POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Indagine sperimentale sulle proprietà tribologiche di grassi funzionalizzati al grafene



Relatori Prof.ssa Francesca Curà Prof. Andrea Mura Correlatori Edoardo Goti, Luca Corsaro **Candidato** Luca Di Pasquale

Luglio 2021

Indice

T	Cor	itatto	tra corpi solidi	5							
	1.1	La tec	oria di Hertz	5							
		1.1.1	Due corpi a contatto in un punto	6							
		1.1.2	Approssimazione di Hamrock	10							
		1.1.3	Stato di tensioni nel contatto statico	11							
2	2 La lubrificazione e i lubrificanti										
	2.1	Regin	i di lubrificazione	13							
		2.1.1	Lubrificazione a film fluido o Fluid film lubrification	14							
		2.1.2	La lubrificazione elastoidrodinamica o EHL	17							
		2.1.3	Lubrificazione limite o Boundary lubrification	26							
		2.1.4	Lubrificazione mista o Mixed lubrification	28							
	2.2	Lubrit	icanti solidi	29							
	2.3	Lubri	icanti liquidi	31							
		2.3.1	Olii minerali e sintetici	31							
		2.3.2	Grassi o lubrificanti semi-solidi	34							
3	Il r	uolo d	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti	40							
3 4	Il ru Ma	uolo do teriali	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi	$40\\52$							
3 4	Il r Ma 4.1	uolo de teriali Prove	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento	$40 \\ 52 \\ 52$							
3 4	Il r Ma 4.1	uolo de teriali Prove 4.1.1	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento Tribometro	40 52 52 52							
3 4	Il r Ma 4.1	uolo de teriali Prove 4.1.1 4.1.2	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento	40 52 52 52 52							
3 4	Il r Ma 4.1	uolo de teriali Prove 4.1.1 4.1.2 4.1.3	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento	40 52 52 52 52 55 55							
3 4	Il r Ma 4.1	uolo de teriali Prove 4.1.1 4.1.2 4.1.3 4.1.4	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento	40 52 52 52 52 55 59 60							
3	Il ru Ma 4.1	uolo de teriali Prove 4.1.1 4.1.2 4.1.3 4.1.4 Prove	e metodi in strisciamento	40 52 52 52 55 59 60 62							
3 4 5	Il ru Ma 4.1 4.2 Ris	uolo de teriali Prove 4.1.1 4.1.2 4.1.3 4.1.4 Prove ultati	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento	40 52 52 52 55 59 60 62 67							
3 4 5	Il ru Ma 4.1 4.2 Rist 5.1	uolo de teriali Prove 4.1.1 4.1.2 4.1.3 4.1.4 Prove ultati Prove	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento	$ \begin{array}{r} 40\\52\\52\\52\\55\\59\\60\\62\\67\\67\end{array} $							
3 4 5	Il ru Ma 4.1 4.2 Riss 5.1 5.2	uolo de teriali Prove 4.1.1 4.1.2 4.1.3 4.1.4 Prove ultati Prove Prove	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento	$\begin{array}{c} 40\\ 52\\ 52\\ 52\\ 55\\ 59\\ 60\\ 62\\ 67\\ 67\\ 71 \end{array}$							
3 4 5	Il ru Ma 4.1 4.2 Rist 5.1 5.2	uolo de teriali Prove 4.1.1 4.1.2 4.1.3 4.1.4 Prove ultati Prove 5.2.1	el grafene come additivo nei grassi lubrificanti e metodi in strisciamento	$\begin{array}{c} 40\\ 52\\ 52\\ 52\\ 55\\ 59\\ 60\\ 62\\ 67\\ 67\\ 71\\ 71\\ 71 \end{array}$							

6	Con	clusioni	92
7	Svil 7.1 7.2	uppi futuri: calcolo della vita a fatica per i cuscinetti Informazioni generali da catalogo SKF	93 93
	1.2	51105	99
Bi	bliog	rafia	104

Introduzione

La presente tesi ha l'obiettivo di studiare in via preliminare l'effetto di diverse percentuali in peso di fiocchi di grafene (GNP) sulle proprietà tribologiche di un grasso industriale e valutare come il grafene, grazie alla sua struttura lamellare e alla sua elevata conducibilità termica, possa migliorare la lubrificazione nei contatti non conformi come quelli tra sfera e pista di un cuscinetto. La misura del coefficiente di attrito è stata eseguita per mezzo di un tribometro pin-on-disc implementando differenti set-up sperimentali che hanno permesso la misura del coefficiente di attrito sia in rotolamento sia in strisciamento. Le variazioni nelle proprietà tribologiche sono state poi correlate allo sviluppo di calore e al comportamento termico complessivo del sistema per mezzo di misure di termografia passiva.

Capitolo 1

Contatto tra corpi solidi

1.1 La teoria di Hertz

La teoria del contatto tra corpi solidi fu sviluppata nel 1882 da Heinrich Rudolf Hertz che pubblicò Ueber die Berührung fester elastischer Körper ("Il contatto dei solidi elastici") [1]. Hertz partì dall'assunto, derivato dall'osservazione della realtà, che le superfici di due corpi a contatto tra loro e sotto applicazione di un carico si deformano.

A seconda della grandezza delle forze in gioco e della rigidezza dei materiali, la deformazione delle superfici può essere *plastica* o *elastica*. In molte applicazioni ingegneristiche le aree a contatto tra i due corpi possono essere molto piccole, di conseguenza le pressioni che si generano risultano molto elevate, per cui dal punto di vista della progettazione di macchinari, è importante conoscere il valore di tali pressioni. Proprio queste tensioni possono essere calcolate analiticamente per mezzo delle formule basate sulla teoria di Hertz. Il modello hertziano delle tensioni tra corpi solidi si basa su alcune ipotesi:

- le superfici a contatto sono continue e possono essere rappresentate da polinomi;
- i solidi sono omogenei e isotropi;
- i corpi sono perfettamente elastici;
- non ci sono forze d'attrito;
- la superficie di contatto è piccola rispetto alle dimensioni dei due corpi;
- la rugosità superficiale è trascurabile.

1.1.1 Due corpi a contatto in un punto

Se si considerano due corpi solidi con superfici curve a contatto tra loro, in assenza di carichi esterni la zona in cui avviene il contatto risulta essere un unico punto; nel momento in cui è invece presente una forza, può avvenire una deformazione elastica nella zona di contatto che è funzione delle costanti elastidei dei materiali dei corpi. La proiezione piana della regione deformata è tangente alle superfici indeformate dei due solidi e perpendicolare alla linea di azione della forza applicata F. La curvatura della superfici è caratterizzata in ogni punto dal massimo e dal minimo raggio di curvatura R_{max} e R_{min} . I raggi di curvatura sono considerati positivi nel caso in cui il centro di curvatura si trovi all'interno del solido considerato; nel caso in cui invece il centro si trovi al di fuori del solido, allora il segno di R sarà negativo. Le coordinate del sistema (x, y, z) sono allineate in modo tale che il piano xy risulti tangente alle superfici indeformate del punto iniziale di contatto cosicché l'asse z coincida con la linea di azione della forza F. I punti appartenenti alle superfici possono essere descritti dalle relazioni:

$$z_1 = A_1 x^2 + B_1 y^2 + C_1 x y \tag{1.1}$$

$$z_2 = A_2 x^2 + B_2 y^2 + C_2 x y \tag{1.2}$$

dove z_1 e z_2 sono le distanze perpendicolari al piano tangente per ogni punto sulle superfici dei corpi 1 e 2 nella direzione z. Dopo la deformazione, due punti che sono venuti a contatto si saranno spostati di una quantità:

$$z_1 + z_2 = (A_1 + A_2)x^2 + (B_1 + B_2)y^2 + (C_1 + C_2)xy$$
(1.3)

Ipotizzando che ogni coppia di punti si trovasse inizialmente su punti opposti di una linea parallela all'asse z, tutti i punti con lo stesso valore di $z_1 + z_2$ giacciono su un'ellisse e il perimetro dell'area di contatto è anch'essa un'ellisse. Per eliminare il prodotto in croce dell'Eq.1.3, gli assi x e y possono essere ruotati per coincidere con gli assi maggiore e minore dell'ellisse di contatto, ottenendo:

$$z_1 + z_2 = Ax^2 + By^2 \tag{1.4}$$

dove $A = A_1 + A_2$ e $B = B_1 + B_2$. Ad una certa distanza dall'area di contatto, i punti delle superfici dei due corpi non sono influenzati dalla deformazione elastica. Queste due regioni si avvicineranno l'una all'altra di una distanza pari a d che risulta essere pari a allo spostamento rigido netto dei due corpi. Si definiscono poi $w_1 e w_2$ gli spostamenti elastici locali dei punti sulle superfici a contatto e si considerano positivi per spostamenti dovuti a compressione. Lo spostamento dei punti di contatto è dato da:

$$d - (w_1 + w_2) = z_1 + z_2 = Ax^2 + Bx^2$$
(1.5)



Figura 1.1: Due solidi elastici in contatto: (a) configurazione di contatto; (b) prima dell'applicazione del carico; (c) dopo l'applicazione del carico; (d) spostamento dei punti di contatto M_1 e M_2 e distanza di spostamento rigido $d = d_1 + d_2$ Pilkey, Walter D., Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices (2nd Edition) John Wiley & Sons 2005

Da considerazioni geometriche, le costanti $A \in B$ sono funzione dei quattro raggi di curvatura principali delle due superfici indeformate e dell'orientamento dei piani principali di curvatura del corpo 1 rispetto a quelli del corpo 2:

$$A = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_{1_{min}}} + \frac{1}{R_{2_{min}}} + \frac{1}{R_{1_{max}}} + \frac{1}{R_{2_{max}}} \right) + \frac{1}{R_{1_{min}}} - \frac{1}{R_{1_{max}}} + \frac{1}{R_{2_{max}}} + \frac{1}{R_{2_{max}}} + \frac{1}{R_{2_{max}}} \right) + \left(\frac{1}{R_{2_{min}}} - \frac{1}{R_{2_{max}}} \right) \right)^{2} + \frac{1}{R_{1_{min}}} - \frac{1}{R_{1_{max}}} + \frac{1}{R_{1_{max}}} + \frac{1}{R_{2_{max}}} + \frac{1}{R_{2_{max}}} + \frac{1}{R_{2_{max}}} \right) = \frac{1}{R_{2_{max}}} + \frac{1}{R_$$

$$B = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_{1_{min}}} + \frac{1}{R_{2_{min}}} + \frac{1}{R_{1_{max}}} + \frac{1}{R_{2_{max}}} \right) + \frac{1}{4} \left\{ \left[\left(\frac{1}{R_{1_{min}}} - \frac{1}{R_{1_{max}}} \right) + \left(\frac{1}{R_{2_{min}}} - \frac{1}{R_{2_{max}}} \right) \right]^2 + \left[4 \left(\frac{1}{R_{1_{min}}} - \frac{1}{R_{1_{max}}} \right) \left(\frac{1}{R_{2_{min}}} - \frac{1}{R_{2_{max}}} \right) \sin^2 \theta \right] \right\}^{1/2}$$
(1.7)

dove θ è l'angolo tra i piani delle massime (o minime) curvature dei due corpi a contatto. Hertz, partendo da osservazioni sperimentali, ha dimostrato che la distribuzione di pressioni che soddisfa l'equazione 1.5 è:

$$p = p_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x^2}{a^2}\right) - \left(\frac{y^2}{b^2}\right)} \tag{1.8}$$

nella quale a è il semiasse maggiore e b è il semiasse minore dell'ellisse di contatto (Fig. 1.2) La distribuzione di pressione è semi-ellissoidale con un valore massimo p_0 che si raggiunge al centro dell'area di contatto:

$$p_0 = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi ab} \tag{1.9}$$

e una pressione media p_m pari a:

$$p_m = \frac{F}{\pi ab} \tag{1.10}$$

La zona di contatto appartiene ad una superficie del 2° ordine e nel caso più generale ha in pianta una forma ellittica i cui semiassi sono dati da:

$$a = k_1 \left(\frac{3 \cdot F \cdot R'}{E'}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{1.11}$$

$$b = k_2 \left(\frac{3 \cdot F \cdot R'}{E'}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{1.12}$$

$$\delta = 0.52 \cdot k_3 \left(\frac{F^2}{E'^2 \cdot R'}\right)^{\frac{1}{3}}$$
(1.13)



Figura 1.2: Distribuzione della pressione nell'area di contatto Belingardi, *La teoria di Hertz*, dispense



Figura 1.3: Geometria del contatto sfera-pista G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering tribology*, Butterworth-Heinemann, 2000

in cui a è il semiasse maggiore, b è quello minore, δ la deflessione massima, R' è il raggio ridotto di curvatura, E' è il modulo di Young ridotto, k_1 e k_2 i coefficienti

di contatto.

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]$$
(1.14)

1

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} + \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2y}}$$
(1.15)

I coefficienti di contatto possono essere ricavati utilizzando appositi grafici (Fig.1.4) in cui il loro valore è riportato in funzione di un ulteriore coefficiente k_0 :

$$k_{0} = \frac{\left[\left(\frac{1}{R_{1x}} - \frac{1}{R_{1y}}\right)^{2} + \left(\frac{1}{R_{2x}} - \frac{1}{R_{2y}}\right)^{2} + 2\left(\frac{1}{R_{1x}} - \frac{1}{R_{1y}}\right)\left(\frac{1}{R_{2x}} - \frac{1}{R_{2y}}\right)\cos 2\phi\right]^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2x}} + \frac{1}{R_{2y}}\right)}$$
(1.16)

con ϕ pari all'angolo tra i piani contenenti il raggio principale minimo di curvatura di 1 (A) e il piano contenente il raggio principale minimo di curvatura di 2 (B).

1.1.2 Approssimazione di Hamrock

La soluzione proposta da Hertz richiede il calcolo del parametro di eccentricità insieme ad integrali ellittici completi [5]. Hamrock e Dowson hanno poi sviluppato un metodo estremamente utili per la determinazione dei parametri di contatto; essi hanno utilizzato il metodo della regressione lineare insieme a quello dei minimi quadrati per derivare le espressioni semplificate per gli integrali ellittici richiesti per il calcolo di tensioni e deformazioni secondo il contatto hertziano. Le formule ottenute si applicano a qualunque contatto ed eliminano la necessità di utilizzare metodi numerici o grafici come quelli di Fig. 1.4.

$$a = \left(\frac{6 \cdot \bar{k}^2 \cdot \bar{\varepsilon} \cdot F \cdot R'}{\pi \cdot E'}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{1.17}$$

$$b = \left(\frac{6 \cdot \bar{\varepsilon} \cdot F \cdot R'}{\pi \cdot \bar{k} \cdot E'}\right)^{\frac{1}{3}}$$
(1.18)

$$\delta = \bar{\xi} \left[\left(\frac{4.5}{\bar{\varepsilon} \cdot R'} \right) \left(\frac{F}{\pi \cdot \bar{k} \cdot E'} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}}$$
(1.19)

$$\bar{\varepsilon} = 1.0003 + \frac{0.5968 \cdot R_x}{R_y} \tag{1.20}$$

$$\bar{\xi} = 1.5277 + 0.6023 \cdot \log\left(\frac{R_y}{R_x}\right) \tag{1.21}$$

$$\bar{k} = 1.0339 \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{0.636} \tag{1.22}$$



Figura 1.4: Coefficienti di contatto G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering tribology*, Butterworth-Heinemann, 2000

 $\bar{\varepsilon}$ e $\bar{\xi}$ sono gli integrali ellittici semplificati, mentre \bar{k} è il parametro di eccentricità. Il suo esatto valore è dato dal rapporto fra i semiassi dell'ellisse di contatto. Sebbene queste formule siano solo un'approssimazione, la differenza tra i valori calcolati e quelli esatti predetti dall'analisi di Hertz è molto piccola.

1.1.3 Stato di tensioni nel contatto statico

La conoscenza della sola pressione massima hertziana non consente però di definire il pericolo di cedimento [5]; all'interno del materiale prossimo alla zona di contatto esiste infatti uno stato di tensione triassiale anche in assenza di attrito (sforzo di taglio nullo a livello superficiale).

Secondo i principi della meccanica dei solidi, i piani nei quali la forza di taglio

è pari a zero sono piani principali; così l'interfaccia tra i corpi in contatto statico è un piano principale sul quale la tensione principale σ_1 è l'unica tensione che agisce. Inoltre è noto che la tensione tangenziale massima si sviluppa su un piano inclinato di 45° rispetto a quello principale. In base al criterio di cedimento di Tresca, se il carico applicato è sufficientemente elevato al punto che la tensione tangenziale massima superi la tensione di snervamento del materiale, cioè $2 \cdot \tau_{max} > \sigma_s$, avviene allora deformazione plastica e il materiale si deformerà lungo la linea di azione della tensione tangenziale. τ_{max} è data da:

$$\tau_{max} = \pm \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}\right) \tag{1.23}$$

Le tensioni $\sigma_x, \sigma_z \in \tau$ variano lungo l'asse z al di sotto del punto di contatto. In particolare nel caso di contatto puntiforme la massima tensione tangenziale τ_{max} si sviluppa ad una profondità all'interno del corpo che dipende dal carico e dall'area di contatto; nel contatto tra due sfere, ad esempio, τ_{max} si ottiene a circa $z = 0.48 \cdot a$, dove a è il raggio dell'area di contatto e $\tau_{max} = 0.31 \cdot p_0$ nell'acciaio.



Figura 1.5: Campo di tensioni per due cilindri in contatto statico (b è metà lunghezza del rettangolo di contatto)

G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, Engineering tribology, Butterworth-Heinemann, 2000

Capitolo 2

La lubrificazione e i lubrificanti

2.1 Regimi di lubrificazione

La riduzione delle forze d'attrito tra due corpi in moto relativo può essere ottenuta interponendo una sostanza capace di ridurre tali forze τ che si generano proprio a causa di questo moto [4]. Tale sostanza, che può essere solida, liquida o gassosa, è detta *lubrificante*.

I lubrificanti solidi sono materiali in grado di aderire alle superfici solide e che dispongono di piani di scorrimento interni caratterizzati da un basso valore di τ . I lubrificanti liquidi si interpongono tra le superfici in accoppiamento e la loro azione dipende molto dal *regime di lubrificazione* che si stabilisce. Il *regime di lubrificazione* è classificato secondo il *fattore lambda* Λ definito come:

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}}$$
(2.1)

dove h_{min} è lo spessore minimo del lubrificante tra le superfici e R_{q1} e R_{q2} sono i valori efficaci (Rms) di rugosità delle superfici stesse. Il significato di Λ è mostrato in Fig. 2.1 mentre la Fig. 2.2 mostra un esempio di variazione del coefficiente d'attrito in funzione del fattore Λ . Per alti valori di Λ (maggiori di 3) il coefficiente di attrito è molto basso, mentre per bassi valori di Λ (al di sotto di 0.5) il coefficiente di attrito è più alto (circa 0.1-0.2). Tali risultati sono piuttosto generali e permettono di identificare tre regimi di lubrificazione in funzione di Λ :

- Lubrificazione a film fluido (Fluid film lubrification) se Λ è maggiore di 3;
- Lubrificazione limite (Boundary lubrification) se Λ è minore di 0.5;
- Lubrificazione mista (Mixed lubrification) nella zona intermedia.

Oltre alla riduzione delle forze di attrito, il lubrificante può avere altre funzioni; esso può infatti rimuovere calore dal sistema, oppure può proteggere le superfici da elementi ambientali corrosivi.



Figura 2.1: Possibili e valori e relativo significato del fattore Λ G. Straffelini, Friction and wear - Methodologies for Design and Control, Springer, 2015



Figura 2.2: Andamento del coefficiente d'attrito in funzione del fattore Λ che prende il nome di "curva di Stribeck"

Chong, William & Cruz, M. (2014). Elastoplastic contact of rough surfaces: A line contact model for boundary regime of lubrication. Meccanica

2.1.1 Lubrificazione a film fluido o Fluid film lubrification

Affinché si abbia una condizione di lubrificazione a film fluido, il lubrificante che si trova nel meato deve essere in pressione ed essere quindi in grado di esercitare una forza di spinta che mantiene completamente separate le superfici in gioco ($\Lambda > 3$). Questa forza può essere idrostatica o idrodinamica. Nel caso di *lubrificazione idro*statica, il lubrificante è fornito e mantenuto sotto pressione da una pompa esterna; finché la pompa alimenta l'area di contatto con del lubrificante, la separazione fra le superfici è mantenuta anche in assenza di moto relativo tra i corpi. Questo tipo di lubrificazione è utilizzato in speciali cuscinetti in cui sia richiesto un bassissimo coefficiente di attrito statico.

Nel caso di *lubrificazione idrodinamica (HL)*, la quale è tipica dei contatti conformi¹, il lubrificante è in grado di esercitare una forza di spinta solamente se c'è moto relativo tra le superfici a contatto. Un esempio di sistema in cui si sviluppa la lubrificazione idrodinamica è rappresentato dal cosiddetto pattino idrodinamico mostrato in Fig. 2.3. Esso è costituito da una superficie superiore inclinata (il



Figura 2.3: Lubrificazione idrodinamica G. Straffelini, Friction and wear - Methodologies for Design and Control, Springer, 2015

pattino) e da una opposta superficie orizzontale che si muove con velocità v. Il lubrificante aderisce ad entrambe le superfici e viene trascinato nella zona di contatto che ha una forma convergente nella direzione del moto. La sezione di ingresso, definita dall'altezza h_1 , è maggiore che nella sezione di uscita h_0 . Questa configurazione genera un profilo di pressione lungo il contatto come mostrato in Fig. 2.3. Nel caso di fluidi incomprimibili e newtoniani (viscosità costante), la variazione di pressione p nel meato si ottiene risolvendo l'equazione di Reynolds scritta nella forma dell'eq.2.2, in cui h è l'altezza del meato e η è la viscosità del lubrificante.

$$\frac{d}{dx}\left(h^3 \cdot \frac{dp}{dx}\right) + \frac{d}{dy}\left(h^3 \cdot \frac{dp}{dy}\right) = 6 \cdot v \cdot \eta \cdot \frac{dh}{dx}$$
(2.2)

 $^{^{1}}$ Un contatto conforme è un contatto in cui i due corpi si toccano in più punti contemporaneamente prima che abbia luogo qualsiasi deformazione

Per questa semplice geometria, la soluzione dell'equazione di Reynolds può essere ricavata in forma analitica. Integrando è quindi possibile ricavare la spinta F_N e la forza tangenziale F_T :

$$F_N = \frac{6 \cdot \eta \cdot v \cdot L^2}{K^2 \cdot h_0^2} \left(-\ln(K+1) + \frac{2 \cdot K}{K+2} \right)$$
(2.3)

$$F_T = \frac{\eta \cdot v \cdot L \cdot b}{h_0} \left(\frac{6}{K+2} - \frac{4 \cdot \ln(K+1)}{K} \right)$$
(2.4)

dove *b* è la larghezza e $K = \frac{h_1}{h_0-1}$. Si noti che entrambe le forze dipendono dalla viscosità del lubrificante e dalla velocità relativa dei corpi; così se *v* tende a 0 non viene esercitata alcuna forza idrodinamica. Inoltre h_0 è lo spessore minimo di film lubrificante, per cui affinché si abbia una lubrificazione a *film fluido* ($\Lambda > 3$), dall'Eq. 2.1, h_0 dovrà essere maggiore di $3 \cdot \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$. Nei problemi di lubrificazione reali, h_0 solitamente non è noto a priori mentre è noto il carico verticale che il pattino deve sopportare. Lo spessore minimo del film lubrificante può essere ottenuto dall'Eq. 2.3 imponendo che la forza di spinta eguagli il carico normale applicato. Alternativamente la relazione data può essere utilizzata per valutare Λ e così il regime di lubrificazione effettivo.

2.1.2 La lubrificazione elastoidrodinamica o EHL

Un caso particolare di lubrificazione idrodinamica è la lubrificazione elastoidrodinamica (EHL), che avviene quando le superfici a contatto sono non-conformi². In questo caso, il lubrificante nella regione di contatto deforma elasticamente le superfici in gioco provocando così variazioni locali della sezione la quale assume una forma convergente nella direzione del moto. La forza di spinta è quindi correlata alle deformazioni elastiche, alla viscosità del lubrificante e alla sua dipendenza dalla pressione e dal moto relativo. L'andamento della pressione di contatto hertziana viene alterato rispetto alla consueta forma semi-ellittica, in particolare dalla formazione di un picco di pressione all'uscita della zona di contatto (Fig. 2.4). Questo picco può anche superare del 20-30% il valore di pressione hertziana; ciò influenza le prestazioni del sistema tribologico poiché induce tensioni fortemente localizzate.



Figura 2.4: Distribuzione della pressione in caso di EHL (la linea tratteggiata mostra l'andamento della pressione hertziana) G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering tribology*, Butterworth-Heinemann, 2000

Gli elementi che giocano un ruolo determinante nella formazione del film EHL sono tre e sono:

- formazione del film idrodinamico;
- modifica della geometria del film a causa di deformazioni elastiche;

²I contatti non-conformi sono quei contatti nei quali le forme dei corpi. sono molto differenti tra loro e per le quali, quando il carico è nullo, il punto di contatto risulta essere un unico punto.

• variazione della viscosità e della reologia del lubrificante sotto pressione.

Le superfici dei corpi in contatto hertziano, qualunque sia il loro modulo elastico, si deformano quindi elasticamente. Il principale effetto della deformazione sul profilo del film lubrificante è la costituzione di una zona delimitata da due superfici quasi parallele, cioè quelle dei due corpi, tra l'ingresso e l'uscita della zona stessa (Fig. 2.5). Il profilo del film nella direzione x è dato da [16]:



Figura 2.5: Effetti della deformazione elastica locale sul profilo del film lubrificante G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering tribology*, Butterworth-Heinemann, 2000

$$h = h_f + h_e + h_q \tag{2.5}$$

in cui h_f è costante, h_e è dato dall'insieme delle deformazioni elastiche dei due solidi, h_g è la distanza dovuta alla particolare geometria dei solidi indeformati; nel caso della sfera su un piano $h_g = \frac{x^2}{2 \cdot R}$.

La geometria non conforme delle superfici a contatto causa un'intensa concentrazione del carico all'interno di una piccola area, cosicché il liquido lubrificante che si trova interposto raggiunge pressioni di gran lunga maggiori di quelle che si otterrebbero nella condizione di lubrificazione idrodinamica semplice (Fig. 2.4). Negli ingranaggi di alcune macchine ad esempio, la pressione rilevata varia tra 1 e 4 GPa. Inoltre, come detto in precedenza, la viscosità degli oli lubrificanti, cresce fortemente al crescere della pressione (*piezoviscosità*) ed è approssimativamente descritta dalla legge di Barus (Eq.2.12). È stato infatti trovato che alla pressione di contatto di circa 1 GPa, la viscosità dell'olio minerale può crescere di un fattore di un milione di volte dal valore iniziale alla pressione atmosferica [16].

Dal momento che i problemi EHL richiedono di essere studiati con modelli tridimensionali in cui la meccanica del fluido e la meccanica dei solidi sono totalmente accoppiate, la determinazione di h_{min} (spesso indicato anche come h_0), che è lo spessore del film lubrificante che si stabilisce in corrispondenza della zona ristretta, può avvenire solo per via sperimentale oppure numerica. L'interpolazione dei dati dei dati empirici ha permesso quindi di sviluppare formule semplificate per il calcolo predittivo di h_{min} e di h_c^3 utili alla progettazione degli organi di macchine (Fig. 2.4).



Figura 2.6: Dati sperimentali e formula di Hamrock e Dowson per spessore centrale di film lubrificante h_c al variare della velocità Da: M.T. van Zoelen, *Thin layer flow in rollin element bearings*, thesis, 2009

Un esempio è l'equazione proposta da Hamrock e Dowson [17] (Eq. 2.6 e 2.7, Fig. 2.6), che assume le superfici a contatto prive di rugosità:

$$h_{min} = 3.63 \cdot R' \cdot \frac{G^{0.49} \cdot U^{0.68}}{W^{0.073}} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{0.68k}}\right)$$
(2.6)

$$h_c = 2.69 \cdot R' \cdot \frac{G^{0.53} \cdot U^{0.67}}{W^{0.067}} \cdot \left(1 - \frac{0.61}{e^{0.73k}}\right)$$
(2.7)

Le formule sono espresse per mezzo di gruppi adimensionali: $G = \alpha \cdot E'$ è il parametro adimensionale dei materiali, $U = \frac{\eta_0 \cdot v'}{E' \cdot R'}$ è il parametro adimensionale di velocità,

 $^{{}^{3}}h_{c}$ è lo spessore del film lubrificante che si stabilisce nella zona centrale di contatto.

 $W = \frac{F_N}{E' \cdot R'^2}$ è il parametro adimensionale di carico, $v' = \frac{v_1 + v_2}{2}$ è la velocità media di ingresso del fluido nel contatto, con v_1 e v_2 velocità tangenziali delle due superfici, η_0 è la viscosità del lubrificante a pressione e temperatura ambiente nella zona di contatto iniziale e infine k è un parametro di eccentricità del contatto (vale 1 per contatto puntiforme e infinito per contatto lungo una linea).

Analizzando la formula di Hamrock e Dowson dell' h_{min} è possibile notare che la capacità di un lubrificante liquido di produrre una lubrificazione a film fluido è favorita se i gruppi G e U assumono valori elevati. L'effetto del carico è invece minore poiché il parametro adimensionale W presenta un esponente molto inferiore. La velocità tangenziale e la viscosità sono i parametri più influenti: all'aumentare di questi, la portanza aumenta significativamente. Si noti che l'equazione è stata sviluppata per un contatto in puro rotolamento (come nel caso di contatto sferapista in un cuscinetto) e trascura gli effetti termici negativi dovuti alle dissipazioni viscose.

La variazione dei parametri adimensionali ha diversi effetti sullo spessore e sulla pressione del lubrificante in condizioni di EHL e per dimostrare questi effetti Hamrock e Dowson hanno fatto variare di volta in volta un parametro mantenendo gli altri costanti [17]. In particolare l'influenza del parametro U ha importanti effetti sulla pressione e sullo spessore del film lubrificante. Come mostrato in Fig. 2.7 si nota come all'aumentare di U cresca gradualmente la pressione all'ingresso della zona di contatto e allo stesso tempo diminuisca nella zona di uscita; l'aumento della velocità ha quindi un effetto di distorsione nei confronti del profilo di pressione hertziano; a parità di carico applicato si ha anche un aumento del picco massimo di pressione. Quando invece le velocità in gioco vengono ridotte, la forma del profilo di pressione torna ad essere più aderente all'andamento definito da Hertz, ma con un picco più spostato nella direzione di uscita della zona di contatto. Per quanto riguarda lo spessore invece, l'aumento di U provoca un aumento dello spessore ma allo stesso tempo riduce la zona di contatto in cui le superfici sono virtualmente parallele e aumenta quella che risulta sottoposta alla restrizione di uscita [17].

Il tipo di materiale di cui sono costituiti i corpi in moto relativo determina il regime di lubrificazione; infatti sostituire all'acciaio un materiale come la gomma, fa sì che le tensioni di contatto si riducano al punto da impedire che la crescita di viscosità sia funzione della pressione come succede in EHL [17].

Anche il parametro del carico W e dunque per estensione il carico stesso ha un importante effetto sul film di lubrificante e in particolare nello spessore minino che si stabilisce nella zona di uscita dall'area di contatto [17]. Come si vede in Fig. 2.8 al crescere del carico, la pressione risulta maggiormente confinata all'interno dell'area di contatto nominale hertzian, mentre all'esterno di quest'area, la pressione decresce rapidamente. L'aumento del carico provoca anche un aumento nello spessore lubrificante tra l'ingresso e l'uscita della zona di strizione. Lo spessore centrale invece decresce con l'aumentare del carico ma fino ad un certo punto, oltre il quale lo spessore risulta indipendente.



Figura 2.7: Effetti del parametro di velocità adimensionale U; b è il semiasse dell'ellisse di contatto nella direzione del moto G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, "Engineering tribology", Butterworth-Heinemann, 2000

Infine anche il parametro di eccentricità k ha un grande effetto sulla pressione e sullo spessore del film lubrificante; quest'ultimo mostra una crescita al crescere di ke ciò è dovuto all'ampliamento dell'area di contatto la quale migliora la formazione della pressione idrodinamica per un dato spessore lubrificante prevenendo le perdite laterali di lubrificante (Fig. 2.9).



Figura 2.8: Effetti del parametro di carico adimensionale W; b è il semiasse dell'ellisse di contatto nella direzione del moto G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, "Engineering tribology", Butterworth-Heinemann, 2000



Figura 2.9: Effetti del parametro di eccentricità adimensionale k; b è il semiasse dell'ellisse di contatto nella direzione del moto G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, "Engineering tribology", Butterworth-Heinemann, 2000

23

Questi risultati sono stati confermati attraverso prove sperimentali da molti ricercatori, i quali spesso hanno utilizzato il metodo dell'interferometria ottica, tra i più efficaci per questi studi che tuttavia presenta alcuni limiti tecnici [6]. Per l'impiego di questo metodo infatti, uno dei due corpi a contatto deve essere trasparente; solitamente viene utilizzato un provino a contatto su un disco di vetro. Le prove possono essere effettuate con luce bianca o monocromatica, che produce delle immagini da analizzare al microscopio, che presentano delle caratteristiche frange (Fig. 2.12)



Figura 2.10: Schema del principio dell'interferometria ottica Da:Ciulli E., Lubrificazione elastoidrodinamica, 2001. http://www.dimnp.unipi.it/enricociulli/tribology/elastoidrodinamica.html



Figura 2.11: Esempi di immagini interferometriche con luce bianca e luce monocromatica gialla e verde

Da:Ciulli E., Lubrificazione elastoidrodinamica, 2001. http://www.dimnp.unipi.it/enricociulli/tribology/elastoidrodinamica.html



Figura 2.12: Interpretazione di un'immagine ottenuta con interferometria ottica Da:Ciulli E., Lubrificazione elastoidrodinamica, 2001. http://www.dimnp.unipi.it/enricociulli/tribology/elastoidrodinamica.html

2.1.3 Lubrificazione limite o Boundary lubrification

Nella condizione in cui il carico è elevato e/o la velocità è piuttosto bassa, il valore di Λ può diminuire notevolmente, toccando valori minori di 0.5; in questa situazione il lubrificante perde la sua funzione di supporto del carico poiché questo si scarica direttamente sui contatti localizzati alle creste di rugosità. Il ruolo dello strato limite, cioè del film che si è formato ad opera dell'adsorbimento fisico e chimico sulle superfici solide e delle stesse reazioni chimiche, diventa più rilevante. Dal momento in cui lo scorrimento coinvolge l'area reale di contato A_r , lo strato limite agisce come una barriera di adesione, che il contatto diretto metallo-metallo. Ai contatti localizzati tuttavia avvengono deformazioni elastiche o elasto-plastiche, se i corpi sono metallici.

Nella lubrificazione limite, il coefficiente d'attrito è piuttosto basso, variando tipicamente tra 0.1 e 0.15. In questo regime di lubrificazione, il verificarsi di usura, cioè della progressiva rimozione di materiale dalla superficie, può essere evidente. Inoltre lo sviluppo di usura durante lo scorrimento porta ad un appiattimento delle asperità e quindi ad una riduzione della rugosità con una conseguente crescita del valore di Λ . I lubrificanti utilizzati quando si ha lubrificazione limite contengono spesso speciali additivi per ottimizzare le prestazioni; la collisione delle asperità durante il moto può infatti distruggere lo strato assorbito dalle superfici. Come conseguenza di ciò, diverse asperità "asciutte" entrano a contatto e la crescita locale della temperatura può causare effetti quali il progressivo de-assorbimento del lubrificante. Questo genera un'usura elevata ed è un fenomeno chiamato scuffing, che comporta picchi di incremento del coefficiente di attrito. Ciò può condurre ad un più elevato livello di usura e ad una più alta probabilità di cedimenti a fatica.



Figura 2.13: Variazione del coefficiente d'attrito al variare del carico applicato in presenta di lubrificanti senza e con additivi G. Straffelini, "Friction and wear - Methodologies for Design andControl", Springer, 2015

2.1.4 Lubrificazione mista o Mixed lubrification

La lubrificazione mista avviene il carico normale F_N è supportato sia da un film idrodinamico sia da contatti sporadici a livello delle creste di rugosità. In questo caso il coefficiente d'attrito oscilla in un range di valori di 0.07 e 0.1, e può essere calcolato mediante l'Eq.2.8

$$\mu = \delta \cdot \mu_c + (1 - \delta) \cdot \mu_v \tag{2.8}$$

dove δ è il rapporto dell'area di contatto ovvero il rapporto tra l'area reale di contatto e quella nominale, mentre $\mu_c \in \mu_v$ sono i coefficienti d'attrito solido-solido e il coefficiente di attrito viscoso (contributo del lubrificante) rispettivamente; il primo è il contributo che si ha nel caso di *boundary lubrification*, il secondo quello che si osserva in *fluid film lubrification*.

Il fatto che $\Lambda \approx 1$ significa che le asperità sono mediamente della stessa altezza dello spessore del lubrificante. Di conseguenza possono avvenire alcune collisioni tra le asperità più alte durante lo strisciamento che può far degenerare il regime di lubrificazione da *mixed* a *boundary lubrification*.

2.2 Lubrificanti solidi

I lubrificanti solidi sono utilizzati solitamente nelle seguenti situazioni:

- quando i punti da lubrificare sono inaccessibili (come in attrezzature che lavorano sotto vuoto o in presenza di gas tossici);
- quando è assolutamente necessario assicurare l'assenza di sostanze contaminanti (come nell'industria alimentare, attrezzature ottiche, telescopi spaziali, etc.);
- quando l'ambiente in cui opera il lubrificante si trova a temperature particolarmente elevate (ad esempio nelle lavorazioni a caldo di metalli) o particolarmente basse per i lubrificanti liquidi (sistemi criogenici).

Abbastanza spesso, comunque, i lubrificanti solidi sono utilizzati quando quelli liquidi non possono essere impiegati [4]; bisogna tenere in considerazione infatti che il range tipico d'impiego per gli oli lubrificanti varia tra -20 e 120 °C, mentre i lubrificanti solidi possono operare a temperature che superano i 250/300 °C. Gli svantaggi correlati all'uso dei lubrificanti solidi riguardano la loro limitata capacità di asportare calore dal sistema in cui si trovano, e la loro bassa resistenza all'usura.

Questa tipologia di lubrificanti può essere applicata alla superficie come polvere disciolta, strofinandola semplicemente sulla superficie; immergendo o spruzzando la polvere che si trova sospesa in un mezzo adeguato il quale evaporerà successivamente; attraverso l'utilizzo di una resina legante; oppure come polvere dispersa in oli o grassi, o sotto forma di rivestimenti, ottenuti solitamente utilizzando diverse tecniche di deposizione di vapore. L'uso di materiali duri e rigidi, utili a ridurre l'area di contatto reale, è accoppiata alla formazione di una "pelle", cioè uno strato di polvere, in grado di ridurre il lavoro effettuato dalle forze di adesione.

Il coefficiente di attrito dipende dal grado di ricoprimento, cioè della frazione di area di contatto reale δ ricoperta dal lubrificante. Di conseguenza si può ottenere che:

$$\mu = \mu_l \cdot \delta + \mu_s \cdot (1 - \delta) \tag{2.9}$$

dove $\mu_l \in \mu_s$ sono rispettivamente i coefficienti di attrito delle superfici con e senza lubrificante.

Non è semplice tuttavia conoscere in anticipo il grado di ricoprimento che si raggiunge durante lo strisciamento. In generale esso dipende dal tipo e dalla quantità di lubrificante utilizzato, dal metodo di lubrificazione, dalle condizioni ambientali come la temperatura e dai parametri tribologici, ad esempio il carico normale e la velocità di strisciamento.

Esistono quattro maggiori classi di lubrificanti solidi:

• materiali a base di carbonio (come grafite, grafene e diamante);

- composti di metalli di transizione dicalcogenuri (MoS_2) ;
- polimeri (PTFE);
- metalli morbidi (Ag, Pb, In).

2.3 Lubrificanti liquidi

2.3.1 Olii minerali e sintetici

La maggior parte dei lubrificanti liquidi sono minerali o sintetici; i primi sono ampiamente utilizzati a causa del loro elevato rapporto qualità-prezzo. Essi rappresentano più del 95% di tutta la produzione di lubrificanti. Gli oli base vengono ottenuti dalla raffinazione del petrolio greggio e contengono macromolecole organiche e impurità come i solfuri. La maggior parte degli oli minerali appartiene alla categoria delle *paraffine*, le quali sono alcani $(C_n H_{2n+2})$ con catene lineari o ramificate. Possono inoltre essere *nafteniche* o *aromatiche*. Gli oli sintetici, a differenza dei precedenti, sono più costosi; essi sono ottenuti dalla polimerizzazione di molecole organiche e sono prodotti per specifiche applicazioni come quelle ad alte temperature. Possono essere basati su idrocarburi, o sui siliconi. Confrontandoli con gli oli minerali, i sintetici presentano migliori proprietà termiche. Agli oli base sono aggiunti degli *additivi*, solitamente nella quantità di 1-5% in peso, per migliorarne le performace.

Una proprietà molto importante per un lubrificante liquido è la *viscosità*, la quale è una misura della sua resistenza a fluire. Se si considerano due piani separati da un liquido lubrificante di spessore h, i quali scorrono uno sull'altro con velocità relativa v (Fig. 2.14) la tensione di scorrimento τ_m , calcolata come $\frac{F_T}{A_n}$ e richiesta



Figura 2.14: Schema per la definizione della viscosità di un olio G. Straffelini, "Friction and wear - Methodologies for Design andControl", Springer, 2015

per mantenere i filetti di fluido in moto relativo è data da:

$$\tau_m = \eta \cdot \frac{v}{h} \tag{2.10}$$

in cui η è la viscosità dinamica del lubrificante in $[Pa \cdot s]$. Il rapporto tra la viscosità dinamica e la densità del liquido è invece la viscosità cinematica indicata con la lettera ν e misurata in $\frac{mm^2}{s}$. La viscosità dipende fortemente dalla temperatura e, nello specifico, essa decresce all'aumentare della temperatura (Fig. 2.15). La relazione che lega temperatura e viscosità può essere espressa attraverso un'equazione esponenziale:

$$\eta = \eta_r \cdot e^{-\beta \cdot (T - T_r)} \tag{2.11}$$



Figura 2.15: Dipendenza della viscosità dinamica dalla temperatura per alcuni oli industriali

G. Straffelini, "Friction and wear - Methodologies for Design andControl", Springer, 2015

in cui β è il coefficiente di viscosità-temperatura e η_r è la viscosità alla temperatura di riferimento T_r (solitamente 20 °C).

La viscosità di un lubrificante dipende anche dalla pressione, specialmente se questa è particolarmente elevata come nel caso di lubrificazione elastoidrodinamica incontatti non conformi. Esistono diverse formule che esprimono la dipendenza della viscosità dalla pressione; la più semplice è la legge di Barus:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{(\alpha \cdot p)} \tag{2.12}$$

in cui η_0 è la viscosità atmosferica e α è chiamato *coefficiente di Barus*. Se quest'ultimo coefficiente non è noto, esso può essere stimato in prima approssimazione:

$$\alpha = (0.6 + 0.96 \log \eta_0) \cdot 10^{-8} \tag{2.13}$$

 $\operatorname{con} \alpha \operatorname{in} \frac{m^2}{N} \in \eta_0 \operatorname{in} [mPa \cdot s].$

L'International Organization for Standardization (ISO) classifica gli oli industriali sulla base della loro viscosità a 40 °C. Nella pratica vengono utilizzare anche altre classificazioni come la SAE e la AGMA. Un parametro utile che tiene conto della dipendenza della viscosità dalla temperatura è l'*indice di viscosità VI*, il quale è calcolato in relazione a due oli di riferimento a cui sono assegnati i valori VI di 0 e 100. Da un punto di vista generale, se un olio è caratterizzato da un basso VI la sua viscosità decresce rapidamente all'aumentare della temperatura; avviene il contrario per oli con alto VI.

Lubricant	ISO VG	VI	Dynamic viscosity at atmospheric pressure (cP)			Barus modulus (10 ⁻⁹ m ² /N)		
			30 °C	60 °C	100 °C	30 °C	60 °C	100 °C
High VI								
	32	108	38	12.1	5.3		18.4	13.4
	100	96	153	34	9.1	23.7	20.5	15.8
	150	96	250	50.5	12.6	25	21.3	17.6
	460	96	810	135	26.8	34	28	22
Medium VI								
	15		18.6	6.3	2.4	20	16	13
	32	68	45	12	3.9	28	20	16
	68	63	107	23.3	6.4	29.6	22.8	17.8
	75	84	122	26.3	7.3	27	21.6	17.5
	100	38	171	31	7.5	28	23	18
Low VI							-	
	22	-6	30.7	8.6	3.1	25.7	20.3	15.4
	100	-7	165	30	6.8	33	23.8	16
	150	8	310	44.2	9.4	34.6	26.3	19.5
	1000		2000	180	24	41.5	29.4	25

Figura 2.16: Valori indicativi di alcuni oli industriali G. Straffelini, "Friction and wear - Methodologies for Design andControl", Springer, 2015

2.3.2 Grassi o lubrificanti semi-solidi

I grassi non sono semplicemente degli oli lubrificanti molto viscosi; essi sono venuna mistura di oli lubrificanti e addensanti [5]. Questi ultimi sono dispersi all'interno dell'olio in modo tale da produrre una struttura colloidale stabile (una sorta di gel): finissime fibre di addensante vincolano le molecole di olio.

La produzione dei grassi avviene per mezzo dell'aggiunta di alcali e acidi grassi a una certa quantità di olio; la mistura è poi riscaldata ottenendo così la formazione di un sapone. Dopo questa reazione, l'acqua necessaria alla formazione del sapone viene rimossa permettendo la sua cristallizzazione. Lo stadio finale è costituito dalla lavorazione meccanica del grasso per omogenizzare il prodotto e permettere la miscelazione degli additivi e dell'olio rimanente. Per ottenere le proprietà richieste spesso sono necessari diversi cicli di miscelazione e "maturazione".

I grassi contengono tre ingredienti principali:

- un olio base minerale o sintetico;
- gli additivi;
- l'addensante.

Come addensanti sono utilizzati saponi metallici o argille. In molti casi l'olio minerale gioca il ruolo fondamentale nel determinare le performance del grasso, ma in alcune situazioni gli additivi e l'addensante possono avere una funzione critica. La quantità di addensante impiegato si aggira intorno al 5-20% e a volte questo si trova aggiunto insieme a dei *fillers (riempitivi)* i quali sono spesso ossidi metallici, nerofumo, bisolfuro di molibdeno e altri ancora.

Gli oli minerali costituiscono il punto di partenza nella formulazione del grasso. Circa il 99% di grassi è prodotto a partire proprio dall'olio minerale ed in particolare da quello naftenico; ciò nonostante il suo basso indice di viscosità. Quest'olio infatti si mantiene in fase liquida anche a basse temperature e si combina molto facilmente con i saponi. Se il grasso dovrà essere impiegato in lavorazioni che sono caratterizzate da condizioni estreme, agli oli naftenici si sostituiscono quelli sintetici. Essi sono infatti progettati per resistere al fuoco e per operare a temperature estreme, alte o basse, e sono molto costosi. Nell'industria farmaceutica e alimentare sono invece spesso impiegati gli oli di origine vegetale.

Le caratteristiche del grasso dipendono quindi fortemente dall'olio base ma anche dall'addensante. Ad esempio, se l'addensante può resistere al calore, allora anche il grasso otterrà questa capacità; se l'addensante è resistente all'acqua, anche il grasso lo sarà. Per questa loro notevole importanza, i grassi sono usualmente classificati a partire proprio dall'addensante di cui sono costituiti, e poiché ne esistono due tipi fondamentali che si utilizzano nei grassi, questi ultimi sono divisi in due classi: quelli a base di sapone e quelli non a base di sapone. I saponi più spesso utilizzati sono quelli di calcio, di litio, di alluminio. Gli addensanti non a base di sapone sono costituiti invece da polveri finissime che hanno sufficiente porosità e dunque area superficiale per assorbire l'olio. I più utilizzati sono la silice e le argille.

L'addensante una volta unito e miscelato all'olio, forma una soffice e fibrosa matrice di particelle interbloccate. Questa struttura è costituita da pacchetti di circa $10^{-6}m$ nei quali l'olio si trova intrappolato. Gli additivi impiegati nei grassi



Figura 2.17: Struttura fibrosa di un grasso a base di sapone G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering tribology*, Butterworth-Heinemann, 2000

sono molto simili a quelli utilizzati negli oli; la loro funzione è quella di implementare alcune caratteristiche e migliorare le performance. Quelli più comuni sono: gli antiossidanti, gli inibitori di ruggine e corrosione, quelli anti-usura e quelli per pressioni estreme (EP). I fillers sono invece spesso costituiti da grafite, bisolfuro di molibdeno e altri.

I grassi forniscono una lubrificazione semi-permanente. Per questa ragione sono ampiamente utilizzati negli organi di macchine, soprattutto per la lubrificazione semi-permanente di cuscinetti, ingranaggi e accoppiamenti smontabili che necessitano di limitata manutenzione. Nel caso dei cuscinetti in particolare, questi possono essere riempiti (se dotati di schermature degli elementi volventi) con il grasso e posti in servizio per periodi lunghi diversi mesi o più prima di essere smontati per rimpiazzarne il grasso nuovamente. Paragonandoli agli oli, i grassi devono rispettare gli stessi requisiti ma con una condizione in più; essi devono rimanere una massa semi-solida nonostante le elevate temperature di servizio e gli stress meccanici. Inoltre, i grassi non sono in grado di asportare calore per convezione come fanno gli oli; a differenza di questi hanno quindi una modesta capacità di raffreddamento del sistema limitata al meccanismo di conduzione del calore. Non possono quindi essere utilizzati in tutte quelle applicazioni dove le velocità sono molto elevate, poiché la loro elevata viscosità contribuirebbe in maniera determinante al surriscaldamento del sistema. La vita di un grasso in servizio è spesso determinata dall'eventuale perdita della sua consistenza semi-solida, che può portare ad un deposito liquido o solido. A causa della liquefazione il grasso fluisce lontano dalla zona del contatto aumentando il rischio di grippaggio per carenza di lubrificante.

Nonostante l'importanza pratica dei grassi, la comprensione del loro meccanismo di lubrificazione è ancora limitata. Gli oli garantiscono l'effetto di lubrificazione grazie al meccanismo di portanza idrodinamica (regime HL), eventualmente accoppiato alla deformazione elastica delle superfici solide (regime EHL). I grassi invece operano in modo differente perché diversa è la struttura chimica. Si considera spesso che il grasso agisca come una sorta di serbatoio spugnoso per l'olio e che dunque questo, intrappolato tra le fibre del sapone, lentamente venga rilasciato per agire a livello delle superfici di contatto. Le ipotesi formulate circa il meccanismo di lubrificazione dei grassi sono sostanzialmente due: la prima assume che il grasso rilasci una quantità di olio in grado di garantire la lubrificazione; la seconda tende invece a considerare il grasso come un'unica entità. Gli studi condotti su questo tema hanno portato ad escludere la prima teoria. Sono stati infatti svolti alcuni esperimenti con differenti colori fluorescenti, i quali erano stati aggiunti al sapone addensante e all'olio base del grasso [7]. La miscelazione dei coloranti è stata impedita selezionando un colorante solubile in acqua per l'addensante ed uno solubile in olio per l'olio. Con questa soluzione, la dispersione dei colori ha permesso l'osservazione del modo in cui il grasso si consuma. La separazione del grasso non si è osservata quando questo è stato utilizzato nella lubrificazione di un cuscinetto. Dopo alcune ore di funzionamento, una quantità uguale di olio e di addensante è stata ritrovata su entrambe le superfici interagenti. Si è determinato quindi che la "trasudazione" dell'olio dal grasso non è il meccanismo principale di lubrificazione ma che l'addensante tanto quanto l'olio prende parte al processo di lubrificazione.

Nelle condizioni pratiche di lavoro, una grande quantità di grasso viene applicata al sistema, anche se solo una piccola parte di questo contribuisce alla lubrificazione. Il resto del grasso presente agisce invece come elemento di tenuta che, da una parte impedisce al lubrificante di evaporare, e dall'altra previene la contaminazione da agenti esterni; inoltre esso costituisce una sorta di riserva per mezzo della quale il lubrificante alimenta le superfici a contatto quando è necessario [8]. Si è notato infatti che dal momento in cui lo spessore del film lubrificante diminuisce, si ha un conseguente aumento del calore sviluppato a causa delle forze di attrito e quindi anche della temperatura del sistema. Poiché la zona in prossimità del grasso si scalda, il lubrificante ancora trattenuto dalle fibre, tende a fluire verso la zona di contatto. Grazie ad alcuni studi scientifici [9] che hanno utilizzato la caduta di tensione che si stabilisce tra le superfici del film lubrificante per misurare il film stesso, si è riusciti ad osservare come la lubrificazione ad olio permetta di ottenere una resistenza di contatto relativamente stabile rispetto al caso della lubrificazione a grasso (Fig. 2.18). I grassi sono comunemente utilizzati in macchinari che operano nella condizione di lubrificazione elasto-idrodinamica (EHL) e diversi esperimenti hanno rivelato che lo spessore di film di un grasso lubrificante, misurato


Figura 2.18: Fluttuazioni dello spessore del film lubrificante tra due ingranaggi lubrificati ad olio e a grasso G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering tribology*, Butterworth-Heinemann, 2000

in condizioni di EHL, è inizialmente maggiore che nel caso di lubrificazione ad olio. In funzionamento, tuttavia, lo spessore del film diminuisce di 0.6 volte rispetto a quello dell'olio base. Ciò che avviene è che l'iniziale film di grasso relativamente più spesso viene rapidamente rimosso dal rotolamento e dallo strisciamento degli elementi volventi, che lasciano solo un sottile strato di lubrificante costituito sia da olio base sia da addensante che si è degradato. La diminuzione dello spessore del film può essere spiegato in riferimento alla scarsità del grasso nella zona di contatto. Essendo infatti un lubrificante semi-solido, questo viene facilmente espulso dalla zona di contatto delle superfici per effetto di "squeeze" dovuto al moto dei corpi ma tende a rifluirvi con una certa difficoltà.

Il comportamento reologico dei grassi può essere modellato dall'equazione di Hershel-Bulkley:

$$\tau = \tau_p + \left(\eta_s \cdot \frac{du}{dh}\right)^n \tag{2.14}$$

in cui τ è la tensione tangenziale agente sull'olio [Pa], τ_p è la tensione di flusso plastico [Pa], η_s è la viscosità dinamica dell'olio base $[Pa \cdot s]$, $\frac{du}{dh}$ è la velocità di taglio $[s^{-1}]$ ed n è una costante. Il valore di n è molto vicino ad 1. Quando è esattamente 1 allora l'Eq.2.14 si riduce all'originale equazione di Bingham che stabilisce che un fluido non fluisce al di sotto di un certo valore di tensione tangenziale (Fig. 2.19) Se le tensioni tangenziali sono elevate, il fluido si comporta come un



Figura 2.19: Fluido di Bingham G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering tribology*, Butterworth-Heinemann, 2000

liquido Newtoniano. L'equazione di Hershel-Bulkley trova un buon riscontro nell'analisi sperimentale e quando si trova applicata all'interno dell'analisi teorica della lubrificazione EHL.



Figura 2.20: Confronto tra analisi sperimentale e teorica di EHL per un grasso lubrificante

G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering tribology*, Butterworth-Heinemann, 2000

Capitolo 3

Il ruolo del grafene come additivo nei grassi lubrificanti

E stato calcolato che circa un quarto di tutta l'energia globale è dissipato per vincere le forze di attrito e che l'usura sia il meccanismo principale alla base del cedimento per molti sistemi meccanici [2, 3]. Questo spiega il perché i lubrificanti svolgano un ruolo fondamentale in tutti i macchinari in cui vi sia un accoppiamento di superfici in moto relativo tra loro e quindi negli ingranaggi così come nei cuscinetti e in moltissimi altri assemblaggi; l'applicazione e lo sviluppo di essi è uno dei metodi più efficaci per controllare il consumo energetico e per prolungare la vita in servizio dei componenti meccanici. Tuttavia lo sviluppo dei sistemi meccanici da un punto di vista di più alte velocità, maggiori precisioni ed elevati carichi, ha reso molto più difficile per i lubrificanti soddisfare questi requisiti. Sebbene la lubrificazione ad olio sia stata ampiamente utilizzata nel campo dell'ingegneria meccanica, la difficoltà crescente di formare un film lubrificante capace di evitare il contatto solido-solido in condizioni di carichi maggiori ha limitato il suo ulteriore sviluppo. In confronto, il grasso mostra proprietà eccellenti in termini di capacità di carico. Ciò nonostante il grasso convenzionale è risultato inadeguato a prevenire il contatto diretto di parti meccaniche in alcune condizioni particolarmente severe, come ad esempio nei casi in cui basse velocità si accompagnano a carichi elevati [10]. Da questo punto di partenza sono quindi stati intrapresi diversi studi con l'obiettivo di indagare le caratteristiche degli additivi e la loro capacità di migliorare i lubrificanti base. Gli additivi con una struttura a strati sono risultati particolarmente efficienti nel proposito di ridurre gli attriti, poiché proprio gli strati aiutano le parti in movimento a strisciare più agevolmente l'una sull'altra nonostante la presenza di grandi carichi. Il grafene, ma anche il carbonato di calcio, il disolfuro di molibdeno e altri, sono tutti esempi di additivi variamente studiati [11].

Wang et al. [12] nel loro studio sugli effetti del grafene hanno indagato l'influenza di questo additivo sulle performance di un grasso sotto differenti condizioni di accoppiamento, carico e velocità. Il grafene, preparato attraverso un metodo di esfoliazione liquida è stato aggiunto ad un grasso costituito da un olio base MVI500 e da litio 12-idrossistearato come addensante. Il test è stato condotto con un SRV-IV, scegliendo un sistema "ball-on-disk" e contatto puntiforme e con carichi di 100 N, 200 N e 400 N alla frequenza di 50 Hz per due ore alla temperatura di 80 °C.



Figura 3.1: Influenza della concentrazione del grafene sulle perdite per usura e sul COF medio per diffenti condizioni di carico Da:Jing W., "Tribological characteristics of graphene as grease additive under different contact forms", 2018

Un interferometro a luce bianca è stato poi utilizzato per valutare le perdite per usura del disco; di solito minori perdite per usura sono la conseguenza di migliori capacità anti-usura del lubrificante [12]. I risultati hanno mostrato una significativa riduzione del coefficiente medio di attrito e delle perdite per usura grazie alla presenza dell'additivo; in particolare, comparato al grasso base, il COF medio è stato ridotto del 15.5% e le perdite per usura del 74% quando il grafene costituiva lo 0.5%in peso della mistura ad un carico di 200 N (Fig. 3.1). Significativi miglioramenti non si sono osservati invece a carichi differenti. Attraverso la spettroscopia Raman della superficie usurata si è rilevato anche come nella condizione minore di carico lo spettro caratteristico del grafene non sia stato rilevato, indicando il fatto che quando si opera a bassi carichi, il grafene non si deposita e che l'aggiunta dell'additivo ha solo effetti minori sulle proprietà tribologiche. Quando i carichi sono invece medi, un picco nello spettro Raman causato dal grafene risulta evidente. Questa scoperta supporta l'ipotesi che il grafene si depositi sulla superficie di contatto per formare un film. Quest'ultimo evita il contatto diretto tra i corpi e inibisce l'usura per abrasione. Inoltre al carico di 400 N l'intensità del picco di grafene decresce, probabilmente a causa della distruzione del film protettivo a causa dell'aumentare della pressione applicata.

Ouyang et al. [13] invece, differenziandosi rispetto agli studi precedenti che avevano indagato maggiormente le proprietà del grafene come additivo nei grassi ma



Figura 3.2: Morfologia della superficie di usura per un grasso base (a) e un con grafene (b) a 100 N

Da:Jing W., "Tribological characteristics of graphene as grease additive under different contact forms", 2018

per singole modalità di moto, hanno ampliato il focus su differenti moti in contatto puntiforme. Essi si sono quindi concentrati sul valutare l'influenza nel grafene poroso (3D hierarchical porous graphene nanosheets "3D HPGS") in un grasso al litio con quattro specifiche concentrazioni dello stesso e rispettivamente di 0 wt%, 0.1 wt%, 0.3 wt% e 0.5 wt% e pressioni di contatto fvariabili da 1.5 a 2.55 GPa con tre differenti sistemi: four-ball tribometer, rotating tribometer e reciprocating tribometer (Fig. 3.4).

Hanno poi analizzato la morfologia della superficie usurata e il corrispondente volume di usura attraverso un microscopio digitale; allo stesso tempo hanno esaminato il meccanismo di lubrificazione per mezzo del' Energy Disperdive Spectrometer





```
Da:Jing W., "Tribological characteristics of graphene as grease additive under different contact forms", 2018
```

(EDS) e lo spettrometro Raman. Per quanto concerne il coefficiente di attrito, i risultati mostrano una riduzione del COF medio del 13.3% per una concentrazione di grafene del 0.3 wt% per contatto punto-punto (four-ball tribometer). Anche nel caso di contatto punto-superficie (rotating tribometer), il grasso con grafene al 0.3 wt% sembra offrire le performance migliori con una riduzione del COF addirittura del 20.3% rispetto al grasso base. Inoltre si è evidenziato come l'andamento del COF subisca ampie fluttuazioni forse a causa dell'improvvisa rottura del film lubrificante per via dei forti carichi quando il grasso non è aiutato dalla presenza del grafene (grasso al 0 wt%) provocando il diretto contatto tra le parti (Fig. 3.5).



Figura 3.4: Schema dei tre tribometri utilizzati: (a) four-ball tribotester, (b) rotating tribotester, (c) reciprocating tribotester

Da: Ouyang T. "3D hierarchical porous graphene nanosheets as an efficient grease additive to reduce wera and friction under heavy-load condition"

Risultati simili hanno dato gli studi in moto lineare alternativo (reciprocating tribometer) [13]. Per quanto riguarda la morfologia della superficie di usura nel contatto punto-punto, anche in questo caso i vantaggi dell'uso del grafene sono evidenti e mostrano una superficie relativamente liscia quando si utilizza grasso al 0.3 wt% di additivo, con una profondità massima delle tracce di usura di 9.6 μm contro una di 16.4 μm (Fig. 3.6) quando si utilizza grasso base e un volume di usura ridotto del 23.6%. Questo si riduce addirittura del 52.0% quando il moto è circolare piano e il contatto di tipo punto-superficie (rotating tribometer).

Il meccanismo di lubrificazione del grafene che viene proposto prevede la formazione di un tribofilm generato dal depositarsi del grafene stesso sull'interfaccia di contatto attraverso l'azione della pressione e dello strisciamento. Questo impedisce così ai corpi di entrare in contatto diretto ancge qualora il film di lubrificante si rompesse. Se le pressioni di contatto sono relativamente basse, il grafene viene frammentato in piccole parti che, tuttavia, mantengono la struttura porosa 3D; se le pressioni sono più elevate invece, assume una struttura 2D permettendo però ugualmente una riduzione del COF (Fig. 3.7).

Anche Xiaoqiang et al. [14] hanno indagato le performance tribologiche di un grasso al bentone additivato con grafene multistrato (abbreviato in MLG da "multilayer graphene") in contrapposizione ad uno in cui era stato aggiunto grafite ed a un liquido ionico ILs. Le proprietà sono state studiate per mezzo di un Optimal-SRV-I tester alla temperatura ambiente nella configurazione ball-on-block. Nel loro studio sono state messe a confronto diverse concentrazioni di grafene, rispettivamente al 0.05 wt%, 0.1 wt% e 0.5 wt% e si è evidenziato come la percentuale di additivo che ottimizza le proprietà del grasso ed in particolare la quantità che abbassa il valore del COF medio sia quella allo 0.1 wt% che lo riduce del 10.4%; l'effetto del grafene è anche migliore se comparato a quello della grafite dispersa al 5 wt%. Lo stesso vale paragonandolo al grasso base e anche al grasso ionico liquido ILs sia in riferimento al COF, sia in riferimento al volume di usura, con una riduzione di quest'ultimo rispetto al grasso base del 25-50% (Fig. 3.8 e 3.9). Anche



Figura 3.5: Variazione del COF nel tempo di varie concentrazioni di grafene in un grasso in moto spaziale-rotazionale e contatto punto-punto (a), planare-rotazionale punto-superficie (b)

Da: Ouyang T. "3D hierarchical porous graphene nanosheets as an efficient grease additive to reduce wera and friction under heavy-load condition"

dall'analisi al SEM per la morfologia della superficie risulta che l'interfaccia lubrificata da grasso al bentone al 0wt% abbia solchi da usura più profondi; al confronto, quella lubrificata con grasso al grafene appare più liscia (Fig. 3.10 e 3.11).

Singh et al. [15] hanno studiato le proprietà tribologiche dell'ossido di grafene in lamelle (reduced graphene oxide "rGO") nel grasso al litio commerciale per mezzo della configurazione ball-on-disk e monitorando il COF, il rumore e le vibrazioni del sistema. I test sono stati eseguiti facendo variare il carico applicato (pressioni hertziane di 0.6 GPa, 0.8 GPa, 0.9 GPa, 1.0 GPa e 1.2 GPa), la concentrazione di



Figura 3.6: Morfologia e sezione della superficie di usura nel caso di moto planarerotazionale per grasso base (a)(c) e con additivo al 0.3 wt% (b)(d) Da: Ouyang T. "3D hierarchical porous graphene nanosheets as an efficient grease additive to reduce wera and friction under heavy-load condition"

additivo allo 0%, 0.20%, 0.40% e 0.60% e il valore del parametro SRR ovvero "Slideroll ratios" pari a 3% e 27%. Anche questo studio mostra una significativa riduzione del COF grazie all'aggiunta dell'additivo al grasso base. La concentrazione che incrementa maggiormente le prestazioni di lubrificazione sembra essere quella al 0.40% per la condizione di SRR pari al 3%, mentre per un SRR pari a 27%, le concentrazioni allo 0.40% e allo 0.60% risultano equivalenti (Fig. 3.12). Anche per quanto riguarda il rumore prodotto e le vibrazioni, si è osservata una riduzione promossa dalla presenza dell'ossido di grafene (Fig. 3.13 e 3.14).



Figura 3.7: Meccanismo di lubrificazione ne caso di basse pressioni (a) e alte pressioni (b)

Da: Ouyang T. "3D hierarchical porous graphene nanosheets as an efficient grease additive to reduce wera and friction under heavy-load condition"



Figura 3.8: COF con lubrificazione a grasso con 0.05 wt%, 0.1 wt% e 0.5 wt% di grafene e 5 wt% di grafite Da: Xiaoqiang F. " Multilayer Graphene as a Lubricating Additive in Bentone Grease"



Figura 3.9: COF e volume di usura per diversi grassi lubrificanti Da: Xiaoqiang F. " Multilayer Graphene as a Lubricating Additive in Bentone Grease"



Figura 3.10: Morfologia della superficie di usura nel caso di carico da 300 N con lubrificazione a grasso al bentone Da: Xiaoqiang F. " Multilayer Graphene as a Lubricating Additive in Bentone Grease"



Figura 3.11: Morfologia della superficie di usura nel caso di carico da 300 N con lubrificazione a grasso al grafene Da: Xiaoqiang F. " Multilayer Graphene as a Lubricating Additive in Bentone Grease"



Figura 3.12: Variazione del COF al variare del carico applicato e della concentrazione di rGO per SRR=3%(a) e SRR=27%(b) Da: Singh J., "Graphene based composite grease for elastohydrodynamic lubricated point contact"



Figura 3.13: Variazione del livello di rumore al variare del carico applicato e della concentrazione di rGO per SRR=3%(a) e SRR=27%(b) Da: Singh J., "Graphene based composite grease for elastohydrodynamic lubricated point contact"



Figura 3.14: Variazione del livello di vibrazioni al variare del carico applicato e della concentrazione di rGO per SRR=3%(a) e SRR=27%(b) Da: Singh J., "Graphene based composite grease for elastohydrodynamic lubricated point contact"

Capitolo 4

Materiali e metodi

4.1 Prove in strisciamento

4.1.1 Tribometro

Per l'esecuzione delle prove in strisciamento si è utilizzato un tribometro Anton Paar disponibile presso il laboratorio di meccanica del dipartimento DIMEAS del Politecnico di Torino nella configurazione di pin-on-disc (Fig. 4.1). Esso permette



Figura 4.1: Tribometro pin-on-disc

di misurare il coefficiente di attrito tra due corpi a contatto secondo la legge di Coulomb:

$$\mu = \frac{F_T}{F_N} \tag{4.1}$$

in cui μ è il coefficiente di attrito che si sviluppa fra le due superfici, F_T è la forza di attrito e F_N è la forza con cui il corpo è premuto contro la superficie inferiore e che generalmente corrisponde semplicemente alla forza peso. Nello specifico il tribometro utilizza due celle di carico che rilevano la deflessione del braccio di misura a cui è collegato il pin da cui ricava la forza tangenziale F_T e, conoscendo la forza F_N , calcola il coefficiente d'attrito μ . Uno schema esemplificativo del tribometro è mostrato in Fig. 4.2. Durante lo svolgimento dell'attività di test il tribometro



Figura 4.2: Schema esemplificativo di un tribometro pin-on-disc

è stato periodicamente calibrato come da manuale ed in particolare sono state effettuate le seguenti procedure:

- calibrazione della velocità del mandrino;
- calibrazione della forza tangenziale;
- calibrazione dei pesi morti.

La calibrazione della velocità del mandrino viene effettuata in automatico tramite software; la calibrazione della forza tangenziale avviene attraverso due successive misurazioni: la prima in assenza di forza tangenziale applicata, la seconda per mezzo di un peso calibrato da 5 N opportunamente collegato al braccio di misura tramite un cordino e una puleggia che permette di trasformare una forza verticale in una orizzontale applicabile allo strumento. Infine l'utilizzo dei pesi morti garantisce che la forza peso applicata sia esattamente quella desiderata.

Nel test in strisciamento all'interno del pin è stata inserita una sfera SKF da 6 mm di diametro mentre sul mandrino, è stato fissato sia un disco standard per le prove pin-on-disc classiche, sia un anello di cuscinetto SKF 51105. Si è stabilito

 $Materiali\ e\ metodi$



Figura 4.3: Set-up delle prove in strisciamento su pista SKF



Figura 4.4: Set-up prove in strisciamento su provino standard con grasso puro

di effettuare delle prove della durata di 8 ore, ad una velocità di 500 rpm e con un carico di 30 N.

La tensione hertziana σ nelle prove pin-on-disc standard è pari a 1290.05 MPa e i semiassi dell'area di contatto pari ad a=b=0.1054 mm, nella configurazione di strisciamento su anelli SKF σ è pari a 1088.18 MPa, mentre i semiassi dell'ellisse di contatto risultano a=0.2594 mm e b=0.0507. Per la lubrificazione sono stati utilizzati due campioni di grasso con diversa percentuale di grafene (0%-1% in peso). Il grasso, nella quantità di circa 2 grammi, come da indicazioni del catalogo SKF, è stato disposto a ricoprire interamente la pista del cuscinetto e in parte anche sulla sfera posta all'interno del pin. Per valutare l'insorgenza di problematiche relative a fenomeni di usura la zona di contatto è stata monitorata con un telecamera ad infrarossi (termocamera, Fig. 4.5) in grado di rilevare le variazione di temperatura del sistema durante tutto lo svolgimento della prova; mentre una termocoppia (Fig. 4.6) ha permesso di monitorare la temperatura del provino di riferimento della termocamera. La funzione del provino di riferimento era quella di fornire proprio un riferimento del valore di temperatura e di emissività, essendo essi noti. Il provino era stato infatti annerito, dunque la sua emissività considerata pari a 0.95. Il valore di temperatura misurato dalla termocamera sul provino di riferimento è stato poi sottratto alle temperature dei punti significativi del sistema, in modo da eliminare gli effetti dovuti alle variazioni giornaliere di temperatura. Al termine delle prove, le piste sono state pulite con acetone per rimuovere le tracce di grasso lubrificante e grafene.

4.1.2 Rugosimetro e profilometro

Prima dell'esecuzione delle prove al tribometro si è utilizzato un rugosimetro SM Srl modello RTP80 per analizzare la rugosità delle sfere e delle piste del cuscinetto SKF 51105 e la rugosità dei provini standard. I valori ottenuti sono mostrati nelle Fig. 4.7, 4.8 e 4.9.

Al termine delle prove sono stati analizzati i profili delle sfere del pin al profilometro a stilo SM Srl modello PGS200 per valutarne le perdite per usura.

$Materiali\ e\ metodi$



Figura 4.5: Termocamera

Materiali e metodi



Figura 4.6: Termocoppia utilizzata per la misura del provino di rifermento della termocamera



Figura 4.7: Valori di rugosità della pista del cuscinetto 51105 SKF



Figura 4.8: Valori di rugosità delle sfere del cuscinetto 51105 ${\rm SKF}$



Figura 4.9: Valori di rugosità dei provini standard

4.1.3 Microscopio

Al termine di ogni prova le piste e il pin sono stati osservati al microscopio (Fig. 4.10) per poter rilevare le eventuali tracce di usura generatasi nel corso dei test. L'osservazione è avvenuta per mezzo di un microscopio ottico LEICA Z16 APOA ed è stata effettuata sia sul pin sia sulle piste, prima e dopo la pulizia.



Figura 4.10: Microscopio ottico

4.1.4 Determinazione dell'emissività

Ogni corpo che si trova ad una certa temperatura T superiore allo zero assoluto emette energia sotto forma di irraggiamento, ovvero scambia calore attraverso radiazioni elettromagnetiche anche nel vuoto. Ogni corpo è infatti in grado di emettere o assorbire energia da e verso ogni direzione e ciò varia in funzione della sua temperatura, dal tipo di materiale e dalle caratteristiche superficiali dello stesso. Esistono diversi tipi di corpi classificati a seconda della loro capacità di emettere energia, la quale può essere identificata tramite il parametro ε chiamato emissività che può variare tra i valori di 0 (quando tutta l'energia è riflessa) e 1 (corpo nero: quando tutta l'energia è assorbita); questi due estremi sono in realtà delle astrazioni perché in natura esistono solo corpi grigi ovvero corpi che hanno valori intermedi di emissività; per questi corpi ε è definita come il rapporto tra la quantità di energia emessa per irraggiamento dal corpo stesso rispetto a quella emessa da un corpo nero avente la stessa temperatura.

Per la valutazione della temperatura del sistema pin-on-disc è stato necessario stabilire quindi un valore di emissività ε per i grassi impiegati. I grassi utilizzati per le prove si presentano con un aspetto molto differente: il grasso con 0% di grafene ha un colore beige traslucido, quello con 1% di grafene ha invece un colore nero e ancora traslucido. Partendo dunque da una prima stima visiva sulla base di un confronto con altri aspetti e caratteristiche di materiali i cui valori di ε sono noti e tabulati, si è in prima battuta ipotizzato che il grasso all'1% avesse un valore di ε simile a quello di un corpo quasi nero e quindi pari a 0.95. Per il grasso allo 0% si è invece ipotizzato un valore di ε compreso tra 0.70 e 0.50.

Per la misurazione del valore di ε sono state seguite le indicazioni della normativa ISO 18434 (Fig. 4.11 e 4.12). I grassi alle diverse percentuali sono stati disposti su un opportuno sostegno di piccole dimensioni a forma di lamina in modo tale da portarsi alla stessa temperatura dei campioni di grasso e per far sì che, in seguito allo spegnimento della sorgente di calore, non ci fossero elevati squilibri di temperatura. La sonda di una termocoppia è stata posta a contatto con il grasso e se ne è rilevata la temperatura. Per mezzo di un phon industriale si è innalzata la temperatura del campione di grasso e del supporto su cui era posto, continuandone a misurare la temperatura attraverso la termocoppia e allo stesso tempo inquadrandolo con la termocamera. La taratura del valore di emissività è avvenuto una volta che i corpi hanno raggiunto la stessa temperatura, variando il valore di ε tramite software finché la temperatura rilevata dalla termocamera non è coincisa con quella rilevata dalla termocoppia. Come riferimento di temperatura si è preso il valore generato dal corpo nero, utilizzato come riferimento proprio per il fatto di avere un'emissività nota.

In contrasto con le ipotesi fatte, il valore di ε è risultato pari a 0.95 per entrambi i campioni di grasso e per successive indagini dovranno essere svolti ulteriori approfondimenti.



Figura 4.11: Attrezzatura sperimentale per il calcolo dell'emissività dei grassi



Figura 4.12: Set-up sperimentale per il calcolo dell'emissività dei grassi

4.2 Prove in rotolamento

Oltre alle prove in strisciamento è stato elaborato un set-up sperimentale per la realizzazione di prove in condizione di rotolamento che fossero più simili alla modalità di funzionamento dei cuscinetti a sfere volventi. Per questa ragione un anello di un cuscinetto a sfere 51105 SKF è stata tagliata in settori dell'ampiezza di circa 47° (Fig. 4.14) in modo tale che durante il test il settore ricoprisse sempre almeno due sfere contemporaneamente. Uno di questi settori di anello ottenuti mediante elettroerosione, è stato di volta in volta fissato al pin del tribometro, al quale era stata precedentemente estratta la sfera. Al mandrino del tribometro è stato fissato l'anello del cuscinetto; tra l'anello intero e il settore di anello è stata posta un'intera gabbia di sfere, libera di ruotare per trascinamento.



Figura 4.13: Set-up delle prove in rotolamento

La particolare configurazione appena descritta deve però tenere conto delle forze e dei momenti che si sviluppano a causa dell'utilizzo di unicamente una parte dell'intera pista del cuscinetto. Il set-up genera infatti una forza trasversale che corrisponde alla forza di attrito e che può essere misurata, e un momento alla rotazione del pin intorno al suo asse che non può essere misurato e che è stato trascurato ai fini della misura delle forza di attrito (Eq. 4.2, 4.3 e 4.4, Fig. 4.15 e 4.16). Materiali e metodi



Figura 4.14: Settore di anello del cuscinetto per il test in rotolamento



Figura 4.15: Diagramma di corpo libero delle sfere e del settore circolare del cuscinetto con tre sfere a contatto (ϑ è pari a 23.5° mentre α è pari a 22.5°)

 $F_{T(misurata)} = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} = F_1 + F_2 \cdot \cos \alpha + F_3 \cdot \cos \alpha = F \cdot (1 + 2 \cdot \cos \alpha) \quad (4.2)$



Figura 4.16: Diagramma di corpo libero delle sfere e del settore circolare del cuscinetto con due sfere a contatto (ϑ è pari a 23.5° mentre α' è pari a 11.25°)

con $F=F_1=F_2=F_3.$ Dall'Eq.4.2 si ottiene:

$$F = \frac{F_{T(misurata)}}{1 + 2 \cdot \cos \alpha} \tag{4.3}$$

Per il calcolo del momento invece:

$$(F_{2x} + F_{3x}) \cdot b_{23} - (F_{2y} + F_{3y}) \cdot B_{23} =$$

$$= (F_2 \cdot \cos \alpha + F_3 \cdot \cos \alpha) \cdot (r_m - r_m \cos \alpha) - (F_2 \cdot \sin \alpha + F_3 \cdot \sin \alpha) \cdot r_m \cdot \sin \alpha =$$

$$= 2 \cdot F \cos \alpha (r_m - r_m \cos \alpha) - 2 \cdot F \sin^2 \alpha \cdot r_m =$$

$$= 2 \cdot F \cdot [r_m \cos \alpha - r_m \cos^2 \alpha - r_m \sin^2 \alpha] =$$

$$= 2 \cdot F \cdot r_m \cdot [\cos \alpha - (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)] = 2 \cdot F \cdot r_m \cdot (\cos \alpha - 1) \quad (4.4)$$

Dove r_m è il raggio medio in cui le sfere della corona di sfere sono a contatto con la pista mentre α è la distanza in gradi che separa una sfera dalla successiva ed è pari a 22.5°.



Figura 4.17: Particolare del diagramma di corpo libero delle sfere e del settore circolare del cuscinetto nel caso di tre sfere in contatto

Anche nelle prove in rotolamento la temperatura del sistema è stata monitorata con una termocamera; tuttavia la particolare configurazione del set-up e le difficoltà riscontrate nell'opacizzare opportunamente tutte le superfici riflettenti in gioco non ha permesso di apprezzare alcun incremento di temperatura.

Le prove in rotolamento sono state svolte in due modalità: a breve termine (16 minuti) e a lungo termine (3 ore); le prove della durata di 16 minuti sono state effettuate per le quattro concentrazioni di grafene nel grasso (0%-0.5%-1%-5%, Fig. 4.18 e 4.19) a diversi carichi e velocità di rotazione del mandrino e rispettivamente a 5 N e 30 rpm, 5 N e 150 rpm, 10 N e 150 rpm, 20 N e 150 rpm, 30 N e 150 rpm e 30 N e 300 rpm. Per le prove della durata di 8 ore si è scelto di applicare un unico carico 30 N a un'unica velocità di rotazione 600 rpm.



(a) Grasso base con 0% di grafene

(b) Grasso con 0.5% di grafene

Figura 4.18: Campioni di grasso



(a) Grasso con 1% di grafene

(b) Grasso con 5% di grafene

Figura 4.19: Campioni di grasso

Capitolo 5 Risultati

5.1 Prove in rotolamento

Nelle prove in rotolamento della durata di 16 minuti (Fig. 5.1 e 5.2), l'utilizzo del grafene come additivo del grasso non sembra determinare un marcato miglioramento del coefficiente d'attrito misurato.



Figura 5.1: Test in condizione di rotolamento con grasso additivato



Figura 5.2: Termogramma della prova in rotolamento e grasso additivato con grafene

La misura del COF per valori elevati di carico e velocità risulta infatti sostanzialmente invariato tra i vari campioni di grasso (Fig. 5.3, zona a destra); lo stesso invece non può essere detto per carichi e velocità inferiori (Fig. 5.3, zona a sinistra); in queste condizioni infatti il grafene sembra avere un effetto peggiorativo sul coefficiente d'attrito ad ogni percentuale tranne che in quella dello 0.5%, che risulta essere ottimale e che genera un modesto miglioramento. Nei test in rotolamento



Figura 5.3: Andamendo del COF al variare delle condizioni di test e della percentuale di additivo

Risultati



Figura 5.4: Andamento del COF al variare della percentuale di additivo

della durata di 3 ore invece il grafene non ha nessun effetto positivo sul coefficiente d'attrito, ma al contrario lo peggiora; il COF infatti aumenta all'aumentare della percentuale di grafene nel grasso come si evince dalla Fig. 5.5.



Figura 5.5: Andamendo del COF al variare della percentuale di additivo nei test della durata di 3 ore

5.2 Prove in strisciamento

5.2.1 Test pin-on-disc standard

I punti ritenuti significati per la rilevazione della temperatura in queste prove sono il pin, cioè il punto di contatto tra il pin del tribometro e il disco in rotazione, e l'accumulo di grasso lubrificante in prossimità del pin stesso e chiamato "bulk" (Fig. 5.6 e 5.7). Dall'analisi degli andamenti delle differenze di temperature rispetto al provino di riferimento e del COF è possibile notare come quest'ultimo e di conseguenza le temperature subiscano forti oscillazioni quando il grasso impiegato non è additivato con grafene (Fig. 5.8).



Figura 5.6: Termogramma della prova pin-on-disc con grasso puro

La presenza di grafene nel grasso nella quantità di 1 ogni 100 parti in peso invece permette di regolarizzarne la curva di attrito e di temperatura del sistema. Anche le differenze di temperatura tra il pin e il riferimento, come anche tra il bulk di grasso e il riferimento, presentano un andamento che ricalca fedelmente la curva di attrito come è da aspettarsi dato che le dissipazioni per attrito sono le cause dell'incremento di temperatura nella zona di contatto. Inoltre si evidenzia come le differenze di temperatura ΔT raggiunte siano inferiori rispetto alle prove con grasso non additivato (Fig. 5.9).

Come si evince dai grafici delle Fig. 5.8 e 5.9 il valore del COF nel grasso puro, presenta due tratti stabili: il primo dopo il picco dovuto al fenomeno del wear-in, il secondo dopo la rampa che si osserva tra il tempo $t = 1 \cdot 10^4 s$ e $t = 1.7 \cdot 10^4 s$; il primo tratto stabile è "disturbato" da un picco di COF dato da una situazione transitoria di starvation, cioè di ammanco di lubrificante nella zona di contatto. Il coefficiente d'attrito si stabilizza poi ad un valore di circa 0.24, mentre nel grasso

il coefficiente d'attrito si stabilizza poi ad un valore di circa 0.24, mentre nel grasso additivato rimane al di sotto del valore 0.2. Lo stesso andamento è ripercorso dai





Figura 5.7: Termogramma della prova pin-on-disc con grasso con grafene

 ΔT che, se nel grasso con 0% di grafene raggiungono un valore stabile di 27 °C tra pin e riferimento e 23 °C tra bulk e riferimento, per il grasso con 1% di additivo rimangono tra i 21 °C e i 18°C rispettivamente. I picchi iniziali che si registrano ad un tempo $t \approx 0.2 \cdot 10^4 s$ in entrambe le prove, con grasso puro e con grasso additivato, possono quindi essere giustificati attraverso il fenomeno del wear-in e della conformazioni delle superfici con spianamento delle creste di rugosità.


Figura 5.8: Andamento del COF e delle differenze di temperatura del pin e del "bulk" di grasso rispetto ad un provino di riferimento per un grasso con 0% in peso di grafene



Figura 5.9: Andamento del COF e delle differenze di temperatura del pin e del "bulk" di grasso rispetto ad un provino di riferimento per un grasso con 1% in peso di grafene

Per quanto riguarda la profondità di passata, anch'essa sembra essere influenzata dalla presenza di additivo nel grasso. In Fig. 5.10 al tempo $t = 0.8 \cdot 10^4 s$ è evidente che il picco del coefficiente d'attrito, seguito da una rapida variazione della profondità di passata che passa da un valore di circa 20 μm a un valore di 95 μm , sia stato causato da un rapido spianamento della sfera che ha probabilmente generato una situazione transitoria di instabilità del regime di lubrificazione, finché poi l'ulteriore usura ha di nuovo modificato le superfici permettendo di giungere ad una nuova condizione di stabilità. Un andamento diverso invece viene seguito dalla



Figura 5.10: Andamento del COF e della profondità di passata in una prova pinon-disc con grasso allo 0% di grafene

profondità di passata nella prova pin-on-disc con grasso additivato. Questa infatti si assesta fin da subito intorno al valore di 35 μm e rimane pressoché stabile fino al termine del test (Fig. 5.11). Bisogna sottolineare come le curve di penetrazione del pin tra il tempo t=0 s e t=7000 s siano molto simili nei due test anche se raggiungono dei valori differenti, 20 μm nel grasso puro e 35 μm nel grasso additivato, dunque nella fase iniziale del test sembrerebbe migliore il grasso con 0% di grafene.



Figura 5.11: Andamento del COF e della profondità di passata in una prova pinon-disc con grasso allo0% di grafene

È da notare inoltre come l'usura si registri quasi unicamente sulla sfera che a fine test presenta un'evidente spianatura dalla forma quasi circolare che ricalca la forma dell'impronta da contatto tipica della teoria del contatto hertziano (Fig. 5.12, 5.13); nel caso con grasso puro, il diamentro della spianatura è pari a 2.014 mm, mentre nel caso con grasso additivato il diametro scende a 1.529 mm. Dalla misura del





(a) Usura sulla sfera del pin (la freccia indica la direzione di strisciamento)

(b) Ingrandimento e misura della zona di usura sulla sfera

Figura 5.12: Usura sulla sfera del pin in seguito a test con grasso additivato



(a) Usura sulla sfera del pin (la freccia indica la direzione di strisciamento)



(b) Ingrandimento e misura della zona di usura sulla sfera

Figura 5.13: Usura sulla sfera del pin in seguito a test con grasso additivato

diametro dell'impronta di usura è possibile ottenere una stima della quantità di materiale asportato durante il test attraverso il calcolo del volume di usura della calotta sferica: per il grasso con 0% di grafene il volume di usura asportato dalla sfera è di $0.286 mm^3$ mentre nel caso di grasso con 1% di grafene è pari $0.092 mm^3$, dunque con una riduzione del 68%. La riduzione dell'usura è chiara anche nelle Fig. 5.14 e 5.15 in cui si nota come la parte di materiale asportato raggiunga,

rispetto alla superficie iniziale della sfera, una profondità di circa $0.0811 \div 0.0816$ mm quando si lubrifica con grasso puro, valore che è circa il doppio della profondità raggiunta quando il grasso è additivato con grafene, ovvero circa $0.465 \div 0.472$ mm.



Figura 5.14: Profili misurati con profilometro a stilo sulla sfera in lubrificazione a grasso puro

0.0465



Figura 5.15: Profili misurati con profilometro a stilo sulla sfera in lubrificazione a grasso additivato

L'usura sul provino risulta più contenuta come si vede dalle Fig. 5.16 e 5.17. Il grafene quindi avrebbe un effetto certamente positivo sull'usura, riducendola notevolmente e permettendo così di evitare il contatto tra le superfici in strisciamento a causa di momentanee rotture del film lubrificante.



Figura 5.16: Usura sul provino in seguito a test con grasso puro, in piccolo un ingrandimento della pista di usura



Figura 5.17: Usura sul provino in seguito a test con grasso additivato, in piccolo un ingrandimento della pista di usura

Nelle Fig. 5.18 e 5.19 sono mostrati i transitori termici di riscaldamento e raffreddamento delle prove pin-on-disc standard. Dall'andamento delle curve si può ipotizzare che l'elevata conducibilità termica del grafene aumenti la conducibilità del lubrificante considerato nel complesso (grasso base + grafene); ciò fa sì che la zona di contatto tra pin e provino si scaldi rapidamente a causa del fenomeno di attrito in atto, tanto che al tempo t=100 s si è raggiunto un $\Delta T = 15^{\circ}$ C e a t=300 un $\Delta T = 20^{\circ}$ C (Fig. 5.18). Il bulk di grasso invece, che si trova più distante dalla fonte di calore, ma mantiene delle buone proprietà di conducibilità termica, scambia rapidamente calore a contatto con l'aria, aumentando la sua temperatura più lentamente e oscillando intorno ad un valore $\Delta T = 10^{\circ}$ C. Nella fase di raffred-



Transitori termici di riscaldamento per grasso 0% e 1% di grafene su provini

Figura 5.18: Transitori termici di riscaldamento per grasso 0% e grasso 1% in grafene

damento (Fig. 5.19), il grasso additivato, data la maggiore conducibilità termica rispetto al grasso puro, tende a raffreddarsi più rapidamente.



Transitori termici di raffreddamento per grasso 0% e 1% di grafene su provini

Figura 5.19: Transitori termici di raffred
damento per grasso 0%e grasso 1% in graf
ene

5.2.2 Test su anelli SKF

Nei test su anelli SKF del cuscinetto 51105 i grafici delle differenze di temperatura ΔT e del coefficiente di attrito mostrano degli andamenti differenti rispetto ai test su provini standard. Come nei test pin-on-disc precedenti i punti significati per la rilevazione della temperatura sono il pin e il "bulk" (Fig. 5.20 e 5.21). Il COF nel



Figura 5.20: Termogramma del test con grasso puro



Figura 5.21: Termogramma del test con grasso con grafene

test su anello con grasso puro infatti raggiunge un valore che risulta essere minore rispetto al test effettuato con grasso additivato, stabilizzandosi intorno al valore di

0.18; in particolare il test presenta una serie di fluttuazioni, indicative probabilmente di qualche problema durante la prova, che ne caratterizzano l'intera durata (Fig. 5.22). L'andamento del COF è ripercorso da quello del ΔT tra pin e riferimento, che si attesta ad un valore di 20 °C, e del ΔT tra bulk e riferimento che invece raggiunge un valore stabile di 17 °C (Fig. 5.22). La profondità di passata registra



Figura 5.22: Andamento del COF e delle differenze di temperatura del pin e del "bulk" di grasso rispetto ad un provino di riferimento per un grasso con 0% in peso di grafene su pista SKF

un andamento crescente lungo tutta la durata del test fino al raggiungimento un valore pressoché stabile di 51 μm (Fig. 5.23).

Va sottolineato come le prove al tribometro su anelli SKF siano molto problematiche; durante la preparazione dei test infatti si sono evidenziati problemi di posizionamento della sfera al centro della pista nonché il fatto che la morsa del mandrino del tribometro non garantisca un'adeguata tolleranza di posizionamento; la sovrapposizione di questi due errori può quindi difficilmente garantire la ripetibilità della condizione di contatto in una serie di prove ripetute. Il set-up di questi test, nonostante avesse lo scopo di avvicinarsi il più possibile alle condizioni di lavoro che si stabiliscono all'interno di un cuscinetto nei suoi impieghi pratici, ne



Figura 5.23: Andamento del COF e della profondità di passata in una prova su pista SKF con grasso allo 0% di grafene

rimane comunque distante a causa della rigidità del sistema; rigidità che non è invece presente nelle applicazioni dei cuscinetti, in cui alle piste e alle sfere è concesso un certo moto relativo in direzione radiale per compensare errori di posizionamento e allineamento. Queste problematiche sono molto evidenti nella prova su pista con grasso non additivato (Fig. 5.22) in cui le fluttuazioni del COF risultano piuttosto ampie per tutta la durata della prova. Tali fluttuazioni suggeriscono l'instaurarsi di un regime di stick-slip probabilmente causato dalla continua migrazione del punto di contatto tra sfera e pista, che potrebbe, a sua volta, avere indotto in instabilità il regime di lubrificazione. Ciò indurrebbe a scartare questa prova in quanto poco significativa.

Nel caso del test su anello con grasso additivato con 1% di grafene invece il coefficiente d'attrito risulta di poco maggiore rispetto al caso di lubrificazione con grasso puro. Questo infatti dopo una serie di ampie fluttuazioni iniziali raggiunge rapidamente un valore stabile di 0.24 (Fig. 5.24). Un andamento del tutto simile, come nei casi precedenti, è seguito dai ΔT ; il ΔT tra pin e riferimento si assesta intorno i 21 °C, mentre quello tra bulk e riferimento intorno i 17 °C (Fig. 5.24).



Figura 5.24: Andamento del COF e delle differenze di temperatura del pin e del "bulk" di grasso rispetto ad un provino di riferimento per un grasso con 1% in peso di grafene su pista SKF



Figura 5.25: Andamento del COF e della profondità di passata in una prova su pista SKF con grasso allo 1% di grafene

Per quanto riguarda invece la profondità di passata, questa segue un trend differente rispetto ai parametri precedenti; mentre tutti gli altri sono risultati maggiori nel grasso additivato rispetto al grasso puro, la profondità di penetrazione del pin nella pista raggiunge un valore inferiore nel caso di grasso con 1% di grafene, e cioè 27 μm (Fig. 5.25), rispetto al grasso con 0% in grafene (51 μm). Anche in questo caso, come nelle prove su provini standard, l'elemento che si usura maggiormente è la sfera del pin e non la pista come si evince anche dalle Fig. 5.26, 5.27, 5.28 e 5.29. In queste prove non è stato possibile calcolare il volume di usura asportato dalla sfera per la particolarità della forma dell'impronta stessa che non si presenta circolare ma ellissoidale. È però possibile notare come le dimensioni degli assi delle ellissi siano differenti: nel test con grasso puro l'asse minore dell'ellisse è due volte quello dell'asse minore del test con grasso additivato. Anche sulla pista non è stato possibile misurare le perdite per usura.



Figura 5.26: Usura sulla sfera del pin in seguito a test con grasso puro (la freccia indica la direzione di strisciamento)



Figura 5.27: Usura sulla sfera del pin in seguito a test con grasso additivato (la freccia indica la direzione di strisciamento)



Figura 5.28: Usura sulla pista in seguito a test con grasso puro



Figura 5.29: Usura sulla pista in seguito a test con grasso additivato

Nelle Fig. 5.30 e 5.31 sono mostrati i transitori termici di riscaldamento e raffreddamento dei test su anelli SKF. È probabile che anche gli andamenti di temperatura abbiano risentito delle problematiche riscontrate in queste prove; risulta quindi difficile dare un'interpretazione univoca di queste curve.



Transitori termici di riscaldamento per grasso 0% e 1% di grafene su anelli SKF

Figura 5.30: Transitori termici di riscaldamento per grasso 0%e grasso 1% in grafene



Transitori termici di raffreddamento per grasso 0% e 1% di grafene su anelli SKF

Figura 5.31: Transitori termici di raffred
damento per grasso 0%e grasso 1% in graf
ene

Capitolo 6 Conclusioni

Dalle prove eseguite risulta chiaro l'effetto che il grafene, come additivo di un grasso, genera nella lubrificazione. Nelle prove in rotolamento il beneficio si rileva con una diminuzione del coefficiente d'attrito quando la percentuale di grafene nel grasso è dello 0.5% e solo a bassi carichi. A carichi più elevati il grafene non ha invece alcun effetto.

Nelle prove in strisciamento il grafene non produce nessun sensibile miglioramento del coefficiente di attrito, ma al limite un leggero peggioramento; tuttavia l'additivo regolarizza le curve di attrito, probabilmente perché si deposita uno strato carbonico che impedisce l'interazione metallo-metallo (no stick-slip). Infine riduce l'usura delle superfici anche nei casi in cui il COF risulti peggiorato. Questi risultati contrastanti potrebbero essere causati dalla particolarità del set-up delle prove su anelli SKF, che in questo lavoro di tesi sono proposte come prove di fattibilità e andranno di certo migliorate.

Da un punto di vista termografico, la presenza di grafene può abbassare leggermente la temperatura del sistema, tuttavia non in maniera significativa. Non è quindi verosimile una correlazione tra la variazione del regime termico e il miglioramento dell'usura.

Capitolo 7 Sviluppi futuri: calcolo della vita a fatica per i cuscinetti

Per indagare fino in fondo i benefici che il grafene può apportare nella lubrificazione con grasso sarà necessario effettuare dei test in cui il grasso, additivato e non, sia utilizzato in cuscinetti che operano in condizioni maggiormente aderenti alla loro applicazione pratica. Per questo motivo è possibile progettare un banco prova cuscinetti in cui il cuscinetto sia messo nelle condizioni di usurarsi dopo un lungo periodo di funzionamento. Il cuscinetto montato su un albero rotante e caricato opportunamente per simulare le condizioni di funzionamento reale, può essere monitorato attraverso sensori che ne registrino vibrazioni, rumorosità e temperatura per poi valutare come l'additivo possa migliorare la vita a fatica del componente.

7.1 Informazioni generali da catalogo SKF

Ogni cuscinetto che sia posto in servizio applicando l'allineamento prescritto dalle norme, il lubrificante adeguato e protetto dagli effetti abrasivi dovuti ai contaminanti esterni, può andare a cedimento a causa della fatica da contatto di rotolamento se il carico a cui è sottoposto è sufficientemente elevato. È dunque importante per l'utilizzatore essere in grado di predire ragionevolmente la vita del cuscinetto nella condizione di lavoro specifica. Tuttavia la possibilità di determinare la durata a fatica è ostacolata dal fatto che questo sia solo un calcolo di tipo probabilistico; di conseguenza il calcolo della vita di due cuscinetti operanti nelle medesime condizioni di lavoro può differire significativamente [18].

Nel corso degli anni sono state implementate alcune procedure statistiche per l'analisi dei dati sulla vita a fatica dei cuscinetti che hanno condotto alla definizione di un sistema di valutazione degli stessi che presenta due punti specifici sulla curva di distribuzione di cedimento i quali permettono una comparazione diretta fra cuscinetti. Questi punti sono l' L_{10} che rappresenta la vita prevista che il 90% della popolazione dei cuscinetti analizzati può raggiungere, e l' L_{50} (Fig. 7.1) che invece rappresenta la vita prevista che il 50% dei cuscinetti può raggiungere [18].



Figura 7.1: Distribuzione della vita a fatica di cuscinetti Da: Tedric: A.H., *Essential concepts of bearing technology*, Fifth Edition (Rolling Bearing Analysis, Fifth Edition), (2006)

I dati sperimentali ottenuti per la definizione di questi valori sono stati poi utilizzati per determinare una formula teorica predittiva della vita a fatica dei cuscinetti basata sul coefficiente di carico dinamico, il carico radiale equivalente applicato e un certo numero di fattori di lavoro e ambientali. Questa relazione è stata proposta da Lundberg e Palmgren [19]:

$$L = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \tag{7.1}$$

in cui C è il coefficiente di carico dinamico, F_e è il carico applicato equivalente e p è un esponente che vale 3 per cuscinetti a sfera e $\frac{10}{3}$ per quelli a rulli.

Questa formula ha poi subito diverse modifiche fino a giungere alla definizione proposta da SKF, la quale sostanzialmente ha aggiunto alcuni fattori moltiplicativi [20]:

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p \tag{7.2}$$

dove L_{nm} è la durata SKF in milioni di cicli, L_{10} è la durata base, a_1 è il fattore di affidabilità, a_{SKF} è il fattore di modifica SKF, C è il coefficiente di carico dinamico, P il carico applicato equivalente e infine p l'esponente pari a 3 o $\frac{10}{3}$ a seconda che si tratti rispettivamente di cuscinetto a sfere o a rulli. Il fattore a_1 viene scelto sulla base dell'affidabilità desiderata tra i valori della tabella di Fig. 7.2

Reliability	Failure probability n	SKF rating life L _{nm}	Factor a ₁
90	10	L _{10m}	1
95 96	5 4	L _{5m} L _{4m}	0,64 0,55
97	3	L _{3m}	0,47
99	1	L _{2m} L _{1m}	0,37

Figura 7.2: Valori del fattore a_1 Catalogo completo SKF, SKF group, 2016.

Il fattore di modifica SKF rappresenta la relazione che sussiste tra il rapporto fra carico limite a fatica e carico equivalente $\frac{P_u}{P}$, le condizioni di lubrificazione espresse tramite il rapporto di viscosità κ e infine il livello di contaminazione del cuscinetto η_c . I valori di a_{SKF} si possono ottenere mediante alcuni grafici che sono funzione della tipologia di cuscinetto in esame e del prodotto $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$ e per differenti valori di κ (Fig. 7.3).

L'efficacia di un lubrificante è determinata dal grado di separazione che è in grado di stabilire fra le superfici, nel caso dei cuscinetti, degli elementi volventi. Affinché si formi un film di lubrificante adeguato, quest'ultimo deve possedere un dato valore di viscosità quando il sistema ha raggiunto la sua temperatura operativa. Il parametro che rappresenta le condizioni del lubrificante è il rapporto di viscosità κ , definito come il rapporto tra la viscosità reale ν in $\left[\frac{mm^2}{s}\right]$ e quella necessaria ad



Figura 7.3: Fattore a_{SKF} per cuscinetti assiali a sfere Catalogo completo SKF, SKF group, 2016.

un'adeguata lubrificazione ν_1 in $[\frac{mm^2}{s}]$, entrambi calcolati alla normale temperatura di funzionamento. La viscosità ν_1 può essere calcolata per mezzo del diagramma di Fig. 7.4 in funzione del diametro medio del cuscinetto (Eq.7.3), e della velocità di rotazione dello stesso $n[\frac{giri}{minuto}]$.

$$d_m = \frac{(d+D)}{2} \tag{7.3}$$

In alternativa a questa procedura è possibile, se si conosce sperimentalmente la temperatura raggiunta nelle condizioni di lavoro oppure se questa è nota a priori, ricavare la viscosità corrispondente alla temperatura di riferimento stardardizzata e pari a 40 °C grazie al diagramma di Fig. 7.5.

Il fattore del livello di contaminazione η_c è stato introdotto per tenere in considerazione la contaminazione ambientale del lubrificante nel calcolo della vita a



Figura 7.4: Stima del valore di ν_1 Catalogo completo SKF, SKF group, 2016.

fatica dei cuscinetti. Questo parametro include al suo interno un certo numero di altri parametri quali la dimensione del cuscinetto, lo spessore relativo del film lubrificante che si stabilisce nelle condizioni di lavoro, la dimensione e la distribuzione delle particelle di contaminante e la tipologia stessa di contaminante. Tuttavia non è possibile assegnare con precisione un valore di η_c che abbia carattere generale; per questo motivo SKF, in accordo con la ISO 281 ha stabilito delle linee guida per il calcolo di questi valori (Fig. 7.6).

Le forze che agiscono sul cuscinetto e che determinano il carico dinamico equivalente P dell'Eq.7.2, si possono calcolare grazie alle leggi della meccanica se si conoscono le forze esterne applicate al sistema. Nel calcolo del carico sul cuscinetto si considera che l'albero sia una trave appoggiata su supporti rigidi a cerniera [20]. Altre informazioni quali i momenti che si generano o le deformazioni elastiche non vengono considerate ai fini del calcolo.



Figura 7.5: Diagramma temperatura-viscosità richiesta ν_1 Catalogo completo SKF, SKF group, 2016.

Se il carico F che è applicato sul cuscinetto risulta costante in modulo, direzione e verso e agisce solo in direzione radiale nei cuscinetti radiali, o solo in direzione assiale nei cuscinetti assiali, allora P = F ed esso può essere inserito direttamente nella relazione per il calcolo della durata. Nei casi che non rientrano in quelli appena descritti invece, il valore di P deve essere determinato per mezzo di ulteriori formule. Il valore di P sarà quello di un carico fittizio che risulta essere costante in modulo, direzione e verso, ed è un sorta di opportuna composizione delle due forze, assiale e radiale, che sono applicate al cuscinetto stesso secondo l'Eq.7.4:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \tag{7.4}$$

in cui F_r è il carico radiale effettivo sul cuscinetto in [kN], F_a è il carico assiale effettivo sul cuscinetto in [kN], X è il fattore relativo al carico radiale e Y è il fattore relativo al carico assiale. In alcuni casi specifici l'Eq.7.4 viene utilizzata solo quando il rapporto $\frac{F_a}{F_r}$ è maggiore di un certo valore soglia pari a e. Nel calcolo del

Conditions	Factor $\eta_c^{(1)}$	andiameter
	d _m < 100 mm	d _m ≥ 100 mm
Extreme cleanliness • particle size approximately the same as the lubricant film thickness • laboratory conditions	1	1
High cleanliness • oil filtered through an extremely fine filter • typical conditions: sealed bearings that are greased for life	0,8 0,6	0,9 0,8
Normal cleantiness • oil filtered through a fine filter • typical conditions: shielded bearings that a re greased for life	0,6 0,5	0,8 0,6
Slight contamination • typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and slight ingress of contaminants	0,5 0,3	0,6 0,4
Typical contamination • conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and ingress from surroundings	0,3 0,1	0,4 0,2
Severe contamination • typical conditions: high levels of contamination due to excessive wear and/or ineffective seals • bearing arrangement with ineffective or damaged seals	0,10	0,1 0
Very severe contamination • typical conditions: contamination levels so severe that values of n _c are outside the scale, which significantly reduces the bearing life	0	0

Figura 7.6: Linee guida per il calcolo di η_c Catalogo completo SKF, SKF group, 2016.

carico dinamico equivalente P di un cuscinetto puramente assiale, in cui le forze applicate hanno direzione unicamente assiale, allora $P = F_a$.

7.2 Determinazione della curva di Wöhler teorica per il cuscinetto SKF 51105

Per poter valutare come varia la capacità di lubrificazione di un grasso per cuscinetti mediante l'aggiunta del grafene è stato necessario costruire la *curva di Wöhler* del cuscinetto selezionato. Il diagramma di Wöhler prende il nome dal suo inventore August Wöhler che fu tra i primi studiosi ad occuparsi di fatica e mette in relazione da un punto di vista statistico la componente alternata di un ciclo di fatica e il numero di cicli che un provino è in grado di sopportare prima che sopraggiunga la rottura ad una prefissata probabilità.

Per il caso del cuscinetto scelto (SKF 51105) è bastato invertire la formula per il calcolo della vita a fatica secondo SKF (Eq.7.2), ottenendo così il valore del carico dinamico equivalente applicato P in funzione del numero di cicli L_{10} :

$$P = \left(\frac{a_1 \cdot a_{SKF}}{L_{10}}\right)^{\frac{1}{p}} \cdot C \tag{7.5}$$
99



Figura 7.7: Rappresentazione grafica del carico dinamico equivalente P $_{\rm Catalogo\ completo\ SKF,\ SKF\ group,\ 2016.}$



Figura 7.8: Andamento tipico della curva di Wöhler per gli acciai Da: Perugini Francesco, Studio di un'attrezzatura per prove di ultrafatica, tesi.

in cui L_{10} è in milioni di cicli. Modificando opportunamente la formula precedente è possibile utilizzare l' L_{10h} la cui unità di misura sono i milioni di ore, più opportuna

quando si parla di cuscinetti:

$$P = \left(\frac{a_1 \cdot a_{SKF} \cdot 10^6}{60 \cdot n \cdot L_{10h}}\right)^{\frac{1}{p}} \cdot C \tag{7.6}$$

dove n è il numero di giri al minuto a cui è sottoposto il cuscinetto.

La difficoltà nell'applicazione diretta di questa formula sorge in quanto a_{SKF} non è un valore noto e fissato, ma al contrario esso, necessario per il calcolo di P, è a sua volta funzione di P. Il valore di a_{SKF} infatti, come descritto nel paragrafo precedente, si determina per mezzo del diagramma di Fig. 7.3, le cui curve non sono note numericamente. Il sito di SKF fornisce uno strumento di calcolo rapido di L_{10h} e di tutti i parametri necessari ad ottenerlo (Fig. 7.9). Utilizzando questo strumento quindi, per alcuni valori fissati di P sono stati ottenuti i corrispondenti valori di a_{SKF} ; per effettuare questo calcolo è stato necessario fissare le temperature che si prevede vengano raggiunte nelle condizioni operative al diametro interno e a quello esterno ($T_i=55$ °C e $T_e=60$ °C), il fattore del livello di contaminazione $\eta_c=0.5$, la velocità di rotazione dell'albero su cui è fissato il cuscinetto n = 1400 rpm e il carico applicato $F_a[kN]$; quest'ultimo è stato poi fatto variare in un range di valori per calcolare i punti sperimentali di Fig. 7.10 e 7.11. Per mezzo della funzione "interp1" del software Matlab, sono stati interpolati i punti suddetti ottenendo così la curva arancione (Fig. 7.10 e 7.11) Inserendo questi valori di a_{SKF} nell'Eq.7.6, si è ottenuta la curva di Wöhler del cuscinetto in funzione di L_{10h} (Fig. 7.12 e 7.13).



Figura 7.9: Tool di calcolo SKF



Figura 7.10: Andamento dei valori sperimentali e interpolati di a_{SKF}



Figura 7.11: Andamento dei valori sperimentali e interpolati di a_{SKF} (scala doppiologaritmica)



Figura 7.12: Curva di Wöhler del cuscinetto SKF



Figura 7.13: Curva di Wöhler del cuscinetto SKF (scala doppiologaritmica)

Bibliografia

- Pilkey, Walter D. (2005). Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices (2nd Edition). John Wiley & Sons.
- [2] Holmberg, K., Erdemir, A. Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions. Friction 5, 263–284 (2017). https://doi.org/10.1007/s40544-017-0183-5
- [3] Po Zhang, Wenlong Lu, Xiaojun Liu, Wenzheng Zhai, Mingzhuo Zhou, Xiangqian (Jane) Jiang, A comparative study on torsional fretting and torsional sliding wear of CuNiAl under different lubricated conditions, Tribology International, Volume 117, 2018, Pages 78-86, ISSN 0301-679X, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.08.017.
- [4] Straffelini, G., Friction and Wear, Methodologies for Design and Control, Springer Tracts in Mechanical Engineering, Springer International Publishing Switzerland 2015, https://doi.org/10.1007/978-3-319-05894-8.
- [5] Stachowiak, Gwidon & Batchelor, Andrew. (2006). Engineering Tribology. Engineering Tribology. 10.1016/B978-0-7506-7836-0.X5000-7.
- [6] Ciulli E., Lubrificazione elastoidrodinamica, 2001, http://www.dimnp.unipi.it/enrico-ciulli/tribology/elastoidrodinamica.html
- [7] M.K. Kar, S. Bahadur, Micromechanism of wear at polymer-metal sliding interface, Wear, Volume 46, Issue 1, 1978, Pages 189-202, ISSN 0043-1648, https://doi.org/10.1016/0043-1648(78)90120-5.
- [8] S.H. Rhee, K.C. Ludema, Mechanisms of formation of polymeric transfer films, Wear, Volume 46, Issue 1, 1978, Pages 231-240, ISSN 0043-1648, https://doi.org/10.1016/0043-1648(78)90124-2.
- C. M. McC. Ettles (1987) Polymer and Elastomer Friction in the Thermal Control Regime, A S L E Transactions, 30:2, 149-159, DOI: 10.1080/05698198708981743
- [10] Niu M., Qu JJ, Gu L. Synthesis of titanium complex grease and effects of graphene on its tribological properties. Tribol Int 2019;140:105815.
- [11] Kuiliang Gong, Xinhu Wu, Gaiqing Zhao, Xiaobo Wang, Nanosized MoS2 deposited on graphene as lubricant additive in polyalkylene glycol for steel/steel contact at elevated temperature, Tribology International, Volume 110, 2017, Pages 1-7, ISSN 0301-679X, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.01.024.

- [12] Jing Wang, Xiaochuan Guo, Yan He, Mingjun Jiang, Kecheng Gu, Tribological characteristics of graphene as grease additive under different contact forms, Tribology International, Volume 127, 2018, Pages 457-469, ISSN 0301-679X, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.06.026.
- [13] Tiancheng Ouyang, Yudong Shen, Rui Yang, Lizhe Liang, Hao Liang, Bo Lin, Zhi Qun Tian, Pei Kang Shen, 3D hierarchical porous graphene nanosheets as an efficient grease additive to reduce wear and friction under heavy-load conditions, Tribology International, Volume 144, 2020, 106118, ISSN 0301-679X, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106118.
- [14] Fan X., Xia Y., Wang L. et al. Multilayer Graphene as a Lubricating Additive in Bentone Grease. Tribol Lett 55, 455–464 (2014). https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.1007/s11249-014-0369-1.
- [15] Singh J., Anand G., Kumar D., Tandon N. Graphene based composite grease for elastohydrodynamic lubricated point contact (2016)
- [16] H. Christensen, The Oil Film in a Closing Gap, Proc. Roy. Soc., London, Series A, Vol. 266, 1962, pp. 312-328.
- [17] B.J. Hamrock and D. Dowson, Ball Bearing Lubrication, The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts, John Wiley & Sons, 1981.
- [18] Tedric A. Harris, Rolling Bearing Analysis, 4th Edition, John Wiley & Sons, 2000.
- [19] G. Lundberg and A. Palmgren, "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," Acta Polytech. Mech. Eng. Ser. 1, RSUE, No. 3, 7 (1947).
- [20] Catalogo completo SKF, SKF group, 2016.

Ringraziamenti

Alla fine di questo mio percorso tengo a ringraziare tutte le persone che mi sono state accanto.

Ringrazio i miei relatori: la Prof.ssa Curà, al Prof. Mura, ai dottorandi Edoardo Goti e Luca Corsaro per avermi seguito in questo lavoro di tesi. Ringrazio la mia famiglia, mio padre Antonio, mia madre Mariapina e mia sorella Francesca da poco anche madre del piccolo Leonardo. Senza di loro non sarei quello che sono e non avrei avuto quel sostegno costante che mi ha permesso di scegliere di lasciare il mio piccolo paese in Sicilia e raggiungere oggi questo traguardo. Grazie.

Grazie ai miei cari nonni, che non ci sono più, ma che sono sicuro mi guardino sempre da lassù. Un ringraziamento speciale va poi a Lorenzo, che negli ultimi tre anni mi ha supportato e soprattutto sopportato. Grazie per tutto il tempo speso insieme e tanto, tanto altro. Non sarebbero stati gli stessi questi anni senza di te. Grazie. E un ringraziamento a tutti gli altri miei amici che mi hanno accompagnato e mi accompagneranno ancora: Sofiapina, Federica, Carla, Flavio, Miriam, Sergio, Andrea, Andrea, Cristian e altri ancora. A tutti voi grazie!