

# Profilo INA ottimizzato per rotelle e perni folli

Ing. (FH) Heinz Schäfers

Stampato speciale INA  
Settembre 1997



# La nuova generazione di rotelle e perni folli

## Il profilo ottimizzato dell'anello esterno protegge la contropista

Ing. (FH) Heinz Schäfers

Rotelle e perni folli sono componenti standard che con i loro anelli esterni a parete spessa permettono la trasmissione di elevati carichi radiali alle contropiste, soprattutto camme oppure guide diritte. Spesso la superficie del mantello è profilata, per ridurre la pressione hertziana ed evitare carichi di spigolo.

Ricerche sulle cause di rottura di rotelle e perni folli (figura 1) mostrano che una buona percentuale dei danneggiamenti è dovuta ad usura nel contatto tra mantello e contropista; l'usura riduce la durata di utilizzo sia delle rotelle che di camme e guide.

I risultati di queste ricerche sono alla base della "nuova generazione di rotelle e perni folli" (1), figure 2 e 3.

Il "profilo INA ottimizzato" è stato ottenuto a seguito di numerose simulazioni a computer, con l'intento di minimizzare l'usura quale causa di rottura.

Quali fattori causano l'usura e quali provvedimenti possono essere presi per evitarla o almeno per ritardarla?

### 1. Causa ed effetto

Un'origine d'usura è il moto relativo tra la superficie del mantello e la contropista, causato soprattutto da accelerazioni e decelerazioni elevate.

Queste variazioni improvvise di velocità si verificano nel moto alternativo di guide lineari nei punti di inversione, nel cambio del senso di rotazione delle rotelle oppure in una guida a U nella quale, con il cambio del lato di appoggio, la rotazione della rotella viene modificata durante la corsa.

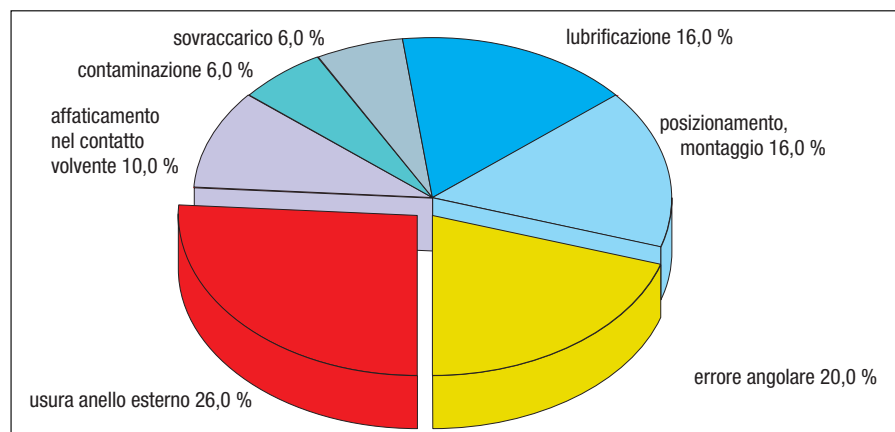


Figura 1 Rotelle e perni folli, cause di rottura

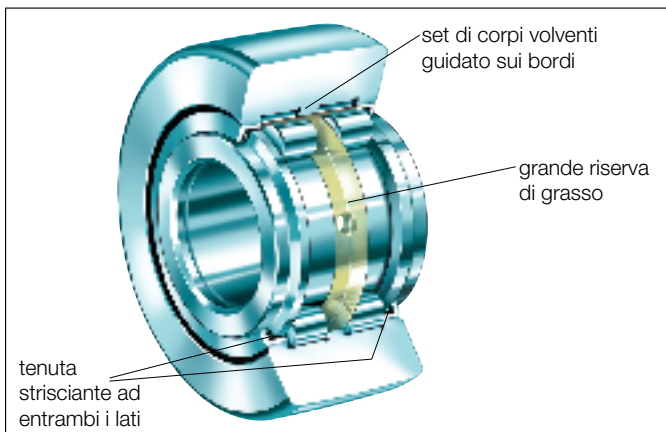


Figura 2 La nuova generazione di rotelle PWTR

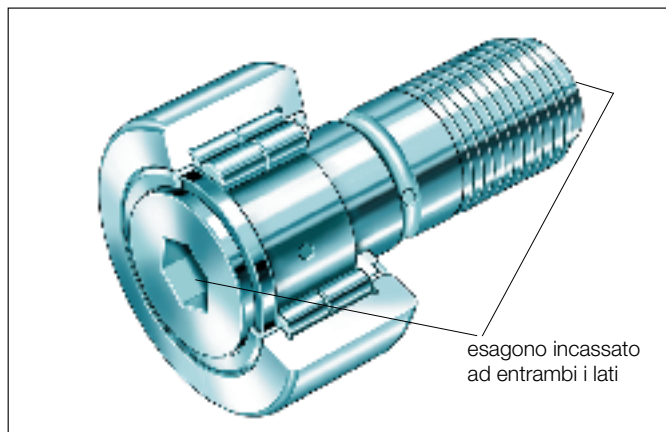


Figura 3 La nuova generazione di perni folli NUKR

Negli azionamenti a camme, brusche variazioni di traiettoria ed elevate inerzie possono generare variazioni di velocità e di carico. Questo slittamento è riconoscibile dalla superficie rugosa del mantello dell'anello esterno o della contropista, che appare come sabbata.

Un miglioramento è ottenibile applicando alla rotella un carico minimo sufficiente oppure cambiando la direzione di rotazione quando la rotella è in stato di quiete.

Spesso può essere d'aiuto lubrificare la zona di contatto con del grasso o con un feltro impregnato d'olio. In questo caso tuttavia può verificarsi un "effetto acchiappamosche", perciò le impurità si raccolgono nella zona di contatto e questo può contribuire al danneggiamento della guida. Inoltre in parecchie applicazioni, per esempio nel settore della tecnica della carta, della stampa e dell'imballaggio, e dal punto di vista ambientale, è assolutamente vietato l'impiego di qualsiasi tipo di lubrificante esterno alla rotella.

## 2. Ridurre la pressione hertziana + evitare gli errori angolari = minimizzare l'usura

La scelta ed il mantenimento del giusto carico è un fattore importante per minimizzare l'usura. Da un lato, per evitare il moto relativo, è necessario un carico minimo sufficiente, dall'altro il carico ammissibile dipende dalla forma e dal materiale della contropista. Questi fattori sono presi in considerazione tramite la pressione hertziana  $p_H$ .

Sulla base di estese ricerche esistono, per diversi materiali per contropista, valori di pressione hertziana ammissibile [2], [3]. Più basso è il valore massimo della pressione hertziana, minore è l'usura che ci si può attendere.

Il valore massimo della pressione hertziana e quindi l'usura, sono influenzati dagli errori angolari, figura 4, di intraversamento  $\alpha$  e di ribaltamento  $\beta$ .

Il danno causato da un angolo di intraversamento  $\alpha$  troppo grande è riconoscibile attraverso il profilo cilindrico determinato dall'usura dell'anello esterno e dalla lucidatura.

Un angolo di ribaltamento  $\beta$  troppo grande è riconoscibile tramite le tracce di rotolamento spostate rispetto all'anello esterno.

In presenza di errori angolari trascurabili e di un carico sufficiente (normalmente si parte da un carico minimo di  $C_{0W}/P < 60$  [3]), anche senza lubrificazione l'usura è minima e gli elementi a contatto hanno una colorazione grigia opaca.

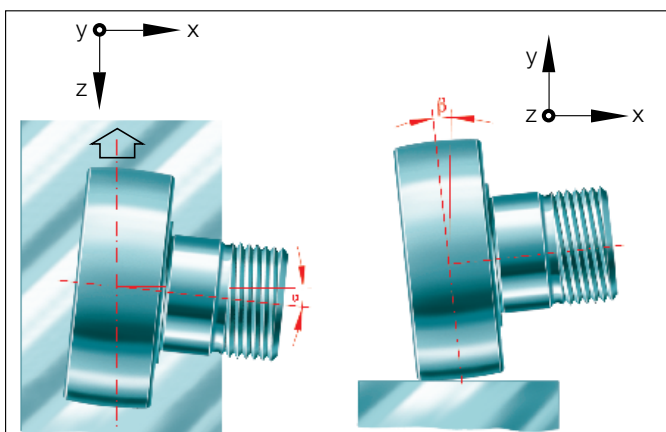


Figura 4 Angolo di intraversamento  $\alpha$  e angolo di ribaltamento  $\beta$

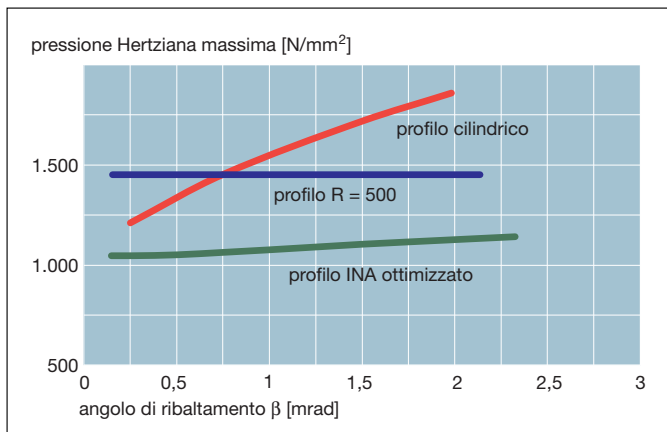


Figura 6 Pressione hertziana massima sull'esempio del perno folle NUKR 80 con carico radiale  $F_r = 13.800$  N, corrispondente a  $C_W/P = 5$

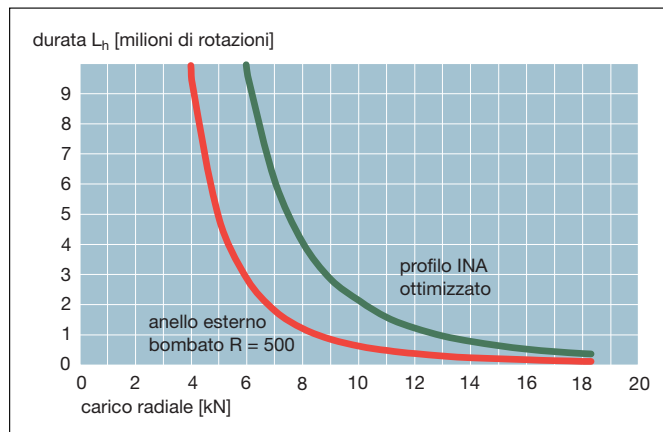


Figura 7 Durata nominale della contropista sull'esempio della rotella NUTR 15 con contropista 42CrMo4V e durezza 350 HV

### 3. La forma del profilo influisce sulla pressione hertziana

La forma del profilo dell'anello esterno ha un effetto importante sul valore della massima pressione hertziana e sul comportamento della rotella in presenza di errori angolari.

#### 3.1 Profilo cilindrico

Il profilo cilindrico dell'anello esterno, nel caso di una corsa non intraversata e senza ribaltamenti, ha una pressione hertziana minima. Gli effetti di sovraccarico sugli spigoli, che vengono spesso dimenticati, possono essere tralasciati solamente in questo caso teorico (figura 5). Angoli di ribaltamento anche minimi, causati da imprecisioni di produzione o da deformazioni derivanti dal carico radiale, portano, nel caso di anelli esterni

cilindrici non profilati, a sovraccarichi estremamente elevati (figura 6). Il danneggiamento della zona di contatto e delle piste di rotolamento dei corpi volventi ne sono la conseguenza.

#### 3.2 Profilo R 500

I mantelli esterni profilati sono meno sensibili alla corsa obliqua (5).

Il profilo finora adottato con un raggio di 500 mm (R 500) mostra, nel caso di angoli di ribaltamento normali, un valore costante della massima pressione hertziana (figura 6). Con un angolo di ribaltamento a partire da 0,7 mrad circa, questo valore è inferiore rispetto all'anello esterno cilindrico.

Tutti questi valori sono tuttavia ad un livello relativamente alto. Un'ulteriore riduzione di questo livello, sia in presenza

di una corsa obliqua ( $b > 0$ ) che in presenza di una corsa perpendicolare alla pista ( $b = 0$ ), si è resa necessaria per raggiungere l'obiettivo di riduzione dell'usura.

#### 3.3 Profilo INA ottimizzato

Il nuovo "profilo INA ottimizzato", un prodotto della ricerca con l'ausilio del calcolatore di una pressione hertziana ridotta, ci porta decisamente più vicino a questo obiettivo. In tutti i casi esaminati i valori di pressione hertziana massima sono più bassi (figura 5 e 6), ed anche con un angolo di ribaltamento  $b$  crescente non aumentano in modo considerevole. Il processo di ottimizzazione ha determinato un raggio di base maggiore, che riduce il valore della massima pressione hertziana, ed un andamento del profilo che limita gli effetti di spigolo in caso di ribaltamento.

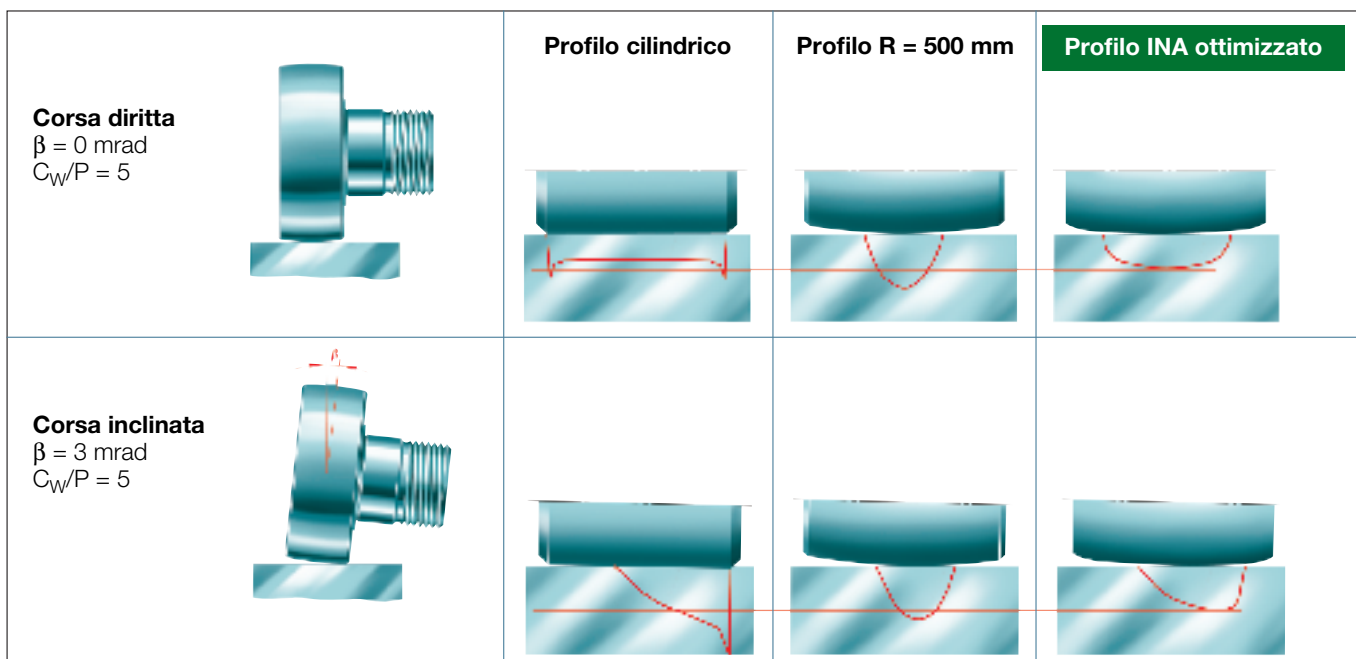


Figura 5 Effetto della forma di profilo sulla pressione hertziana. Profilo INA dell'anello esterno ottimizzato rispetto al profilo tradizionale.

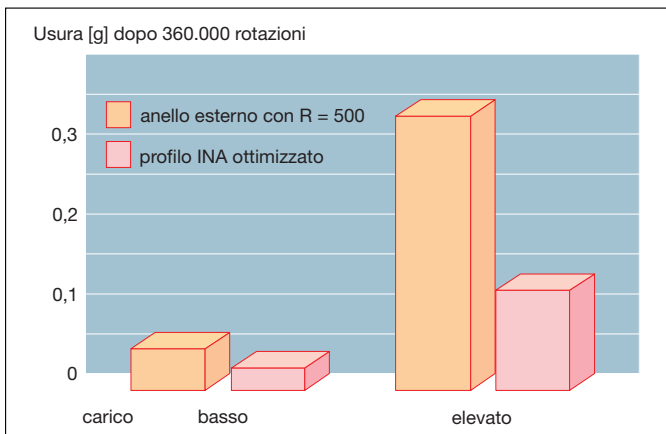


Figura 8 Usura della contropista in GGG-50. I risultati sono valori medi derivanti da diverse corse di prova con 360.000 rotazioni in assenza di ribaltamento.

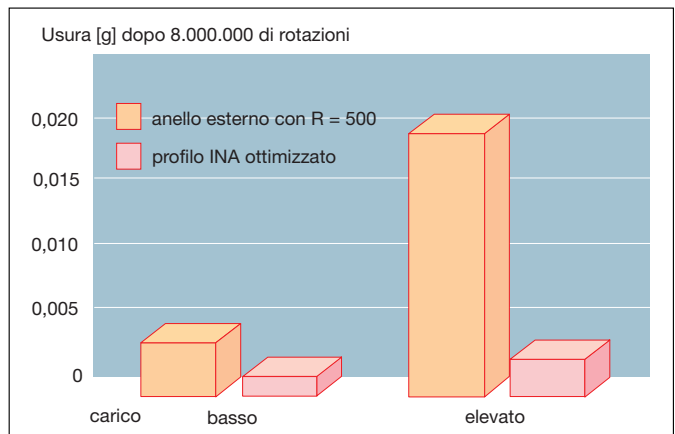


Figura 9 Usura della contropista in 58 CrV4. I risultati sono valori medi derivanti da diverse corse di prova con 8.000.000 di rotazioni in assenza di ribaltamento.

## 4. Quali vantaggi offre il profilo INA ottimizzato?

### 4.1 Durata

In condizioni di contatto ottimali, la durata della contropista può essere calcolata come per un cuscinetto volvente. Tuttavia questo calcolo presuppone condizioni di lubrificazione EHD ed una contropista con caratteristiche di acciaio per cuscinetti volventi.

Dato che queste condizioni in massima parte non possono essere soddisfatte, si prescinde in genere anche da un calcolo della durata. Se tuttavia si esegue questo calcolo, con il "profilo INA ottimizzato" si ottiene, rispetto al profilo R = 500 mm, una durata maggiore della contropista (figura 7).

### 4.2 Ritardare l'usura significa prolungare la durata

La durata di utilizzo dipende dall'usura dell'anello esterno e della contropista. I criteri di rottura variano in funzione dell'applicazione; se per alcune applicazioni sono tollerabili manifestazioni di usura senza perdita di funzionalità, in altri casi valgono criteri più severi. In generale più tardi compare l'usura, più lunga è la durata di utilizzo. Purtroppo l'usura non è inquadrabile all'interno di alcun modello matematico come risulta dalle prove citate ai punti [4] e [5]; nelle figure 8 e 9 viene confrontata l'usura della contropista di diversi materiali con profili degli anelli esterni con R 500 e "profilo INA ottimizzato".

Nella figura 8 è rappresentata la quantità media di usura in g di una contropista in GGG-50 dopo 360.000 rotazioni.

La figura 9 mostra l'usura media di una contropista in 58 CrV4 dopo 8.000.000 di rotazioni.

Il "profilo INA ottimizzato" mostra in tutti i casi, sia con carico minore (circa 1000 N/mm<sup>2</sup> di pressione hertziana con R 500), sia con carico maggiore (circa 1500 N/mm<sup>2</sup> p<sub>H</sub>, R 500), un'usura di gran lunga minore rispetto al normale profilo R 500.

Le aspettative riposte nel "profilo INA ottimizzato" derivato dal calcolo vengono ampiamente soddisfatte da questi risultati sperimentali. Anche in presenza di una corsa obliqua i vantaggi del "profilo INA ottimizzato" sono evidenti: il valore ridotto della massima pressione hertziana e la durata di utilizzo di rotella e contropista sensibilmente prolungate.

### 4.3 Rigidezza

Si ottiene inoltre un ulteriore vantaggio dal "profilo INA ottimizzato": un aumento di rigidezza, rispetto a R 500, del 10% circa (figura 10).

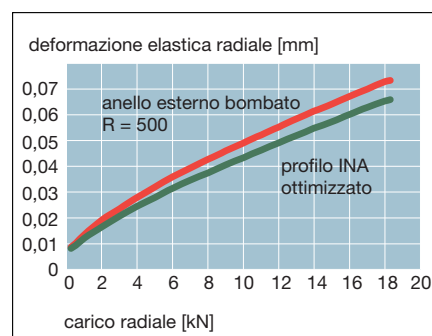


Figura 10 Deformazione elastica radiale dell'anello esterno e dei corpi volventi per un NUTR 15

## Indice bibliografico

- [1] Bode, H.: Nuova generazione di rulli di appoggio e perni folli, Der Konstrukteur, fascicolo speciale ASB, Aprile 1997
- [2] Catalogo INA 307, Cuscinetti a rullini, Cuscinetti a rulli cilindrici, 1997
- [3] Stampato INA LFR, Rotelle, Herzogenaurach, Marzo 1995
- [4] Welter, R. e Miko, J.: "Rotelle con caratteristiche funzionali e di durata ottimizzate", Konstruktionspraxis, fascicolo 3 e 4, Marzo / Aprile 1995
- [5] Rapporto di prova INA VA 67802 – Usura della contropista di rotelle e perni folli, Herzogenaurach 1997

## Note sull'autore:

l'Ing. (FH) Heinz Schäfers è Productmanager per rotelle e perni folli nella branche di macchine di produzione e sistemi presso la INA Wälzlager Schaeffler oHG di Herzogenaurach



**INA rullini S.p.A.**

Strada Statale 229 – km. 17  
28015 Momo (Novara)  
Telefono: (03 21) 929 211  
Fax: (03 21) 929 300  
<http://www.ina.de>