests valors es calcula l'àrea de contacte i la pressió de contacte màxima prevista utilitzant l'Eq. (3.7) i el valor de $F = 790,8 \text{ N}$.

	$2a_h$ [mm]	$2b_h$ [mm]	$\pi a_h b_h$ [mm^2]	p_{\max} [MPa]
Fig. 3.4a	4,30	0,50	1,69	703
Fig 3.4b	4,20	0,56	1,85	642
Fig 3.4c	4,12	0,52	1,68	705
mitjana	4,21	0,53	1,74	682

Taula 3.4 Valors experimentals dels eixos de l'el·lipse, l'àrea i les pressions de contacte màximes associades

En la Taula 3.5 es presenten els valors calculats amb les formulacions de Johnson i de Rothbart de la longitud dels eixos de l'el·lipse, l'àrea i les pressions de contacte així com la diferència percentual amb

3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró

els valors amitjanats de la Taula 3.4.

	$2a_h$ [mm]	dif. [%]	$2b_h$ [mm]	dif. [%]	$\pi a_h b_h$ [mm ²]	dif. [%]	p_{max} [MPa]	dif. [%]
Formulació de Johnson	4,25	0,9	0,41	29	1,38	26	861	21
Formulació de Rothbart	4,34	3,0	0,41	29	1,40	24	860	21

Taula 3.5 Valors dels eixos de l'el·lipse, l'àrea i les pressions de contacte màximes teòriques. Diferències percentuals amb els valors experimentals

S'observa que la mesura experimental de l'eix major $2a_h$ presenta una diferència del 0,9% i del 3,0% respecte les formulacions de Johnson i de Rothbart respectivament. La diferència entre la mesura experimental de l'eix menor $2b_h$ i ambdues formulacions és del 29%, compatible amb la precisió de mesura de 0,1 mm sobre el valor teòric de 0,41 mm. Les diferències de l'eix menor donen lloc a diferències del mateix ordre en l'àrea i les pressions de contacte.

Les diferències obtingudes entre les mesures experimentals i els valors previstos per la formulació del contacte puntual el·líptic dels eixos de l'el·lipse, de l'àrea i les pressions de contacte presenten diferències semblants a les que es donen amb altres mètodes més sofisticats de mesura, com per exemple Rovira et al. (2011) que mesuren àrees de contacte en el contacte roda-carril a través de transductors d'ultrasons i que s'han presentat en la Taula 2.2. Per tant es considera que el mètode d'utilitzar el blau de Prússia és adequat per caracteritzar experimentalment el contacte puntual el·líptic de manera senzilla i econòmica.

3.3. Comparativa de les deformacions conjuntes i de les pressions de contacte previstes amb les dues tipologies de corró

Per comparar el comportament dels corròs bombats i dels corròs cilíndrics en aquest apartat es calculen les deformacions conjuntes δ i les pressions de contacte màximes p_{max} previstes pel contacte entre el cilindre del banc d'assaig i les dues tipologies de corró: el corró bombat NURT20R i el corró cilíndric NURT20.

La comparativa es realitza per al rang de forces corresponent a la capacitat de pista del corró, descrita en l'apartat 2.4. La capacitat de pista segons IKO per al corró bombat NURT20R és de 4,53 kN i per al corró cilíndric NURT20 és de 20 kN, ja que el cilindre és d'acer, no se li ha fet cap tractament superficial d'enduriment i s'assumeix que té una duresa superficial de 40 HRC.

Per acceptar la hipòtesi de superfícies llises de la teoria elàstica del contacte de Hertz es proposa que la deformació conjunta δ calculada sigui com a mínim igual a la suma de les ondulacions W_i de les dues

superfícies. De tots els paràmetres recomanats per Norton (2002) per caracteritzar els acabats superficials d'una superfície, es proposa d'utilitzar el valor d'ondulació W_t ja que és el més estable un cop passat el període de rodatge del mecanisme. Utilitzant el valor mig de W_t pel cilindre i el valor del corró de W_t de la Taula 3.3, la suma d'ondulacions val $2,41 \mu\text{m}$.

3.3.1. Contacte cilindre-corró bombat NURT20R

En la Fig. 3.5 es mostren les deformacions conjuntes δ entre el corró i el cilindre calculats amb l'Eq. (3.12) per a les dues formulacions del contacte puntual el·líptic –Johnson i Rothbart. La rigidesa no lineal de Hertz k_h prevista per la formulació de Johnson és de $54,6 \text{ GN/m}^{3/2}$ i per la formulació de Rothbart és de $53,1 \text{ GN/m}^{3/2}$. S'observa com pràcticament les dues formulacions preveuen els mateixos valors de δ i que pràcticament per a tot el rang de forces es compleix la condició que $\delta > W_{tI} + W_{tII}$.

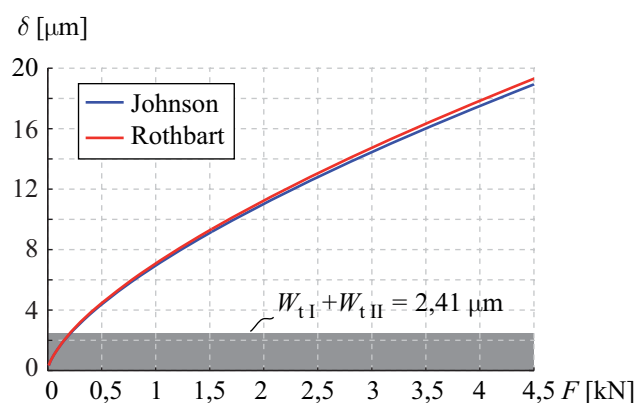


Fig. 3.5 Deformacions conjuntes cilindre-corró bombat NURT20R

En la Fig. 3.6 es mostren les pressions de contacte màximes p_{\max} i s'observa com les dues formulacions del contacte puntual el·líptic preveuen valors pràcticament idèntics. Quan la força val la capacitat de pista, la formulació de Johnson preveu pressions de 1541 MPa i la formulació de Rothbart de 1535 MPa .

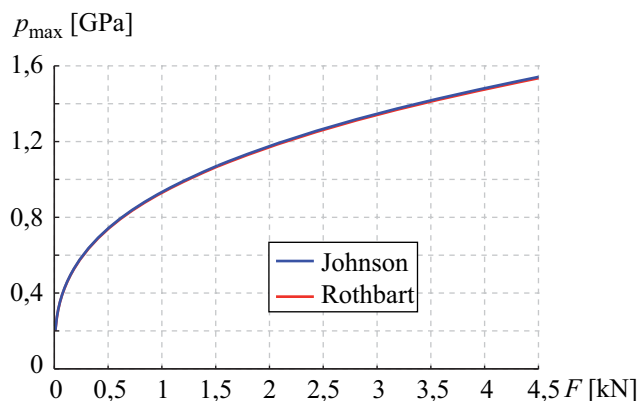


Fig. 3.6 Pressions de contacte màximes cilindre-corró bombat NURT20R

3.3.2. Contacte cilindre-corró cilíndric NURT20

En la Fig. 3.7 es mostren les deformacions conjuntes δ previstes per diverses formulacions trobades en la bibliografia i presentades en l'apartat 2.3.2.

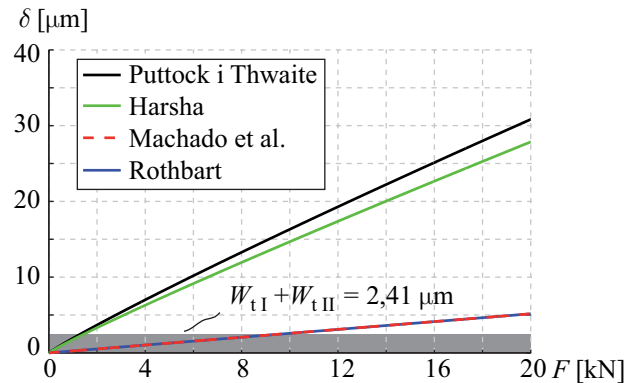


Fig. 3.7 Deformacions conjuntes cilindre-corró cilíndric NURT20

La Fig. 3.7 posa de manifest que amb les formulacions proposades per Machado et al. (2012) i de Rothbart (2004) es determinen uns valors de δ significativament inferiors als obtinguts amb les formulacions de Harsha (2006) i Puttock i Thwaite (1969). Per a les dues primeres formulacions $\delta > W_{tI} + W_{tII}$ quan la força és superior a 10 kN. Per a les dues últimes formulacions $\delta > W_{tI} + W_{tII}$ quan la força és superior a 1,5 kN. Amb totes les formulacions del contacte cilíndric quan la força és petita, els valors de δ són semblants a l'ondulació i per tant, els propis acabats superficials impedeixen el contacte al llarg de tota la longitud de la línia de contacte teòrica inicial.

IKO recomana utilitzar els corròs cilíndrics per a casos en que la duresa de la superfície en contacte amb el corró és baixa i per tant hi ha deformacions conjuntes grans o bé la càrrega a transmetre és elevada. Comparar els valors de δ amb la suma d'ondulacions W_t permet avaluar qualitativament el seguiment d'aquesta recomanació.

En la Fig. 3.8 es mostren les pressions de contacte p_{\max} obtingudes amb l'Eq. (2.17). L'amplada del corró NURT20 és de 24 mm però la longitud de la línia de contacte l s'ha fixat en 22 mm, ja que els extrems del corró estan arrodonits amb un radi de 1 mm per alleugerir la concentració de pressions en aquests punts extrems. Quan la força val la capacitat de pista la pressió de contacte és de 1570 MPa.

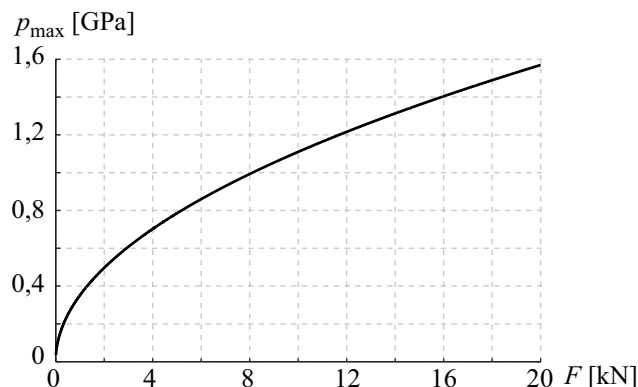


Fig. 3.8 Pressions de contacte màximes cilindre-corró cilíndric NURT20

3.3.3. Comparativa dels resultats obtinguts amb el corró bombat NURT20R i el corró cilíndric NURT20

Amb els resultats dels apartats 3.3.1. i 3.3.2., en aquest apartat es fa una discussió per escollir la tipologia del corró quan es dissenya un mecanisme de lleva i palpador de corró.

En la Fig. 3.9 es representen de nou les pressions màximes de contacte entre el cilindre i el corró bombat NURT20R i el corró cilíndric NURT20.

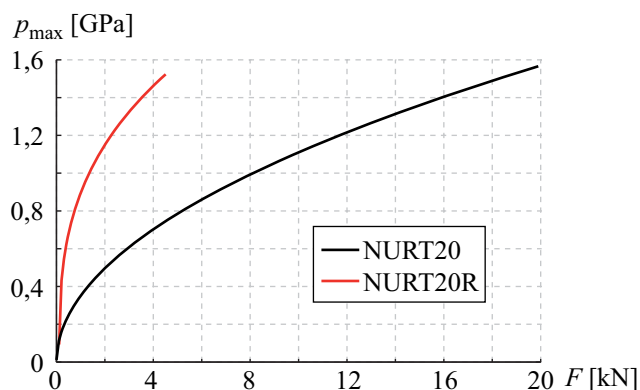


Fig. 3.9 Pressions de contacte màximes entre el cilindre i els corrons NURT20R, NURT20

S'observa que les pressions amb el corró cilíndric són inferiors a la meitat de les pressions amb el corró bombat. Ara bé, les pressions de contacte previstes pel corró cilíndric poden ser més elevades que les que s'obtenen amb el corró bombat a causa dels errors de fabricació i muntatge que afecten al paral·lelisme que hi ha entre l'eix de rotació del corró i la línia de contacte inicial –Fig. 2.7–, o també per les possibles concentracions de pressions en els extrems quan el corró és més curt longitudinalment que l'altre superfície de contacte [Duque et al., 2012; Di i Ou, 2010; Norton, 2002].

Com que els mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma a priori es fabriquen amb més qualitat que els de tancament per força, es podria deduir que els mecanismes de tancament per forma

3. Caracterització del contacte entre una lleva i un palpador de corró

són adequats per utilitzar els corròs cilíndrics i disminuir les pressions de contacte. Aquesta premissa es considera errònia. Quan es dissenya un mecanisme de lleva i palpador de corró amb un ajust per interferència es recomana utilitzar corròs bombats. El motiu és que les rigideses del sistema estan associades a l'elasticitat de sòlids molts rígids i petites variacions en les deformacions provoquen forts canvis en les forces i pressions de contacte.

Com a exemple es plantegen casos en que es produeix un increment de l'ajust per interferència $\Delta\delta_{\text{interf}}$ de 5 μm a causa de les toleràncies de fabricació i muntatge. Per a les dues tipologies de corró es plantegen dos casos, mostrats en la Taula 3.6, en que es suposen unes forces i pressions de contacte inicials diferents per a cada cas i es determina com s'incrementa la força i la pressió de contacte.

	Cas i	F_{inicial} [kN]	$p_{\text{max inicial}}$ [MPa]	$\Delta\delta_{\text{interf}}$ [μm]	ΔF_i [kN]	$\Delta p_{\text{max } i}$ [MPa]
NURT20R	1	1	932	5	1,25	289
	2	2,6	1281	5	1,60	224
NURT20	3	2,6	565	5	3,45	300
	4	14	1313	5	3,40	151

Taula 3.6 Influència d'un increment de l'ajust per interferència en les forces i pressions de contacte màximes per a les dues tipologies de corró

El cas 2 i el cas 3 de la Taula 3.6 permeten comparar el comportament de les dues tipologies de corró ja que corresponen a situacions en que la força de contacte F a transmetre inicialment és la mateixa i igual a 2,6 kN. S'observa que un mateix augment de l'ajust per interferència provoca un major increment de les forces i de les pressions de contacte en el cas del corró cilíndric NURT20 que no pas en el cas del corró bombat NURT20R.

Cal dir que el corró NURT20R i NURT20 tenen la mateixa capacitat de càrrega C igual a 38,9 kN. Així si s'utilitza l'Eq. (2.28) per determinar la vida nominal L_{10} , el corró bombat NURT20R aguanta molt més cicles de funcionament que el corró NURT20 ja que quan $\Delta\delta_{\text{interf}} = 5 \mu\text{m}$, en el primer cas la força F passa de 2,6 kN a 4,2 kN i en el segon cas F passa de 2,6 kN a ser de 6,05 kN.

Per a un mecanisme de lleva i palpador de corró amb el tancament per força, per exemple amb una molla de tancament, la utilització de les dues tipologies de corró és més compatible ja que les variacions de precàrrega introduïda per les toleràncies de fabricació són petites a causa de la flexibilitat de la molla. Evidentment s'ha de continuar vigilant amb l'efecte de la concentració de pressions en els extrems si la longitud del corró o de la lleva no són iguals.

4. Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró

Quan es dissenya un mecanisme de lleva-palpador, l'etapa de comprovació del perfil de la lleva consisteix usualment en calcular en els trams condicionats de la llei de desplaçament els índexs geomètrics corresponents a l'angle de pressió màxim ϕ_{\max} i el radi de curvatura mínim convex de la corba de pas ρ_{\min} . Els valors d'aquests índexs geomètrics depenen de la funció matemàtica $f(\theta)$ escollida, dels paràmetres fixats per a la llei de desplaçament i dels paràmetres geomètrics del mecanisme.

D'acord amb la bibliografia, la selecció dels paràmetres geomètrics per tal de complir amb les recomanacions explicades en l'apartat 2.1.3 en quant al valor dels índexs geomètrics es pot realitzar de forma gràfica [Acevedo, 2005; Mabie i Reinholtz, 1998] o amb processos d'optimització [Lu et al., 2010; Mandal i Naskar, 2009; Acharyya i Naskar, 2008; Bouyer et al., 2008; Ji i Manna, 2008; Lampinen, 2003; Yu i Lee, 1998]. En els processos d'optimització sovint les restriccions inclouen valors límits per als índexs geomètrics ϕ_{\max} i ρ_{\min} . L'inconvenient dels processos d'optimització és que la incorporació de noves restriccions pot canviar la selecció dels paràmetres geomètrics òptims. En la bibliografia consultada no s'ha trobat cap procés d'optimització que inclogui en la seva formulació la vida nominal d'un corró ni tampoc el càlcul de les pressions de contacte utilitzant alguna de les formulacions pròpies del contacte puntual el·líptic i d'aquesta manera analitzar la fallada per fatiga superficial.

En les etapes inicials del disseny, quan ja s'ha definit completament la llei de desplaçament $s(\theta)$ i s'han fixat uns paràmetres geomètrics del mecanisme, és interessant poder analitzar la fallada per fatiga superficial del corró. Per analitzar-la, els índexs geomètrics ϕ_{\max} i ρ_{\min} no són suficients. En aquest capítol s'aporta més informació per assistir la fase de comprovació del mecanisme pel que fa a l'anàlisi de la fallada per fatiga superficial del corró. Per això s'introdueixen dos nous índexs geomètrics: τ que fa referència a la relació entre l'angle girat per la lleva i el corró, ρ_{eq} que està vinculat a la geometria local en la zona del contacte entre la lleva i el corró.

En aquest capítol en primer lloc es presenten els quatre índexs geomètrics $-\phi_{\max}$, ρ_{\min} , τ i ρ_{eq} expressats en funció dels paràmetres de la llei $-h$, β i dels paràmetres geomètrics del mecanisme corresponents a r_p , ε , r_b , r . Després es desenvolupen gràfics per als quatre índexs geomètrics vàlids per a dos casos habituals en la síntesi de trams condicionats d'una llei de desplaçament. El primer cas –cas 1– és el moviment d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades. El segon cas –cas 2– és el moviment d'anada i tornada amb un punt de pas al centre del tram. Els gràfics per als quatre índexs geomètrics s'han calculat per a trams condicionats dissenyats amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 en la unió amb els trams completament definits. Finalment es

presenta un exemple on s'avalua la fallada per fatiga superficial d'un mecanisme de lleva i palpador de corró amb l'ajuda dels quatre índexs geomètrics.

4.1. Definició dels índexs geomètrics

Tal i com s'ha dit en l'apartat 2.1., l'etapa inicial del procés de disseny d'un mecanisme de lleva-palpador, d'acord amb Cardona i Clos (2000), consta pel que fa a aspectes geomètrics i cinemàtics de les següents fases: especificació de la llei de desplaçament, selecció dels paràmetres geomètrics i obtenció del perfil de la lleva i finalment comprovació del perfil.

Per als dos casos analitzats de disseny de trams condicionats –cas 1 i cas 2–, les decisions de disseny a prendre per a cada tram condicionat són: la funció matemàtica $f(\theta)$, la continuïtat en la unió entre trams i els paràmetres de la llei corresponents al desplaçament màxim h i el tram d'angle β girat per la lleva.

La funció matemàtica $f(\theta)$ s'escala verticalment i es defineix en un domini unitari $u \in [0,1]$ amb l'Eq. (4.1)

$$s(\theta) = h f(u) \quad \text{amb} \quad u = \frac{\theta - \theta_1}{\beta} \quad (4.1)$$

On θ_1 i θ_2 corresponen als extrems del tram condicionat i $\beta = \theta_2 - \theta_1$, tal i com s'observa en la Fig. 2.1. Les dues primeres derivades de la llei de desplaçament es poden expressar d'acord amb l'Eq. (4.2)

$$s'(\theta) = \frac{ds}{d\theta} = \frac{h}{\beta} \frac{df}{du} = \frac{h}{\beta} f'(u) \quad s''(\theta) = \frac{d^2s}{d\theta^2} = \frac{h}{\beta^2} \frac{d^2f}{du^2} = \frac{h}{\beta^2} f''(u) \quad (4.2)$$

Els paràmetres geomètrics, radi primari r_p i excentricitat ε , necessaris per definir el perfil de la corba de pas, s'expressen proporcionalment a h d'acord amb l'Eq. (4.3), on a_{rp} i a_ε són les constants de proporcionalitat.

$$r_p = a_{rp} h \quad \varepsilon = a_\varepsilon r_p = a_\varepsilon a_{rp} h \quad (4.3)$$

El radi primari r_p és igual a la suma del radi del corró r i del radi base de la lleva r_b d'acord amb l'Eq. (2.3). Aquests dos últims radis s'expressen proporcionalment a h amb l'Eq. (4.4), on a_r és la constant de proporcionalitat i $a_r \in [0,1]$.

$$r = a_r r_p = a_r a_{rp} h \quad r_b = r_p - r = (1 - a_r) r_p = (1 - a_r) a_{rp} h \quad (4.4)$$

Amb les definicions de les expressions de l'Eq. (4.1) a l'Eq. (4.4) els quatre índexs geomètrics adopten les expressions que s'indiquen a continuació.

4.1.1. Angle de pressió màxim

L'angle de pressió es pot expressar amb l'Eq. (4.5) que prové de substituir a l'Eq. (2.11) l'expressió de l'Eq. (2.2).

$$\phi(\theta) = \arctan\left(\frac{s'(\theta) - \varepsilon}{s(\theta) + \sqrt{r_p^2 - \varepsilon^2}}\right) \quad (4.5)$$

L'angle de pressió màxim ϕ_{\max} es determina igualant a zero la derivada de la funció angle de pressió amb l'Eq. (4.6) [Acevedo, 2005]

$$s''(\theta)\left(s(\theta) + \sqrt{r_p^2 - \varepsilon^2}\right) - (s'(\theta) - \varepsilon)s'(\theta) = 0 \quad (4.6)$$

En l'Eq. (4.6) es substitueixen les expressions de l'Eq. (4.1), l'Eq. (4.2) i de l'Eq. (4.3) i s'obté l'Eq. (4.7), que és independent del valor de h . Les arrels reals de l'Eq. (4.7) compreses entre (0,1) determinen el valor de u per al qual l'angle de pressió és màxim ϕ_{\max} .

$$\frac{f''(u)}{\beta^2}\left(f(u) + \sqrt{a_{rp}^2 - (a_\varepsilon a_{rp})^2}\right) - \left(\frac{f'(u)}{\beta} - a_\varepsilon a_{rp}\right)\frac{f'(u)}{\beta} = 0 \quad (4.7)$$

4.1.2. Radi de curvatura mínim

L'expressió de l'Eq. (4.8) del radi de curvatura de la corba de pas $r_{cp}(\theta)$ s'obté amb l'Eq. (2.2), l'Eq. (2.13), l'Eq. (4.1), l'Eq. (4.2) i l'Eq. (4.3)

$$r_{cp}(\theta) = \frac{r_p \left[\left(\frac{f(u)}{a_{rp}} + \sqrt{1^2 - a_\varepsilon^2} \right)^2 + \left(\frac{f'(u)}{a_{rp}\beta} - a_\varepsilon \right)^2 \right]^{3/2}}{\left(\frac{f'(u)}{a_{rp}\beta} - a_\varepsilon \right) \left(2 \frac{f'(u)}{a_{rp}\beta} - a_\varepsilon \right) - \left(\frac{f(u)}{a_{rp}} + \sqrt{1^2 - a_\varepsilon^2} \right) \left(\frac{f''(u)}{a_{rp}\beta^2} - \left(\frac{f'(u)}{a_{rp}} + \sqrt{1^2 - a_\varepsilon^2} \right) \right)} \quad (4.8)$$

L'índex geomètric corresponent a ρ_{\min} es defineix com el quocient del valor del radi de curvatura convex mínim de la corba de pas $r_{cp \min}$ i el radi primari escollit i es calcula amb l'Eq. (4.9). El valor de ρ_{\min} és independent del valor de h .

$$\rho_{\min} = \frac{r_{cp \min}}{r_p} \quad (4.9)$$

El valor del radi de curvatura convex mínim del perfil de la lleva $r_{c \min}$ es determina amb l'Eq. (4.10) que s'obté a partir de l'Eq. (2.12), l'Eq. (4.4) i l'Eq. (4.9).

$$r_{c \min} = (\rho_{\min} - a_r)r_p \quad (4.10)$$

4.1.3. Relació entre l'angle girat pel corró i l'angle girat per la lleva

Si el gir del corró respecte del seu eix de rotació queda impedit, la velocitat de lliscament v_{llisc} en el punt de contacte J entre la lleva i el corró es calcula amb l'Eq. (4.11) [Cardona i Clos, 2000], on I és el centre instantani de rotació relatiu de la lleva respecte del palpador de corró representat en la Fig. 3.1b.

$$v_{\text{llisc}} = |\overline{\mathbf{IJ}}(\theta)|\omega = \left(\sqrt{d^2 + (d' - \varepsilon)^2} - r \right) \omega \quad (4.11)$$

Si el corró pot girar lliurement al voltant del seu eix de rotació s'evita el lliscament en el punt de contacte i s'estableix un contacte de rodolament sense lliscament. La velocitat de rotació del corró $\omega_{\text{corró}}$ es calcula amb l'Eq. (4.12)

$$\omega_{\text{corró}} = \frac{v_{\text{llisc}}}{r} = \frac{\left(\sqrt{d^2 + (d' - \varepsilon)^2} - r \right) \omega}{r} \quad (4.12)$$

Integrant l'Eq. (4.12) respecte del temps $-dt-$, s'obté l'Eq. (4.13) que permet determinar l'angle girat pel corró $\beta_{\text{corró}}$.

$$\beta_{\text{corró}} = \frac{1}{r} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\sqrt{d^2 + (d' - \varepsilon)^2} - r \right) d\theta \quad (4.13)$$

L'índex geomètric τ es defineix com el quocient entre l'angle girat pel corró $\beta_{\text{corró}}$ i l'angle β girat per la lleva i es determina amb l'Eq. (4.14)

$$\tau = \frac{\beta_{\text{corró}}}{\beta} = \frac{\frac{1}{r} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\sqrt{d^2 + (d' - \varepsilon)^2} - r \right) d\theta}{\beta} \quad (4.14)$$

Substituint en l'Eq. (4.14), les expressions de l'Eq. (2.2) i de l'Eq. (4.1) a l'Eq. (4.4), s'arriba a

l'expressió Eq. (4.15) que és independent del valor de h .

$$\tau = \frac{1}{a_r a_{rp}} \int_0^1 \left(\sqrt{\left(f(u) + \sqrt{a_{rp}^2 - (a_\varepsilon a_{rp})^2} \right)^2 + \left(\frac{f'(u)}{\beta} - a_\varepsilon a_{rp} \right)^2} - a_r a_{rp} \right) du \quad (4.15)$$

4.1.4. Incidència de la geometria local del contacte en les pressions de Hertz

Per determinar com la geometria local en la zona de contacte afecta a les pressions de contacte de Hertz es proposa utilitzar l'índex geomètric ρ_{eq} . Aquest índex té una expressió diferent en funció de si es defineix amb la formulació del contacte puntual el·líptic o bé amb la formulació del contacte lineal.

L'Eq. (3.7) permet determinar les pressions de contacte màximes amb la formulació del contacte puntual el·líptic [Johnson, 1985]. Agrupant tots els termes que depenen de la geometria de la lleva i del corró en l'índex ρ_{eq} , l'Eq. (3.7) queda com l'Eq. (4.16)

$$p_{max} = \left(\frac{6FE^{*2}}{\pi^3} \right)^{1/3} \rho_{eq} \quad (4.16)$$

A partir de les expressions de l'Eq. (3.2), l'Eq. (3.3) i l'Eq. (3.4), i les expressions de l'Eq. (4.4) i de l'Eq. (4.10), s'obté l'expressió Eq. (4.17) per a l'índex geomètric ρ_{eq} , on r_{bomb} és el radi de bombament del corró.

$$\rho_{eq} = \frac{1}{F_{el}^2 R_e^{2/3}} = \frac{1}{F_{el}^2} \sqrt[3]{\frac{\rho_{min}}{r_{bomb} r_p a_r (\rho_{min} - a_r)}} \quad (4.17)$$

Si es fa servir la formulació del contacte lineal, per definir ρ_{eq} a partir de l'Eq. (2.17) i l'Eq. (2.16), s'obté l'Eq. (4.18)

$$p_{max} = \sqrt{\frac{FE^*}{\pi l} \left(\frac{1}{a_r r_p} + \frac{1}{(\rho_{min} - a_r) r_p} \right)} = \sqrt{\frac{FE^*}{\pi l r_p}} \rho_{eq} \quad (4.18)$$

Com que es considera millor utilitzar corróns bombats que corróns cilíndrics, en especial quan es dissenyen mecanismes de lleva i palpador de corróns de tancament per forma, només s'han calculat valors per a l'índex geomètric ρ_{eq} per al cas del contacte puntual el·líptic.

4.2. Gràfics per als índexs geomètrics proposats

En aquest apartat es presenten els gràfics desenvolupats per als quatre índexs geomètrics $-\phi_{\max}$, ρ_{\min} , τ i ρ_{eq} per analitzar la influència dels paràmetres de la llei $-h$, β i dels paràmetres geomètrics del mecanisme $-r_p$, ε , r_b , r en el valor d'aquests índexs geomètrics en els trams condicionats de la llei de desplaçament. Els gràfics s'han calculat per a trams condicionats dissenyats amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 en la unió amb trams de desplaçament constant per al cas 1 i el cas2 enunciats anteriorment.

4.2.1. Cas 1. Moviment d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades

Per dissenyar un tram condicionat corresponent a un moviment d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades com el de la Fig. 2.1a, el grau mínim de la corba de Bézier no paramètrica amb continuïtat C^2 en la unió entre trams és cinc. La llei desplaçament $s(u)$ i les seves dues primeres derivades s'expressen en el domini unitari i la base dels polinomis de Bernstein [Cardona i Clos, 2000] amb l'Eq. (4.19), l'Eq. (4.20) i l'Eq. (4.21). Aquestes expressions són vàlides per a quan el palpador de corró realitza un moviment on s'allunya del centre de rotació de la lleva. Els gràfics presentats en aquest apartat 4.2.1 són vàlids tant per a quan el corró s'allunya al centre de rotació de la lleva com quan s'acosta, ja que el valor dels índexs geomètrics és el mateix en els dos moviments.

$$s(u) = \sum_{i=0}^5 b_i B_i^5(u) \quad \text{amb} \quad b_i = h \{0, 0, 0, 1, 1, 1\} \quad (4.19)$$

$$s'(u) = \sum_{i=0}^4 b_i' B_i^4(u) \quad \text{amb} \quad b_i' = 5 \frac{h}{\beta} \{0, 0, 1, 0, 0\} \quad (4.20)$$

$$s''(u) = \sum_{i=0}^3 b_i'' B_i^3(u) \quad \text{amb} \quad b_i'' = 5 \cdot 4 \cdot \frac{h}{\beta^2} \{0, 1, -1, 0\} \quad (4.21)$$

Els gràfics per calcular el valor dels quatre índexs geomètrics $-\phi_{\max}$, ρ_{\min} , τ i ρ_{eq} s'han determinat per trams condicionats on $\beta \in [0^\circ, 180^\circ]$ i per a valors dels paràmetres geomètrics corresponents a casos habituals per a mecanismes de lleva i palpador de corró destinats a l'automatització de processos industrials, com és el cas dels mecanismes de l'empresa de Sàbat Lligats Metàl·lics S. L.

■ Índex geomètric ϕ_{\max}

El valor de ϕ_{\max} s'ha determinat per a $r_p = \{1, 2, 5, 10\}h$ i $\varepsilon = \{0, 1/10, 1/4\}r_p$. Per a cada combinació dels valors dels paràmetres β , r_p i ε , el valor de ϕ_{\max} s'obté amb l'Eq. (4.5) quan u és una arrel real de l'Eq. (4.7) i $u \in (0,1)$. En la Fig. 4.1 es presenta el gràfic corresponent a ϕ_{\max} . En

aquesta figura es mostren els angles de pressió fins a 35°, a fi d'ampliar el marge de la recomanació habitual de 30° [Rothbart, 2004; Norton, 2002].

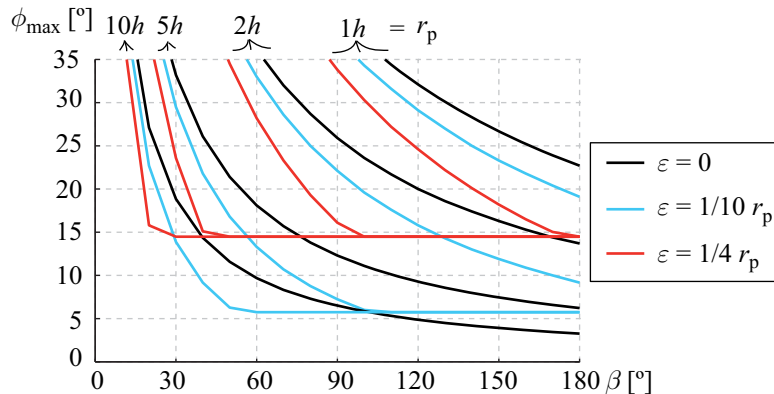


Fig. 4.1 Índex geomètric ϕ_{\max} . Cas 1)

La gràfica de la Fig. 4.1 presenta com a informació addicional respecte els gràfics d'Acevedo (2005) per a ϕ_{\max} , la influència de l'excentricitat. En aquesta figura s'observa l'efecte significatiu tant de l'excentricitat ε com del radi primari r_p en el valor de ϕ_{\max} . Els trams horitzontals de la Fig. 4.1 corresponen a casos en que els valors dels paràmetres β , r_p i ε fan que el valor màxim de l'angle de pressió en mòdul es doni fora del tram condicionat.

■ Índex geomètric ρ_{\min}

El valor de ρ_{\min} s'ha determinat per a $r_p = \{1, 2, 5, 10\}h$ i $\varepsilon = \{0, 1/4\}r_p$. Per a cada combinació dels valors dels paràmetres β , r_p i ε , el valor de ρ_{\min} s'ha obtingut amb l'Eq. (4.9) un cop s'ha determinat amb l'Eq. (4.8) el valor del menor radi de curvatura convex de la corba de pas $r_{cp \min}$. En la Fig. 4.2 es presenten els gràfics corresponents a l'índex geomètric ρ_{\min} .

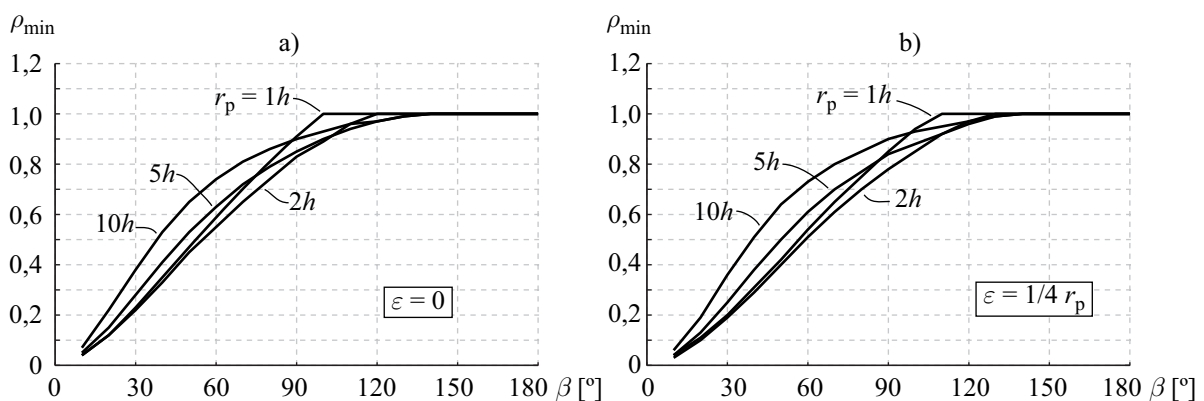


Fig. 4.2 Índex geomètric ρ_{\min} : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 1/4 r_p$. Cas 1)

La Fig. 4.2 presenta com a informació addicional respecte les figures proposades per Acevedo (2005) per a ρ_{\min} la influència de l'excentricitat, que consisteix en disminuir lleugerament el valor de ρ_{\min} . En aquesta figura s'observa que l'efecte de l'excentricitat en ρ_{\min} no és tan significatiu com en ϕ_{\max} . Aquest fet s'explica perquè en ρ_{\min} , el factor que predomina és el valor de l'acceleració negativa

màxima $|f''_{\min}|$, mentre que en ϕ_{\max} hi predomina el valor de la velocitat màxima f'_{\max} . És habitual que el valor numèric de $|f''_{\min}|$ sigui més gran que el de f'_{\max} i per això ε perd pes a l'hora d'influir en el valor de ρ_{\min} . Per a aquesta raó s'ha omès el cas corresponent a $\varepsilon=1/10 r_p$ que també apareixia en la Fig. 4.1. Els trams horitzontals de la Fig. 4.2 corresponen a casos en que els valors dels paràmetres de disseny seleccionats β , r_p i ε , fan que $\rho_{\min} = r_p$, que es dona fora del tram condicionat.

■ *Índex geomètric τ*

Per determinar τ s'ha de repartir el radi primari r_p entre el radi del corró r i el radi base de la lleva r_b de tal manera que es compleixi amb l'Eq. (4.4). El valor de τ s'ha determinat per a $r_p = \{1, 2, 5, 10\}h$, $\varepsilon = \{0, 1/4\}r_p$, $r = \{1/2, 1/3, 1/4\}r_p$ i $r_b = \{1/2, 2/3, 3/4\}r_p$. Per a cada combinació dels valors dels paràmetres β , r_p , r , r_b i ε , el valor de τ s'obté amb l'Eq. (4.15). En la Fig. 4.3 es presenten els gràfics corresponents a l'índex geomètric τ .

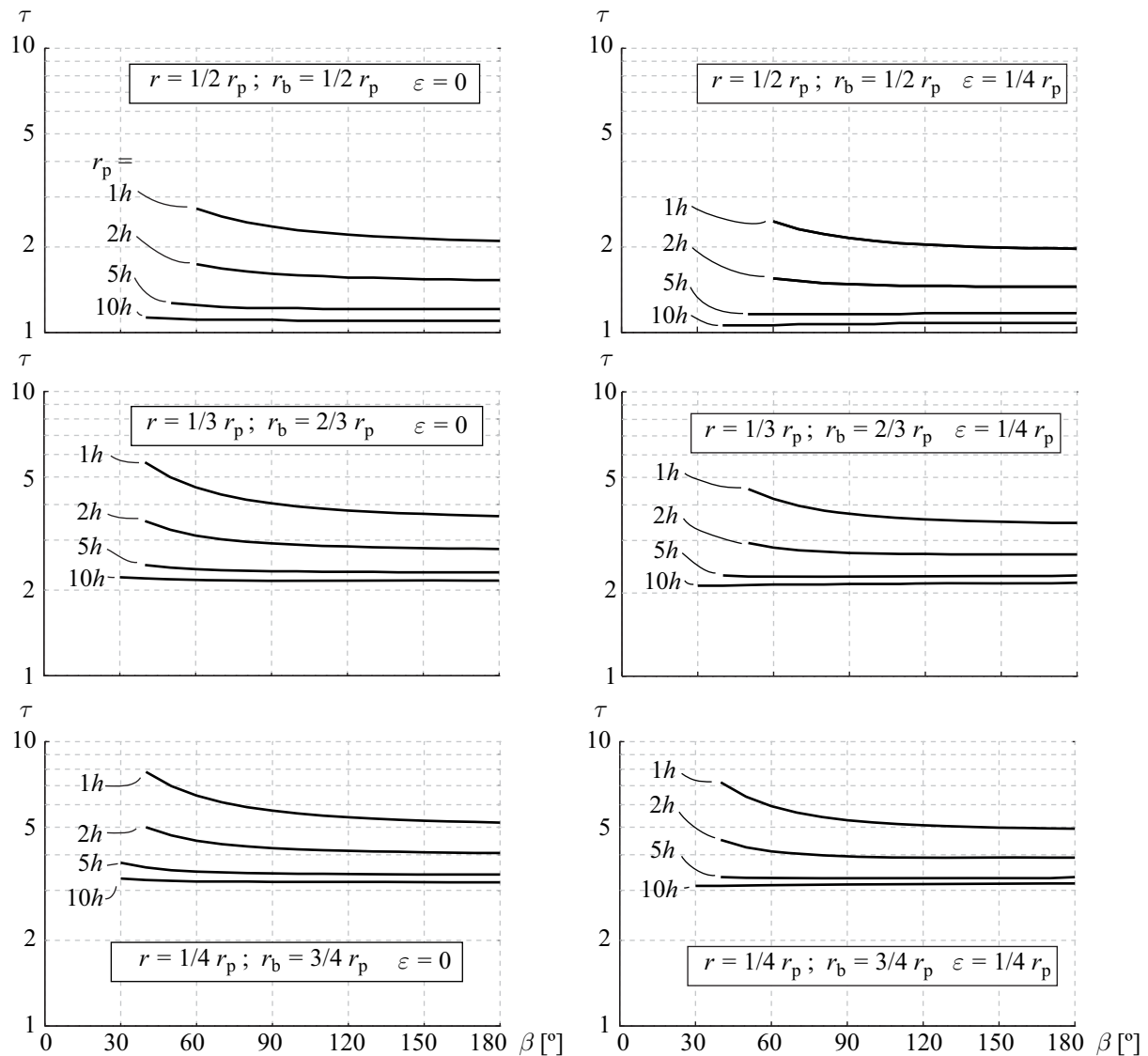


Fig. 4.3 Índex geomètric τ . Cas 1)

4. Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró

En la Fig. 4.3 els valors de β per als que no hi ha un valor de τ , corresponen a valors dels paràmetres β , r_p , r , r_b i ε que no són vàlids ja que es produeix el problema del rebaix en el perfil de la lleva. Amb els valors dels paràmetres seleccionats això passa sempre quan $\beta \leq 30^\circ$. Respecte a l'índex geomètric τ es pot dir que: i) a mesura que es disminueix la proporció del radi del corró r respecte del radi primari r_p , augmenta el valor de τ i per a un mateix angle girat per la lleva el corró gira més angle, ii) per a les combinacions dels paràmetres de disseny representades, quan $r_p \geq 5h$, el valor de τ és pràcticament constant independentment del valor de β , iii) per a les combinacions dels paràmetres de disseny representades, la influència de la excentricitat és negligible quan $\varepsilon \leq 1/4r_p$.

■ Índex geomètric ρ_{eq}

Per determinar ρ_{eq} per al cas del contacte puntual el·líptic, a més de repartir el radi primari r_p entre el radi del corró r i el radi base de la lleva r_b , s'ha de considerar el radi de bombament del corró r_{bomb} i assignar un valor numèric a h per calcular el coeficient F_{e1} de la formulació de Johnson (1985). El valor de ρ_{eq} s'ha determinat per a $h = \{1, 10, 20, 50\}$ mm, $r_p = \{1, 2, 5, 10\}h$, $\varepsilon = 0$, $r = \{1/2, 1/3, 1/4\}r_p$, $r_b = \{1/2, 2/3, 3/4\}r_p$ i $r_{bomb} = 500$ mm, d'acord amb els corróns dels fabricants INA i IKO. Com que es pot negligir l'efecte de l'excentricitat en el radi de curvatura mínim convex del perfil de la lleva, no s'analitza l'efecte de ε en l'índex geomètric ρ_{eq} .

En la Fig. 4.4 es presenten les gràfiques corresponents a l'índex geomètric ρ_{eq} obtingudes amb l'Eq. (4.17) per a cada combinació dels valors dels paràmetres h , β , r_p , r , r_b , r_{bomb} i ε . En la Fig. 4.4 els valors de β que no tenen assignat un valor de ρ_{eq} corresponen a valors dels paràmetres de disseny que no són vàlids ja que es produeix el problema del rebaix en el perfil de la lleva. Amb els valors dels paràmetres seleccionats això sempre passa quan $\beta \leq 30^\circ$.

Conegut el valor de ρ_{eq} , la pressió màxima de contacte de Hertz s'obté amb l'Eq. (4.16) si es coneixen els materials de la lleva i del corró i la força a transmetre. Si es fixa la pressió màxima de contacte es poden determinar les combinacions de geometria que verifiquen la condició de no superar p_{max} . Així si la lleva i el corró són d'acer $-E^* = 112,2$ GPa, amb $\nu_I = \nu_{II} = 0,28$ i $E_I = E_{II} = 206,8$ GPa– i es vol obtenir una pressió de contacte inferior a 1500 MPa: si la força de contacte F és de 1000 N el valor de ρ_{eq} ha de ser $\leq 0,12$ mm^{-2/3}, si la força de contacte F és de 100 N, el valor de ρ_{eq} ha de ser $\leq 0,24$ mm^{-2/3}. Respecte l'índex geomètric ρ_{eq} es pot dir que quan més petit sigui, més baixes seran les pressions de contacte.

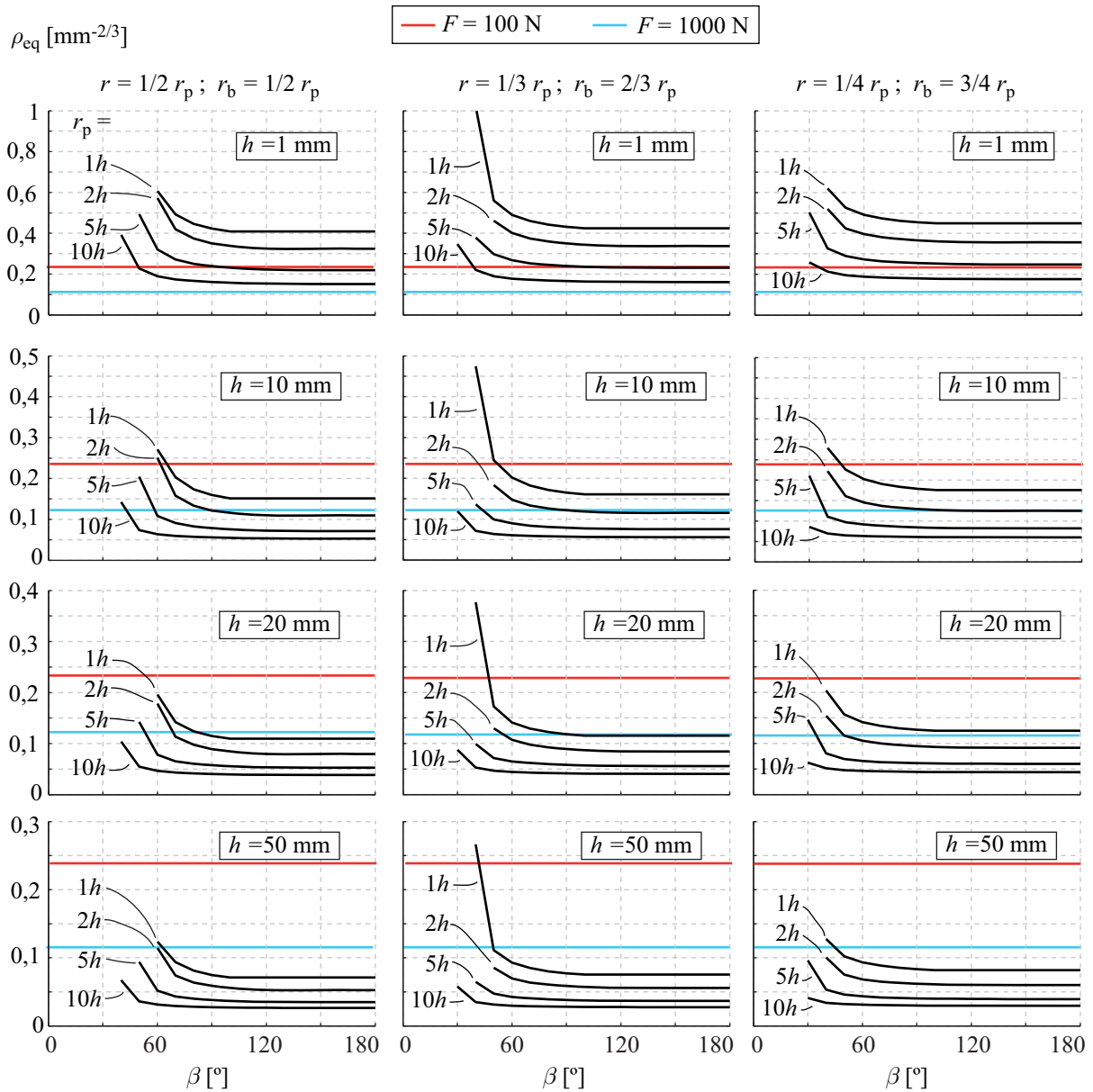


Fig. 4.4 Índex geomètric ρ_{eq} . Cas 1)

4.2.2. Cas 2. Moviment d'anada i tornada amb un punt de pas al centre del tram

Per dissenyar un tram condicionat corresponent a un moviment d'anada i tornada amb un punt de pas al centre del tram com el de la Fig. 2.1b, el grau mínim de la corba de Bézier no paramètrica amb continuïtat C^2 en la unió entre trams és sis. S'augmenta en un el grau de la corba de Bézier respecte l'apartat anterior per tal de poder imposar el valor desitjat de desplaçament màxim h en el centre del tram condicionat. La llei desplaçament $s(u)$ i les seves dues primeres derivades s'expressen en el domini unitari i la base dels polinomis de Bernstein amb l'Eq. (4.22), l'Eq. (4.23) i l'Eq. (4.24).

$$s(u) = \sum_{i=0}^6 b_i B_i^6(u) \quad \text{amb} \quad b_i = h \{0, 0, 0, 16/5, 0, 0, 0\} \quad (4.22)$$

4. Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró

$$s'(u) = \sum_{i=0}^5 b'_i B_i^5(u) \quad \text{amb} \quad b'_i = 6 \frac{h}{\beta} \{0, 0, 16/5, -16/5, 0, 0\} \quad (4.23)$$

$$s''(u) = \sum_{i=0}^4 b''_i B_i^4(u) \quad \text{amb} \quad b''_i = 6 \cdot 5 \cdot \frac{h}{\beta^2} \{0, 16/5, -32/5, 16/5, 0\} \quad (4.24)$$

Els gràfics per calcular el valor dels quatre índexs geomètrics $-\phi_{\max}$, ρ_{\min} , τ i ρ_{eq} s'han determinat per trams condicionats on $\beta \in [0^\circ, 360^\circ]$ de la mateixa manera que l'apartat 4.2.1 i per als mateixos valors dels paràmetres geomètrics. En un moviment d'anada i tornada el palpador es desplaça el doble que en un moviment d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades. Per analitzar les diferències en quant al valor de ϕ_{\max} entre una corba Bézier de grau 6 i una corba de Bézier de grau 5, s'ha de comparar una corba de Bézier de grau 6 per a un tram condicionat de β amb una corba de Bézier de grau 5 per a un tram condicionat de $\beta/2$.

■ Índex geomètric ϕ_{\max}

En la Fig. 4.5 es presenta el gràfic corresponent a l'índex geomètric ϕ_{\max} per a aquest cas.

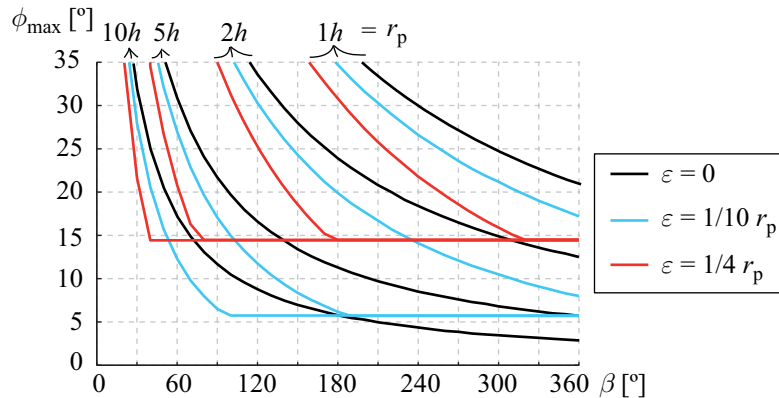


Fig. 4.5 Índex geomètric ϕ_{\max} . Cas 2)

Si es comparen els resultats de la Fig. 4.1 i de la Fig. 4.5, com a tendència general es pot dir que els valors de ϕ_{\max} obtinguts amb la llei de desplaçament dissenyada amb la corba de Bézier de grau 6 són lleugerament inferiors. Això s'explica pel fet que la corba de Bézier de grau 6 té valors de velocitat màxima, f'_{\max} , inferiors als obtinguts amb la corba de Bézier de grau 5.

■ Índex geomètric ρ_{\min}

En la Fig. 4.6 es presenten els gràfics corresponents a l'índex geomètric ρ_{\min} per a aquest cas. Si es comparen els resultats de la Fig. 4.2 i de la Fig. 4.6, com a tendència general es pot dir que: i) per a radis primaris inferiors a $5h$ i $\beta \leq 60^\circ$, els valors previstos de ρ_{\min} obtinguts amb la corba de Bézier de grau 6 són lleugerament inferiors (i per tant més desfavorables) als valors obtinguts amb la corba de Bézier de grau 5, ii) per a radis primaris superiors a $5h$, els valors de ρ_{\min} són pràcticament idèntics

entre la corba de Bézier de grau 6 i la corba de Bézier de grau 5.

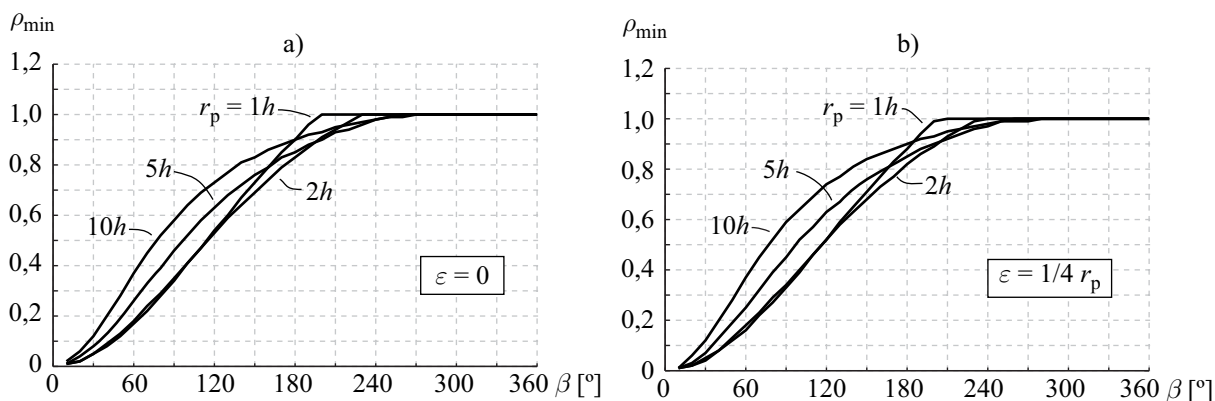
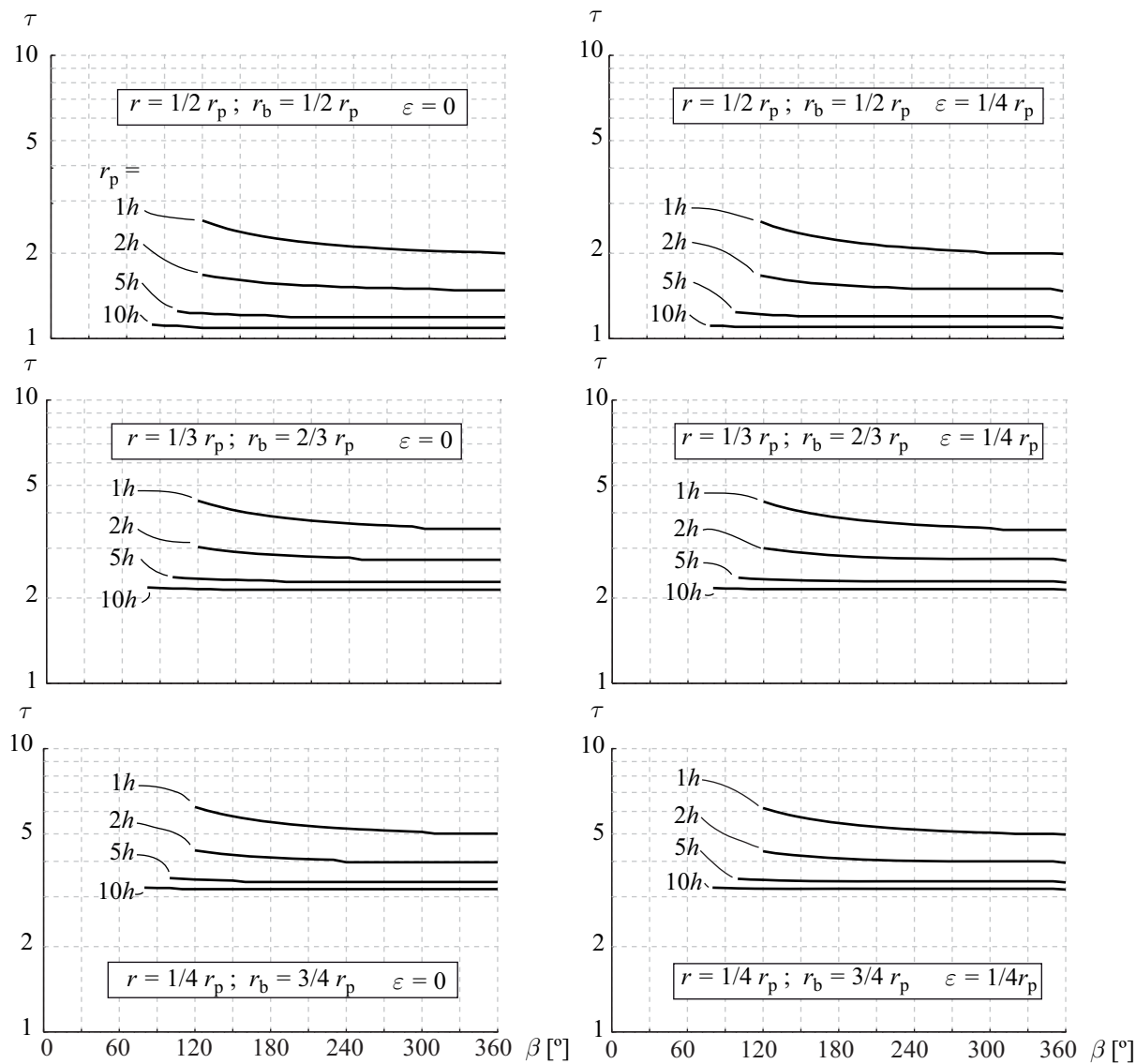


Fig. 4.6 Índex geomètric ρ_{\min} : a) $\varepsilon = 0$, b) $\varepsilon = 1/4 r_p$. Cas 2)

■ Índex geomètric τ

En la Fig. 4.7 es presenten les gràfiques corresponents a l'índex geomètric τ per a aquest cas.



Si es comparen els resultats de la Fig. 4.3 i Fig. 4.7 Índex geomètric τ . Cas 2)

4. Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró

de la Fig. 4.7, com a tendència general es pot dir que els valors previstos de τ per al tram condicionat d'una llei de desplaçament dissenyada amb una corba de Bézier de grau 6 són molt semblants als valors obtinguts amb la corba de Bézier de grau 5.

■ Índex geomètric ρ_{eq}

En la Fig. 4.8 es presenten les gràfiques corresponents a l'índex geomètric ρ_{eq} per a aquest cas.

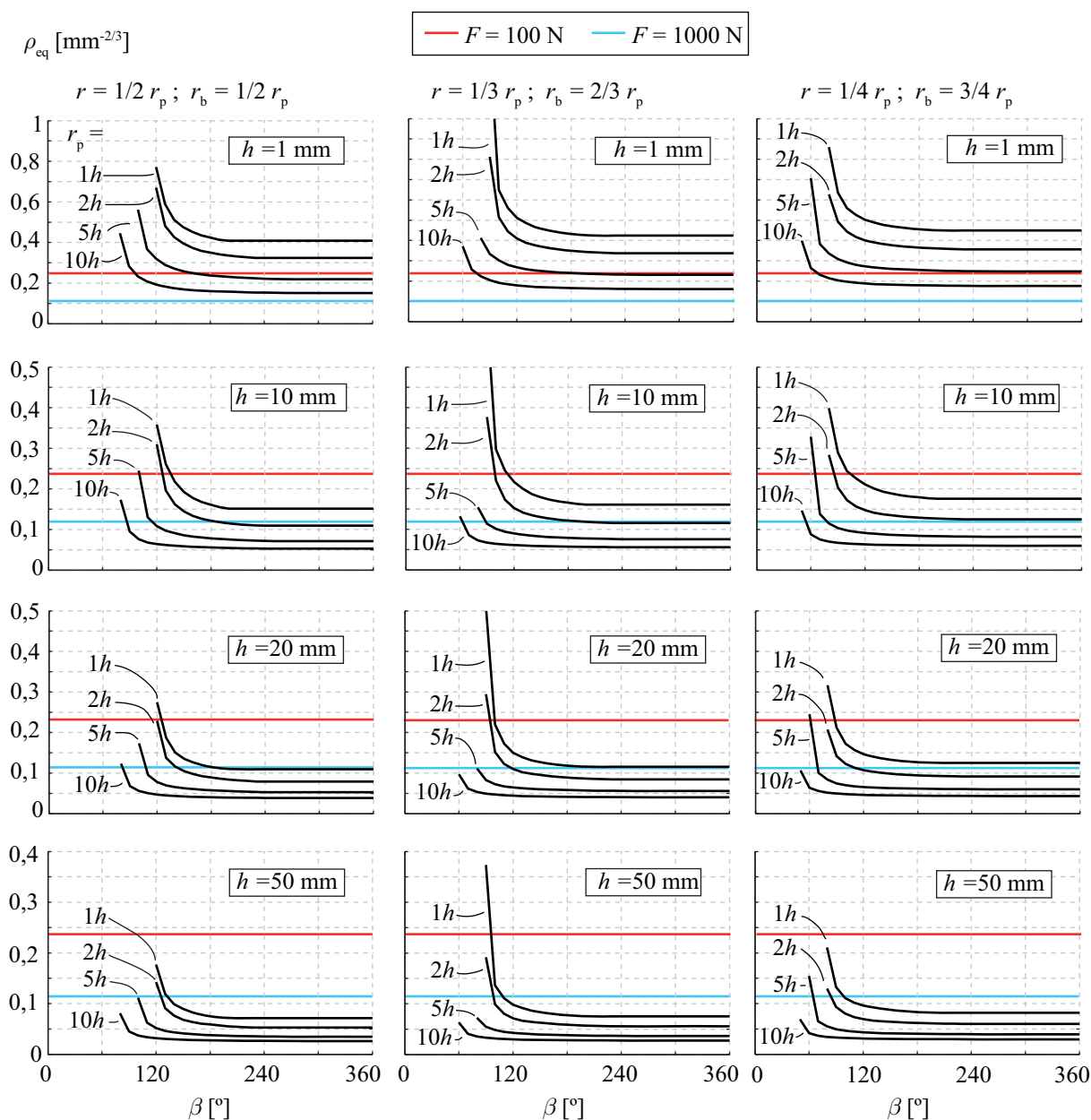


Fig. 4.8 Índex geomètric ρ_{eq} . Cas 2)

Si es comparen els resultats de la Fig. 4.4 i de la Fig. 4.8, com a tendència general es pot dir que els valors previstos de ρ_{eq} per al tram condicionat d'una llei de desplaçament dissenyada amb una corba de Bézier de grau 6 són molt semblants als valors obtinguts amb la corba de Bézier de grau 5.

4.3. Influència de les decisions de disseny en els índexs geomètrics per a un cas concret de mecanisme de lleva i palpador de corró

Per a un exemple concret de mecanisme de lleva i palpador de corró en aquest apartat s'analitza la influència en el valor dels índexs geomètrics de l'elecció de la funció matemàtica $f(\theta)$, la influència en el valor dels índexs geomètrics dels valors escollits dels paràmetres geomètrics, l'aplicació dels índexs geomètrics τ i ρ_{eq} en l'estudi de la vida nominal del corró i les pressions de contacte per analitzar la fallada per fatiga superficial. L'estudi es realitza per a un mecanisme de lleva i palpador de corró de Gatti i Mundo (2010). Aquest mecanisme impulsa el palpador de corró d'acord amb la llei de desplaçament de la Fig. 4.9, on els trams condicionats són moviments d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades dissenyats amb funcions cicloïdals. En la Taula 4.1 es mostren els paràmetres de la llei de desplaçament i els paràmetres geomètrics fixats pel mecanisme.

h [mm]	θ_1 [°]	θ_2 [°]	θ_3 [°]	θ_4 [°]	r_b [mm]	r [mm]	ε [mm]
30	45	135	225	315	60	15	0

Taula 4.1 Paràmetres de la llei i geomètrics del mecanisme [Gatti i Mundo, 2010]

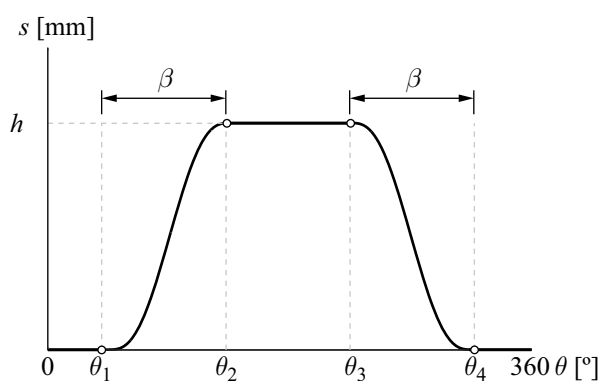


Fig. 4.9 Llei de desplaçament [Gatti i Mundo, 2010]

4.3.1. Influència de la llei de desplaçament

Les funcions matemàtiques $f(\theta)$ comparades en aquest exemple són: cicloïdal, trapezoïdal modificada i corba de Bézier no paramètrica de grau 5 amb continuïtat C^2 en la unió entre trams. Totes aquestes funcions compleixen amb la recomanació de Cardona i Clos (2000) de tenir com a mínim continuïtat C^2 en la unió entre trams. Per a aquestes funcions matemàtiques és habitual trobar tabulats els seus valors màxims de velocitat, acceleració i sobreacceleració en funció dels paràmetres de la llei h i β [Rothbart, 2004; Norton, 2002].

La funció cicloïdal continua sent utilitzada en molts treballs actuals [Chang i Wu, 2013; Gatti i Mundo, 2010; Tounsi et al., 2009; Chang i Wu, 2009a; Ji i Manna, 2008] així com en lleves utilitzades

4. Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró

en aplicacions industrials. La funció trapezoïdal modificada és la que presenta l'acceleració màxima de valor més baix i per aquest motiu és escollida per autors com Flocker (2012) o Tounsi et al. (2009).

La corba de Bézier no paramètrica de grau 5 utilitzada en l'apartat 4.2.1 és equivalent a la funció polinòmica 3-4-5 [Rothbart, 2004; Norton, 2002]. Les corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat superior a C^2 en la unió entre trams, com pot ser amb continuïtat C^3 –equivalent a la funció polinòmica 4-5-6-7–, presenten la característica de tenir la sobreacceleració contínua en els extrems. Aquesta característica pot ser interessant per controlar les vibracions en mecanismes de lleva-palpador que giren a velocitats elevades com és el cas dels arbres de lleva dels motors de combustió interna. Per a mecanismes de lleva-palpador destinats a l'automatització de processos industrials que habitualment giren a velocitats mitjanes/baixes, aquesta característica no sol ser interessant ja que es realitza amb la contrapartida d'obtenir velocitats i acceleracions màximes més elevades que les funcions analitzades en la comparativa. A més, Acevedo (2005) va determinar que les corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^3 i C^4 també presentaven valors dels índexs geomètrics ϕ_{\max} i ρ_{\min} més desfavorables. Per aquesta raó en aquest apartat s'ha analitzat només la corba de Bézier de grau 5 presentada en l'apartat 4.2.1.

En la Taula 4.2 es resumeixen per a les funcions matemàtiques seleccionades els valors màxims de la velocitat i de l'acceleració, així com el valor dels quatre índexs geomètrics. També s'indica el radi de curvatura convex mínim del perfil de la lleva, $r_{c \min}$.

Funció	v_{\max} [mm/rad]	a_{\max} [mm/rad ²]	ϕ_{\max} [°]	ρ_{\min}	$r_{c \min}$ [mm]	τ	ρ_{eq} [mm ^{-2/3}]
Cicloïdal	^{a)} $2,000 h/\beta$	^{a)} $6,283 h/\beta^2$	^{b)} 24	^{b)} 0,78	43,5	5,20	0,0752
Trapezoïdal Modificada	^{a)} $2,000 h/\beta$	^{a)} $4,888 h/\beta^2$	23,2	0,82	46,5	5,19	0,0746
Bézier $n = 5$	^{a)} $1,875 h/\beta$	^{a)} $5,777 h/\beta^2$	21,9	0,82	46,5	5,19	0,0746

Taula 4.2 Valors característics per a les diferents funcions matemàtiques. ^{a)} [Rothbart, 2004; Norton, 2002],
^{b)} [Mabie i Reinholtz, 1998]

Els valors de la Taula 4.2 mostren que per a aquest exemple, l'elecció de diferents funcions matemàtiques té una influència en el valor dels índexs geomètrics del 9% en ϕ_{\max} , 5% en ρ_{\min} , 0,2% en τ i 0,2% en ρ_{eq} . Per tant es conclou que els gràfics calculats per τ i ρ_{eq} de l'apartat 4.2.1 es poden utilitzar també per a funcions cicloïdals i trapezoïdals modificades i l'error comés és negligible.

Per determinar el valor de la força de contacte entre la lleva i el palpador de corró, cal conèixer el comportament dinàmic de l'element que es desplaça juntament amb el palpador. Suposant que l'element a desplaçar segons la llei de desplaçament té un comportament predominantment massic es

pot determinar la força de contacte en la direcció de l'angle de pressió amb l'Eq. (4.25)

$$F = \frac{m a_{\max} \omega^2}{\cos \phi_{\max}} \quad (4.25)$$

Coneguda la força F es pot determinar la vida nominal del corró amb l'Eq. (2.28), la pressió màxima de contacte de Hertz en la pista exterior del corró amb l'Eq. (4.16) i analitzar la fallada per fatiga superficial del corró. Les voltes que realitza el corró $n_{\text{corró}}$ per a una volta de la lleva s'obtenen amb l'Eq. (4.26), on $\beta_{s=0}$ i $\beta_{s=h}$ són els angles girats per la lleva en els trams on la llei de desplaçament val respectivament $s = 0$ i $s = h$. D'acord amb la Fig. 4.9, $\beta_{s=h} = 90^\circ$, $\beta_{s=0} = 45^\circ$ que és multiplica per dos perquè hi ha dos trams de detenció amb $h = 0$. En l'Eq. (4.26) es multiplica per dos el terme de τ perquè el tram d'allunyament i d'acostament de l'exemple són iguals.

$$n_{\text{corró}} = \frac{2 \frac{r_b}{r} \beta_{s=0} + 2\tau\beta + \frac{r_b + h}{r} \beta_{s=h}}{360^\circ} \quad (4.26)$$

En la Taula 4.3 es presenten per a les diferents funcions, els valors de F , L_{10} , p_{\max} , $n_{\text{corró}}$ i el temps de funcionament previst pel corró $t_{\text{corró}}$ calculat amb l'Eq. (4.27) suposant que funciona ininterrompudament. S'ha assumit que: la velocitat de rotació de les lleves és de $\omega = 157$ rad/s [Gatti i Mundo, 2010], la càrrega a desplaçar és de 0,34 kg amb un comportament predominant massic [Gatti i Mundo, 2010], el paràmetre E^* val 112,2 GPa i el corró té un radi nominal de 15 mm amb una capacitat de càrrega C de 6,8 kN considerant el corró del fabricant INA KR30-PP.

$$t_{\text{corró}} = \frac{L_{10}}{n_{\text{corró}} \frac{\omega}{2\pi} \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365} \quad (4.27)$$

Funció	F [N]	L_{10} [Gcicles]	p_{\max} [MPa]	$n_{\text{corró}}$	$t_{\text{corró}}$ [anys]
Cicloïdal	700	2,0	899	5,1	0,49
Trapezoïdal Modificada	542	4,6	818	5,1	1,14
Bézier $n = 5$	634	2,7	863	5,1	0,68

Taula 4.3 Comparativa per a les diferents funcions matemàtiques

Els valors de la Taula 4.3 mostren que per a aquest exemple, la funció de disseny més favorable és la trapezoïdal modificada en quant al temps de funcionament i també en quant a les pressions de contacte. Per tant la funció trapezoïdal modificada és la més favorable per endarrerir la fallada per fatiga superficial. Això és així ja que s'ha suposat que l'element a desplaçar amb el palpador té un comportament predominantment massic, i en aquest cas la funció trapezoïdal modificada té el menor valor d'acceleració màxima, malgrat que presenta un valor major que la corba de Bézier de grau 5 per

4. Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró

a l'índex geomètric ϕ_{\max} .

4.3.2. Influència de la selecció dels paràmetres geomètrics de disseny

De l'apartat anterior es conclou que l'elecció de diferents funcions matemàtiques per a la síntesi de la llei de desplaçament influeix poc en el valor dels índexs geomètrics τ i ρ_{eq} . La utilitat d'aquests dos índexs geomètrics es fa palesa a l'hora d'escollir els paràmetres geomètrics del mecanisme i veure la seva influència en la fallada per fatiga superficial. Les diferents alternatives proposades en la modificació dels paràmetres geomètrics es resumeixen en la Taula 4.4, on les caselles en gris corresponen als valors dels paràmetres geomètrics seleccionats. La funció matemàtica de disseny escollida és la trapezoïdal modificada, per ser la més favorable en endarrerir la fallada per fatiga superficial.

	Cas original	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
ε [mm]	0	0	0	0
$r_p = a_{\text{tp}} h$ [mm]	75	60	60	60
a_{tp}	2,5	2	2	2
r [mm]	^{a)} 15	^{a)} 15	^{a)} 20	^{a)} 26
$a_r = r / r_p$	1/5	1/4	1/3	0,43
r_b [mm]	60	45	40	34
ϕ_{\max} [°]	23,2	27,2	27,2	27,2
ρ_{\min}	0,82	0,83	0,83	0,83
$r_{\text{cp min}} = \rho_{\min} r_p$ [mm]	61,5	49,8	49,8	49,8
$r_{\text{c min}} = \rho_{\min} r_p - r$ [mm]	46,5	34,8	29,8	23,8
τ	5,2	4,2	2,9	2,0
ρ_{eq} [mm ^{-2/3}]	0,075	0,078	0,073	0,071
F [N]	542	560	560	560
p_{\max} [MPa]	818	821	807	791
C [kN]	^{a)} 6,8	^{a)} 6,8	^{a)} 10,9	^{a)} 16,6
L_{10} [Gcicles]	4,6	4,1	19,8	80,6
$n_{\text{corró}}$	5,1	4,1	2,8	1,9
$t_{\text{corró}}$ [anys]	1,14	1,27	8,9	52

Taula 4.4 Influència de la selecció dels paràmetres geomètrics del mecanisme. ^{a)}- model INA KRXX-PP

En la primera alternativa, atenent a ϕ_{\max} , sense fer un estudi complet del falcament en la guia del palpador, es proposa reduir les dimensions del mecanisme i reduir el radi primari de $r_p = 2,5h$ fins a $r_p = 2h$ a costa de reduir el radi base de la lleva r_b i mantenir constant el radi del corró. Reduir les

dimensions del mecanisme és positiu a priori tot i que augmenta el valor de ϕ_{\max} , augmenta la força de contacte màxima, redueix el radi de curvatura mínim convex $r_{c \min}$ i augmentar les pressions màximes p_{\max} . No obstant aquesta modificació és positiva pel que fa a la vida nominal del corró. Això és així perquè la velocitat de rotació del corró és inferior com a conseqüència de que s'ha reduït la mida del radi base de la lleva.

En la segona alternativa per disminuir el valor dels índexs geomètrics τ i ρ_{eq} es proposa augmentar el radi del corró de 15 mm a 20 mm però sense augmentar les mides de l'espai ocupat pel mecanisme ja que es manté el mateix radi primari, $r_p = 2h$. Amb aquesta modificació tot i obtenir un radi de curvatura mínim convex $r_{c \min}$ pel perfil de la lleva menor que en el pas anterior, les pressions de contacte disminueixen gràcies a que s'ha augment el radi del corró, i això es reflecteix en que ρ_{eq} disminueix. Amb un corró major τ disminueix. Això, juntament amb que el corró augmenta la seva capacitat de càrrega C provoca que augmenti significativament la vida nominal. Amb els paràmetres geomètrics escollits en aquesta alternativa, com que la vida nominal del corró augmenta i les pressions de contacte disminueixen, es pot dir que és millor per endarrerir l'aparició de la fallada per fatiga superficial.

La combinació de radis de la lleva i del corró més favorables en quant a les pressions de contacte és aquella en que el radi base de la lleva i el radi del corró són iguals, $r = 1/2r_p$. Aquesta recomanació és vàlida sempre i quan $\rho_{\min} > 0,5$ ja que sinó apareix el problema del rebaix. Això concorda amb l'optimització de les dimensions que es fa en els radis de les esferes interiors i les pistes interiors dels rodaments per minimitzar les pressions de contacte. D'acord amb Juvinall (1967), el radi còncau de les pistes interiors d'un rodament és entre 0,515 i 0,54 vegades el diàmetre de l'esfera interior.

La tercera alternativa, seguint la recomanació anterior, s'acosta a $r = 1/2r_p$, triant un corró més petit que la lleva i s'observa com efectivament el valor de les pressions disminueix i la vida nominal del corró augmenta significativament, per tant aquesta alternativa també és favorable per endarrerir la fallada per fatiga superficial del corró. Si el corró té un radi inferior al radi base de la lleva, quan són de materials amb unes propietats anàlogues, apareix la fallada per fatiga superficial en el corró abans que en la lleva. Seguir aquesta estratègia de disseny és adequada ja que els corrons són elements estàndard i per tant de més fàcil substitució. En la Fig. 4.10 es mostra el mecanisme de lleva i palpador de corró plantejat originalment per Gatti i Mundo (2010) i el mecanisme amb els paràmetres geomètrics de la tercera alternativa.

4. Índexs geomètrics amb incidència en la fallada per fatiga de mecanismes de lleva amb palpador de corró

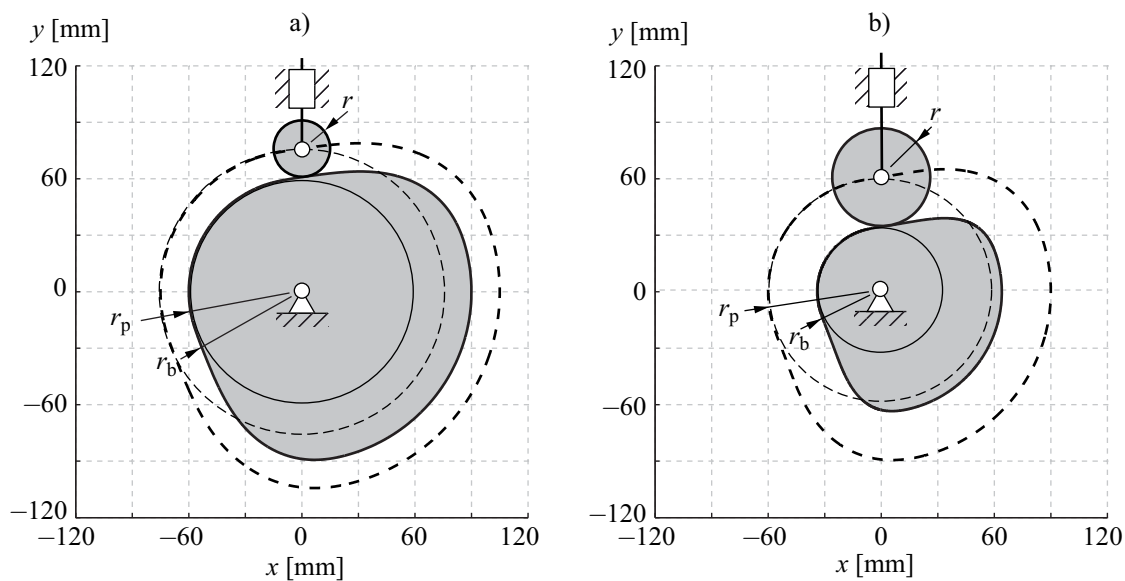


Fig. 4.10 a) cas original [Gatti i Mundo, 2010], b) alternativa 3

En la Taula 4.5 es presenten per als casos anteriors els valors dels índexs geomètrics τ i ρ_{eq} calculats per a la corba de Bézier de grau 5 i la diferència percentual que hi ha amb els valors obtinguts per a la funció trapezoïdal modificada de la Taula 4.4. Es torna a fer palès que per al exemple escollit, es poden utilitzar els àbac desenvolupats per a la corba de Bézier de grau 5 per a la funció trapezoïdal modificada i els errors comesos són negligibles a l'hora de determinar el valors dels índex geomètrics τ i ρ_{eq} .

	τ	dif. [%]	ρ_{eq} [mm ^{-2/3}]	dif. [%]
Alternativa 1	4,23	0,6	0,0781	0,1
Alternativa 2	2,92	0,6	0,0736	0,8
Alternativa 3	2,01	0,7	0,0728	2,5

Taula 4.5 Índexs geomètrics τ i ρ_{eq} per a la corba de Bézier de grau 5 i diferències amb els calculats per a la funció trapezoïdal modificada

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació

En els mecanismes de lleves conjugades per evitar la pèrdua de contacte entre les lleves i el palpador de corrons, causada pels errors de fabricació i muntatge, es poden utilitzar dues estratègies: i) preveure un ajust per interferència entre les lleves i el palpador de corrons, ii) introduir un element addicional que mantingui el contacte mitjançant una força que els acosti. En les dues estratègies es preveu una precàrrega al sistema que evita la pèrdua de contacte. L'empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L. dissenya tots els seus mecanismes de lleves conjugades amb l'estratègia d'ajust per interferència.

En aquest capítol s'estudia el comportament dinàmic d'un dels mecanismes de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació de l'empresa. Es planteja un model matemàtic per determinar les forces de contacte, les pressions de contacte, la vida nominal dels corrons i les condicions de lubricació per avaluar l'aparició de la fallada per fatiga superficial. S'analitza el comportament dinàmic del mecanisme per a diferents interferències i s'estableix un rang d'interferències –anomenat a partir d'ara rang d'interferències objectiu de disseny– per obtenir un comportament dinàmic adequat del mecanisme. El comportament dinàmic adequat del mecanisme s'aconsegueix quan: sempre hi ha contacte entre les lleves i el palpador de corrons, la vida nominal dels corrons és superior als cicles de funcionament que hi ha entre les operacions de manteniment programades, les condicions de lubricació són suficientment bones i les pressions de contacte són inferiors a un valor fixat.

També en aquest capítol s'avalua mitjançant anàlisis estadístiques la probabilitat d'obtenir mecanismes dins del rang d'interferències objectiu de disseny considerant alguns errors típics de fabricació i muntatge. Per validar els resultats obtinguts s'ha resolt el cas en que la interferència es dedueix a partir de mesures experimentals d'errors de fabricació i muntatge del mecanisme. Finalment s'estudia el comportament dinàmic del mateix mecanisme de lleves conjugades, substituint l'estratègia actual per l'estratègia de col·locar una molla destinada a evitar la pèrdua de contacte entre les lleves i els corrons causada pels errors de fabricació i muntatge. En aquesta tesi a aquesta estratègia se l'anomena de tancament combinat forma/força i es comparen els resultats obtinguts amb els de l'estratègia d'ajust per interferència.

5.1. Cinemàtica del mecanisme de lleves conjugades estudiat

En aquest apartat es detallen les característiques geomètriques i cinemàtiques del mecanisme de lleves conjugades estudiat. Aquest mecanisme s'utilitza en una estació automatitzada que controla el moviment vertical d'una eina que talla un filferro del morrió.

El palpador del mecanisme realitza un moviment de translació vertical i està format per dos corròs bombats INA KR30-PP units al marc del palpador. El marc del palpador està rígidament unit a dues barres cilíndriques d'acer i un travesser al centre del qual hi ha l'eina. Les lleves giren a una velocitat de rotació ω de 20,94 rad/s –200 voltes/min–, fet que li permet fabricar 3,33 morrions cada segon. En la Fig. 5.1a es mostra el mecanisme de lleves conjugades analitzat i en la Fig. 5.1b un model CAD esquemàtic amb els elements principals del mecanisme desacobllats.

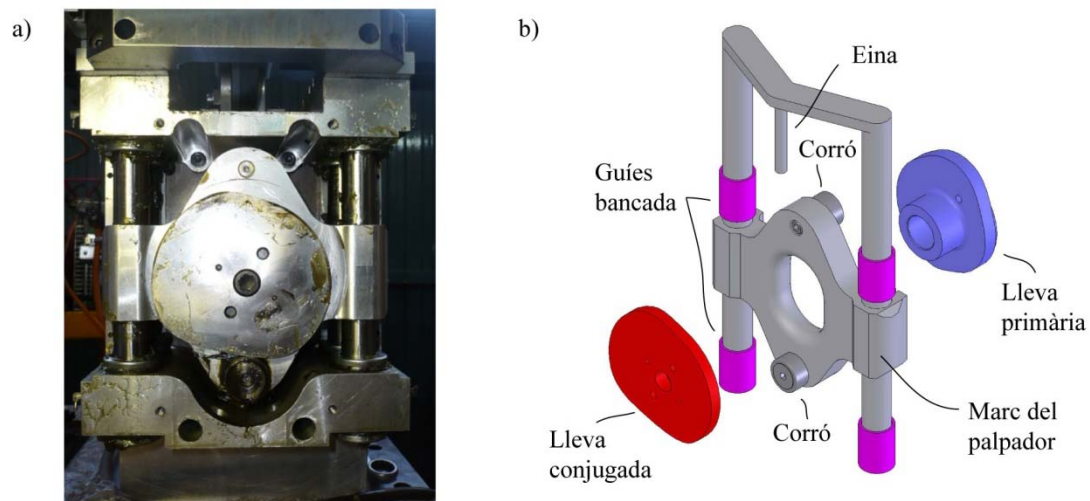


Fig. 5.1 a) mecanisme de lleves conjugades, b) model CAD esquemàtic amb els elements desacobllats

A la Taula 5.1 es presenten els paràmetres geomètrics del mecanisme. Al llarg del capítol el subíndex i és un 1 quan es fa referència a la lleva primària o el corró superior i és un 2 quan es fa referència a la lleva conjugada o el corró inferior.

r_{b1} [mm]	r_1 [mm]	ε_1 [mm]	r_{b2} [mm]	r_2 [mm]	ε_2 [mm]	d_c [mm]
47,576	15	0	47,576	15	0	140,152

Taula 5.1 Paràmetres geomètrics del mecanisme

La llei de desplaçament $s(\theta)$ i les seves dues primeres derivades temporals $-v(\theta)$, $a(\theta)$ – es mostren en la Fig. 5.2.

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació

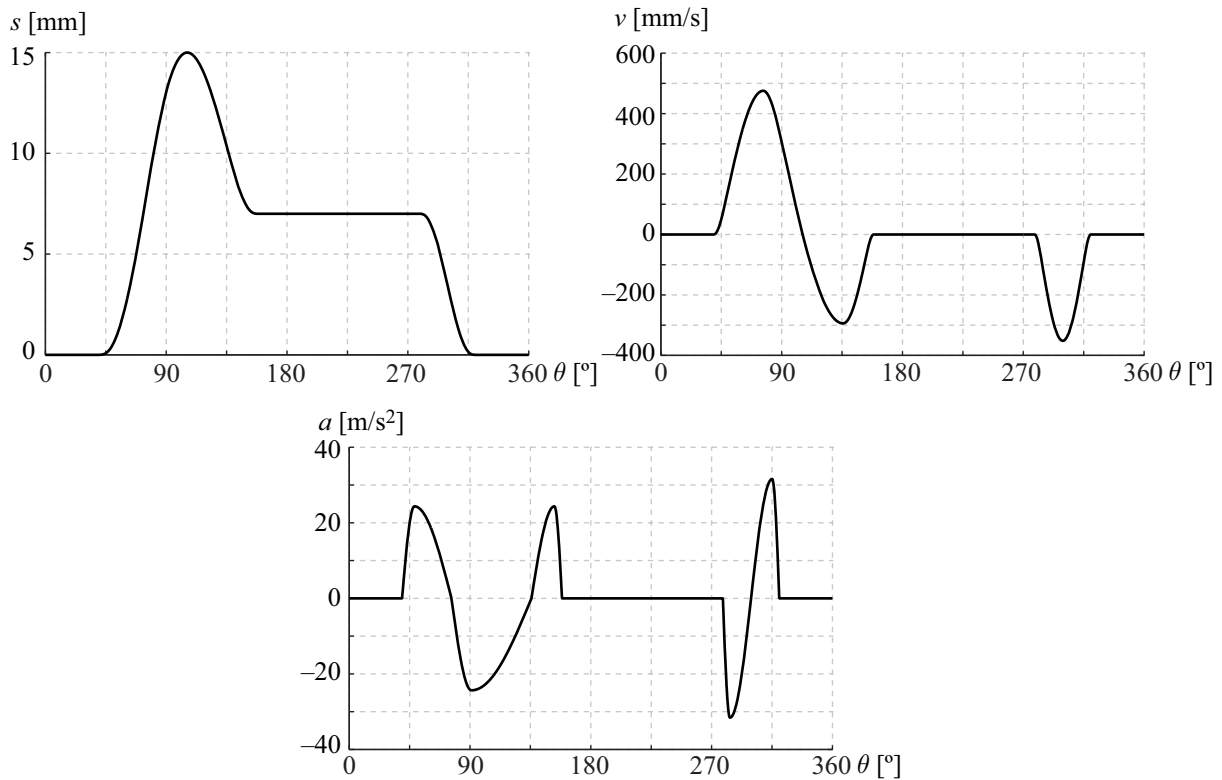


Fig. 5.2 Llei de desplaçament $s(\theta)$ i les seves dues primeres derivades temporals $v(\theta)$ i $a(\theta)$

Amb la llei de desplaçament, les seves dues primeres derivades temporals –Fig. 5.2–, els paràmetres geomètrics de la Taula 5.1 i les equacions presentades en l'apartat 2.1 s'obtenen els desplaçaments verticals del centre dels corrons, els perfils teòrics, els angles de pressió i els radis de curvatura de les lleves. Els desplaçaments verticals del centre dels corrons $d_1(\theta)$ i $d_2(\theta)$ es presenten en la Fig. 5.3a. Els perfils teòrics de les lleves $\overline{\mathbf{OJ}}_i(\theta)$ es presenten en la Fig. 5.3b.

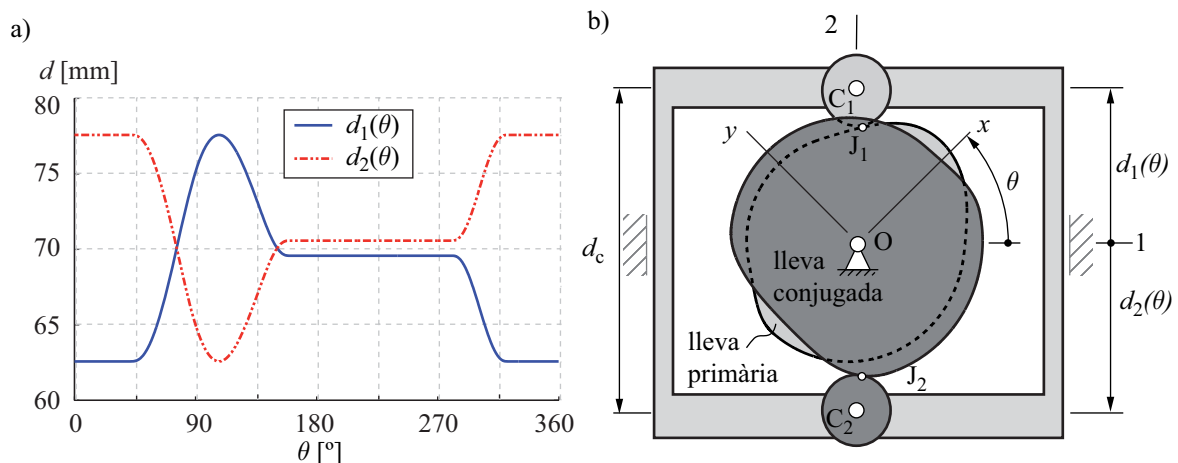


Fig. 5.3 a) desplaçaments verticals del centre dels corrons, b) perfils teòrics

La Fig. 5.4a i la Fig. 5.4b mostren els valors dels angles de pressió $\phi_i(\theta)$ i els radis de curvatura $r_{ci}(\theta)$. Els angles de pressió que s'obtenen són inferiors a 20° verificant per tant la recomanació de no sobrepassar els 30° [Rothbart, 2004; Norton, 2002]. En quant als radis de curvatura, els resultats mostren que es verifiquen les condicions descrites en l'apartat 2.1.3 i per tant els perfils de les lleves conjugades tenen les característiques geomètriques adients. En la Fig. 5.4b s'indiquen els radis de curvatura convexos més petits de les lleves. Per a la lleva primària val 19,15 mm i es produeix quan $\theta = 284^\circ$. Per a la lleva conjugada val 24,44 mm i es produeix quan $\theta = 153^\circ$.

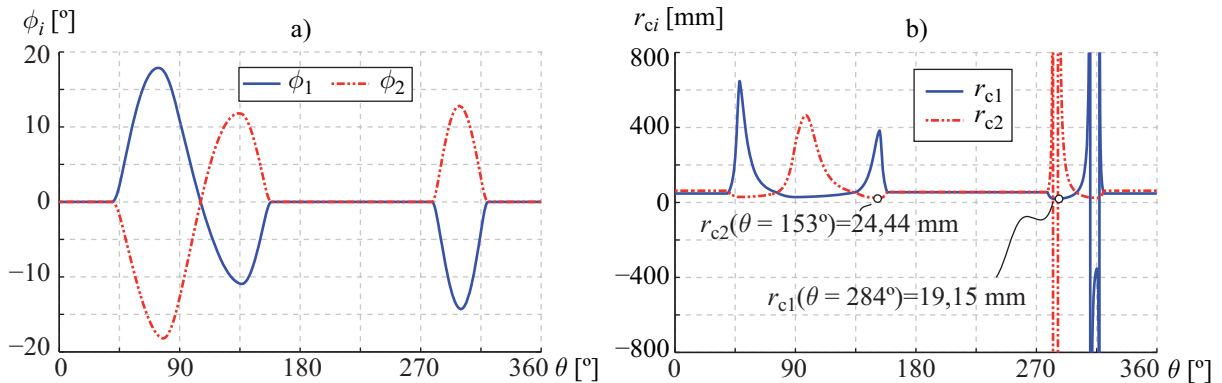


Fig. 5.4 a) angles de pressió entre les lleves i els corrons, b) radis de curvatura dels perfils de les lleves

La velocitat de rotació dels corrons $\omega_{\text{corró } i}$ es determina amb l'Eq. (4.12). En la Fig. 5.5 es mostren les velocitats de rotació dels dos corrons en funció de l'angle girat per les lleves. Els corrons giren aproximadament quatre vegades més ràpid que les lleves – $\omega = 20,94$ rad/s– ja que la mitjana de les velocitats de rotació pel corró superior $\omega_{\text{corró } 1}$ i inferior $\omega_{\text{corró } 2}$ valen respectivament 75 rad/s i 80 rad/s. En condicions normals d'operació, les lleves al llarg d'un any realitzen aproximadament 60 milions de cicles i els corrons 240 milions de cicles. Les operacions de manteniment programades s'accepta que estiguin espaiades d'any en any.

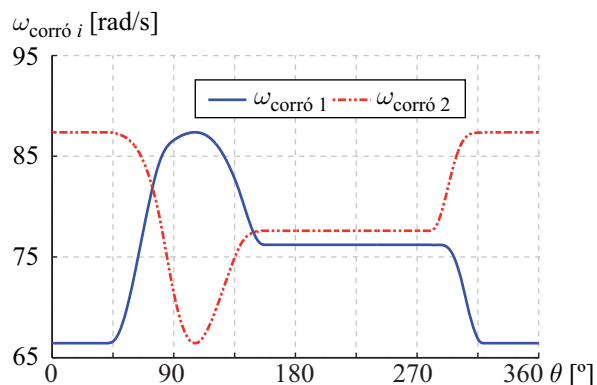


Fig. 5.5 Velocitat de rotació dels corrons

5.2. Modelització del comportament dinàmic amb l'estratègia d'ajust per interferència

En aquest apartat es presenta el model matemàtic que s'ha establert per calcular les forces de contacte, les pressions de contacte, la vida nominal i les condicions de lubricació del mecanisme de lleves conjugades dissenyat amb l'estratègia d'ajust per interferència.

5.2.1. Model dinàmic

Tal i com s'ha dit en l'apartat 2.2, els mecanismes de lleves conjugades són mecanismes redundants ja que els enllaços entre la lleva primària i un corró del palpador, i entre la lleva conjugada i l'altre corró del palpador, imposen la mateixa restricció cinemàtica. Si es vol conèixer les forces de contacte es necessita un model dinàmic que tingui en consideració l'elasticitat dels sòlids.

El mecanisme de lleves conjugades analitzat s'estudia amb un model dinàmic de paràmetres concentrats amb tres graus de llibertat com el que es mostra en la Fig. 5.6. En aquesta figura y_i són desplaçaments relatius: y_1 és el desplaçament del corró superior respecte la lleva primària, y_2 és el desplaçament del corró inferior respecte la lleva conjugada, y_3 és el desplaçament del corró superior respecte del marc del palpador i y_4 és el desplaçament del corró inferior respecte del marc del palpador.

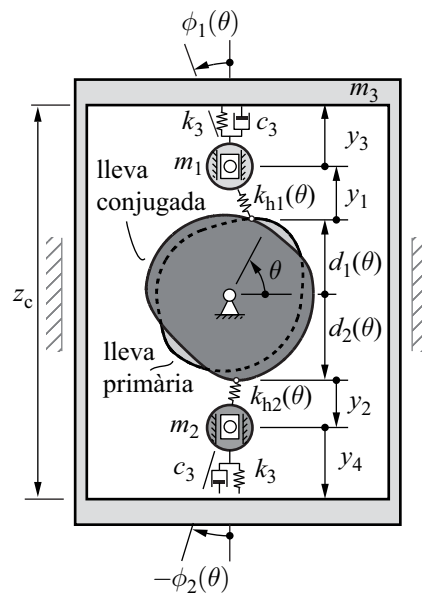


Fig. 5.6 Esquema del model del mecanisme de lleves conjugades

El model dinàmic és de tres graus de llibertat i de la Fig. 5.6 se'n desprèn que y_4 compleix l'Eq. (5.1), on z_c és la distància real calculada amb l'Eq. (5.2), obtinguda de restar l'ajust per interferència δ_{interf} a la distància teòrica entre el centre dels corròns d_c de la Taula 5.1.

$$y_4 = z_c - d_1(\theta) - d_2(\theta) - y_1 - y_2 - y_3 \quad (5.1)$$

$$z_c = d_c - \delta_{\text{interf}} \quad (5.2)$$

Per assegurar l'ajust per interferència entre les lleves i el palpador de corrons, els perfils de les lleves es fabriquen unes desenes de micròmetres majors que els perfils cinemàtics. Els perfils de les lleves fabricats corresponen a unes corbes paral·leles –en la direcció exterior de les corbes– als perfils teòrics de les lleves.

Els valors dels paràmetres dinàmics que defineixen el sistema es presenten en la Taula 5.2 on: m_1 és la massa del corró superior, m_2 és la massa del corró inferior, m_3 és la massa a impulsar segons la llei desplaçament, c_3 és l'esmoreïment intern dels corrons imposat per aconseguir una raó d'esmoreïment $\zeta = 0,05$, k_3 és la rigidesa interna dels corrons i $k_{hi}(\theta)$ són les rigideses de contacte lleva-corró no lineals de Hertz representades en la Fig. 5.7a. En la Fig. 5.7b es representa la rigidesa interna dels corrons bombats INA model KR30-PP en funció de la força radial aplicada. La rigidesa k_3 s'ha fixat per a un valor de força de 1220 N corresponent al valor de la càrrega límit a fatiga C_{urw} .

$m_1 = m_2$ [kg]	m_3 [kg]	c_3 [Ns/m]	k_3 [MN/m]	k_{hi} [GN/m ^{3/2}]
0,088	5,593	2500	110	Fig. 5.7

Taula 5.2 Paràmetres dinàmics del mecanisme

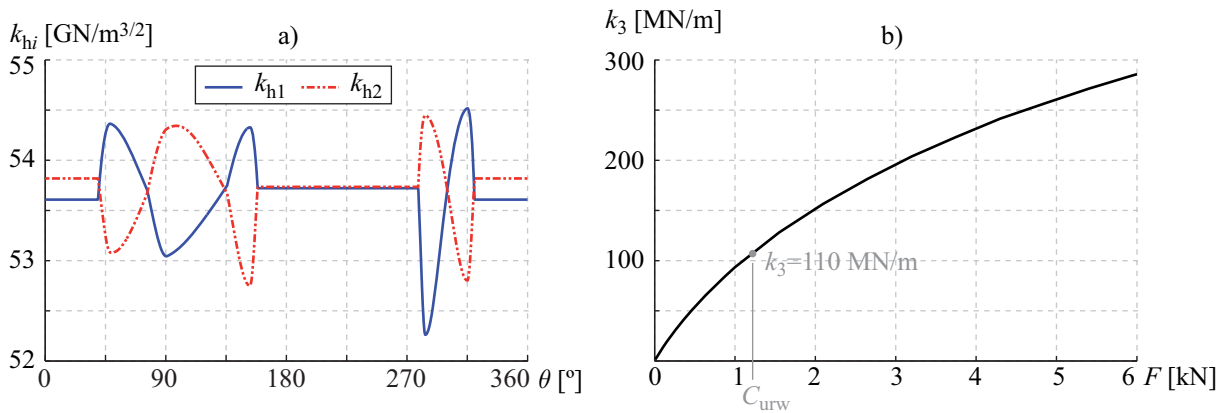


Fig. 5.7 a) rigideses de contacte lleva-corró no lineals de Hertz, b) rigidesa interna del corró KR30-PP

Les rigideses de contacte lleva-corró no lineals de Hertz $k_{h1}(\theta)$ i $k_{h2}(\theta)$ s'han obtingut amb l'Eq. (3.18) i considerant els paràmetres de la Taula 5.3.

Lleves				Corrons: KR-30PP				γ [°]
R_{li}^{\max} [mm]	R_{li}^{\min} [mm]	E_{li} [GPa]	ν_{li}	R_{li}^{\max} [mm]	R_{li}^{\min} [mm]	E_{li} [GPa]	ν_{li}	
∞	Fig. 5.4b	206,8	0,28	500	15	206,8	0,28	0

Taula 5.3 Paràmetres de les lleves i els corrons requerits en el càlcul de les rigideses no lineals de Hertz

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació

Les forces de contacte F_i entre les lleves i els corrons actuen en la direcció de l'angle de pressió. Aplicant l'Eq. (2.15) de la formulació del contacte puntual el·líptic i considerant un model de contacte sense percussions ni impactes en cas de produir-se el salt del palpador de corrons, les forces de contacte F_i es calculen segons l'Eq. (5.3). En aquestes expressions: i) $\delta_1 = -y_1 \cos \phi_1$ i correspon a la deformació conjunta entre la lleva primària i el corró superior, ii) $\delta_2 = -y_2 \cos \phi_2$ i correspon a la deformació conjunta entre la lleva conjugada i el corró inferior.

$$F_1 = \begin{cases} k_{h1} \delta_1^{3/2} & \text{si } \delta_1 > 0 \\ 0 & \text{si } \delta_1 \leq 0 \end{cases} \quad F_2 = \begin{cases} k_{h2} \delta_2^{3/2} & \text{si } \delta_2 > 0 \\ 0 & \text{si } \delta_2 \leq 0 \end{cases} \quad (5.3)$$

Les equacions de moviment del sistema de tres graus de llibertat de la Fig. 5.6 es mostren en l'Eq. (5.4), on $a_1 = a$, representat en la Fig. 5.2 i a_2 és la segona derivada temporal de $d_2(\theta)$.

$$\begin{aligned} m_1(a_1 + \ddot{y}_1) &= F_1 \cos \phi_1 - k_3(-y_3) - c_3(-\dot{y}_3) \\ m_2(a_2 + \ddot{y}_2) &= F_2 \cos \phi_2 - k_3(-y_4) - c_3(-\dot{y}_4) \\ m_3(a_1 + \ddot{y}_1 + \ddot{y}_3) &= k_3(-y_3) + c_3(-\dot{y}_3) - k_3(-y_4) - c_3(-\dot{y}_4) \end{aligned} \quad (5.4)$$

En el model dinàmic el pes $-m_3g = 54,87 \text{ N}$ i la força d'operació de tallar el filferro s'han negligit en front de les forces de contacte que apareixen a causa de l'ajust per interferència que hi ha entre les lleves i els corrons.

La resolució de les equacions de moviment permet obtenir les forces de contacte F_i en funció de l'ajust per interferència. Les forces de contacte són necessàries per determinar la vida nominal dels corrons, les condicions de lubricació i les pressions de contacte.

5.2.2. Vida nominal dels corrons, condicions de lubricació i pressions de contacte

Tal i com s'ha dit en l'apartat 2.4., la vida nominal dels corrons L_{10i} es determina amb l'Eq. (5.5) en milions de cicles.

$$L_{10i} = \left(\frac{C_{rw}}{P_i} \right)^{10/3} \quad (5.5)$$

El paràmetre C_{rw} pels corrons INA KR30-PP val $6,8 \text{ kN}$. La càrrega dinàmica equivalent P_i es calcula amb l'Eq. (5.6)

$$P_i = \sqrt[10/3]{\frac{\int_0^{2\pi} (F_i)^{10/3} \omega_{\text{corró } i} d\theta}{\int_0^{2\pi} \omega_{\text{corró } i} d\theta}} \quad (5.6)$$

La norma ISO 281:2007 modifica la vida nominal del corró L_{10n_i} amb l'efecte de la lubricació dels elements de rodolament interior en contacte amb les pistes interiors amb l'Eq. (5.7)

$$L_{10n_i} = a_{ISO} L_{10_i} \quad (5.7)$$

En la Taula 5.4 es presenten els paràmetres assumits per calcular segons INA el coeficient a_{ISO} , que també depèn del valor calculat de P_i . El lubricant utilitzat en el mecanisme és greix SKF LGEP 2 que té una densitat massica de 900 kg/m^3 i una viscositat cinemàtica ν_0 de $200 \text{ mm}^2/\text{s}$ a 40°C segons SKF. Com a criteri s'estableix que $a_{ISO} > 1$ per augmentar la vida nominal gràcies a la lubricació dels elements interiors dels corrons.

Paràmetre	Valor	Paràmetre	Valor
Diàmetre mitjà del corró d_M	21 mm	relació de viscositats κ	4
Viscositat nominal ν_1	$50 \text{ mm}^2/\text{s}$	Coefficient d'impureses del lubricant e_c	0,3
Carrega límit a fatiga C_{urw}	1220 N		

Taula 5.4 Paràmetres relacionats amb el càlcul del coeficient a_{ISO}

Les condicions de la lubricació de la pista exterior dels corrons en contacte amb les lleves s'estudia d'acord amb la variable d'espessor de capa específica Λ_i calculada segons l'Eq. (2.30) i l'Eq. (2.32). Per començar a tenir una lubricació elastohidrodinàmica EHD, $\Lambda_i > 1$, tot i que per mantenir la vida del catàleg del corró s'assumeix com a límit que $\Lambda_i > 1,2$ [Norton, 2002] per a les zones del perfil de les lleves amb el menor radi de curvatura convex.

En la Taula 5.5 es presenten els paràmetres que intervenen en el càlcul de Λ_i relacionats amb el lubricant que és el mateix greix SKF LGEP 2. En la Taula 5.5 també es presenten les mitjanes dels valors de rugositats eficaços rms mesurats amb un rugosímetre en la direcció axial de les lleves i dels corrons. Les mesures de rugositat eficaç de les lleves $R_{q_{ll}}$ s'han realitzat en dos conjunts de lleves conjugades fabricades per dos tallers de mecanitzat. Les mesures de rugositat eficaç dels corrons R_{q_c} s'ha realitzat en un parell de corrons INA KR30-PP i es presenta la mitjana. Les mesures completes dels acabats superficials es troben en l'Annex A.

Paràmetre	Valor	Paràmetre	Valor
α	$1,425 \cdot 10^{-4} \text{ in/lb}^2 *$	primer conjunt de lleves 1, $R_{q_{ll}}$	$0,61 \mu\text{m}$
E'	$3,255 \cdot 10^7 \text{ lb/in}^2 *$	segon conjunt de lleves 2, $R_{q_{ll}}$	$0,65 \mu\text{m}$
η_0	$2,610 \cdot 10^{-5} \text{ reyn} *$	R_{q_c}	$0,36 \mu\text{m}$

Taula 5.5 Paràmetres relacionats amb el càlcul de Λ_i . *-expressats en unitats del sistema ips (U.S.)

Tal i com s'ha dit en l'apartat 2.4., en la bibliografia no s'ha trobat cap formulació que relacioni les pressions de contacte i els cicles de funcionament per a corrons bombats. L'únic que hi ha són valors orientatius de pressions màximes de contacte que no s'han de superar. Així INA pels seus corrons amb una duresa de 60-62 HRC dóna pressions de contacte en funció del material de la lleva que assegurin 10 milions de cicles de funcionament dels corrons. Les lleves del mecanisme són d'acer de cementació F-1540 amb una duresa de 60-63 HRC i per a aquest material INA no dóna informació. Tot i així, el límit de pressió de contacte es fixa a 1500 MPa d'acord amb la informació que dóna INA per a l'acer de cementació F-1516 de característiques anàlogues a l'acer F-1540.

Amb els valors de la vida nominal, les condicions de lubricació i les pressions de contacte s'analitza la fallada per fatiga superficial dels corrons.

5.3. Determinació del comportament dinàmic del mecanisme amb diferents interferències

En aquest apartat primer s'acota el rang d'interferències possibles tenint en compte alguns errors típics de fabricació i muntatge. A continuació es determina el comportament dinàmic del mecanisme per al cas en que la interferència val 25 μm , valor recomanat per Rothbart (2004) per a mecanismes de lleves conjugades. Seguidament s'acota el rang d'interferències objectiu de disseny, contingut dins el rang d'interferències possibles.

Les solucions de les equacions de moviment s'han obtingut mitjançant la resolució numèrica de les equacions diferencials amb la funció *ode45* del programa MATLAB®. La utilització de coordenades relatives en comptes de coordenades absolutes ha permès resoldre les equacions de moviment amb un temps suficientment ràpid i uns nivells de soroll, provocats per la resolució numèrica, acceptables.

5.3.1. Determinació del rang d'interferències possibles

Per tal d'aconseguir un ajust per interferència entre les lleves i els corrons, l'empresa fabrica els perfils de les lleves com corbes paral·leles exteriors o corbes offset dels perfils teòrics situats a una distància r_{off} . La quantitat d'ajust per interferència δ_{interf} que s'introdueix com a precàrrega i evita el salt dels corrons, depèn dels errors de fabricació i muntatge presents en el mecanisme. Tenint en compte els errors de fabricació dels perfils de les lleves $e_{\text{lf}i}$ [Chang i Wu, 2011, 2009a, 2008], els errors especificats per INA pel corró corresponents a l'error de fabricació $e_{\text{cf}i}$ i a l'error de muntatge del joc radial $e_{\text{c}ji}$, la interferència es calcula amb l'Eq. (5.8). En aquesta expressió els jocs radials $e_{\text{c}ji}$ s'apliquen amb valor negatiu. Un valor negatiu de δ_{interf} significa que a causa de les dimensions dels elements no hi ha contacte entre les lleves i els corrons i per tant no hi ha interferència.

$$\delta_{\text{interf}} = 2r_{\text{off}} + e_{\text{llf1}} + e_{\text{llf2}} + e_{\text{cf1}} + e_{\text{cf2}} + e_{\text{cj1}} + e_{\text{cj2}} \quad (5.8)$$

Els valors dels errors de fabricació i muntatge s'han obtingut de valors estàndards trobats en la bibliografia per a processos de fabricació i de valors del catàleg dels corrons d'INA. Els errors de fabricació dels perfils de les lleves e_{llfi} s'assumeixen que estan acotats entre $\pm 25 \mu\text{m}$ [Rothbart, 2004; Norton, 2002]. Pels corrons, els errors de fabricació del radi nominal e_{cfi} varien entre $0 \mu\text{m}$ i $-25 \mu\text{m}$ i l'error de muntatge corresponent al joc radial dels corrons e_{cji} està comprès entre $0 \mu\text{m}$ i $25 \mu\text{m}$ segons INA. El paràmetre r_{off} es fixa a $62,5 \mu\text{m}$ ja que és l'estratègia seguida per l'empresa per assegurar la interferència entre les lleves i els corrons. Per tal de determinar el rang d'interferències possibles s'analitzen les situacions extremes produïdes amb els valors considerats. La primera situació extrema passa quan els corrons tenen el màxim joc radial i les lleves i els corrons tenen la dimensió més petita. En aquest cas no hi ha interferència i $\delta_{\text{interf}} = -25 \mu\text{m}$ segons l'Eq. (5.8). La segona situació extrema passa quan els corrons no tenen joc radial i les lleves i els corrons tenen la dimensió més gran. En aquest cas $\delta_{\text{interf}} = 175 \mu\text{m}$ segons l'Eq. (5.8). Per tant el rang d'interferències possibles $\delta_{\text{interf}} \in [-25, 175] \mu\text{m}$.

En el següent apartat s'estudia el cas particular en que hi ha una interferència de $25 \mu\text{m}$, corresponent a la interferència recomanada per Rothbart (2004) per a mecanismes de lleves conjugades, inclòs en el rang d'interferències possibles.

5.3.2. Comportament dinàmic per a una interferència de $25 \mu\text{m}$

Imposant que $\delta_{\text{interf}} = 25 \mu\text{m}$ i utilitzant de l'Eq. (5.1) a l'Eq. (5.4), s'obtenen les forces de contacte F_i que es mostren en la Fig. 5.8a. L'acceleració absoluta a_3 de la massa a moure segons la llei de desplaçament es representa en la Fig. 5.8b. L'acceleració absoluta a_3 es defineix amb l'Eq. (5.9) d'acord amb les equacions de moviment del sistema corresponents a l'Eq. (5.4).

$$a_3 = a_1 + \ddot{y}_1 + \ddot{y}_3 \quad (5.9)$$

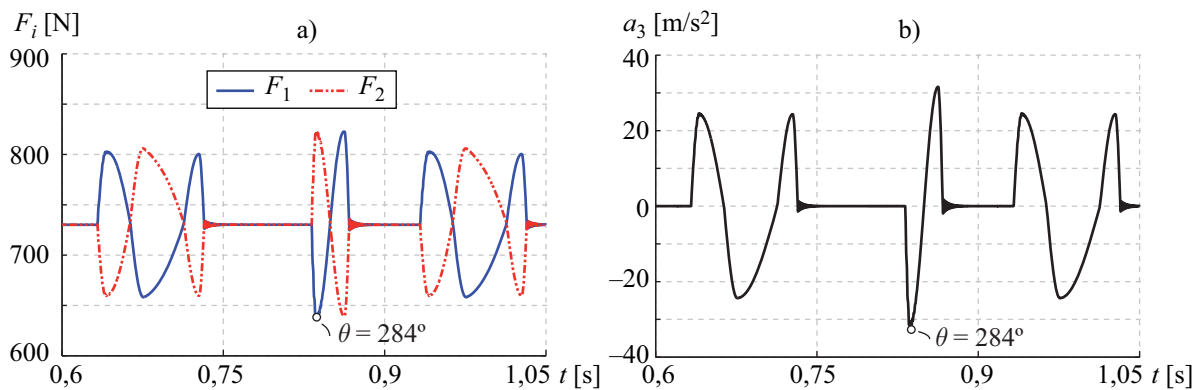


Fig. 5.8 a) forces de contacte entre les lleves i els corrons, b) acceleració de la massa impulsada segons $s(\theta)$

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació

Per eludir l'efecte de les condicions inicials en la integració numèrica s'han resolt les equacions de moviment per a diverses voltes de les lleves. En la Fig. 5.8a s'observa que la menor força de contacte entre la lleva primària i el corró superior F_1 s'assoleix per a la configuració $\theta = 284^\circ$. En aquesta configuració del mecanisme també es produeix l'acceleració negativa de major mòdul –Fig. 5.8b– i el menor radi de curvatura convex tal i com s'ha vist en la Fig. 5.4b. En la Fig. 5.8a també es comprova que quan $\delta_{\text{interf}} = 25 \mu\text{m}$ s'aconsegueix el contacte permanent entre les lleves i els corrons ja que les forces de contacte en totes les configuracions són majors que zero.

Amb les forces de contacte de la Fig. 5.8a, les velocitats de rotació dels corrons de la Fig. 5.5 i aplicant l'Eq. (5.6) s'obtenen les càrregues dinàmiques equivalents $P_1 = P_2 = 731 \text{ N}$. Amb l'Eq. (5.5) s'obtenen les vides nominals dels corrons $L_{101} = L_{102} = 1,7 \text{ Gcicles}$, que equivalen a 7 anys de funcionament del mecanisme.

Les pressions de contacte calculades amb l'Eq. (2.14) es mostren en la Fig. 5.9. La pressió màxima de contacte entre la lleva primària i el corró superior val $p_{\text{max}1} = 938 \text{ MPa}$ i es produeix quan $\theta = 284^\circ$. La pressió màxima de contacte entre la lleva conjugada i el corró inferior val $p_{\text{max}2} = 910 \text{ MPa}$ i es produeix quan $\theta = 153^\circ$. Les pressions màximes de contacte apareixen quan les lleves tenen el menor radi de curvatura convex tal i com s'observa en la Fig. 5.4b. Les pressions de contacte assolides són acceptables ja que són menors que 1500 MPa tal i com s'havia establert en l'apartat 5.2.2.

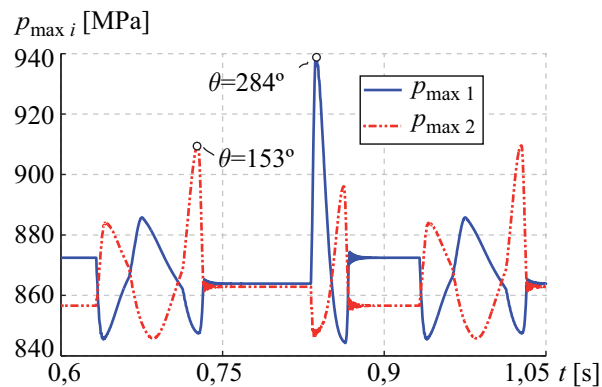


Fig. 5.9 Pressions de contacte màximes entre les lleves i els corrons

Per a aquest cas $a_{\text{ISO}} = 5$. Això vol dir que les condicions de lubricació dels elements interiors permeten augmentar per cinc la vida nominal. És a dir que L_{10n1} i L_{10n2} valen $8,5 \text{ Gcicles}$ que equival a 35 anys de funcionament dels corrons.

L'espessor de la capa específica Λ_i calculat amb el valor de rugositat eficaç mitja del primer conjunt de lleves i el valor de rugositat mitja dels corrons –Taula 5.5– es mostra en la Fig. 5.10.

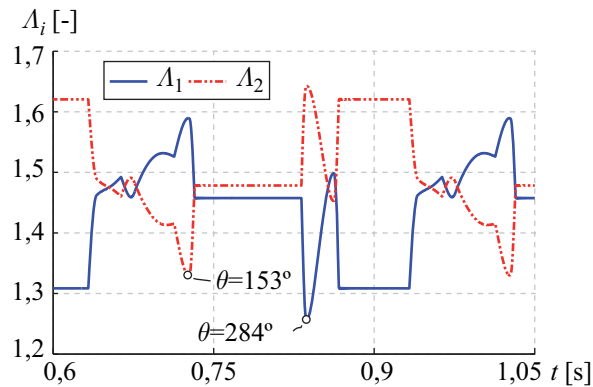


Fig. 5.10 Espessor de capa específica

En la Fig. 5.10 s'observa que els punts més desfavorables en quant a la lubricació es donen quan les lleves tenen el menor radi de curvatura convex. Per a aquests punts l'espessor de capa específica val $\Lambda_1 = 1,26$ i $\Lambda_2 = 1,33$.

Amb els resultats obtinguts, es conclou que si s'aconsegueix que la interferència sigui de $25 \mu\text{m}$, tal i com recomana Rothbart (2004), per al mecanisme de lleves conjugades analitzat: no es preveu la pèrdua de contacte entre les lleves i els corrons, la vida nominal dels corrons és superior als 240 milions de cicles dels corrons que hi ha entre les operacions de manteniment programades, les pressions de contacte són inferiors a 1500 MPa i les condicions de lubricació aconseguides en els corrons són bones pel que fa als elements interiors $-a_{\text{ISO}} > 1-$ com també en la pista exterior ja que $\Lambda_i > 1,2$ en la zona de contacte més desfavorable del perfil de la lleva.

5.3.3. Determinació del rang d'interferències objectiu de disseny

A causa de les toleràncies de fabricació i muntatge, una interferència de $25 \mu\text{m}$ no sempre es pot aconseguir. En aquest apartat es determina de les interferències possibles, $\delta_{\text{interf}} \in [-25 \mu\text{m}, 175 \mu\text{m}]$, quines permeten assolir el comportament dinàmic adequat del mecanisme. Les condicions concretes per acceptar que el mecanisme d'estudi té el comportament dinàmic adequat són les següents: sempre hi ha contacte entre les lleves i els corrons, P_i no supera el valor de càrrega límit a fatiga del corró $C_{\text{urw}} = 1220 \text{ N}$ i d'aquesta manera la vida nominal dels corrons és superior a 240 milions de cicles – els cicles estimats entre les operacions de manteniment programades –, les pressions de contacte $p_{\text{max}i}$ són inferiors a 1500 MPa, les condicions de lubricació dels elements interiors dels corrons fan que $a_{\text{ISO}} > 1$ i les condicions de lubricació de la pista exterior dels corrons fan que $\Lambda_i > 1,2$.

Per complir amb la primera condició que defineix el comportament dinàmic adequat, els casos possibles en que no hi ha interferència entre les lleves i els corrons corresponents a $\delta_{\text{interf}} \in [-25 \mu\text{m}, 0 \mu\text{m}]$ es descarten i no s'analitzen. Per determinar el rang d'interferències objectiu de disseny s'aplica el mateix procediment utilitzat anteriorment al cas $\delta_{\text{interf}} = 25 \mu\text{m}$, al conjunt d'interferències

possibles que van des de 0 μm a 175 μm . Els resultats obtinguts de càrrega dinàmica equivalent P_i es presenten en la Fig. 5.11a i els de la vida nominal L_{10_i} en la Fig. 5.11b.

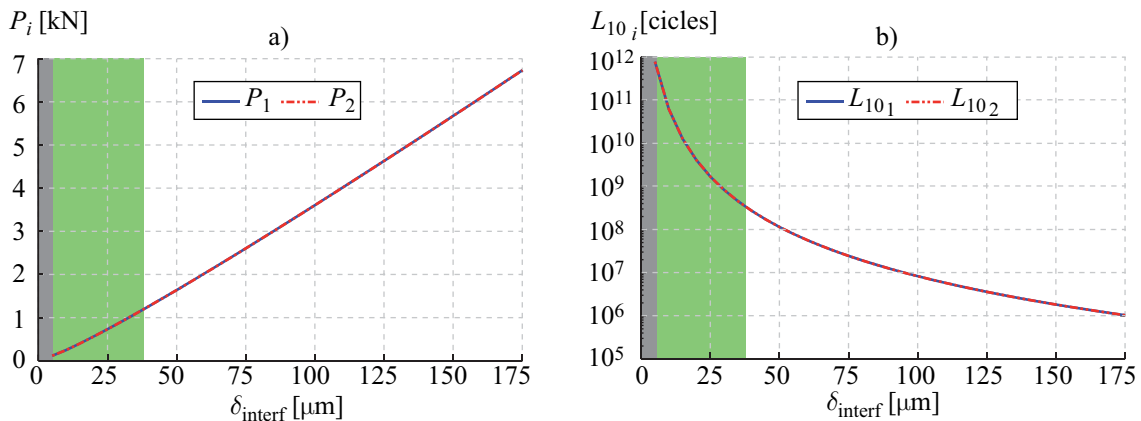


Fig. 5.11 a) càrrega dinàmica equivalent, b) vida nominal dels corrns

Les regions grises de la Fig. 5.11 són zones on la interferència del sistema no és suficient per evitar el salt dels corrns ja que les forces de contacte previstes pel model són de 0 N. Les regions grises corresponen a interferències que van de 0 μm a 4 μm . Per tant, es fixa la interferència mínima per evitar el salt en 5 μm , una mica més que 4 μm . Amb només interferències de 5 μm s'evita el salt del palpador de corrns perquè per una banda les rigideses del model són molt elevades i amb poca interferència s'aconsegueix molta precàrrega, per altra banda el valor màxim de la força que pot provocar la pèrdua de contacte entre una lleva i un corró és petita, $m_3 \left| a_3^{\min}(\theta = 284^\circ) \right| = 177 \text{ N}$. Les regions verdes de la Fig. 5.11 són zones on la interferència del sistema es troba entre 5 μm i 38 μm . Amb una interferència de 38 μm les càrregues dinàmiques equivalents P_1 , P_2 són de 1193 N, aproximadament el valor de la càrrega límit a fatiga C_{urw} dels corrns. Quan $P_i = C_{urw}$, la vida nominal dels corrns és de 300 milions de cicles que equival a 1,2 anys de funcionament, temps major que el interval entre les operacions de manteniment programades.

Tal i com s'ha vist quan $\delta_{interf} = 25 \mu\text{m}$, les màximes pressions de contacte i les condicions de lubricació més desfavorables es produeixen en la zona amb els menors radis de curvatura de les lleves. En la Fig. 5.12a es representen les pressions de contacte $p_{\max 1}(\theta = 284^\circ)$, $p_{\max 2}(\theta = 153^\circ)$ i en la Fig. 5.12b l'espessor de capa específica $\Lambda_1(\theta = 284^\circ)$ i $\Lambda_2(\theta = 153^\circ)$. Per calcular Λ_i s'han utilitzat els valors de la Taula 5.5 corresponents a la rugositat eficaç mitjana del primer conjunt de lleves $R_{q \parallel}$ i la rugositat eficaç mitjana dels corrns R_{qc} .

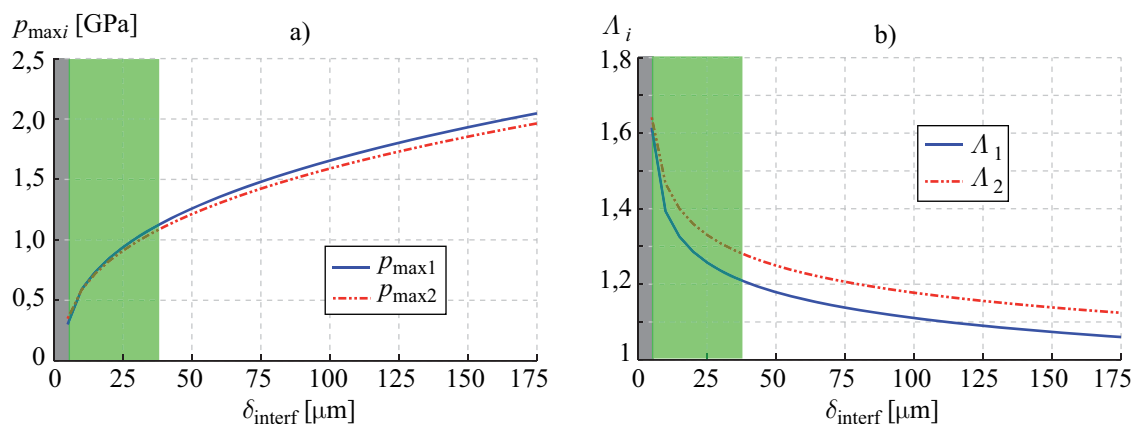


Fig. 5.12 a) pressions de contacte màximes entre les lleves i els corrons, b) espessor de capa específica

En la Fig. 5.12a s'observa que amb la interferència de 38 μm les pressions de contacte que s'assoleixen són $p_{\text{max}1} = 1125 \text{ MPa}$ i $p_{\text{max}2} = 1085 \text{ MPa}$. La pressió fixada com a límit de 1500 MPa es produeix primer en la lleva primària quan hi ha una interferència de 75 μm .

Amb la interferència de 38 μm les condicions de lubricació dels elements interiors del corró són bones ja que $a_{\text{ISO}} = 2$ i per tant es pot doblar la vida nominal esperada dels corrons. El que passa és que amb aquesta interferència tal i com s'observa en la Fig. 5.12b, les condicions de lubricació limitants són la pista exterior del corró superior en contacte amb la lleva primària ja que $\Lambda_1 = 1,21$. Per a la pista del corró inferior en contacte amb la lleva conjugada $\Lambda_2 = 1,28$.

Pels valors extrems del rang d'interferències objectiu de disseny, en la Taula 5.6 es resumeixen els valors de les carregues dinàmiques equivalents, la vida nominal dels corrons, les pressions de contacte i les condicions de lubricació. Els valors obtinguts per al cas d'una interferència de 25 μm queden lògicament dintre del rang de la Taula 5.6.

δ_{interf} [μm]	$P_1 \approx P_2$ [N]	$L_{101} \approx L_{102}$ [Gcicles]	$p_{\text{max}1}$ [MPa]	$p_{\text{max}2}$ [MPa]	$a_{\text{ISO}1} \approx a_{\text{ISO}2}$	Λ_1	Λ_2
5	116	800 (>50 anys)	276	280	>50	1,60	1,64
38	1193	0,3 (1,2 anys)	1125	1085	2	1,21	1,28

Taula 5.6 Valors esperats de P_i , L_{10i} , $p_{\text{max}i}$, a_{ISO} i Λ_i per als valors extrems del rang d'interferència objectiu de disseny

5.4. Probabilitat de fabricar el mecanisme dins el rang d'interferències objectiu de disseny

En aquest apartat s'avalua la possibilitat d'obtenir mecanismes de lleves conjugades dins el rang d'interferències objectiu de disseny, $\delta_{\text{interf}} \in [5 \mu\text{m}, 38 \mu\text{m}]$, ja que el rang d'interferències possibles amb els errors de fabricació i muntatge considerats és major, $\delta_{\text{interf}} \in [-25 \mu\text{m}, 175 \mu\text{m}]$. Per això es realitzen dues anàlisis estadístiques diferents. També s'estudia l'efecte que té l'especificació de diferents toleràncies de fabricació del perfil de les lleves i de la quantitat d'offset planificat r_{off} .

En la primera anàlisi estadística s'ha assumit que els errors de fabricació i muntatge són variables aleatòries i que la seva funció de densitat de probabilitat segueix una llei normal, com es suggereix en d'altres treballs [Chang i Wu, 2013; Kim, 1977]. Els valors característics de la mitjana μ i de la desviació estàndard σ de les distribucions dels errors es presenten en la Taula 5.7. Les mitjanes s'han obtingut com el valor mitjà entre els dos valors extrems de les toleràncies de fabricació i muntatge de l'apartat 5.3.1 i la desviació estàndard com una sisena part de la diferència entre els valors extrems [Chang i Wu, 2009a; Skowronski i Turner, 1997]. Com que r_{off} és un valor fixat a $62,5 \mu\text{m}$ per fabricar els perfils de les lleves, $\mu_{\text{off}} = 62,5 \mu\text{m}$ i $\sigma_{\text{off}} = 0 \mu\text{m}$.

	μ [μm]	σ [μm]
e_{llfi}	0	8,3
e_{cfi}	-12,5	4,2
e_{cji}	-12,5	4,2

Taula 5.7 Mitjana i desviació estàndard dels errors de fabricació i muntatge

La variable d'interès a estudiar és la interferència δ_{interf} . Com que δ_{interf} està definida amb l'Eq. (5.8) com a combinació lineal de variables aleatòries independents que segueixen distribucions de lleis normals, la distribució de la interferència també segueix una llei normal [Prat et al., 1997; Kim, 1977]. La mitjana de la distribució de la interferència μ_{interf} es calcula amb l'Eq. (5.10), la desviació estàndard σ_{interf} amb l'Eq. (5.11) i la funció densitat de probabilitat $f_{\text{N}}(\delta_{\text{interf}})$ segons l'Eq. (5.12)

$$\mu_{\text{interf}} = 2\mu_{\text{off}} + \mu_{\text{llf1}} + \mu_{\text{llf2}} + \mu_{\text{cf1}} + \mu_{\text{cf2}} + \mu_{\text{cj1}} + \mu_{\text{cj2}} \quad (5.10)$$

$$\sigma_{\text{interf}} = \sqrt{2^2\sigma_{\text{off}}^2 + \sigma_{\text{llf1}}^2 + \sigma_{\text{llf2}}^2 + \sigma_{\text{cf1}}^2 + \sigma_{\text{cf2}}^2 + \sigma_{\text{cj1}}^2 + \sigma_{\text{cj2}}^2} \quad (5.11)$$

$$f_{\text{N}}(\delta_{\text{interf}}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\text{interf}}} \exp\left(-\frac{\delta_{\text{interf}} - \mu_{\text{interf}}}{2\sigma_{\text{interf}}^2}\right) \quad (5.12)$$

Substituint els valors de la Taula 5.7 a l'Eq. (5.10) i l'Eq. (5.11), les característiques de la distribució de la interferència que s'obtenen són $\mu_{\text{interf}} = 75 \mu\text{m}$ i $\sigma_{\text{interf}} = 14,4 \mu\text{m}$. En la Fig. 5.13 es representa la funció densitat de probabilitat $f_N(\delta_{\text{interf}})$ obtinguda amb l'Eq. (5.12) quan $\delta_{\text{interf}} \in [-25 \mu\text{m}, 175 \mu\text{m}]$.

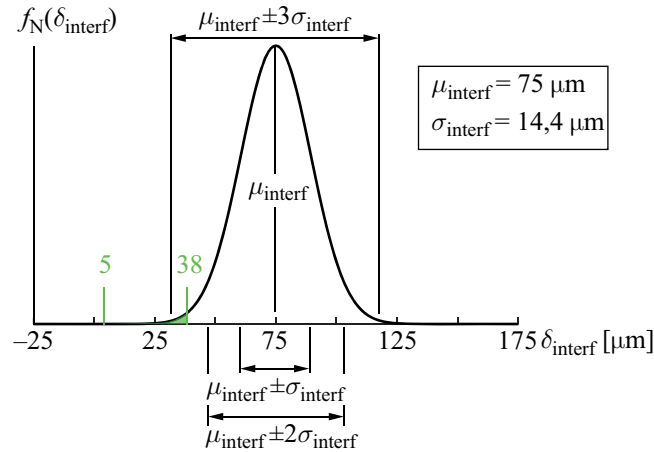


Fig. 5.13 Funció densitat de probabilitat de la interferència segons una llei normal

La integral definida entre $5 \mu\text{m}$ i $38 \mu\text{m}$ de la funció densitat de probabilitat dóna que la probabilitat d'obtenir interferències dins el rang objectiu de disseny és de només l'1%. De la Fig. 5.13 es dedueix que per aconseguir un interval de confiança del 99,7% corresponent a $\mu_{\text{interf}} \pm 3\sigma_{\text{interf}}$, el valor de les interferències ha d'estar entre $32 \mu\text{m}$ i $118 \mu\text{m}$.

La segona anàlisi estadística s'ha realitzat utilitzant la tècnica de Monte Carlo [Hong i Chang, 2002; Lin et al., 1997; Skowronski i Turner, 1997; Wu, 1997] i considerant que per a cada error de fabricació i muntatge la funció de densitat de probabilitat és una llei normal acotada entre els valors extrems definits en l'apartat 5.3.1. Així per a cada error considerat en l'Eq. (5.8) s'ha generat una mostra d'un milió de valors amb la funció de MATLAB® *randn* que genera números pseudoaleatoris distribuïts segons una distribució normal. Aplicant l'Eq. (5.8) s'ha obtingut una mostra d'un milió d'interferències que simulen la fabricació i muntatge d'un milió d'aquests mecanismes de lleves conjugades. En la Fig. 5.14 es representa la funció densitat de probabilitat de la interferència $f_{NMC}(\delta_{\text{interf}})$ obtinguda mitjançant la tècnica de Monte Carlo i es superposa amb la $f_N(\delta_{\text{interf}})$ de la Fig. 5.13. S'observa que els resultats obtinguts són idèntics amb les dues anàlisis.

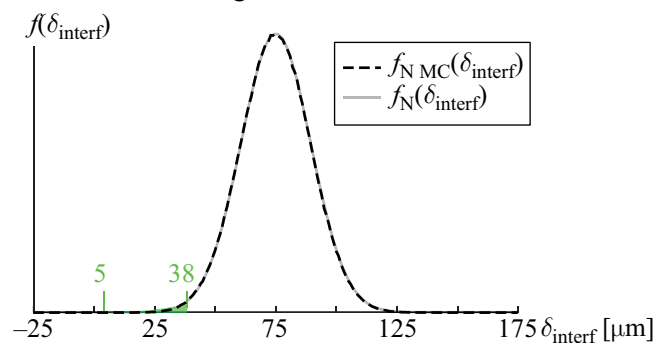


Fig. 5.14 Funció densitat de probabilitat de la interferència amb l'expressió analítica i la tècnica de Monte Carlo

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrns i moviment de translació

De les dues anàlisis estadístiques, que consideren alguns dels errors típics de fabricació i muntatge d'un mecanisme de lleva-palpador, se'n desprèn que intentar planificar només per toleràncies de fabricació i muntatge un ajust per interferència que caigui sempre dins del rang d'interferències objectiu de disseny en tots els casos és difícil. La consideració d'altres errors, com poden ser la tolerància de la dimensió corresponent a la distància entre centres d_c o l'excentricitat de l'eix de rotació de les lleves, el que faria seria augmentar el rang d'interferències possibles i dificultar encara més l'assoliment d'una interferència dins el rang objectiu de disseny només per la planificació de les toleràncies. En la Taula 5.8 es resumeixen els valors de les carregues dinàmiques equivalents, la vida nominal dels corrns, les pressions de contacte i les condicions de lubricació per als valors d'interferència de 75 μm –mitjana–, 32 μm i 118 μm . El rang d'interferències de 32 μm a 118 μm –corresponent a un interval de confiança del 99,7%– inclou mecanismes que tenen el comportament dinàmic adequat o que fallen molt ràpidament.

δ_{interf} [μm]	$P_1 \approx P_2$ [N]	$L_{10_1} \approx L_{10_2}$ [cicles]	$p_{\text{max } 1}$ [MPa]	$p_{\text{max } 2}$ [MPa]	$a_{\text{ISO1}} \approx a_{\text{ISO2}}$	Λ_1	Λ_2
32	977	$6 \cdot 10^8$ (2,7 anys)	1046	1010	4	1,22	1,30
75	2604	$3 \cdot 10^7$ (37 dies)	1481	1423	1	1,14	1,21
118	4341	$5 \cdot 10^6$ (7 dies)	1764	1694	0,7	1,10	1,16

Taula 5.8 Valors esperats de P_i , L_{10_i} , $p_{\text{max } i}$, a_{ISO} i Λ_i per a interferències de 32 μm , 75 μm i 118 μm

Aquests resultats coincideixen amb l'experiència de l'empresa que s'ha trobat amb mecanismes de lleves conjugades on els corrns duren molts anys, o que la pista exterior dels corrns queda malmesa molt ràpidament (en dies). Per això quan instal·len un mecanisme de lleves conjugades es realitza un procés de posada a punt abans d'implementar-lo en productiu. Aquest procés de posada a punt pot incloure per exemple, provar diferents corrns de l'estoc o ajustar l'anell cònic que hi ha entre l'eix del motor i l'eix de les lleves a fi de garantir el comportament dinàmic adequat del mecanisme comparant el parell a baixes voltes sense càrrega i el consum elèctric del motor.

Tal i com s'ha dit en l'apartat 2.7., s'accepta que per aconseguir els avantatges dels mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma –com el mecanisme de lleves conjugades analitzat– la contrapartida sigui que la fabricació i el muntatge sigui més car, ja sigui perquè es realitza amb més precisió o perquè es necessiten més elements. A continuació es presenten altres anàlisis estadístiques per avaluar l'estratègia de fabricar els perfils de les lleves com corbes offset dels perfils teòrics o analitzar l'efecte de fabricar amb un procés de més qualitat que permet fer més estrets els marges de toleràncies de fabricació dels perfils de les lleves. S'escull actuar sobre les toleràncies de fabricació dels perfils de les lleves i no dels corrns, ja que les toleràncies de fabricació i muntatge dels corrns són pràcticament igual per als diferents fabricants consultats com INA, IKO o NTN.

En la Fig. 5.15 es representa la funció densitat de probabilitat de la interferència $f_N^{\text{rect}}(\delta_{\text{interf}})$ quan la fabricació dels perfils de les lleves es realitza amb un procés de més qualitat com és el rectificat, pel qual Norton (2002) dona unes toleràncies de $\pm 12,5 \mu\text{m}$. Aquest fet no modifica la mitjana de la distribució de la interferència $\mu_{\text{interf}}^{\text{rect}}$ però sí que modifica la desviació estàndard fent-la més estreta, ja que ara $\sigma_{\text{llf1}}^{\text{rect}} = \sigma_{\text{llf2}}^{\text{rect}} = 4,2 \mu\text{m}$ i aplicant l'Eq. (5.11) $\sigma_{\text{interf}}^{\text{rect}} = 10,2 \mu\text{m}$. En la Fig. 5.15 s'observa que fer més estretes les toleràncies de fabricació dels perfils de les lleves fa que sigui encara menys probable tenir interferències en el rang objectiu de disseny.

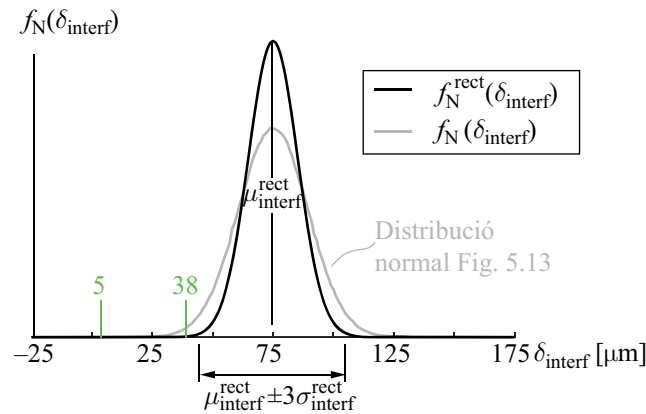


Fig. 5.15 Funció densitat de probabilitat de la interferència per a diferents toleràncies de fabricació dels perfils de les lleves

En la Fig. 5.16 es representa la funció densitat de probabilitat de la interferència $f_N^{\text{off}}(\delta_{\text{interf}})$ aplicant $r_{\text{off}} = 35,75 \mu\text{m}$ i repetint els errors de fabricació i muntatge de la Taula 5.7. S'agafa aquest valor de r_{off} per tal de situar la mitjana de la distribució normal de la interferència μ_{interf} al centre del rang objectiu de disseny.

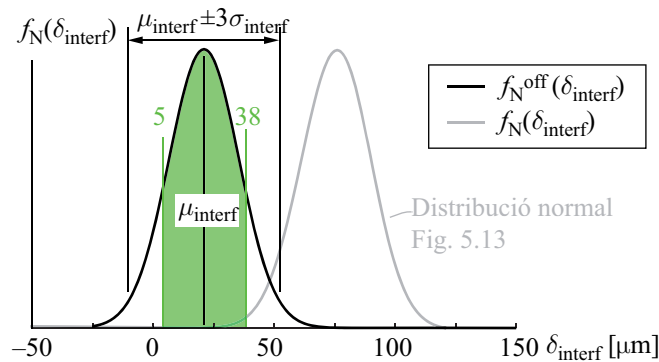


Fig. 5.16 Funció densitat de probabilitat per a diferents valors de r_{off}

El fet de reduir la quantitat de r_{off} fa que la probabilitat d'obtenir mecanismes dins el rang d'interferències objectiu de disseny augmenti significativament fins al 75%. Ara bé, com a contrapartida s'augmenta la probabilitat d'obtenir mecanismes amb interferències menors que $5 \mu\text{m}$ on es produeix la pèrdua de contacte entre les lleves i els corrons, que passa de pràcticament el 0% al 12%. En el cas de planificar la fabricació dels perfils de les lleves amb $r_{\text{off}} = 35,75 \mu\text{m}$, sí que té sentit

plantejar la fabricació dels perfils de les lleves amb un procés de més qualitat per tal d'augmentar la probabilitat d'obtenir mecanismes dins el rang d'interferències objectiu de disseny.

5.5. Determinació del comportament dinàmic del mecanisme amb interferències deduïdes de mesures experimentals dels errors de fabricació i muntatge

En aquest apartat s'estudia el comportament dinàmic del mecanisme amb interferències deduïdes de mesures experimentals dels errors de fabricació dels perfils de les lleves e_{llfi} , dels errors de fabricació del radi dels corrons e_{cfr} i dels errors de muntatge dels corrons corresponent als jocs radials e_{cjr} .

5.5.1. Adquisició experimental de dades dels errors de fabricació i muntatge

Els errors de fabricació dels perfils de les lleves conjugades i del radi dels corrons s'han determinat amb una màquina de mesura per coordenades CMM. El mateix conjunt de lleves conjugades s'ha fabricat en dos tallers de mecanitzat diferents amb la finalitat de comparar la qualitat amb que fabriquen en quant als errors de fabricació i als acabats superficials. La primera empresa ha fabricat els perfils de les lleves de la Fig. 5.17a mitjançant una primera etapa de desbast realitzada en una màquina de tall d'electroerosió per fil i una segona etapa d'acabat en una màquina eina. La segona empresa ha fabricat els perfils de les lleves de la Fig. 5.17b realitzant l'etapa de desbast i d'acabat amb la mateixa màquina eina. Tots els perfils de lleves segueixen l'estratègia de disseny de l'empresa d'encarregar perfils amb $r_{off} = 62,5 \mu\text{m}$. Pels perfils de les lleves, l'empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L. no va especificar ni toleràncies dimensionals per la dimensió $|\overline{\mathbf{OJ}}_i(\theta)|$ ni toleràncies geomètriques.

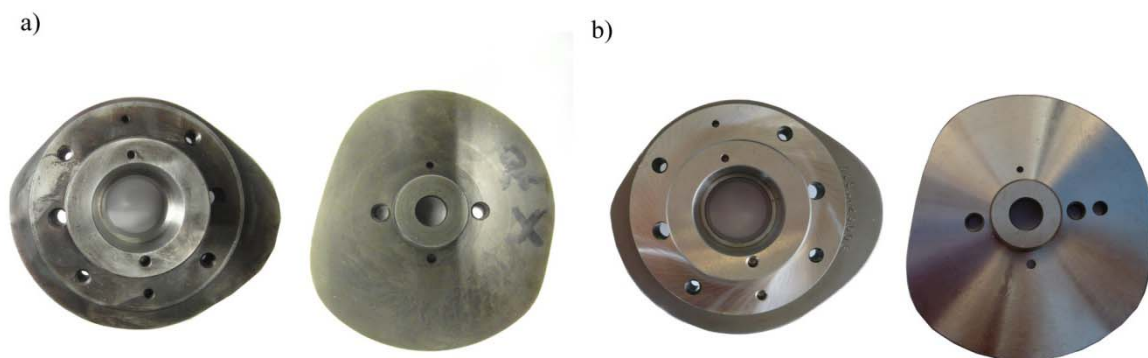


Fig. 5.17 Llevs conjugades: a) primer conjunt, b) segon conjunt

La Fig. 5.18 mostra els errors de fabricació e_{llf1} , e_{llf2} mesurats en el pla central de l'amplada dels perfils de les lleves. S'observa que els errors de fabricació dels dos conjunts de lleves estan dins el rang $\pm 25 \mu\text{m}$ donat per Norton (2002) per a processos estàndard de fabricació. Si es comparen els dos conjunts de lleves es pot observar que la segona empresa ha fabricat els perfils de les lleves més petits ja que la majoria d'errors són negatius –Fig. 5.18b. En l'annex A hi ha informació addicional dels

errors de fabricació dels perfils mesurats en els dos conjunts de lleves conjugades.

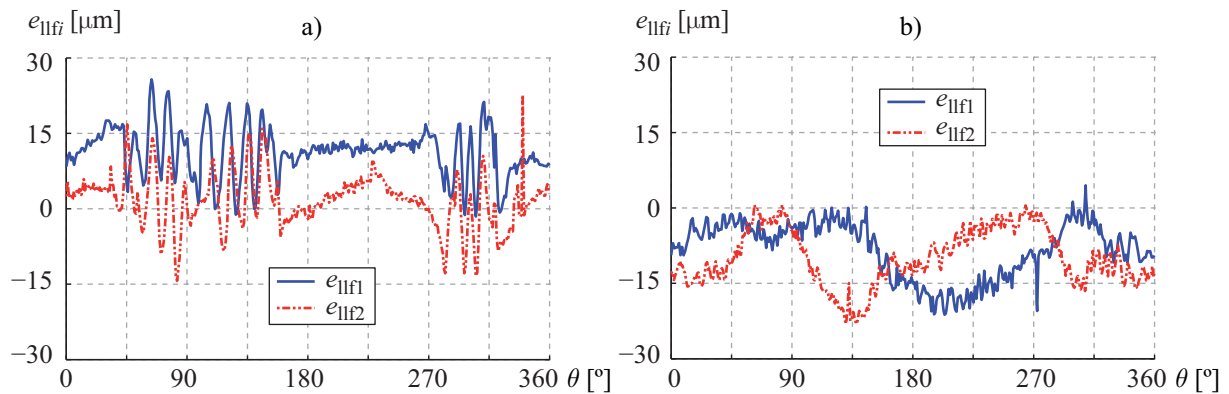


Fig. 5.18 Errors de fabricació dels perfils de les lleves: a) primer conjunt, b) segon conjunt

Els errors de fabricació del radi nominal dels corrons i el joc radial s'han caracteritzat en dos corrons KR30-PP. Els dos corrons caracteritzats corresponen al corró superior en contacte amb la lleva primària i al corró inferior en contacte amb la lleva conjugada. Pel corró superior l'error de fabricació mesurat és $e_{cf1} = -22 \mu\text{m}$ i pel corró inferior l'error mesurat és $e_{cf2} = -14 \mu\text{m}$. Els dos errors estan dins les toleràncies especificades de $r_i = 15_{-0,025}^0 \text{ mm}$ per INA.

Per mesurar l'error corresponent al joc radial dels corrons s'ha realitzat el muntatge experimental de la Fig. 5.19. El muntatge està format per un suport que fixa l'eix central del corró, un cilindre pneumàtic SMC CJPS4-5 que aplica una petita força en la direcció vertical suficient per vèncer el joc i desplaçar la pista exterior del corró, un compressor d'aire que alimenta el cilindre, el sensor MARPOSS SF101LVDT que mesura el desplaçament de la pista exterior, la unitat MARPOSS QUICKREAD amb un lector digital i un braç de suport que aguanta el sensor i la unitat MARPOSS QUICKREAD. La resolució de la unitat MARPOSS QUICKREAD és de $1 \mu\text{m}$. El rang de mesura del sensor és $\pm 1 \text{ mm}$, amb una linealitat de l'error inferior a $5 \mu\text{m}$ (0,25%) i una repetibilitat de més de $0,1 \mu\text{m}$.

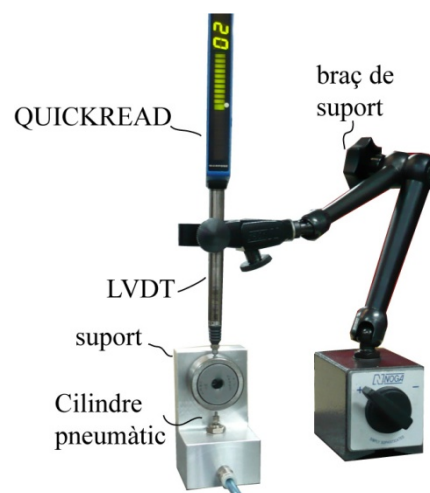


Fig. 5.19 Muntatge experimental per mesurar el joc radial dels corrons

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació

Els jocs radials dels corrons $e_{c_{ij}}$ s'han mesurat com el desplaçament vertical de la pista exterior respecte l'eix central del corró. Pel corró superior el joc radial mesurat ha estat de $19 \mu\text{m}$ i pel corró inferior el joc radial ha estat de $20 \mu\text{m}$. Les mesures realitzades s'han comprovat que són independents de la posició radial de mesura en els corrons així com de la força aplicada pel cilindre pneumàtic que segons el catàleg val de $3,5 \text{ N}$ a 6 N quan s'hi aplica una pressió de $0,5 \text{ MPa}$ a $0,7 \text{ MPa}$.

Amb la distància d'offset dels perfils de $r_{\text{off}} = 62,5 \mu\text{m}$ juntament amb els valors dels errors mesurats experimentalment, les interferències deduïdes a partir de l'Eq. (5.8) per a cada conjunt de lleves conjugades es representen en la Fig. 5.20.

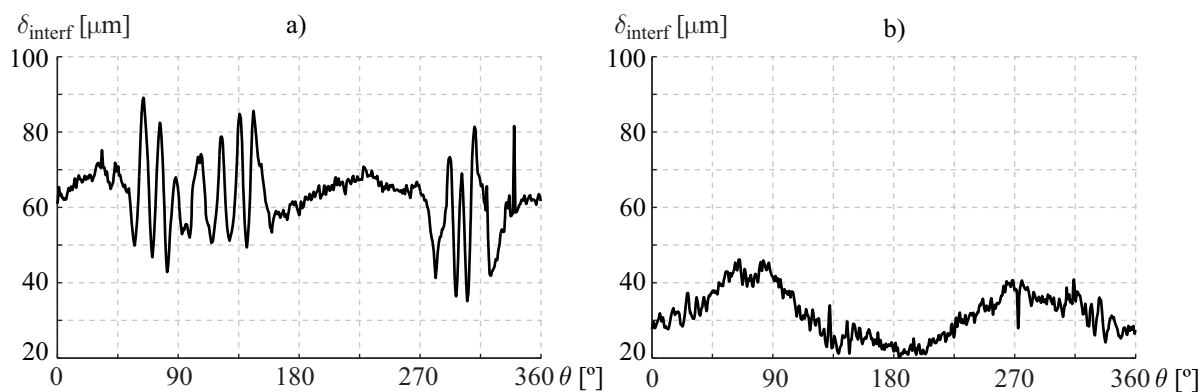


Fig. 5.20 Interferències deduïdes dels errors mesurats: a) primer conjunt, b) segon conjunt

En la Fig. 5.20a s'observa que pel primer conjunt de lleves, la mitjana de les interferències és de $63 \mu\text{m}$ i els seus valors màxim i mínim disten $56 \mu\text{m}$ (de $34 \mu\text{m}$ fins a $90 \mu\text{m}$). En la Fig. 5.20b s'observa que pel segon conjunt de lleves, la mitjana de les interferències és de $32 \mu\text{m}$ i els seus valors màxim i mínim disten $26 \mu\text{m}$ (de $20 \mu\text{m}$ fins a $46 \mu\text{m}$). Es pot dir que el segon conjunt de lleves és més favorable perquè la mitjana de la interferència es troba dins el rang d'interferències objectiu de disseny i a més, presenta diferències menors entre els seus valors extrems.

5.5.2. Comportament dinàmic amb les interferències deduïdes de mesures experimentals

A continuació es presenten els resultats de la resolució numèrica de les equacions de moviment per a dos cicles de rotació de les lleves quan s'apliquen les interferències deduïdes dels errors mesurats experimentalment de l'apartat anterior. Els resultats fan referència al contacte entre la lleva primària i el corró superior ja que els resultats per la lleva conjugada i el corró inferior són semblants.

■ Primer conjunt de lleves conjugades

En la Fig. 5.21a es representa la força de contacte F_1 i en la Fig. 5.21b l'acceleració absoluta a_3 juntament amb la segona derivada temporal de la llei de desplaçament teòrica de la Fig. 5.2.

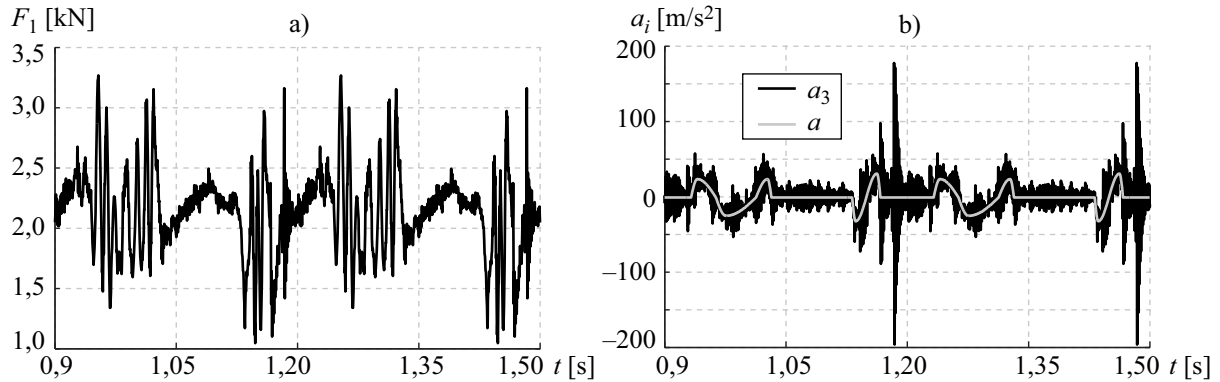


Fig. 5.21 Primer conjunt de lleves: a) forces de contacte, b) acceleracions

La càrrega dinàmica equivalent P_1 de les forces de la Fig. 5.21a és de 2202 N i la vida nominal dels corrons és de 47 milions de cicles de funcionament, que equival a 65 dies de funcionament. En la Fig. 5.21b es pot observar que l'acceleració a_3 presenta unes fluctuacions d'alta freqüència d'amplitud elevada, molt superiors a les previstes en la Fig. 5.8b corresponent al cas en que s'hi aplica una interferència de valor constant $\delta_{\text{interf}} = 25 \mu\text{m}$.

En la Fig. 5.22a es representen les pressions de contacte $p_{\text{max}1}$ i en la Fig. 5.22b l'espessor de capa específica Λ_1 . La màxima pressió obtinguda és de 1436 MPa i $\Lambda_1 = 1,18$.

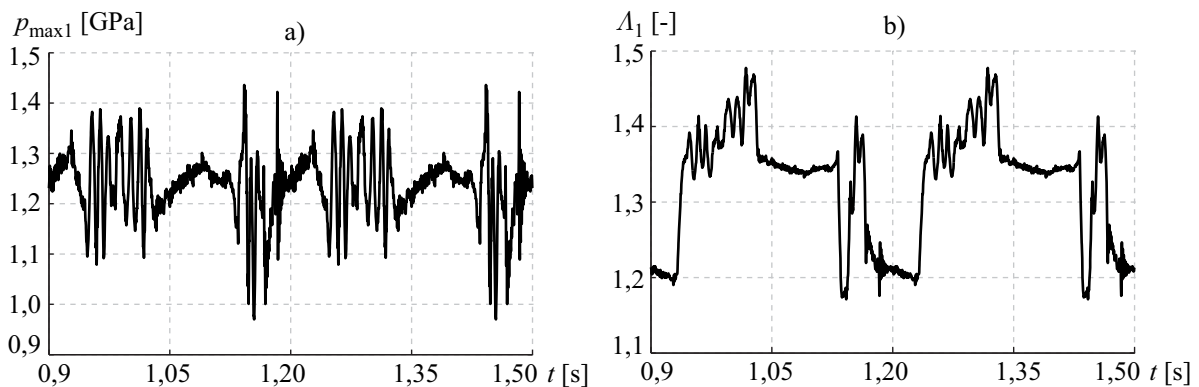


Fig. 5.22 Primer conjunt de lleves: a) pressions de contacte màximes, b) espessor de capa específica

Si s'analitza el cas de tenir una interferència constant de $63 \mu\text{m}$ corresponent a la mitjana de la interferència de la Fig. 5.20a, utilitzant la informació de la Fig. 5.11 i la Fig. 5.12, s'observa que en aquest cas la càrrega dinàmica equivalent és de $P_1 = 2135 \text{ N}$, la vida nominal dels corrons és de 47,5 milions de cicles, la pressió màxima de $p_{\text{max}1} = 1380 \text{ MPa}$ i l'espessor de capa específica

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació

$\Lambda_1 = 1,2$. Per tant els resultats considerant el valor mitjà de la interferència són molt semblants als resultats considerant la interferència variable deduïda de les mesures experimentals.

■ Segon conjunt de lleves conjugades

En la Fig. 5.23a es representa la força de contacte F_1 i en la Fig. 5.23b es mostra l'acceleració absoluta a_3 juntament amb la segona derivada temporal de la llei de desplaçament teòrica de la Fig. 5.2.

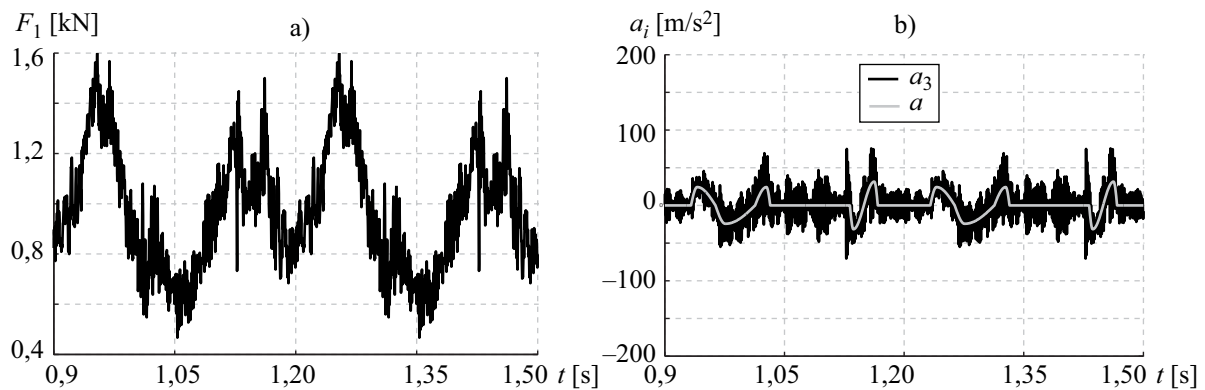


Fig. 5.23 Segon conjunt de lleves: a) forces de contacte, b) acceleracions

La càrrega dinàmica equivalent P_1 de les forces de la Fig. 5.23a és de 1037 N i la vida nominal dels corrons és de 530 milions de cicles, que equival a 2,2 anys de funcionament. En la Fig. 5.23b també s'observen fluctuacions de freqüència més alta en l'acceleració a_3 que en el cas d'utilitzar una interferència constant com per exemple el cas de 25 μm –Fig. 5.8b.

En la Fig. 5.24a es representen les pressions de contacte $p_{\max 1}$ i en la Fig. 5.24b l'espessor de capa específica Λ_1 . Per obtenir Λ_1 s'ha utilitzat la mitjana dels valors de rugositats rms mesurats en el segon conjunt de lleves de la Taula 5.5 que val $R_{q11} = 0,65 \mu\text{m}$. La màxima pressió obtinguda és de 1160 MPa i $\Lambda_1 = 1,16$.

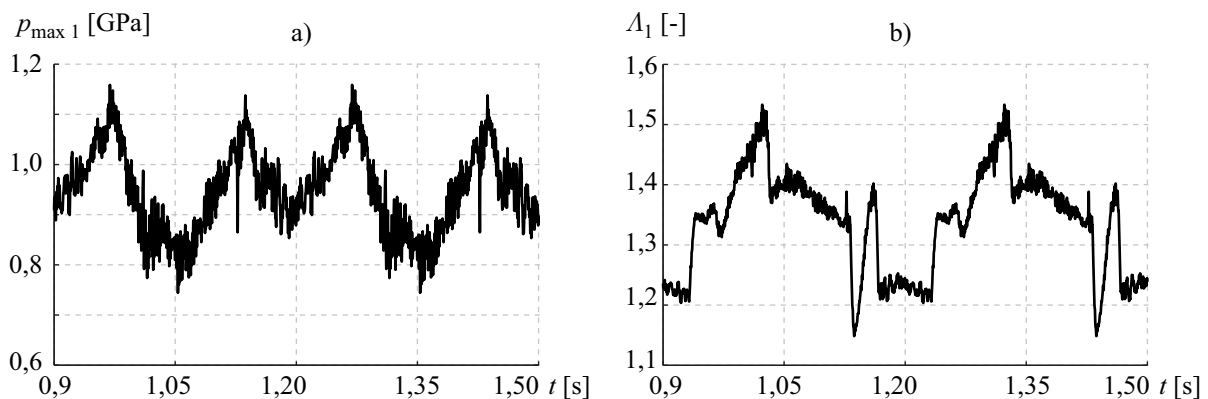


Fig. 5.24 Segon conjunt de lleves: a) pressions de contacte màximes, b) espessor de capa específica

Si s'analitza el cas amb una interferència constant de 32 μm corresponent a la mitjana de la interferència de la Fig. 5.20b, utilitzant la informació de la Fig. 5.11 i la Fig. 5.12, s'observa que en aquest cas la càrrega dinàmica equivalent és de $P_1 = 978 \text{ N}$, la vida nominal és de 640 milions de cicles, la pressió màxima de $p_{\max 1} = 1046 \text{ MPa}$ i l'espessor de capa específica $\Lambda_1 = 1,22$. De nou, els resultats considerant el valor mitjà de la interferència són molt semblants als resultats considerant la interferència variable deduïda de les mesures experimentals.

5.6. Determinació del comportament dinàmic del mecanisme dissenyat amb l'estratègia de tancament combinat forma/força

En aquest apartat es presenta un nou disseny del mecanisme de lleves conjugades per endarrerir la fallada per fatiga superficial. El nou disseny del mecanisme consisteix en substituir l'actual estratègia d'ajust per interferència per l'estratègia d'utilitzar una molla que evita la pèrdua de contacte entre les lleves i els corrons causada pels errors de fabricació i muntatge. A aquest tipus d'estratègia se l'ha anomenat de tancament combinat forma/força. Amb aquest tipus de tancament dels parells superiors entre les lleves i els corrons, la variació de longitud de la molla un cop aplicada la precàrrega és de l'ordre de dècimes de mil·límetres –en funció de les toleràncies–, a diferència dels tancaments típics de força per molla, on aquesta es comprimeix d'acord amb la llei de desplaçament $s(\theta)$ i la seva variació de longitud és de l'ordre de desenes de mil·límetres un cop aplicada la precàrrega. En aquest apartat també s'avalua el comportament dinàmic del mecanisme dissenyat i es compara amb el del mecanisme de lleves conjugades actual.

5.6.1. Disseny i model dinàmic del mecanisme de lleves conjugades amb tancament combinat forma/força

El nou disseny del mecanisme s'ha plantejat perquè la seva implementació en l'estació automatitzada sigui senzilla, evitant modificar la bancada i mantenint les dues lleves conjugades. Al mantenir les dues lleves conjugades es vol seguir funcionant amb el principi que durant els trams amb acceleració positiva –Fig. 5.2– sigui la lleva primària la que impulsi l'eina i que durant els trams amb acceleració negativa –Fig. 5.2– sigui la lleva conjugada la que impulsi l'eina. D'aquesta manera la molla que s'introdueix en el tancament combinat forma/força té com a única finalitat evitar la pèrdua de contacte entre les lleves i els corrons causada pels errors de fabricació i muntatge. L'alternativa de dissenyar el mecanisme amb una única lleva que mogui el palpador de corró mentre aquest s'allunya del centre de gir de la lleva i fer el retorn del palpador amb la molla –disposició convencional dels mecanismes de lleva-palpador de tancament per força– s'ha descartat per evitar la força innecessària de comprimir la molla segons la llei de desplaçament $s(\theta)$.

En la bibliografia relacionada amb els mecanismes de lleva-palpador classificats com de tancament

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació

per forma –lleves conjugades, lleva axial cilíndrica, etc. –, la solució d'introduir una molla que eviti la pèrdua de contacte causada pels errors de fabricació i muntatge és només enunciada [Rothbart, 2004; Norton, 2002] i no es coneix per cap nom concret, existint una manca d'informació respecte al seu disseny i l'anàlisi del seu comportament dinàmic. En la Fig. 5.25 es presenta l'esquema CAD del mecanisme de lleves conjugades dissenyat amb l'estratègia de tancament combinat forma/força.

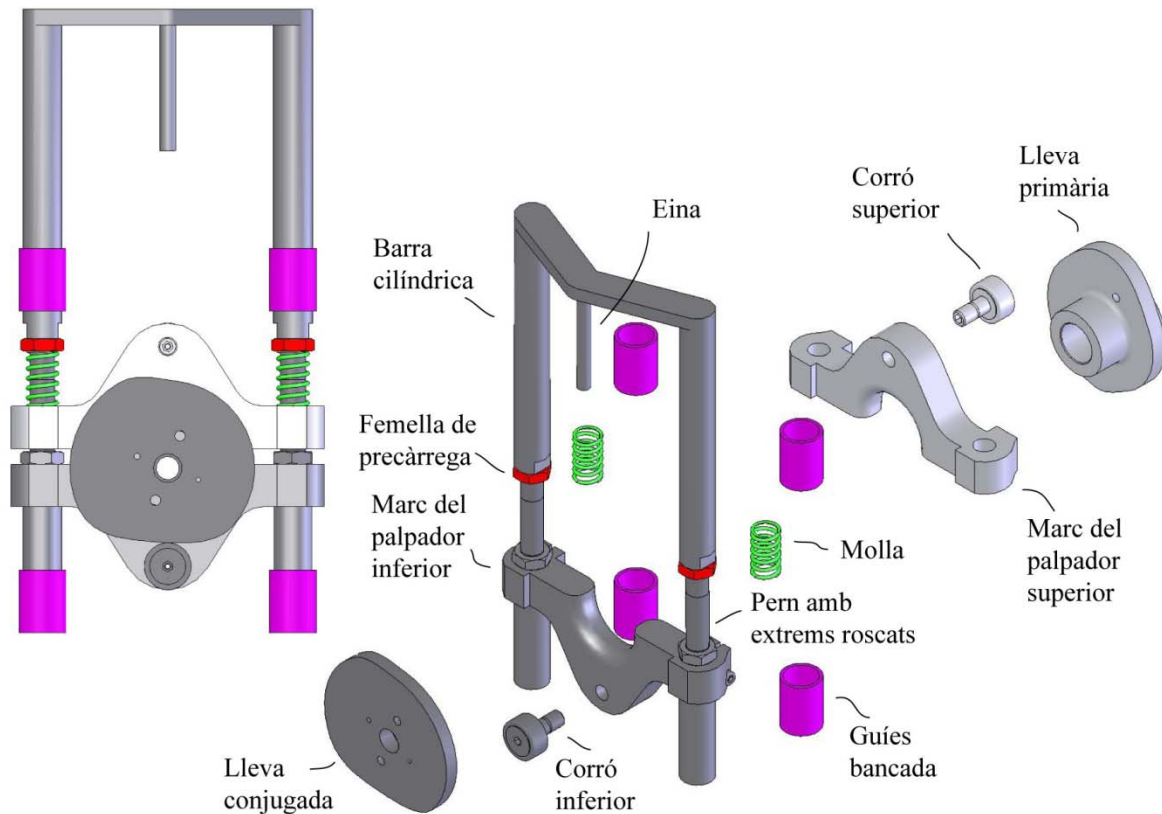


Fig. 5.25 Esquema CAD dels principals elements del nou disseny del mecanisme: acoblats i desacoblat

El principal canvi en el nou disseny ha consistit en dividir el marc del palpador original de la Fig. 5.1b. Així es tenen dos elements que actuen de palpadors. El palpador inferior està format pel conjunt corró inferior més la meitat del marc del palpador original unit rígidament a les barres cilíndriques, els pern i l'eina que es vol desplaçar d'acord amb $s(\theta)$. El palpador superior està format pel conjunt corró superior i la meitat del marc del palpador original. El palpador superior i el palpador inferior estan units mitjançant dos parells cilíndrics paral·lels, podent tenir moviment relatiu de translació entre els palpadors. Per introduir la precàrrega es col·loca una molla en cadascun dels parells cilíndrics. La força de precàrrega acosta els dos palpadors amb les lleves i evita el moviment relatiu entre palpadors i la pèrdua de contacte entre les lleves i els corrons causada pels errors de fabricació i muntatge. La quantitat de precàrrega de les molles es regula amb les femelles de precàrrega.

El nou disseny del mecanisme s'ha modelitzat com un sistema de paràmetres concentrats amb quatre graus de llibertat, un grau més que la modelització de la Fig. 5.6 –corresponent al disseny del

mecanisme amb ajust per interferència— com a conseqüència d'haver-hi dos palpadors. La Fig. 5.26 representa la modelització per al disseny del mecanisme amb l'estratègia de tancament combinat forma/força.

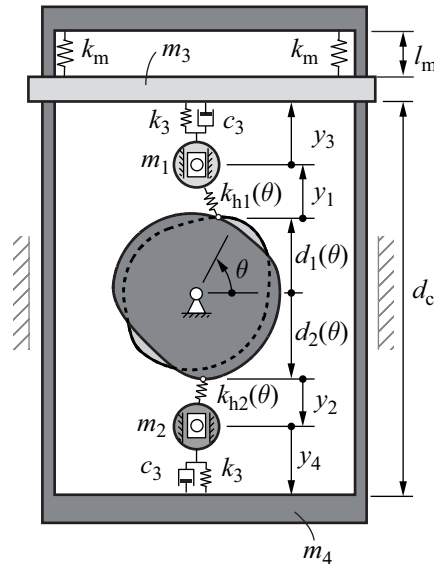


Fig. 5.26 Esquema del model del nou disseny del mecanisme de lleves conjugades

Pel que fa a les variables de la Fig. 5.26, y_1 i y_2 representen els mateixos desplaçaments relatius que en el model dinàmic de la Fig. 5.6. La variable y_3 representa el desplaçament relatiu del corró superior respecte del marc del palpador superior i la variable y_4 representa el desplaçament relatiu del corró inferior respecte del marc del palpador inferior.

Els paràmetres m_1 , m_2 , $k_{h1}(\theta)$, $k_{h2}(\theta)$, k_3 i c_3 de la Fig. 5.26 corresponen als mateixos valors que els de la Taula 5.2. En la Taula 5.9 es presenten els valors dels paràmetres que varien i les característiques de la molla de compressió SPEC D13040 instal·lada: l_0 és la longitud lliure de la molla, l_1 és la longitud mínima de la molla, k_m és la rigidesa de la molla, F_m^{\max} és la força màxima recomanada a fer per la molla. En el nou model dinàmic, m_3 és la massa del marc del palpador superior, m_4 és la massa del palpador inferior i l_m és el paràmetre que permet variar la quantitat de precàrrega introduïda en el sistema.

m_3 [kg]	m_4 [kg]	l_0 [mm]	l_1 [mm]	k_m [kN/m]	F_m^{\max} [N]
0,520	5,073	36	15,5	14,22	292,24

Taula 5.9 Paràmetres dinàmics i característiques de la molla per al nou disseny del mecanisme

La força resultant F_m de les dues molles SPEC D13040 en paral·lel definida positiva a compressió ve donada per l'Eq. (5.13)

$$\begin{aligned}
 F_m &= 2\left(F_0 + k_m(d_1(\theta) + y_1 + y_3 + d_2(\theta) + y_2 + y_4 - d_c)\right) = \\
 &= 2\left(k_m(l_0 - l_m) + k_m(y_1 + y_2 + y_3 + y_4)\right)
 \end{aligned}
 \tag{5.13}$$

Les equacions de moviment del sistema de quatre graus de llibertat de la Fig. 5.26 són l'Eq. (5.14). Les forces de contacte F_i es defineixen de nou amb l'Eq. (5.3).

$$\begin{cases}
 m_1(a_1 + \ddot{y}_1) = F_1 \cos \phi_1 - k_3(-y_3) - c_3(-\dot{y}_3) \\
 m_2(a_2 + \ddot{y}_2) = F_2 \cos \phi_2 - k_3(-y_4) - c_4(-\dot{y}_4) \\
 m_3(a_1 + \ddot{y}_1 + \ddot{y}_3) = k_3(-y_3) + c_3(-\dot{y}_3) - F_m \\
 m_4(a_2 + \ddot{y}_2 + \ddot{y}_4) = k_3(-y_4) + c_4(-\dot{y}_4) - F_m
 \end{cases}
 \tag{5.14}$$

Perquè les forces de contacte F_i siguin sempre positives la precàrrega ha de ser major que 160,3 N. Aquest valor de força correspon al producte de la massa del palpador inferior m_4 –Taula 5.9– pel mòdul de l'acceleració mínima negativa de la Fig. 5.2. La quantitat de precàrrega es fixa a 200 N per donar un marge de seguretat. Per aconseguir que $2F_0 = 200$ N, la longitud de les molles s'ha de fixar a $l_m = 29$ mm. Les molles s'han de comprimir 7 mm respecte la seva longitud natural l_0 amb les femelles de precàrrega. Amb una rosca de diàmetre nominal 16 mm i 2 mm de pas, s'ha de donar 3,5 voltes a les femelles de precàrrega.

5.6.2. Comportament dinàmic del mecanisme dissenyat amb l'estratègia de tancament combinat forma/força i comparativa amb l'estratègia d'interferència

Tot seguit es presenten els resultats de resoldre les equacions de moviment amb aquest valor de precàrrega per a un cicle i mig de rotació de les lleves.

En la Fig. 5.27a es mostra l'acceleració prevista pel palpador superior a_3 calculada amb l'Eq. (5.9) juntament amb la segona derivada temporal de la llei de desplaçament de la Fig. 5.2. En la Fig. 5.27b es representen l'acceleració prevista pel palpador inferior calculada amb l'Eq. (5.15) juntament amb la segona derivada temporal de $d_2(\theta)$. Es compleix que $\ddot{d}_2 = -a$.

$$a_4 = a_2 + \ddot{y}_2 + \ddot{y}_4
 \tag{5.15}$$

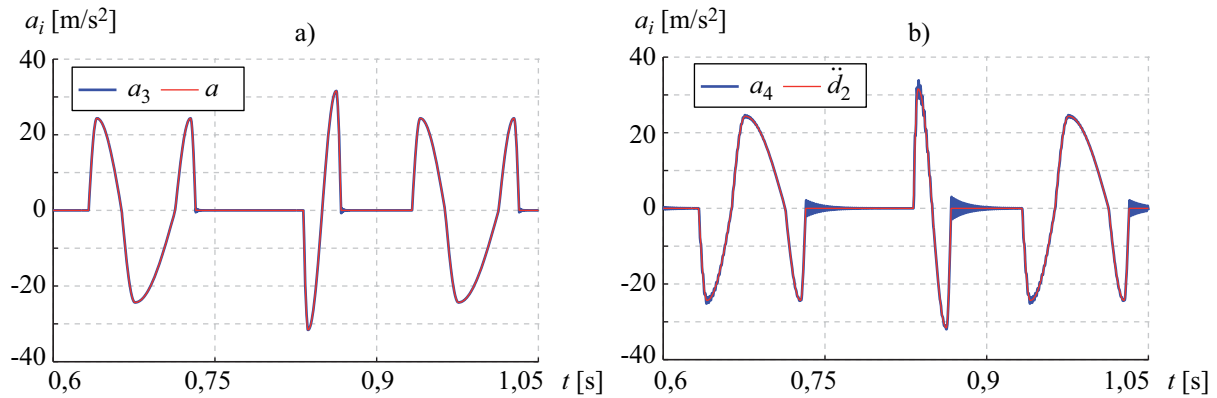


Fig. 5.27 Acceleracions teòriques i previstes pel model dinàmic: a) palpador superior, b) palpador inferior

En la Fig. 5.27 s'observa que les acceleracions a_3 i a_4 segueixen les segones derivades temporals teòriques de la llei de desplaçament a i \ddot{d}_2 . També s'observa que l'amplitud de les oscil·lacions de les vibracions previstes abans d'entrar en un tram de desplaçament constant és major en el palpador inferior que en el palpador superior. Si es comparen els resultats de la Fig. 5.27a amb els resultats de la Fig. 5.8b es pot afirmar que mentre la precàrrega que hi ha al sistema asseguri el contacte permanent entre les lleves i els corrons, les freqüències pròpies i els problemes associats a la ressonància del mecanisme amb la molla de tancament i sense la molla de tancament –ajust per interferència– seràn pràcticament els mateixos.

En la Fig. 5.28 es mostren les forces de contacte previstes. S'observa que amb una precàrrega de 200 N les forces de contacte sempre són positives i per tant es garanteix el contacte permanent entre les dos lleves i els dos palpadors de corrons. La força de contacte F_2 és més gran que F_1 ja que la massa m_4 a empènyer per la lleva conjugada és major que la massa m_3 que empeny la lleva primària. La càrrega dinàmica equivalent de les forces de la Fig. 5.28a és $P_1 = 201$ N i la càrrega dinàmica equivalent de les forces de la Fig. 5.28b és $P_2 = 221$ N. Utilitzant l'Eq. (5.5) es pot considerar que els dos corrons assoleixen una vida infinita ja que $L_{101} = 120$ Gcicles i $L_{102} = 90$ Gcicles que equival a més de 50 anys de funcionament.

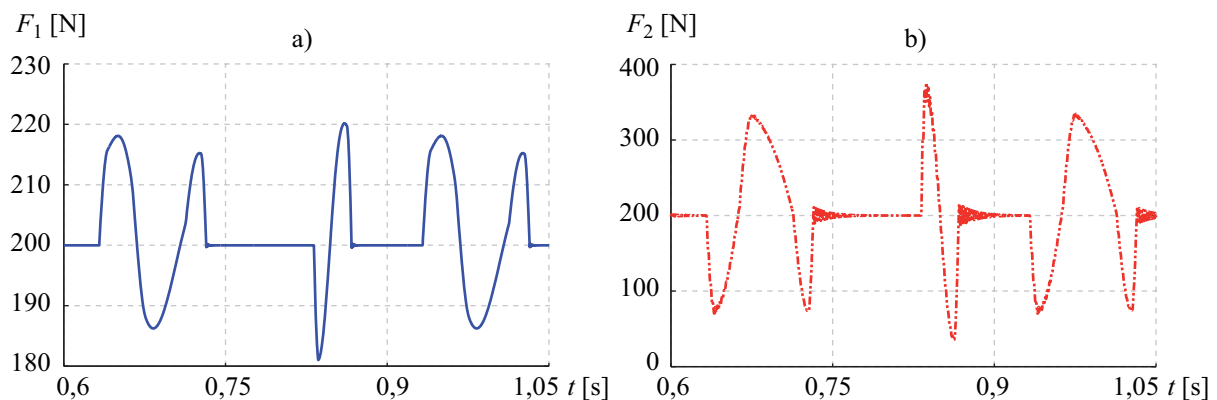


Fig. 5.28 Forces de contacte: a) lleva primària i corró superior, b) lleva conjugada i corró inferior

5. Estudi del comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corróns i moviment de translació

En la Fig. 5.29a es representen les pressions de contacte $p_{\max i}$ i en la Fig. 5.29b es representen les espessors de capa específica Λ_i . En la Fig. 5.29a es veu que és en la lleva conjugada on s'assoleix la major pressió de contacte que val $p_{\max 2} = 653$ MPa a causa de que les forces de contacte aplicades són majors. En la Fig. 5.29b s'observa que és en la lleva primària on s'assoleix l'espessor de capa específica més baixa –per tant les pitjors condicions de lubricació– que val $\Lambda_1 = 1,38$.

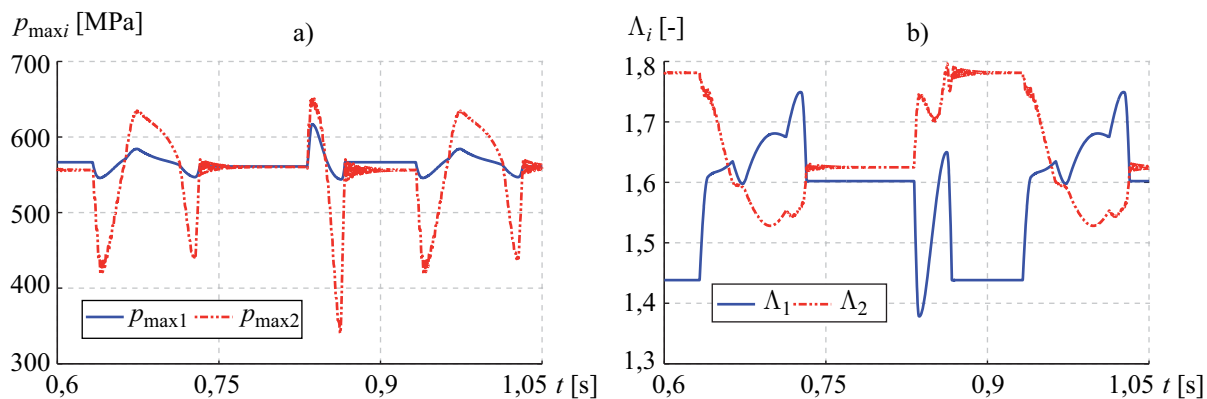


Fig. 5.29 Tancament combinat forma/força: a) pressions de contacte màximes, b) espessor de capa específica

Amb la informació de la Fig. 5.27 a la Fig. 5.29 es conclou que amb el nou disseny del mecanisme de lleves conjugades s'assoleix el comportament dinàmic adequat del mecanisme definit prèviament. La principal avantatge de l'estratègia de tancament combinat forma/força és el control més precís de la quantitat de precàrrega que s'introdueix al mecanisme. Això és gràcies a que s'actua sobre la longitud comprimida de la molla que és un element molt menys rígid que les rigideses associades a l'elasticitat dels sòlids.

En l'estratègia d'ajust per interferència com que la quantitat de precàrrega està relacionada amb les rigideses associades a l'elasticitat dels sòlids, petits canvis en el valor de la interferència provoquen canvis significatius en el valor de les forces de contacte. Això provoca que el rang d'interferències objectiu de disseny per aconseguir el comportament dinàmic adequat del mecanisme sigui petit.

Quan es col·loca una molla en un mecanisme de lleva-palpador de tancament per forma per evitar la pèrdua de contacte causada pels errors de fabricació o muntatge, Norton [2002] recomana que sigui d'alta rigidesa per evitar problemes de ressonància.

Per comprovar la influència de la rigidesa de la molla en el comportament dinàmic del mecanisme s'han resolt les Eqs. (5.14), fixant la mateixa precàrrega de 200 N però aplicada amb dues molles en paral·lel SPEC D13190, que són aproximadament 10 vegades més rígides que les molles anteriors. Les característiques d'aquesta molla són les següents: $k_m = 127,49$ kN/m, $l_0 = 20,5$ mm, $l_1 = 16,4$ mm i $F_m^{\max} = 518,77$ N. Ara les molles SPEC D13190 s'han de comprimir només 0,78 mm respecte la seva

longitud natural l_0 i això s'aconsegueix girant només 0,4 voltes les femelles de precàrrega. En la Fig. 5.30 es mostra com la nova acceleració prevista pel palpador inferior és molt semblant a l'anterior acceleració a_4 de la Fig. 5.27b malgrat el fet d'utilitzar una molla més rígida. El nou disseny del mecanisme de lleves conjugades amb tancament combinat forma/força s'ha plantejat amb la molla de rigidesa més tova –SPEC D13040– per tenir més facilitat per regular la precàrrega introduïda al sistema. Això fa que no sigui necessària seguir la recomanació de Norton (2002) d'utilitzar molles d'alta rigidesa.

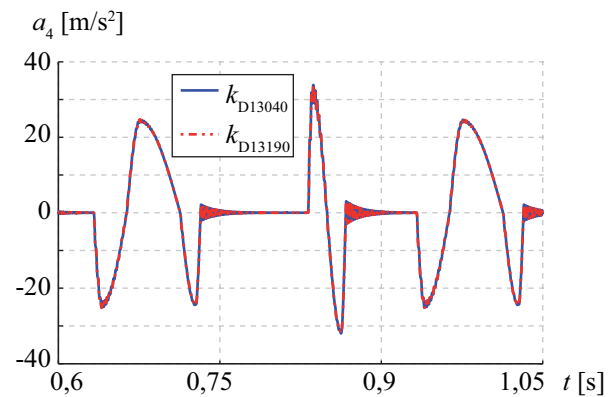


Fig. 5.30 Acceleració del palpador inferior utilitzant diferents molles en el tancament combinat forma/força

6. Conclusions, aportacions i treballs futurs

En aquest capítol es presenten les conclusions més destacades i les aportacions més rellevants que s'han realitzat amb l'elaboració d'aquesta tesi per complir amb l'objectiu principal de la tesi, presentat en el capítol 1, que és l'estudi de la dinàmica dels mecanismes de lleves conjugades i palpador de corrons amb moviment de translació, per dissenyar-los amb la finalitat d'endarrerir la fallada per fatiga superficial. També es presenten aspectes concrets d'estudi relacionats amb el contingut d'aquesta tesi que poden ser motiu d'estudi en futurs treballs d'investigació.

6.1. Conclusions

Les conclusions més remarcables de la tesi s'han agrupat en dos àmbits. En el primer àmbit hi han les conclusions obtingudes de l'estudi dels mecanismes de lleva i palpador de corró de tancament tant per forma com per força. En el segon àmbit hi han les conclusions específiques obtingudes de l'estudi dels mecanismes de lleves conjugades i palpador de corrons amb moviment de translació.

Mecanismes de lleva i palpador de corró

La majoria de treballs de la bibliografia relacionats amb mecanismes de lleva i palpador de corró opten per escollir corrons cilíndrics en front dels corrons bombats. L'estudi del comportament de les dues tipologies de corrons –cilíndrics i bombats–, aplicant les formulacions associades del contacte puntual el·líptic i del contacte lineal de la teoria elàstica de contacte de Hertz, ha permès establir que és més adient utilitzar corrons bombats en els mecanismes amb el tancament del parell superior per forma per dos motius. El primer és que les forces de contacte, les pressions de contacte i la vida nominal dels corrons són menys sensibles als efectes dels errors de fabricació i muntatge. El segon és que les deformacions conjuntes, per a valors de força pròxims a les especificacions del corró, són majors que els valors dels acabats superficials corresponents a la suma d'ondulacions W_t , per tant és més fàcil a priori assegurar el contacte nominal puntual que el contacte nominal lineal i així els càlculs previstos amb la formulació del contacte puntual el·líptic són més propers a la realitat.

També relacionat amb la caracterització del contacte, el banc d'assaig construït ha permès validar experimentalment l'àrea de contacte prevista per la formulació del contacte puntual el·líptic en l'enllaç entre una lleva i un palpador de corró bombat. S'ha estudiat el cas del contacte entre un cilindre i un palpador de corró bombat perquè una lleva localment es pot aproximar a un cilindre de radi, el radi de curvatura de la lleva en el punt de contacte. La metodologia emprada per a la mesura de l'àrea de contacte s'ha basat en la utilització del Blau de Prússia. Aquest mètode, senzill i econòmic, proporciona valors experimentals dels eixos de l'el·lipse de contacte amb unes diferències properes a la dècima de mil·límetre. Aquestes diferències són semblants a la d'altres mètodes experimentals

trobats en la bibliografia. El mètode de mesura proposat, com d'altres, és sensible als acabats superficials dels sòlids i per això s'ha requerit que el cilindre tingui acabats superficials propis de lleves rectificades. L'efecte dels acabats superficials en la mesura dels eixos de l'el·lipse de contacte és inferior quan més gran és la força de contacte. Cal indicar que les mesures experimentals s'han realitzat amb valors de força corresponents a un 20% de la capacitat de pista del corró bombat del banc d'assaig.

Per a la fase de comprovació del perfil d'una lleva als índexs geomètrics habituals –angle de pressió màxim ϕ_{\max} i radi de curvatura convex mínim de la corba de pas ρ_{\min} – calculats en els trams condicionats de la llei de desplaçament $s(\theta)$, s'han afegit dos índexs geomètrics que permeten analitzar la fallada per fatiga superficial del corró. El primer índex geomètric τ s'ha definit com la relació entre l'angle girat pel corró respecte de l'angle girat per la lleva. Aquest índex serveix per determinar si la vida nominal del corró és suficient d'acord amb el funcionament requerit. El segon índex geomètric ρ_{eq} serveix per determinar la influència de la geometria local de la zona de contacte, en les pressions de contacte i comprovar que no es supera un valor màxim.

En referència als quatre índexs geomètrics ϕ_{\max} , ρ_{\min} , τ i ρ_{eq} s'ha desenvolupat un catàleg de gràfics per estudiar la influència dels paràmetres de la llei de desplaçament – h , β – i dels paràmetres geomètrics del mecanisme – r_p , ε , r_b , r – en el valor dels índexs geomètrics. Els gràfics s'han calculat per a trams condicionats d'una llei de desplaçament dissenyats amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 en la unió entre trams, per a dos casos concrets: moviment d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades dissenyat amb corbes de Bézier de grau 5, moviment d'anada i tornada amb un punt de pas al centre del tram dissenyat amb corbes de Bézier de grau 6. Respecte dels gràfics per als índexs ϕ_{\max} i ρ_{\min} realitzats per Acevedo (2005), s'ha afegit l'efecte de l'excentricitat ε . Amb els gràfics desenvolupats es pot quantificar l'efecte de l'excentricitat en reduir el valor de ϕ_{\max} . S'ha observat que donar excentricitat al mecanisme porta associat una reducció poc significativa en el valor de ρ_{\min} , fet que contribueix al possible problema del rebaix en el perfil i a l'augment de les pressions de contacte, però en ambdós aspectes de forma poc significativa.

Per a un exemple concret de mecanisme de lleva i palpador de corró s'ha observat que el valor dels dos índexs geomètrics, τ i ρ_{eq} , és força similar per a trams condicionats dissenyats amb corbes de Bézier de grau 5, amb funcions cicloïdals i amb funcions trapezoïdals modificades. Així, els gràfics de τ i de ρ_{eq} obtinguts per a les corbes de Bézier de grau 5 es poden utilitzar també per a trams condicionats de $s(\theta)$ dissenyats amb funcions cicloïdals i funcions trapezoïdals modificades. També s'ha posat de manifest que la geometria que augmenta la vida nominal del corró, redueix les pressions de contacte i per tant permet endarrerir la fallada per fatiga superficial és aquella en que el radi primari r_p és reparteix a parts iguals entre el radi del corró – $r = 1/2 r_p$ – i el radi base de la lleva – $r_b = 1/2 r_p$ –, tot i que es recomana que el radi del corró sempre sigui més petit perquè el sòlid on hi aparegui abans

la fallada per fatiga superficial sigui el corró i no la lleva, ja que el corró és un element estàndard.

Mecanismes de lleves conjugades i palpador de corrons amb moviment de translació

En aquesta tesi s'ha plantejat un model dinàmic específic per a mecanismes de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació dissenyats amb l'estratègia d'ajust per interferència. El model dinàmic és de paràmetres concentrats, de tres graus de llibertat que consideren l'elasticitat dels parells superiors entre les dues lleves i els corrons –considerats els enllaços més flexibles–, així com la rigidesa interna radial dels corrons –facilitada pel fabricant de corrons INA. Amb el model dinàmic establert es pot estudiar el comportament dinàmic del mecanisme i calcular les forces de contacte. A partir d'aquestes es poden determinar les pressions de contacte, la vida nominal, les condicions de lubricació i analitzar la fallada per fatiga superficial.

En aquesta tesi s'ha definit el concepte de rang d'interferències objectiu de disseny. Aquest rang s'ha fixat per dissenyar el mecanisme de lleves conjugades amb un ajust per interferència de tal manera que els corrons no superin un valor de càrrega dinàmica equivalent, la vida nominal dels corrons sigui superior als cicles de funcionament entre les operacions de manteniment programades, no es superi un valor de pressió de contacte màxima i les condicions de lubricació dels corrons, tant en els seus elements interiors com en la seva pista exterior, siguin suficientment bones. D'acord amb les condicions fixades i el model dinàmic, el rang d'interferències objectiu de disseny va de 5 µm a 38 µm per al mecanisme de lleves conjugades analitzat. La recomanació de Rothbart (2004) de dissenyar mecanismes de lleves conjugades amb una interferència de 25 µm s'ha comprovat vàlida per a aquest mecanisme. Aquest rang és estret perquè les rigideses involucrades en mecanismes de lleva-palpador de tancament per forma són elevades. Així augmentos en la interferència de només 5 µm provoquen efectes significatius en la dinàmica del mecanisme.

Per conèixer la probabilitat de fabricar els mecanismes dins el rang d'interferències objectiu de disseny s'han realitzat anàlisis estadístiques. Així considerant valors estàndards trobats en la bibliografia en quant als errors de fabricació i muntatge, juntament amb el model dinàmic, s'ha determinat que el rang d'interferències possibles, corresponent a $\mu_{\text{interf}} \pm 3\sigma_{\text{interf}}$, va de 32 µm a 118 µm. Es conclou que l'estratègia seguida per l'empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L. de fabricar els perfils de les lleves conjugades 62,5 µm majors que els perfils teòrics evita la pèrdua de contacte entre les lleves i el palpador de corrons, si bé un nombre de mecanismes fabricats no tenen el comportament dinàmic adequat. Aquest fet coincideix amb la problemàtica observada en l'empresa on hi han mecanismes en els quals es produeix la fallada per fatiga superficial als corrons abans de les operacions de manteniment programades. Per solucionar aquesta problemàtica l'empresa realitza un procés de posada a punt per a cada mecanisme. Aquest procés si bé és efectiu, resulta laboriós.

Com a complement al desenvolupament teòric, s'ha analitzat el comportament dinàmic del mecanisme de lleves conjugades utilitzant interferències deduïdes de mesures experimentals dels errors de fabricació dels perfils de les lleves, dels errors de fabricació dels corrons i del joc radial dels corrons. Amb aquests resultats s'ha conclòs que els marges de $\pm 25 \mu\text{m}$ considerats en al bibliografia són vàlids per a lleves fabricades amb processos estàndard de fabricació en quant als errors dels perfils i que els valors en quant a la càrrega dinàmica equivalent, pressions de contacte màximes, vida nominal i condicions de lubricació són semblants utilitzant la interferència deduïda de les mesures experimentals i utilitzant la mitjana d'aquesta.

Finalment, per endarrerir la fallada per fatiga superficial dels corrons s'ha proposat un nou disseny del mecanisme de lleves conjugades. L'estratègia de disseny plantejada consisteix en realitzar el tancament combinat per forma/força dels parells superiors. La nomenclatura de tancament combinat forma/força és introduïda en aquesta tesi. Aquest tipus d'estratègia és només enunciada en la bibliografia, però no s'ha trobat cap anàlisi detallada. La utilització de dos palpadors en muntatge flotant, units mitjançant una molla de tancament instal·lada de manera que cap punt estigui unit a la bancada de la màquina té dues avantatges. La primera avantatge és un control més precís de la força de precàrrega que evita el salt dels palpadors, ja que per introduir la precàrrega s'actua sobre un element molt més elàstic que els sòlids en contacte. La segona avantatge respecte la disposició convencional seguida en estratègies de tancament per força és que s'evita la compressió de la molla d'acord amb el desplaçament màxim de la llei de desplaçament. L'estudi del mecanisme de lleves conjugades amb el tancament combinat forma/força permet afirmar que no cal utilitzar molles de rigideses elevades sinó que només cal assegurar la precàrrega de muntatge de la molla.

6.2. Aportacions

Les aportacions més rellevants fetes en aquesta tesi tant pel que fa referència als mecanismes de lleva i palpador de corró com les específiques als mecanismes de lleves conjugades i palpador de corrons amb moviment de translació són:

- Recomanar la utilització de corrons bombats per a mecanismes de lleva amb palpador de corró i tancament del parell superior per forma.
- Constatar la dificultat d'assegurar el contacte nominal lineal comparant els valors de la deformació conjunta amb valors d'acabats superficials estàndards.
- Proposar la utilització del Blau de Prússia per mesurar experimentalment els eixos de l'el·lipse de contacte previstos per la formulació del contacte puntual el·líptic de manera senzilla i econòmica.
- Definir dos índexs geomètrics, τ i ρ_{eq} , amb incidència en la fallada per fatiga superficial del corró.

- Generar un catàleg de gràfics per calcular el valor dels índexs geomètrics ϕ_{\max} , ρ_{\min} , τ i ρ_{eq} per a trams condicionats de $s(\theta)$ dissenyats amb corbes de Bézier no paramètriques amb continuïtat C^2 en la unió entre trams per a: moviments d'unió de trams de desplaçament constant a diferents alçades, dissenyats amb corbes de Bézier de grau 5 i moviments d'anada i tornada amb un punt de pas al centre del tram, dissenyats amb corbes de Bézier de grau 6. Determinació gràfica de la influència dels paràmetres de la llei $-h$, β i dels paràmetres geomètrics del mecanisme $-r_p$, ε , r_b , r en el valor dels índexs geomètrics.
- Elaborar un model dinàmic específic per a un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació dissenyat amb un ajust per interferència.
- Definir el rang d'interferències objectiu de disseny per aconseguir el comportament dinàmic adequat del mecanisme fixat d'acord amb unes condicions de forces de contacte, vida nominal dels corrons, pressions de contacte i condicions de lubricació.
- Determinar la probabilitat de fabricar els mecanismes dins el rang d'interferències objectiu de disseny.
- Caracteritzar el comportament dinàmic d'un mecanisme de lleves conjugades amb el tancament combinat forma/força que endarrereix la fallada per fatiga superficial localitzada en els corrons.
- Demostrar que amb l'estratègia del tancament combinat forma/força no cal utilitzar molles de d'alta rigidesa, sinó que cal garantir la precàrrega de muntatge de la molla.

6.3. Treballs futurs

Per tal de seguir avançant en el coneixement de l'anàlisi dinàmica i la fallada per fatiga superficial dels mecanismes de lleva-palpador, s'enumeren possibles aspectes a tractar en futurs treballs d'investigació agrupats per àmbits.

En el àmbit dels mecanismes de lleva i palpador de corró amb el tancament del parell superior tant per forma com per força:

- Obtenir una relació entre les pressions màximes de contacte en la pista exterior d'un corró bombat i els cicles de funcionament previstos sense que aparegui la fallada per fatiga superficial, de manera anàloga a la que existeix per als corrons cilíndrics.
- Validar el mètode del Blau de Prússia mitjançant la metodologia de disseny d'experiments. Utilització del Blau de Prússia per mesurar experimentalment altres àrees de contacte com les previstes pel contacte lineal o les previstes quan hi ha concentració de pressions en els extrems.

En el àmbit específic dels mecanisme de lleva i palpador de corrons amb el tancament per forma:

- Determinar mitjançant un paràmetre de mesura fàcil, com el consum elèctric del motor i de manera indirecta la quantitat d'ajust per interferència en un mecanisme de lleves conjugades amb tancament purament per forma.
- Construir un mecanisme de lleves conjugades amb palpador de corrons i moviment de translació dissenyat amb l'estratègia de tancament combinat forma/força. Validar que pot funcionar amb forces inferiors a les d'un mecanisme de lleves conjugades dissenyat per ajust per interferència i que per tant endarrereix la fallada per fatiga superficial.
- Ampliar l'estudi del comportament dinàmic per a d'altres tipologies de mecanismes de lleva i palpador de corró de tancament per forma com són els mecanismes de lleves de ranura i els mecanismes de lleves axials cilíndriques.

Annex A: Mesures experimentals dels acabats superficials i dels errors de fabricació

El mateix conjunt de llevs conjugades de l'empresa Sàbat Lligats Metàl·lics S. L. s'ha fabricat en dos tallers de mecanitzat. En el primer conjunt de llevs conjugades l'etapa de desbast s'ha realitzat en una màquina de tall d'electroerosió per fil i l'etapa d'acabat en una màquina eina. En el segon conjunt de llevs conjugades l'etapa de desbast i acabat s'han realitzat en la mateixa màquina eina. Els acabats superficials i els errors de fabricació s'han avaluat en un parell de corròns INA model KR30-PP.

Els acabats superficials s'han estudiat mitjançant els valors de rugositat i ondulació mesurats amb l'ajuda d'un rugosímetre marca TAYLOR HOBSON model FORM TALYSURF S4C equipat amb un palpador inductiu amb una resolució de 16 nm. Les mesures dels paràmetres per caracteritzar els acabats superficials es mostren en la Taula A.1. Les mesures s'han realitzat d'acord amb el que s'estableix en les normes UNE-EN ISO 4287:1999, UNE-EN ISO 4288:1998, UNE-EN ISO 11562:1998.

	θ	Rugositat					Ondulació
		R_a [μm]	R_t [μm]	R_{pm} [μm]	R_{sk} [μm]	R_q [μm]	W_t [μm]
Lleva primària conjunt 1	0°	0,45	5,34	3,70	-1,32	0,62	6,96
	90°	0,71	5,53	4,18	-0,48	0,89	6,11
	180°	0,61	5,14	4,03	-0,64	0,77	6,11
	270°	0,39	4,33	3,33	-0,75	0,51	4,88
Lleva conjugada conjunt 1	0°	0,43	4,55	3,40	-0,64	0,55	3,61
	90°	0,49	6,49	4,12	-1,13	0,65	1,79
	180°	0,40	4,65	3,61	-0,96	0,52	3,10
	270°	0,31	3,46	2,73	-1,22	0,41	1,76
Lleva primària conjunt 2	0°	0,38	5,03	3,45	-1,53	0,51	0,39
	90 °	0,33	4,05	2,76	-1,08	0,43	0,44
	180°	0,46	4,34	3,42	-0,93	0,60	0,53
	270°	0,45	5,02	3,65	-1,30	0,60	0,47
Lleva conjugada conjunt 2	0°	0,62	4,75	3,99	0,15	0,78	0,52
	90°	0,61	4,71	3,84	0,17	0,76	0,70
	180°	0,63	5,80	4,38	0,25	0,80	0,55
	270°	0,62	4,76	3,81	0,17	0,76	0,65
Corró superior		0,27	2,50	1,99	-0,59	0,35	2,17
Corró inferior		0,29	2,80	2,06	-0,53	0,37	1,93

Taula A.1 Valors dels paràmetres mesurats per caracteritzar els acabats superficials de les llevs i els corròns

Els errors de fabricació dels perfils de les lleves s'han determinat amb una màquina de mesura per coordenades CMM, marca Mitutoyo, Model BHN 710. En la Fig. A.1 es mostra la mesura realitzada en la lleva conjugada del primer conjunt de lleves fabricat. L'eix z de mesura té la direcció axial de les lleves, és positiu cap amunt i s'agafa com origen $-z = 0$ – el punt que pertany a la cara de la lleva en contacte amb el suport de la Fig. A.1.

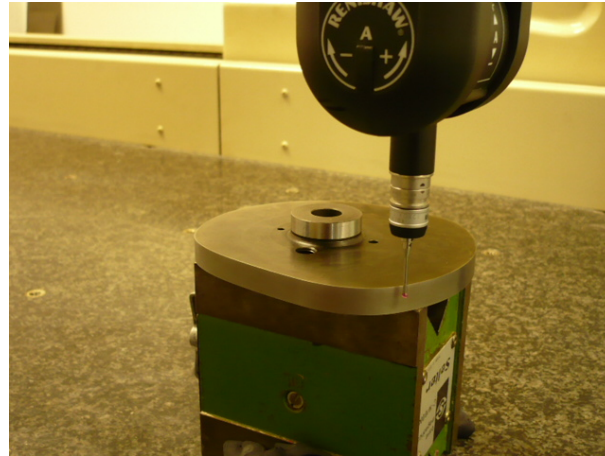


Fig. A.1 Mesura dels errors de fabricació del perfil de la lleva conjugada del primer conjunt amb la màquina de CMM

En els dos conjunts de lleves conjugades s'ha procedit igual i s'han mesurat els errors de fabricació en diferents alçades de l'espessor de les lleves. Per a la lleva primària que té una espessor de 12 mm, s'han realitzats mesures en els plans $z = 4$ mm, 6 mm i 8 mm. Per a la lleva conjugada que té una espessor de 10 mm, s'han realitzat mesures en els plans $z = 3$ mm, 5 mm i 7 mm. En ambdues lleves per a cada pla s'han mesurat 360 punts. Els errors de fabricació obtinguts directament amb la màquina de CMM se'ls hi ha aplicat un programa desenvolupat en MATLAB® basat en la funció *fminsearch* que minimitza l'error mitjà de les mesures dels errors per tal de depurar possibles errors de posicionament del zero. En la Fig. A.2 es mostren els errors de fabricació de la lleva primària en els diferents plans.

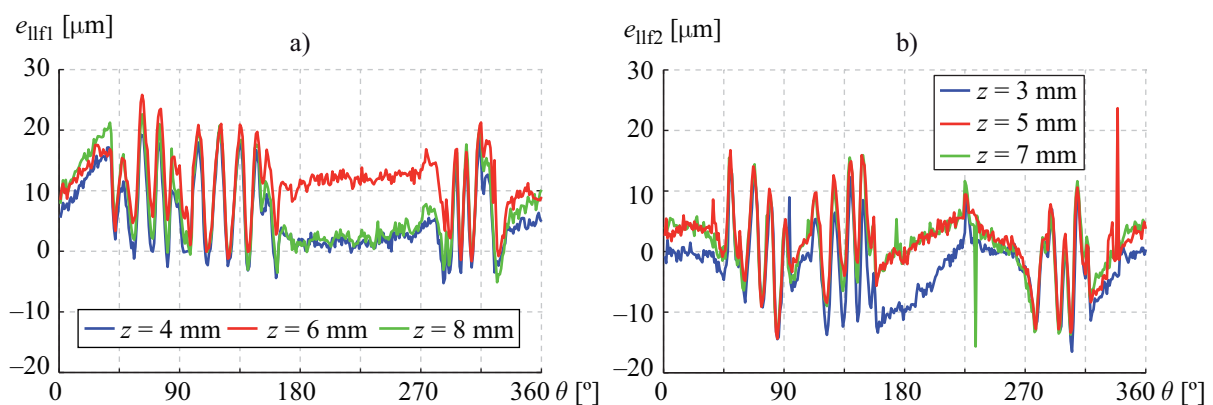


Fig. A. 2 Errors de fabricació dels perfils del primer conjunt: a) lleva primària, b) lleva conjugada

En la Fig. A.3 es mostren els mateixos errors de fabricació però ubicats en els perfil de les lleves per tal de facilitar la seva comprensió, així com el primer punt de mesura dels errors i el sentit positiu.

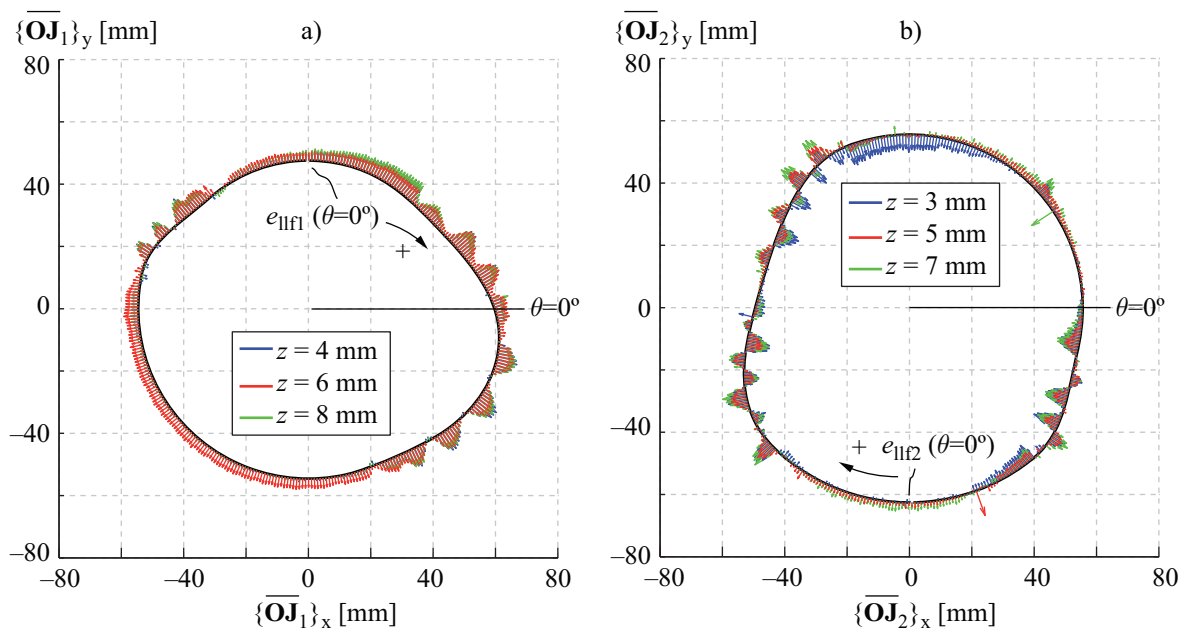


Fig. A.3 Errors de fabricació de les lleves del primer conjunt ubicats en els perfils: a) lleva primària, b) lleva conjugada

En la Fig. A.4 es mostren els errors de fabricació del segon conjunt de lleves conjugades mesurats en els diferents plans.

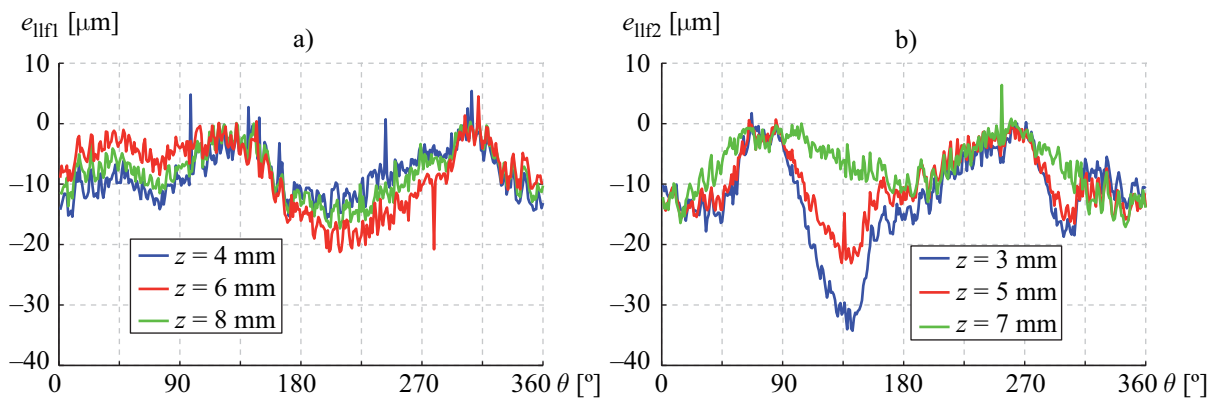


Fig. A.4 Errors de fabricació dels perfils del segon conjunt: a) lleva primària, b) lleva conjugada

Referències

- Acevedo, C. H. (2005). *Estudio del ángulo de presión y de la presión de contacto en mecanismos leva palpador cuya ley de desplazamiento se diseña por curvas de Bézier*. Tesi Doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, Espanya.
- Acharyya, S., Naskar, T. K. (2008). *Fractional polynomial mod traps for optimization of jerk and hertzian contact stress in cam surface*. Computers and Structures, Vol. 86 (3-5), 322-329.
- Alzate, R., Di Bernardo, M., Montanaro, U., Santini, S. (2007). *Experimental and numerical verification of bifurcations and chaos in cam-follower impacting systems*. Nonlinear Dynamics, Vol. 50 (3), 409-429.
- Belliveau, K. (2002). *An investigation of incipient jump in industrial cam follower systems*. Treball final de Màster. Worcester Polytechnic Institute, Massachusetts, Estats Units d'Amèrica.
- Bouyer, E., Caro, S., Chablat, D., Angeles, J. (2008). *The multiobjective optimization of a prismatic drive*. Proceedings of DETC'2007, 2007 ASME Design Engineering Technical Conferences, Nevada, Estats Units d'Amèrica.
- Carbone, G., Lanni, C., Ceccarelli, M., Incerti, G., Tiboni, M. (2006). *A characterization of cam transmissions through an identification of lumped parameters*. Proceedings of DETC'2006, 2006 ASME Design Engineering Technical Conferences, Pennsilvània, Estats Units d'Amèrica.
- Cardona, S., Zayas, E. E., Jordi, L., Català, P. (2013). *Synthesis of displacement functions by Bézier curves in constant-breadth cams with parallel flat-faced double translating and oscillating followers*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 62, 51-62.
- Cardona, S., Clos, D. (2000). *Teoria de Màquines*. Edicions UPC, Barcelona, Espanya.
- Chang, W. T., Wu, L. I. (2013). *Tolerance analysis and synthesis of cam-modulated linkages*. Mathematical and Computer Modelling, Vol. 57 (3-4), 641-660.
- Chang, W. T., Wu, L. I. (2011). *Calculating actual profiles of conjugate disk cams by means of conjugate variation measurement*. Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 25 (12), 3083-3098.

Chang, W. T., Wu, L. I. (2009a). *Computerized tolerance analysis of disk cam mechanisms with a roller follower*. Engineering with Computers, Vol. 25 (3), 247-260.

Chang, W. T., Wu, L. I., Liu, C. H., (2009b). *Inspecting profile deviations of conjugate disk cams by a rapid indirect method*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 44 (8), 1580-1594.

Chang, W. T., Wu, L. I. (2008). *A simplified method for examining profile deviations of conjugate disk cams*. Journal of Mechanical Design, Vol. 130 (5), 052601,1-11.

Chang, Z., Zhang, C., Yang, Y., Song, Y., Liu, J. (2006). *Study on experiment of dynamics of roller gear indexing cam mechanism with clearance*. Jixie Qiangdu/Journal of Mechanical Strength, Vol. 28 (2), 173-177.

Chang, Z., Xu, L., Yang, Y., Zheng, Z., Pan, T. (2011). *Effects of clearance on dynamics of parallel indexing cam mechanism*. Intelligent Robotics and Applications, Proceedings of 4th International Conference, ICIRA 2011, Part I, 270-280, Aachen, Alemania.

Chavan, U., Joshi, S. (2011). *Synthesis of cam profile using classical splines and the effect of knot locations on the acceleration, jump, and interface force of cam follower system*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 225 (12), 3019-3030.

Cheng, H. Y. (2002). *Optimum tolerances synthesis for globoidal cam mechanisms*. JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, Vol. 45 (2), 519-526.

Dalpiaz, G., Rivola, A. (2000). *Non-linear elastodynamic model of a desmodromic valve train*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 35 (11), 1551-1562.

Demeulenaere, B., De Schutter, J. (2005). *Input torque balancing using an inverted cam mechanism*. Journal of Mechanical Design, Vol. 127 (5), 887-900.

Di, T., Ou, Y. G., (2010). *Analysis on cam-roller contact stress and optimization on roller figuration of fuel-injection system*. 2010 International Conference on Computer Application and System Modeling, ICCASM 2010, Vol. 9154-9158, Taiwan, Xina.

- Duque, P. A., Moraes, M., Savoy, J., Coelho, C. (2012). *Contact pressure between cams and roller followers through Finite Elements Method (FEM) in assembled camshafts*. Virtual PowerTrain Conference, Sao Pablo, Brasil.
- Fabien, B. C. (1995). *The design of dwell-rise-dwell cams with reduced sensitivity to parameter variation*. Journal of Franklin Institution, Vol. 332 (2), 195-209.
- Flocker, F. W. (2012). *A versatile cam profile for controlling interface force in multiple-dwell cam-follower systems*. Journal of Mechanical Design, Vol. 134 (9), 094501,1-6.
- Gatti, G., Mundo, D. (2010). *On the direct control of follower vibrations in cam-follower mechanisms*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 45 (1), 23-35.
- Glaeser, G., Shaffer, S. J. (1996). *Contact fatigue*. ASM Handbook: Fatigue and Fracture, Vol. 19, 331-336.
- Gonzalez, I., Iserte, J. L., Fuentes, A. (2011). *Implementation of Hertz theory and validation of a finite element model for stress analysis of gear drives with localized bearing contact*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 46 (6), 765-783.
- Grewal, P. S., Newcombe, W. R. (1988). *Dynamic performance of high-speed semi-rigid follower cam systems-effects of cam profile errors*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 23 (2), 121-133.
- Han, X., Bo, Y., Wang, H., Xu, J. (2011). *Dynamics analysis of cam drive mechanism with clearance*. IEEE 2nd International Conference on Computing, Control and Industrial Engineering, CCIE 2011, 345-347, Whuan, Xina.
- Harsha, S. P. (2006). *Nonlinear dynamic analysis of a high-speed rotor supported by rolling element bearings*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 290 (1-2), 65-100.
- Hong, Y. S., Chang, T. C. (2002). *A comprehensive review of tolerancing research*. International Journal of Production Research, Vol. 40 (11), 2425-2459.
- IKO. Catàleg de corrons [<http://www.ikont.co.jp/eg/product/needle/index.html>, 3 de Febrer de 2014].
- INA. Catàleg de corrons. [<http://www.schaeffler.com/content.schaeffler.de/en/>, 3 de Febrer de 2014].
- ISO 281:2007 Rolling bearings. Dynamic load ratings and rating life.

Ji, Z., Manna, Y. A. (2008). *Size minimization of disc cams with roller-followers under pressure angle constraint*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 222 (12), 2475-2484.

Johnson, K. L. (1985). *Contact mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, Regne Unit.

Juvinall, R. C. (1967). *Engineering considerations of stress, strain and strength*. McGraw-Hill, Inc., Estats Units d'Amèrica.

Kim, H. R. (1977). *Stochastic analysis of manufacturing errors in cam mechanisms*. Treball Final de Màster. McMaster University, Hamilton, Canada.

Kim, H. R., Newcombe, W. R. (1982). *The effect of cam profile errors and system flexibility on cam mechanism output*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 17 (1), 57-72.

Lampinen, J. (2003). *Cam shape optimisation by genetic algorithm*. Computer-Aided Design, Vol. 35 (8), 727-737.

Lanni, C., Carbone, G., Ottaviano, E., Ceccarelli, M. (2005). *Modelling of cam transmissions*. Proceedings of the First International Congress Design and Modelling of Mechanical Systems, CMSM'2005, Hammamet, Tunísia.

Lassaad, W., Mohamed, T., Yassine, D., Fakher, C., Taher, F., Mohamed, H. (2013). *Nonlinear dynamic behaviour of a cam mechanism with oscillating roller follower in presence of profile error*. Frontiers of Mechanical Engineering, Vol. 8 (2), 127-136.

Lee, T. M., Lee, D. Y., Lee, H. C., Yang, M. Y. (2009). *Design of cam-type transfer unit assisted with conjugate cam and torque control cam*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 44 (6), 1144-1155.

Lima, M., Seabra, E., Silva, L. F. (2011). *Analysis of conjugate cam mechanisms using laser techniques*. The Romanian Review Precision Mechanics, Optics and Mechatronics, Vol. 40, 37-43.

Lin, C. Y., Huang, W. H., Jeng, M. C., Doong, J. L. (1997). *Study of an assembly tolerance allocation model based on Monte Carlo simulation*. Journal of Materials Processing Technology, Vol. 70 (1-3), 9-16.

Lindholm, P., Björklund, S., Calvo, M. (2003). *Characterisation of wear on a cam follower system in a diesel engine*. Wear, Vol. 254 (11), 1199-1207.

- Lu, L., Kim, C. H., Lee, S. H., Shin, J. H., Kwon, S. M. (2010). *A Study on wear characteristic for oscillating disc cam mechanism using GA*. Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, 185-190, Xi'an, Xina.
- Mabie, H. H., Reinholtz, C. F. (1998). *Mecanismos y dinámica de maquinaria*. Limusa Noriega Editores, Mèxic D.F., Mèxic.
- Machado, M., Moreira, P., Flores, P., Lankarani, H. M. (2012). *Compliant contact force models in multibody dynamics: Evolution of the Hertz*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 53, 99-121.
- Mandal, M., Naskar, T. K. (2009). *Introduction of control points in splines for synthesis of optimized cam motion program*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 44 (1), 255-271.
- Naskar, T.K., Acharyya, S. (2010). *Measuring cam-follower performance*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 45 (4), 678-691.
- Nayak, N., Lakshminarayanan, P. A., Babu, M. K. G., Dani, A. D. (2006). *Predictions of cam follower wear in diesel engines*. Wear, Vol. 260 (1-2), 181-192.
- Norton, R.L. (2002). *Cam Design and Manufacturing Handbook*. Industrial Press, Inc., Nova York, Estats Units d'Amèrica.
- NTN. Catàleg de corrons. [<http://www.ntnamericas.com/en/products/needle-roller-bearings>, 3 de Febrer de 2014].
- Oliveri, S. M., Sequenzia, G., Cali, M. (2009). *Flexible multibody model of desmodromic timing system*. Mechanics Based Design of Structures and Machines: An International Journal, Vol. 37 (1), 15-30.
- Otero, J., Martínez, J., De los Santos, M. A., Cardona, S. (2011). *A mathematical model to study railway track dynamics for the prediction of vibration levels generated by rail vehicles*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 226 (1), 62-71.
- Otero, J. (2009). *Contribución al estudio de las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril y su transmisión al entorno*. Tesi Doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, Espanya.

Paradorn, V. (2007). *An impact model for the industrial cam-follower system: simulation and experiment*. Treball Final de Màster. Worcester Polytechnic Institute, Massachusetts, Estats Units d'Amèrica.

Pau, M., Aymerich, F., Ginesu, F. (2000). *Ultrasonic measurements of nominal contact area and contact pressure in a wheel-rail system*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 214 (4), 231-243.

Prat, A., Tort-Martorell, X., Grima, P., Pozueta, L. (1997). *Métodos estadísticos. Control y mejora de la calidad*. Edicions UPC, Barcelona, Espanya.

Puttock, M. J., Thwaite, E. G. (1969). *Elastic compression of spheres and cylinders at point and line contact*. National Standards Laboratory Technical Paper, No. 25, Impres per CSIRO, Melbourne, Austràlia.

Reyes, G. (2000). *Técnicas de diseño geométrico asistido por ordenador para mecanismos leva-palpador*. Tesi Doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, Espanya.

Riba, C. (2007). *Disseny de màquines IV. Selecció de materials*. Edicions UPC, Barcelona, Espanya.

Rivola, A., Troncossi, M., Dalpiaz, G., Carlini, A. (2007). *Elastodynamic analysis of the desmodromic valve train of a racing motorbike engine by means of a combined lumped/finite element model*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 21 (2), 735-760.

Rothbart, H. A. (1985). *Mechanical design & systems handbook*. McGraw-Hill, Inc., Estats Units d'Amèrica.

Rothbart, H. A. (2004). *Cam design handbook*. McGraw-Hill, Inc., Estats Units d'Amèrica.

Rovira, A., Roda, A., Marshall, M. B., Brunskill, H., Lewis, R. (2011). *Experimental and numerical modelling of wheel-rail contact and wear*. Wear, Vol. 271 (5-6), 911-924.

Sadeghi, F., Jalalahmadi, B., Slack, T. S., Rajee, N., Arakere, N. K. (2009). *A review of rolling contact fatigue*. Journal of Tribology, Vol. 131 (4), 041403, 1-15.

SKF. Greix per rodaments SKF LGEP 2 [<http://www.skf.com/es/products/index.html>, 3 de Febrer de 2014].

Skowronski, V. J., Turner, J. U. (1997). *Using Monte-Carlo variance reduction in statistical tolerance synthesis*. Computer-Aided Design, Vol. 29 (1), 63-69.

Tang, X., Tang, X. (2013). *Parameterized modeling and dynamic modal analysis of conjugate cam beating-up mechanism*. Applied Mechanics and Materials, Vol. 251, 271-274.

Timoshenko, S., Goodier, J.N. (1968). *Teoría de la elasticidad*. Edicions Urmo, Bilbao, Espanya.

Tounsi, M., Chaari, F., Walha, L., Fakhfakh, T., Haddar, M. (2011a). *Dynamic behavior of a valve train system in presence of camshaft errors*. WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics, Vol. 6 (1), 17-26.

Tounsi, M., Chaari, F., Abbas, M. S., Fakhfakh, T., Haddar, M. (2011b). *Failure analysis of a cam-follower system affected by a crack*. Journal of Failure and Prevention, Vol. 11 (1), 41-50.

Tounsi, M., Chaari, F., Abbas, M. S., Fakhfakh, T., Haddar, M. (2010). *Effect of camshaft eccentricity and follower backlash on the dynamic behaviour flexible cam mechanism*. Diagnostyka'2, Vol. 54, 3-9.

Tounsi, M., Hbaieb, R., Chaari, F., Fakhfakh, T., Haddar, M. (2009). *Dynamic stability analysis of a flexible cam mechanism using a one-degree-of-freedom model*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 223 (5), 1057-1068.

UNE-EN ISO 4287:1999. Especificación geométrica de productos (GPS). Calidad superficial: Método del perfil. Términos, definiciones y parámetros del estado superficial. (ISO 4287:1997+Technical Corrigendum 1).

UNE-EN ISO 4288:1998. Especificación geométrica de producto (GPS). Calidad superficial: Método del perfil. Reglas y procedimientos para la evaluación del estado superficial. (ISO 4288:1996).

UNE-EN ISO 11562:1998. Especificación geométrica de producto (GPS). Calidad superficial: Método del perfil. Características metroológicas de los filtros corregidos en fase. (ISO 11562:1996).

Wensing, J.A. (1998). *On the dynamics of Ball Bearings*. Tesi Doctoral, University of Twente, Twente, Holanda.

Wu, L. I. (2003). *Calculating conjugate cam profiles by vector equations*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 217 (10), 1117-1124.

Wu, L. I., Wu, S. H., Yan, H. S. (1999). *Simplified graphical determination of disk-cam curvature*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 34 (7), 1023-1036.

Wu, Z. (1997). *Sensitive factor for position tolerance*. Research in Engineering Design, Vol. 9 (4), 228-234.

Xu, F., He, W. (2011). *Dynamic simulation analysis of the globoidal indexing cam mechanism*. Applied Mechanics and Materials, Vol. 86, 514-517.

Yan, H., Tai, H. (1996). *Effects of manufacturing errors on planar conjugate cams*. Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Transactions of the Chinese Institute of Engineers, Series C, Vol. 17 (2), 145-153.

Yu, Q., Lee, H. P. (1998). *Size optimization of cam mechanisms with translating roller followers*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 212 (5), 381-386.

Zayas, E. E. (2001). *Aportación al estudio de levas desmodrómicas*. Tesi Doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, Espanya.

Zhang, C., Ben Wang, H. P. (1993). *Tolerance analysis and synthesis for cam mechanisms*. International Journal of Production Research, Vol. 31 (5), 1229-1245.

Zhang, Y., Shin, J. H. (2004). *A computational approach to profile generation of planar cam mechanisms*. Journal of Mechanical Design, Technical Brief, Vol. 126 (1), 183-188.

Zhou, Z., Gong, Y. M., Wang, J. (2011). *Computer aided design and manufacture of high precision cam*. 2011 International Conference on System Science, Engineering Design and Manufacturing Informatization, ICSEM 2011, Guiyang, Xina.