

Tarcie

| | |
|--|------------|
| Oszacowanie momentu tarcia | 88 |
| Dokładniejsze wyznaczenie momentu tarcia | 88 |
| Nowy model SKF wyznaczania momentu tarcia | 89 |
| Moment tarcia tocznego | 90 |
| Moment tarcia ślizgowego | 90 |
| Moment tarcia uszczelnień | 90 |
| Inne zjawiska wpływające na moment tarcia w łożyskach | 96 |
| Współczynnik uwzględniający rozgrzewanie się oleju w strefie wlotowej | 97 |
| Współczynnik uwzględniający kinematyczne zmniejszenie grubości filmu olejowego | 98 |
| Opory ruchu przy smarowaniu zanurzeniowym..... | 98 |
| Smarowanie mieszane przy niskich prędkościach i lepkościach..... | 100 |
| Wpływ luzu i niewspółosiowości na tarcie..... | 101 |
| Wpływ ilości smaru na tarcie..... | 102 |
| Tarcie w łożyskach hybrydowych | 102 |
| Rozruchowy moment tarcia | 103 |
| Strata mocy i temperatura łożyska | 103 |
| Przykład obliczeń | 104 |

Tarcie w łożysku tocznym ma decydujące znaczenie dla wytwarzania ciepła w łożysku, a przez to dla jego temperatury roboczej.

Poza obciążeniem, tarcie zależy jeszcze od szeregu innych czynników, przede wszystkim od rodzaju łożyska i jego wielkości, prędkości obrotowej, a także od właściwości środka smarowego i jego ilości.

Całkowite tarcie łożyska jest sumą tarcia tocznego i ślizgowego w strefie kontaktu elementów tocznych z bieżnią, na powierzchniach styku elementów tocznych i koszyka, jak również na powierzchniach prowadzących elementów tocznych i koszyka, tarcia występującego w samym środku smarowym oraz tarcia ślizgowego uszczelnienia stykowego w łożyskach uszczelnionych.

Oszacowanie momentu tarcia

Przy następujących założeniach

- obciążenie łożyska $P \approx 0,1 C$
- dobre smarowanie
- normalne warunki pracy

można z dostateczną dokładnością wyznaczyć moment tarcia w łożysku z poniższego wzoru, przyjmując stały współczynnik tarcia μ

$$M = 0,5 \mu P d$$

gdzie

M = moment tarcia, Nmm

μ = stały współczynnik tarcia łożyska
(→ **tablica 1**)

P = równoważne obciążenie dynamiczne łożyska, N

d = średnica otworu łożyska, mm

Tablica 1

Współczynnik tarcia μ dla łożysk nieuszczelnionych

| Rodzaj łożyska | Współczynnik tarcia μ |
|--|---------------------------|
| łożyska kulkowe zwykłe | 0,0015 |
| łożyska kulkowe skośne | |
| – jednorzędowe | 0,0020 |
| – dwurzędowe | 0,0024 |
| – jednorzęd. dwukierunkowe | 0,0024 |
| łożyska kulkowe wahlwe | 0,0010 |
| łożyska walcowe | |
| – z koszykiem, gdy $F_a \approx 0$ | 0,0011 |
| – z pełną liczbą el. tocznych, gdy $F_a \approx 0$ | 0,0020 |
| łożyska stożkowe | 0,0018 |
| łożyska baryłkowe | 0,0018 |
| łożyska toroidalne CARB | 0,0016 |
| łożyska kulkowe wzdłużne | 0,0013 |
| łożyska walcowe wzdłużne | 0,0050 |
| łożyska baryłkowe wzdłużne | 0,0018 |

Dokładniejsze wyznaczenie momentu tarcia

Jedną z metod obliczania momentu tarcia w łożysku tocznym polega na rozdzieleniu momentu tarcia na moment tarcia niezależny od obciążenia M_0 i moment tarcia zależny od obciążenia M_1 , a następnie ich zsumowaniu co daje

$$M = M_0 + M_1$$

Metoda ta była dotychczas powszechnie stosowana. Istnieją jednak dokładniejsze metody, w których moment tarcia jest rozdzielany na składowe zależności od rodzaju źródła tarcia, a nie od obciążenia. W rzeczywistości moment M_0 odpowiada za dodatkowe zewnętrzne źródła tarcia, włącznie z „hydrodynamicznym” składnikiem tarcia tocznego, który jednak zależy między innymi także od obciążenia.

Warunkiem dokładnego obliczenia momentu tarcia w łożysku tocznym jest uwzględnienie czterech różnych źródeł tarcia

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

gdzie

M = całkowity moment tarcia, Nmm

M_{rr} = moment tarcia tocznego, Nmm

M_{sl} = moment tarcia ślizgowego, Nmm

M_{seal} = moment tarcia uszczelnień, Nmm

M_{drag} = moment tarcia wynikającego z oporów ruchu w środowisku olejowym, ugniata-
nia smaru, rozbryzgów itp., Nmm

To nowe podejście uwzględni źródła tarcia we wszystkich punktach styku występujących w łożysku. Poza dodaniem składowej tarcia pochodzącego od uszczelnień, model ten pozwala uwzględnić także inne zewnętrzne źródła wpływające na całkowity moment tarcia. Dzięki temu, że w nowym modelu rozpatrywany jest każdy rodzaj kontaktu (z bieżnią i obrzeżami), wszelkie zmiany konstrukcyjne i ulepszenia wykończenia powierzchni mogą łatwo zostać uwzględnione, czyniąc model bardziej realistycznym i prostszym do uaktualniania w związku z ciągłymi usprawnieniami w konstrukcji łożysk SKF.

W kolejnych rozdziałach został przedstawiony nowy model SKF wyznaczania momentu tarcia. Jego opis zaczyna się od omówienia podstawowych składowych odpowiadających za tarcie toczne, ślizgowe oraz tarcie związane z uszczelnieniami. W dalszych rozdziałach opisano wpływ takich zjawisk, jak poziom oleju w łożysku, niedobór oleju przy wysokich prędkościach, nagrzewanie się oleju w strefie wlotowej filmu smarowego oraz smarowanie mieszane.

Nowy model SKF wyznaczania momentu tarcia

Nowy model SKF wyznaczania momentu tarcia pozwala na dokładniejsze obliczenie wartości momentu tarcia powstającego w łożyskach tocznych SKF, wykorzystując wcześniej wspomniane równanie

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

Nowy model proponowany przez SKF wywodzi się z bardziej zaawansowanych modeli obliczeniowych opracowanych przez SKF i służy do wyznaczania orientacyjnej wartości momentu tarcia przy następujących założeniach dotyczących warunków pracy łożyskowania:

- Smarowanie smarem plastycznym lub typowe rodzaje smarowania olejowego: zanurzeniowe, olejowopowietrzne albo natryskowe.
- Dla łożysk parowanych moment tarcia obliczany jest oddzielnie dla każdego łożyska i na koniec należy go zsumować; obciążenie promieniowe jest dzielone równomiernie na łożyska, a rozdział obciążenia osiowego zależy od układu łożyskowania.
- Obciążenia są większe lub równe zalecanemu obciążeniu minimalnemu.
- Obciążenia są stałe co do wartości i kierunku.
- Luz roboczy jest normalny.

Uwaga

Wzory podane w niniejszym rozdziale wymagają przeprowadzenia dość skomplikowanych obliczeń. Z tego względu zalecane jest korzystanie z modułów obliczeniowych dostępnych w „Katalogu Interaktywnym SKF” dostępnym w internecie na stronie www.skf.com.

Tarcie

Moment tarcia tocznego

Moment tarcia tocznego można wyznaczyć ze wzoru

$$M_{rr} = G_{rr} (v n)^{0,6}$$

gdzie

M_{rr} = moment tarcia tocznego, Nmm

G_{rr} = zmienna zależna od

- rodzaju łożyska
- średniej średnicy łożyska, mm
= 0,5 (d + D), mm
- obciążenia promieniowego F_r , N
- obciążenia osiowego F_a , N

n = prędkość obrotowa, obr/min

v = lepkość kinematyczna środka smarowego w temperaturze roboczej, mm²/s (dla smaru plastycznego istotna jest lepkość oleju bazowego)

Wartości G_{rr} można wyznaczyć z wzorów znajdujących się w **tablicy 2** oraz na podstawie stałych geometrycznych R podanych w **tablicy 3**, patrz **strona 92**. Obydwa rodzaje obciążeń, F_r i F_a , zawsze uznawane są za dodatnie.

Moment tarcia ślizgowego

Moment tarcia ślizgowego można wyznaczyć ze wzoru

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl}$$

gdzie

M_{sl} = moment tarcia ślizgowego, Nmm

G_{sl} = zmienna zależna od

- rodzaju łożyska,
- średniej średnicy łożyska
 $d_m = 0,5 (d + D)$, mm
- obciążenia promieniowego F_r , N
- obciążenia osiowego F_a , N

μ_{sl} = współczynnik tarcia ślizgowego, który dla warunków odpowiadających istnieniu pełnego filmu smarowego, tj. $\kappa \geq 2$, 0,05 dla smarowania olejami mineralnymi 0,04 dla smarowania olejami syntetycznymi 0,1 dla smarowania olejami przekładniowymi 0,02 dla łożysk walcowych 0,002 dla łożysk stożkowych

Wartości G_{sl} można wyznaczyć z wzorów podanych w **tablicy 2** oraz na podstawie stałych geometrycznych S podanych w **tablicy 3**, patrz **strona 92**.

Moment tarcia uszczelnień

Jeśli łożyska są wyposażone w uszczelnienia stykowe, opory tarcia uwarunkowane tymi uszczelnieniami mogą być większe od oporów tarcia powstających w samym łożysku. Moment tarcia uszczelnień w łożysku obustronnie uszczelnionym można wyznaczyć z następującej zależności empirycznej

$$M_{seal} = K_{S1} d_s^\beta + K_{S2}$$

gdzie

M_{seal} = moment tarcia uszczelnień, Nmm

K_{S1} = współczynnik zależny od rodzaju łożyska i uszczelnienia

K_{S2} = współczynnik zależny od rodzaju łożyska i uszczelnienia

d_s = średnica styku uszczelnienia
(→ **tablica 4, strona 96**)

β = wykładnik zależny od rodzaju łożyska i uszczelnienia

Wartości współczynników K_{S1} i K_{S2} oraz wykładnika β zostały podane w **tablicy 4, strona 96**.

M_{seal} odpowiada momentowi tarcia wytwarzanemu przez dwa uszczelnienia. Jeśli łożysko jest uszczelnione tylko jednostronnie, moment tarcia wynosi 0,5 M_{seal} .

Dla łożysk kulkowych zwykłych o średnicy zewnętrznej powyżej 25 mm, z uszczelnieniami typu RSL, przyjmuje się moment tarcia uszczelnień równy obliczonej wartości M_{seal} niezależnie od tego czy jest jedno uszczelnienie, czy dwa.

Zmienne zależne od geometrii i obciążenia, potrzebne do wyznaczania momentów tarcia toczonego i ślizgowego – łożyska poprzeczne

| Rodzaj łożyska | Zmienna dla tarcia toczonego G_{rr} | Zmienna dla tarcia ślizgowego G_{sl} |
|--|---|---|
| łożyska kulkowe zwykłe | dla $F_a = 0$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} F_r^{0,54}$ dla $F_a > 0$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_F} F_a \right)^{0,54}$ $\alpha_F = 24,6 (F_a/C_0)^{0,24}$, stopnie | dla $F_a = 0$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,26} F_r^{5/3}$ dla $F_a > 0$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,145} \left(F_r^{1,5} + \frac{S_2 d_m^{1,5}}{\sin \alpha_F} F_a^4 \right)^{1/3}$ |
| łożyska kulkowe skośne¹⁾ | $G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{0,26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$ |
| łożyska kulkowe skośne jednorz. dwukierunkowe | $G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{0,26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$ |
| łożyska kulkowe wahlwe | $G_{rr} = R_1 d_m^2 [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^{3,5} n^2$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,12} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^{3,5} n^2$ |
| łożyska walcowe | $G_{rr} = R_1 d_m^{2,41} F_r^{0,31}$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{0,9} F_a + S_2 d_m F_r$ |
| łożyska stożkowe¹⁾ | $G_{rr} = R_1 d_m^{2,38} (F_r + R_2 Y F_a)^{0,31}$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{0,82} (F_r + S_2 Y F_a)$ |
| Współczynnik obciążenia osiowego Y dla łożysk jednorzędowych → tablice wyrobów | | |
| łożyska baryłkowe | $G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,85} (F_r + R_2 F_a)^{0,54}$ $G_{rr,l} = R_3 d_m^{2,3} (F_r + R_4 F_a)^{0,31}$ dla $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ $G_{rr} = G_{rr,e}$ w przeciwnym wypadku $G_{rr} = G_{rr,l}$ | $G_{sl,e} = S_1 d_m^{0,25} (F_r^4 + S_2 F_a^4)^{1/3}$ $G_{sl,l} = S_3 d_m^{0,94} (F_r^3 + S_4 F_a^3)^{1/3}$ dla $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ $G_{sl} = G_{sl,e}$ w przeciwnym wypadku $G_{sl} = G_{sl,l}$ |
| łożyska toroidalne CARB | dla $F_r < (R_2^{1,85} d_m^{0,78}/R_1^{1,85})^{2,35}$ $G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,97} F_r^{0,54}$ w przeciwnym wypadku $G_{rr,l} = R_2 d_m^{2,37} F_r^{0,31}$ | dla $F_r < (S_2 d_m^{1,24}/S_1)^{1,5}$ $G_{sl,e} = S_1 d_m^{-0,19} F_r^{5/3}$ w przeciwnym wypadku $G_{sl,l} = S_2 d_m^{1,05} F_r$ |

¹⁾ Jako F_a należy podstawić wartość zewnętrznego obciążenia osiowego

Tablica 2b

Zmienne zależne od geometrii i obciążenia, potrzebne do wyznaczania momentów tarcia toczonego i ślizgowego – łożyska wzdłużne

| Rodzaj łożyska | Zmienna dla tarcia toczonego G_{rr} | Zmienna dla tarcia ślizgowego G_{sl} |
|----------------------------|--|--|
| łożyska kulkowe wzdłużne | $G_{rr} = R_1 d_m^{1,83} F_a^{0,54}$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{0,05} F_a^{4/3}$ |
| łożyska walcowe wzdłużne | $G_{rr} = R_1 d_m^{2,38} F_a^{0,31}$ | $G_{sl} = S_1 d_m^{0,62} F_a$ |
| łożyska baryłkowe wzdłużne | $G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,96} (F_r + R_2 F_a)^{0,54}$ $G_{rr,l} = R_3 d_m^{2,39} (F_r + R_4 F_a)^{0,31}$ jeżeli $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ $G_{rr} = G_{rr,e}$ w przeciwnym wypadku $G_{rr} = G_{rr,l}$ | $G_{sl,e} = S_1 d_m^{-0,35} (F_r^{5/3} + S_2 F_a^{5/3})$ $G_{sl,l} = S_3 d_m^{0,89} (F_r + F_a)$ jeżeli $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ $G_{sr} = G_{sl,e}$ w przeciwnym wypadku $G_{sr} = G_{sl,l}$ $G_f = S_4 d_m^{0,76} (F_r + S_5 F_a)$ $G_{sl} = G_{sr} + \frac{G_f}{e^{10^{-6}} (n v)^{1,4} d_m}$ |

Tablica 3

Stałe geometryczne do wyznaczania momentów tarcia toczonego i ślizgowego

| Rodzaj łożyska | Stałe geometryczne do obliczania momentu tarcia toczonego | | | momentu tarcia ślizgowego | | |
|------------------------------|---|-------|------------------------|---------------------------|-------|------------------------|
| | R_1 | R_2 | R_3 | S_1 | S_2 | S_3 |
| łożyska kulkowe zwykłe | Patrz tablica 3a | | | Patrz tablica 3a | | |
| łożyska kulkowe skośne | | | | | | |
| – jednorzędowe | $5,03 \times 10^{-7}$ | 1,97 | $1,90 \times 10^{-12}$ | $1,30 \times 10^{-2}$ | 0,68 | $1,91 \times 10^{-12}$ |
| – dwurzędowe | $6,34 \times 10^{-7}$ | 1,41 | $7,83 \times 10^{-13}$ | $7,56 \times 10^{-3}$ | 1,21 | $7,83 \times 10^{-13}$ |
| – jednorzędowe dwukierunkowe | $4,78 \times 10^{-7}$ | 2,42 | $1,40 \times 10^{-12}$ | $1,20 \times 10^{-2}$ | 0,9 | $1,40 \times 10^{-12}$ |
| łożyska kulkowe wahliwe | Patrz tablica 3b | | | Patrz tablica 3b | | |
| łożyska walcowe | Patrz tablica 3c | | | Patrz tablica 3c | | |
| łożyska stożkowe | Patrz tablica 3d | | | Patrz tablica 3d | | |
| łożyska baryłkowe | Patrz tablica 3e | | | Patrz tablica 3e | | |
| łożyska toroidalne CARB | Patrz tablica 3f | | | Patrz tablica 3f | | |
| łożyska kulkowe wzdłużne | $1,03 \times 10^{-6}$ | | | $1,6 \times 10^{-2}$ | | |
| łożyska walcowe wzdłużne | $2,25 \times 10^{-6}$ | | | 0,154 | | |
| łożyska baryłkowe wzdłużne | Patrz tablica 3g | | | Patrz tablica 3g | | |

Tablica 3a

Stałe geometryczne do wyznaczania momentów tarcia tocznego i ślizgowego w łożyskach kulkowych zwykłych

| Serie łożysk | Stałe geometryczne do obliczania momentu tarcia tocznego | | momentu tarcia ślizgowego | |
|-------------------------|--|----------------|---------------------------|----------------|
| | R ₁ | R ₂ | S ₁ | S ₂ |
| 2, 3 | $4,4 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,00 \times 10^{-3}$ | 100 |
| 42, 43 | $5,4 \times 10^{-7}$ | 0,96 | $3,00 \times 10^{-3}$ | 40 |
| 60, 630 | $4,1 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $3,73 \times 10^{-3}$ | 14,6 |
| 62, 622 | $3,9 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $3,23 \times 10^{-3}$ | 36,5 |
| 63, 623 | $3,7 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,84 \times 10^{-3}$ | 92,8 |
| 64 | $3,6 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,43 \times 10^{-3}$ | 198 |
| 160, 161 | $4,3 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $4,63 \times 10^{-3}$ | 4,25 |
| 617, 618, 628, 637, 638 | $4,7 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $6,50 \times 10^{-3}$ | 0,78 |
| 619, 639 | $4,3 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $4,75 \times 10^{-3}$ | 3,6 |

Tablica 3b

Stałe geometryczne do wyznaczania momentów tarcia tocznego i ślizgowego w łożyskach kulkowych wahlowych

| Serie łożysk | Stałe geometryczne do obliczania momentu tarcia tocznego | | | momentu tarcia ślizgowego | | |
|--------------|--|----------------|------------------------|---------------------------|----------------|------------------------|
| | R ₁ | R ₂ | R ₃ | S ₁ | S ₂ | S ₃ |
| 12 | $3,25 \times 10^{-7}$ | 6,51 | $2,43 \times 10^{-12}$ | $4,36 \times 10^{-3}$ | 9,33 | $2,43 \times 10^{-12}$ |
| 13 | $3,11 \times 10^{-7}$ | 5,76 | $3,52 \times 10^{-12}$ | $5,76 \times 10^{-3}$ | 8,03 | $3,52 \times 10^{-12}$ |
| 22 | $3,13 \times 10^{-7}$ | 5,54 | $3,12 \times 10^{-12}$ | $5,84 \times 10^{-3}$ | 6,60 | $3,12 \times 10^{-12}$ |
| 23 | $3,11 \times 10^{-7}$ | 3,87 | $5,41 \times 10^{-12}$ | 0,01 | 4,35 | $5,41 \times 10^{-12}$ |
| 112 | $3,25 \times 10^{-7}$ | 6,16 | $2,48 \times 10^{-12}$ | $4,33 \times 10^{-3}$ | 8,44 | $2,48 \times 10^{-12}$ |
| 130 | $2,39 \times 10^{-7}$ | 5,81 | $1,10 \times 10^{-12}$ | $7,25 \times 10^{-3}$ | 7,98 | $1,10 \times 10^{-12}$ |
| 139 | $2,44 \times 10^{-7}$ | 7,96 | $5,63 \times 10^{-13}$ | $4,51 \times 10^{-3}$ | 12,11 | $5,63 \times 10^{-13}$ |

Tablica 3c

Stałe geometryczne do wyznaczania momentów tarcia tocznego i ślizgowego w łożyskach walcowych

| Serie łożysk | Stałe geometryczne do obliczania momentu tarcia tocznego | momentu tarcia ślizgowego | |
|---|--|---------------------------|----------------|
| | R ₁ | S ₁ | S ₂ |
| Łożyska typu N, NU, NJ lub NUP z koszykiem | | | |
| 2, 3 | $1,09 \times 10^{-6}$ | 0,16 | 0,0015 |
| 4 | $1,00 \times 10^{-6}$ | 0,16 | 0,0015 |
| 10 | $1,12 \times 10^{-6}$ | 0,17 | 0,0015 |
| 12, 20 | $1,23 \times 10^{-6}$ | 0,16 | 0,0015 |
| 22 | $1,40 \times 10^{-6}$ | 0,16 | 0,0015 |
| 23 | $1,48 \times 10^{-6}$ | 0,16 | 0,0015 |
| Łożyska typu NCF, NJG, NNCL, NNCF, NNC i NNF z pełną liczbą elementów tocznych | | | |
| Wszystkie serie | $2,13 \times 10^{-6}$ | 0,16 | 0,0015 |

Stałe geometryczne do wyznaczania momentów tarcia tocznego i ślizgowego w łożyskach stożkowych

| Serie łożysk | Stałe geometryczne do obliczania momentu tarcia tocznego | | momentu tarcia ślizgowego | |
|--------------|--|----------------|---------------------------|----------------|
| | R ₁ | R ₂ | S ₁ | S ₂ |
| 302 | $1,76 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,017 | 2 |
| 303 | $1,69 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,017 | 2 |
| 313 (X) | $1,84 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,048 | 2 |
| 320 X | $2,38 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,014 | 2 |
| 322 | $2,27 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,018 | 2 |
| 322 B | $2,38 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,026 | 2 |
| 323 | $2,38 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,019 | 2 |
| 323 B | $2,79 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,030 | 2 |
| 329 | $2,31 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,009 | 2 |
| 330 | $2,71 \times 10^{-6}$ | 11,3 | 0,010 | 2 |
| 331 | $2,71 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,015 | 2 |
| 332 | $2,71 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,018 | 2 |
| LL | $1,72 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,0057 | 2 |
| L | $2,19 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,0093 | 2 |
| LM | $2,25 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,011 | 2 |
| M | $2,48 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,015 | 2 |
| HM | $2,60 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,020 | 2 |
| H | $2,66 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,025 | 2 |
| HH | $2,51 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,027 | 2 |
| Pozostałe | $2,31 \times 10^{-6}$ | 10,9 | 0,019 | 2 |

Stałe geometryczne do wyznaczania momentów tarcia tocznego i ślizgowego w łożyskach barytkowych

| Serie łożysk | Stałe geometryczne do obliczania momentu tarcia tocznego | | | | momentu tarcia ślizgowego | | | |
|--------------|--|----------------|-----------------------|----------------|---------------------------|----------------|----------------------|----------------|
| | R ₁ | R ₂ | R ₃ | R ₄ | S ₁ | S ₂ | S ₃ | S ₄ |
| 213 E, 222 E | $1,6 \times 10^{-6}$ | 5,84 | $2,81 \times 10^{-6}$ | 5,8 | $3,62 \times 10^{-3}$ | 508 | $8,8 \times 10^{-3}$ | 117 |
| 222 | $2,0 \times 10^{-6}$ | 5,54 | $2,92 \times 10^{-6}$ | 5,5 | $5,10 \times 10^{-3}$ | 414 | $9,7 \times 10^{-3}$ | 100 |
| 223 | $1,7 \times 10^{-6}$ | 4,1 | $3,13 \times 10^{-6}$ | 4,05 | $6,92 \times 10^{-3}$ | 124 | $1,7 \times 10^{-2}$ | 41 |
| 223 E | $1,6 \times 10^{-6}$ | 4,1 | $3,14 \times 10^{-6}$ | 4,05 | $6,23 \times 10^{-3}$ | 124 | $1,7 \times 10^{-2}$ | 41 |
| 230 | $2,4 \times 10^{-6}$ | 6,44 | $3,76 \times 10^{-6}$ | 6,4 | $4,13 \times 10^{-3}$ | 755 | $1,1 \times 10^{-2}$ | 160 |
| 231 | $2,4 \times 10^{-6}$ | 4,7 | $4,04 \times 10^{-6}$ | 4,72 | $6,70 \times 10^{-3}$ | 231 | $1,7 \times 10^{-2}$ | 65 |
| 232 | $2,3 \times 10^{-6}$ | 4,1 | $4,00 \times 10^{-6}$ | 4,05 | $8,66 \times 10^{-3}$ | 126 | $2,1 \times 10^{-2}$ | 41 |
| 238 | $3,1 \times 10^{-6}$ | 12,1 | $3,82 \times 10^{-6}$ | 12 | $1,74 \times 10^{-3}$ | 9 495 | $5,9 \times 10^{-3}$ | 1 057 |
| 239 | $2,7 \times 10^{-6}$ | 8,53 | $3,87 \times 10^{-6}$ | 8,47 | $2,77 \times 10^{-3}$ | 2 330 | $8,5 \times 10^{-3}$ | 371 |
| 240 | $2,9 \times 10^{-6}$ | 4,87 | $4,78 \times 10^{-6}$ | 4,84 | $6,95 \times 10^{-3}$ | 240 | $2,1 \times 10^{-2}$ | 68 |
| 241 | $2,6 \times 10^{-6}$ | 3,8 | $4,79 \times 10^{-6}$ | 3,7 | $1,00 \times 10^{-2}$ | 86,7 | $2,9 \times 10^{-2}$ | 31 |
| 248 | $3,8 \times 10^{-6}$ | 9,4 | $5,09 \times 10^{-6}$ | 9,3 | $2,80 \times 10^{-3}$ | 3 415 | $1,2 \times 10^{-2}$ | 486 |
| 249 | $3,0 \times 10^{-6}$ | 6,67 | $5,09 \times 10^{-6}$ | 6,62 | $3,90 \times 10^{-3}$ | 887 | $1,7 \times 10^{-2}$ | 180 |

Tablica 3f

Stałe geometryczne do wyznaczania momentów tarcia tocznego i ślizgowego w łożyskach toroidalnych CARB

| Serie łożysk | Stałe geometryczne do obliczania momentu tarcia tocznego | | momentu tarcia ślizgowego | |
|--------------|--|-----------------------|---------------------------|----------------------|
| | R ₁ | R ₂ | S ₁ | S ₂ |
| C 22 | $1,17 \times 10^{-6}$ | $2,08 \times 10^{-6}$ | $1,32 \times 10^{-3}$ | $0,8 \times 10^{-2}$ |
| C 23 | $1,20 \times 10^{-6}$ | $2,28 \times 10^{-6}$ | $1,24 \times 10^{-3}$ | $0,9 \times 10^{-2}$ |
| C 30 | $1,40 \times 10^{-6}$ | $2,59 \times 10^{-6}$ | $1,58 \times 10^{-3}$ | $1,0 \times 10^{-2}$ |
| C 31 | $1,37 \times 10^{-6}$ | $2,77 \times 10^{-6}$ | $1,30 \times 10^{-3}$ | $1,1 \times 10^{-2}$ |
| C 32 | $1,33 \times 10^{-6}$ | $2,63 \times 10^{-6}$ | $1,31 \times 10^{-3}$ | $1,1 \times 10^{-2}$ |
| C 39 | $1,45 \times 10^{-6}$ | $2,55 \times 10^{-6}$ | $1,84 \times 10^{-3}$ | $1,0 \times 10^{-2}$ |
| C 40 | $1,53 \times 10^{-6}$ | $3,15 \times 10^{-6}$ | $1,50 \times 10^{-3}$ | $1,3 \times 10^{-2}$ |
| C 41 | $1,49 \times 10^{-6}$ | $3,11 \times 10^{-6}$ | $1,32 \times 10^{-3}$ | $1,3 \times 10^{-2}$ |
| C 49 | $1,49 \times 10^{-6}$ | $3,24 \times 10^{-6}$ | $1,39 \times 10^{-3}$ | $1,5 \times 10^{-2}$ |
| C 59 | $1,77 \times 10^{-6}$ | $3,81 \times 10^{-6}$ | $1,80 \times 10^{-3}$ | $1,8 \times 10^{-2}$ |
| C 60 | $1,83 \times 10^{-6}$ | $5,22 \times 10^{-6}$ | $1,17 \times 10^{-3}$ | $2,8 \times 10^{-2}$ |
| C 69 | $1,85 \times 10^{-6}$ | $4,53 \times 10^{-6}$ | $1,61 \times 10^{-3}$ | $2,3 \times 10^{-2}$ |

Tablica 3g

Stałe geometryczne do wyznaczania momentów tarcia tocznego i ślizgowego w łożyskach barytkowych wzdłużnych

| Serie łożysk | Stałe geometryczne do obliczania momentu tarcia tocznego | | | | momentu tarcia ślizgowego | | | | |
|--------------|--|----------------|-----------------------|----------------|---------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | R ₁ | R ₂ | R ₃ | R ₄ | S ₁ | S ₂ | S ₃ | S ₄ | S ₅ |
| 292 | $1,32 \times 10^{-6}$ | 1,57 | $1,97 \times 10^{-6}$ | 3,21 | $4,53 \times 10^{-3}$ | 0,26 | 0,02 | 0,1 | 0,6 |
| 292 E | $1,32 \times 10^{-6}$ | 1,65 | $2,09 \times 10^{-6}$ | 2,92 | $5,98 \times 10^{-3}$ | 0,23 | 0,03 | 0,17 | 0,56 |
| 293 | $1,39 \times 10^{-6}$ | 1,66 | $1,96 \times 10^{-6}$ | 3,23 | $5,52 \times 10^{-3}$ | 0,25 | 0,02 | 0,1 | 0,6 |
| 293 E | $1,16 \times 10^{-6}$ | 1,64 | $2,00 \times 10^{-6}$ | 3,04 | $4,26 \times 10^{-3}$ | 0,23 | 0,025 | 0,15 | 0,58 |
| 294 E | $1,25 \times 10^{-6}$ | 1,67 | $2,15 \times 10^{-6}$ | 2,86 | $6,42 \times 10^{-3}$ | 0,21 | 0,04 | 0,2 | 0,54 |

| Moment tarcia uszczelnienia: wykładnik i współczynniki | | | | | | |
|--|---|----------|---------------------------|-------------|----|--|
| Rodzaj uszczelnienia Rodzaj łożyska | Średnica zewn. łożyska D powyżej do | | Wykładnik i współczynniki | | | Średnica styku uszczelnienia $d_s^{1)}$ |
| | β | K_{S1} | K_{S2} | | | |
| Uszczelnienia RSL | | | | | | |
| Łożyska kulkowe zwykłe | 25 | 25 52 | 0 2,25 | 0 0,0018 | 0 | d_2 d_2 |
| Uszczelnienia RZ | | | | | | |
| Łożyska kulkowe zwykłe | | 175 | 0 | 0 | 0 | d_1 |
| Uszczelnienia RSH | | | | | | |
| Łożyska kulkowe zwykłe | | 52 | 2,25 | 0,028 | 2 | d_2 |
| Uszczelnienia RS1 | | | | | | |
| Łożyska kulkowe zwykłe | 62 | 62 | 2,25 | 0,023 | 2 | d_1, d_2 |
| | 80 | 80 | 2,25 | 0,018 | 20 | d_1, d_2 |
| | 100 | 100 | 2,25 | 0,018 | 15 | d_1, d_2 |
| | 100 | 100 | 2,25 | 0,018 | 0 | d_1, d_2 |
| Łożyska kulkowe skośne | 30 | 120 | 2 | 0,014 | 10 | d_1 |
| Łożyska kulkowe wahlwe | 30 | 125 | 2 | 0,014 | 10 | d_2 |
| Uszczelnienia LS | | | | | | |
| Łożyska walcowe | 42 | 360 | 2 | 0,032 | 50 | E |
| Uszczelnienia CS, CS2 i CS5 | | | | | | |
| Łożyska barytkowe | 62 | 300 | 2 | 0,057 | 50 | d_2 |
| Łożyska toroidalne CARB | 42 | 340 | 2 | 0,057 | 50 | d_2 |

¹⁾ Oznaczenie wymiaru podawanego w tablicach wyrobów

Inne zjawiska wpływające na moment tarcia w łożyskach

Jeśli zależy nam na lepszym zrozumieniu procesów zachodzących w łożysku lub jeszcze dokładniejszym wyznaczeniu momentu tarcia, nowy model SKF pozwala uwzględnić w obliczeniach także inne zjawiska mające wpływ na opory tarcia. Do zjawisk tych zaliczamy

- spadek tarcia na skutek ścinania środka smarowego w strefie wlotowej
- zjawisko zmniejszenia ilości środka smarowego na bieżni łożyska w przypadku smarowania smarem plastycznym lub smarowania olejowego mniejszą ilością oleju (smarowanie olejowo-powietrzne, smarowanie natryskowe, smarowanie zanurzeniowe przy niskim poziomie oleju)

- zjawisko oporu ruchu w kąpeli olejowej
- smarowanie mieszane przy małych prędkościach i/lub małych lepkościach.

Uwzględniając powyższe czynniki, ostateczny wzór na całkowity moment tarcia łożyska przyjmuje następującą postać

$$M = \Phi_{ish} \Phi_{rs} M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

gdzie

M = całkowity moment tarcia łożyska, Nmm

$$M_{rr} = G_{rr} (v n)^{0,6}$$

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl}$$

$$M_{seal} = K_{S1} d_s^\beta + K_{S2}$$

- M_{drag} = moment tarcia wynikającego z oporów ruchu w środowisku olejowym, ugniatań smaru, rozbryzgów itp., Nmm
- Φ_{ish} = współcz. redukcyjny uwzględniający ścinanie w strefie wlotowej
- Φ_{rs} = współcz. uwzględniający kinematyczne zmniejszenie grubości filmu smarowego

Współczynniki redukcyjne Φ_{ish} i Φ_{rs} zostały wprowadzone w nowym modelu tarcia SKF w celu uwzględnienia odpowiednio: zjawiska nagrzewania oleju na skutek ścinania w strefie wlotowej oraz zjawiska zmniejszenia ilości środka smarowego na bieżni łożysk pracujących z dużą prędkością. Współczynnik tarcia ślizgowego μ_{sl} rośnie dla małych prędkości i/lub lepkości co odzwierciedla warunki smarowania mieszanego.

Współczynnik uwzględniający rozgrzewanie się oleju w strefie wlotowej

Przy dostatecznej ilości środka smarnego nie cała jego ilość przechodzi przez strefę kontaktu. Jedynie niewielka ilość środka smarnego jest wykorzystywana do wytworzenia filmu smarowego. Z tego względu część oleju w pobliżu strefy wlotowej zostanie odrzucona i popłynie w przeciwnym kierunku (→ rys. 1). Prowadzi to do ścinania środka smarowego, któremu towarzyszy wydzielanie ciepła, a w konsekwencji spadek lepkości oleju oraz zmniejszenie grubości filmu smarnego i składowej momentu tarcia toczonego.

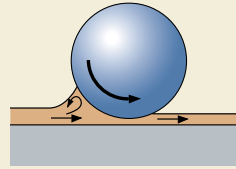
Współczynnik redukcyjny uwzględniający ścinanie i nagrzewanie się środka smarowego w strefie wlotowej można wyznaczyć ze wzoru

$$\Phi_{\text{ish}} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} (n d_m)^{1,28} v^{0,64}}$$

gdzie

- Φ_{ish} = współcz. redukcyjny uwzględniający ścinanie w strefie wlotowej
- n = prędkość obrotowa, obr/min
- d_m = średnia średnica łożyska = $0,5 (d + D)$, mm
- v = lepkość kinematyczna środka smarowego w temperaturze roboczej, mm^2/s (dla smarów plastycznych jest to lepkość oleju bazowego)

Odwroćcie przepływu w strefie wlotowej kontaktu

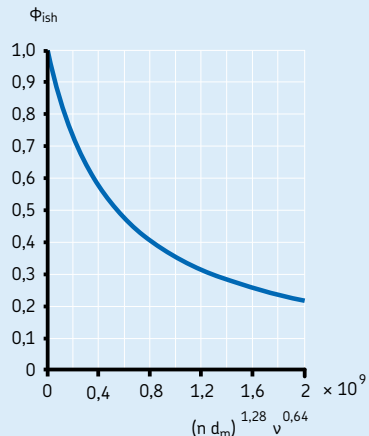


Odwroćony strumień przepływu środka smarowego

Wartości współczynnika uwzględniającego ścinanie w strefie wlotowej Φ_{ish} można odczytać z wykresu 1 w postaci funkcji zależnej od zmiennej $(n d_m)^{1,28} v^{0,64}$.

Wykres 1

Współczynnik ścinania w strefie wlotowej Φ_{ish}



Współczynnik uwzględniający kinematyczne zmniejszenie grubości filmu olejowego

W przypadku smarowania olejowo powietrznego, natryskowego lub zanurzeniowego przy niskim poziomie oleju oraz smarowania smarem plastycznym, toczące się jeden za drugim elementy toczne mogą odrzucić nadmiar środka smarowego ze strefy kontaktu. Przy dużej prędkości obrotowej łożyska lub wysokiej lepkości, środek smarowy znajdujący się na brzegu strefy kontaktu nie nadąży napłynąć do strefy kontaktu przed kolejnym przejściem elementu tocznego. Zjawisko to, nazywane „ślądem kinematycznym”, powoduje spadek grubości filmu smarowego i momentu tarcia tocznego.

Współczynnik uwzględniający kinematyczne zmniejszenie grubości filmu olejowego w powyższych warunkach można wyznaczyć ze wzoru

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

gdzie

- ϕ_{rs} = współcz. uwzględniający kinematyczne zmniejszenie grubości filmu smarowego
- e = podstawa logarytmu naturalnego $\approx 2,718$
- K_{rs} = współczynnik obliczeniowy: 3×10^{-8} dla smarowania zanurzeniowego przy niskim poziomie oleju i smarowania mgłą olejową 6×10^{-8} dla smaru plastycznego i smarowania natryskowego
- K_z = współcz. geometryczny zależny od rodzaju łożyska (\rightarrow **tablica 5**)
- ν = lepkość kinematyczna w temperaturze roboczej, mm^2/s
- n = prędkość obrotowa, obr/min
- d = średnica otworu łożyska, mm
- D = średnica zewnętrzna łożyska, mm

Opory ruchu przy smarowaniu zanurzeniowym

Ze względu na fakt, że opory ruchu w środowisku olejowym są najważniejszym dodatkowym źródłem tarcia, zostały one wyodrębnione jako oddzielny składnik momentu tarcia oznaczany przez M_{drag} .

Przy smarowaniu zanurzeniowym w kąpieli olejowej łożysko jest częściowo, a w niektórych wypadkach nawet całkowicie, zanurzone w ole-

ju. W tych warunkach wielkość i kształt zbiornika oleju, a także poziom oleju mają znaczący wpływ na moment tarcia łożyska. W przypadku bardzo dużej kąpieli olejowej, gdy wielkość zbiornika nie ma już znaczenia i pomijając wpływ innych elementów mechanicznych pracujących w sąsiedztwie łożyska i wzbudzających kapiel olejową, takich jak np. przekładnie zębate lub krzywki, opory ruchu łożyska można wyznaczyć na podstawie współczynnika V_M , którego wartość odczytujemy z **wykresu 2** jako funkcję poziomu oleju H (\rightarrow **rys. 2**) i średniej średnicy łożyska $d_m = 0,5(d + D)$. **Wykres 2** można stosować dla prędkości łożyska nie większych od prędkości nominalnej. Przy wyższych prędkościach i wysokim poziomie oleju inne czynniki mogą mieć znaczący wpływ na wyniki.

Tablica 5

Współczynniki geometryczne K_z i K_L

| Rodzaj łożyska | Współczynniki geometryczne | |
|--|----------------------------|--------------------|
| | K_z | K_L |
| Łożyska kulkowe zwykłe – jedno- i dwurzędowe | 3,1 | – |
| Łożyska kulkowe skośne – jednorzędowe | 4,4 | – |
| – dwurzędowe | 3,1 | – |
| – jednorzędowe dwukierunkowe | 3,1 | – |
| Łożyska kulkowe wahlliwe | 4,8 | – |
| Łożyska walcowe – z koszykiem | 5,1 | 0,65 |
| – z pełną liczbą elem. tocznych | 6,2 | 0,7 |
| Łożyska stożkowe | 6 | 0,7 |
| Łożyska baryłkowe | 5,5 | 0,8 |
| Łożyska toroidalne CARB – z koszykiem | 5,3 | 0,8 |
| – z pełną liczbą elementów | 6 | 0,75 |
| Łożyska kulkowe wzdłużne | 3,8 | – |
| Łożyska walcowe wzdłużne | 4,4 | 0,43 |
| Łożyska baryłkowe wzdłużne | 5,6 | 0,58 ¹⁾ |

¹⁾ Tylko dla łożysk zabudowanych pojedynczo

Zmienna V_M wyznaczona z **wykresu 2** pozwala obliczyć moment tarcia pochodzący od oporu oleju w łożysku kulkowym z zależności

$$M_{\text{drag}} = V_M K_{\text{ball}} d_m^5 n^2$$

a dla łożyska wałeczkowego z zależności

$$M_{\text{drag}} = 10 V_M K_{\text{roll}} B d_m^4 n^2$$

gdzie

M_{drag} = moment tarcia wynikającego z oporów ruchu w środowisku olejowym, Nmm

V_M = zmienna zależna od poziomu oleju, patrz **wykres 2**

K_{ball} = współczynnik dla łożysk kulkowych, patrz poniżej

K_{roll} = współczynnik dla łożysk wałeczkowych, patrz poniżej

d_m = średnia średnica łożyska, mm

B = szerokość pierścienia wewnętrznego łożyska, mm

n = prędkość obrotowa, obr/min

Wartości zmiennej V_M można odczytać z **wykresu 2**, na którym krzywa czerwona odpowiada łożyskom kulkowym, a krzywa niebieska łożyskom wałeczkowym.

Współczynnik dla łożysk kulkowych jest określony wzorem

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

Dla łożysk wałeczkowych obowiązuje wzór

$$K_{\text{roll}} = \frac{K_L K_Z (d + D)}{D - d} \times 10^{-12}$$

gdzie

K_{ball} = współczynnik dla łożysk kulkowych

K_{roll} = współczynnik dla łożysk wałeczkowych

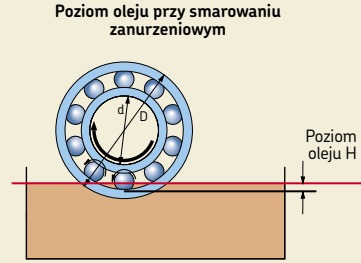
i_{rw} = liczba rzędów kulek

K_Z = współcz. geometryczny zależny od rodzaju łożyska (**→ tablica 5**)

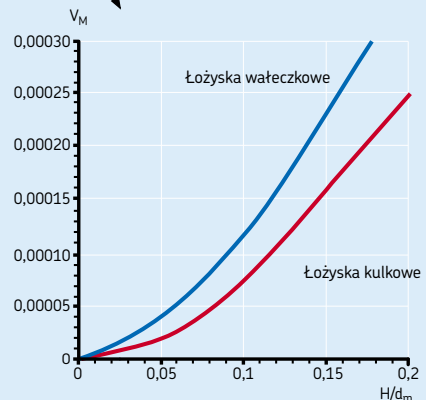
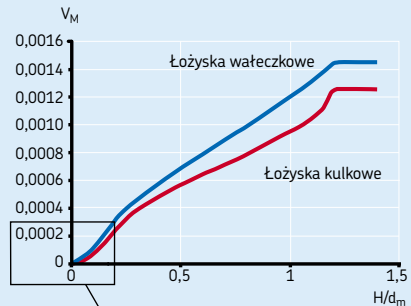
K_L = współczynnik geometryczny zależny od rodzaju łożyska wałeczkowego (**→ tablica 5**)

d = średnica otworu łożyska, mm

D = średnica zewnętrzna łożyska, mm



Wykres 2

Zmienna oporów ruchu V_M 

Uwaga

Do obliczenia oporów ruchu dla smarowania natryskowego można stosować model jak dla smarowania zanurzeniowego, przyjmując poziom oleju równy połowie średnicy elementu toczonego i mnożąc uzyskaną wartość M_{drag} przez dwa.

W celu przybliżonego obliczenia oporów ruchu dla łożyskowań pionowych wałów można wykorzystać model jak dla łożyska całkowicie zanurzonego w oleju i pomnożyć tak uzyskaną wartość M_{drag} przez współczynnik równy stosunkowi szerokości (wysokości) zanurzonej części łożyska do całkowitej szerokości (wysokości) łożyska.

Smarowanie mieszane przy niskich prędkościach i lepkościach

W warunkach, dla których wartości κ są małe (≤ 2) łożyskowanie pracuje w granicach smarowania mieszane. Sporadycznie może dochodzić do kontaktu metal-metal, co zwiększa opory tarcia. Typowy przebieg zmian momentu tarcia w łożysku w zależności od prędkości obrotowej i lepkości przedstawia **wykr. 3**. Podczas fazy rozruchu moment tarcia zmniejsza się wraz ze wzrostem prędkości lub lepkości. Przyczyną tego zjawiska jest powstawanie filmu smarowego i praca łożyska w warunkach pełnego elastohydrodynamicznego (EHL) smarowania. Przy

większych prędkościach lub lepkościach opory tarcia rosną ze względu na wzrost grubości filmu smarowego, aż do wystąpienia zjawisk kinematycznego zmniejszenia grubości filmu olejowego przy dużych prędkościach i nagrzewania oleju, które powodują ponowny spadek oporów tarcia.

Współczynnik tarcia ślizgowego można obliczyć na podstawie poniższego równania

$$\mu_{sl} = \Phi_{bl} \mu_{bl} + (1 - \Phi_{bl}) \mu_{EHL}$$

gdzie

μ_{sl} = współczynnik tarcia ślizgowego

Φ_{bl} = współczynnik wagowy dla współcz. tarcia ślizgowego, patrz poniżej

μ_{bl} = współczynnik zależny od dodatków smarowych, orientacyjna wartość 0,15

μ_{EHL} = współczynnik tarcia dla warunków istnienia pełnego filmu smarowego:

0,05 dla smarowania olejami mineralnymi

0,04 dla smarowania olejami syntetycznymi

0,1 dla smarowania olejami (płynami)

przekładniowymi

Dla łożyskowań wykorzystujących łożyska

walcowe lub stożkowe należy stosować

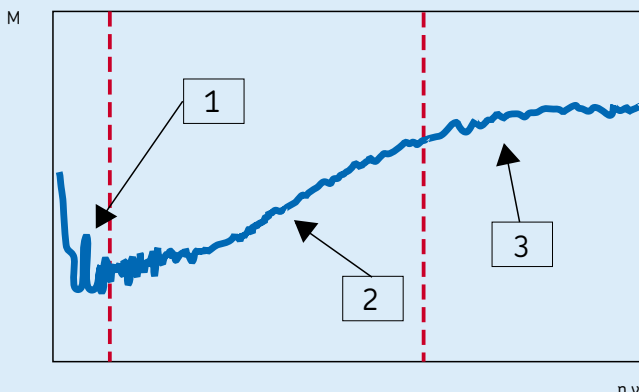
następujące wartości:

0,02 dla łożysk walcowych

0,002 dla łożysk stożkowych

Wykr. 3

Moment tarcia łożyska w zależności od prędkości i lepkości



Strefa 1: Smarowanie mieszane

Strefa 2: Smarowanie elastohydrodynamiczne (EHL)

Strefa 3: EHL + zjawiska cieplne i kinematycznego zmniejszenia grubości filmu smarowego

Wartość współczynnika wagowego do obliczania momentu tarcia ślizgowego można wyznaczyć z równania

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

gdzie

Φ_{bl} = współczynnik wagowy do obliczania współcz. tarcia ślizgowego

e = podstawa logarytmu naturalnego = 2,718

n = prędkość robocza, obr/min

v = lepkość kinematyczna środka smarowego w temperaturze roboczej, mm²/s (dla smarów plastycznych jest to lepkość oleju bazowego)

d_m = średnia średnica łożyska
= 0,5 (d + D), mm

Przybliżoną wartość współczynnika wagowego Φ_{bl} do obliczania współczynnika tarcia ślizgowego można także odczytać z **wykresu 4**.

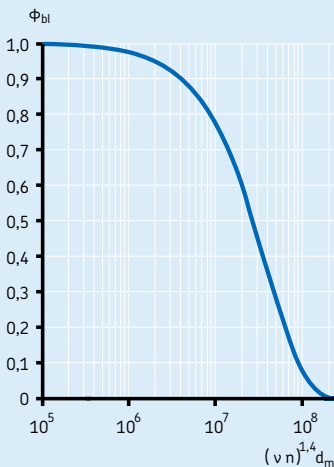
Wpływ luzu i niewspółosiowości na tarcie

Zmiany luzu wewnętrznego łożyska i/lub niewspółosiowości mają wpływ na moment tarcia. Opisany powyżej model zakłada, że luz jest normalny i nie ma problemu niewspółosiowości. Wysoka temperatura robocza lub wysoka prędkość mogą jednak powodować zmniejszenie luzu wewnętrznego łożyska, co prowadzi do wzrostu tarcia. Niewspółosiowość zwykle powoduje wzrost tarcia, ale dla łożysk kulkowych wahliwych, łożysk baryłkowych, łożysk toroidalnych CARB i łożysk baryłkowych wzdłużnych wzrost tarcia związany z niewspółosiowością jest pomijalnie mały

W przypadku szczególnych zastosowań w warunkach narażonych na zmiany luzu i niewspółosiowości prosimy o kontakt z Działem Doradztwa Technicznego SKF.

Wykres 4

Współczynnik wagowy Φ_{bl} do wyznaczania współczynnika tarcia ślizgowego



Wpływ ilości smaru na tarcie

W przypadku smarowania smarem plastycznym moment tarcia łożyska świeżo nasmarowanego odpowiednią ilością smaru może, przez kilka godzin lub dni (zależnie od prędkości), być znacznie większy niż to wynika z obliczeń. Smar potrzebuje bowiem czasu, aby optymalnie wypełnić przestrzeń łożyskowania i w tym czasie jest silnie ugniatany i przemielany. Orientacyjnie przyjmuje się, że początkowy moment tarcia tocznego jest dla łożysk niższych grup wymiarowych dwukrotnie większy niż to wynika z obliczeń, a dla łożysk wyższych grup wymiarowych 4 razy większy. Po okresie „dotarcia” moment tarcia zmniejsza się jednak do wartości typowych dla smarowania olejowego, a w wielu wypadkach jest nawet mniejszy. Jeżeli łożysko zostanie nasmarowane zbyt dużą ilością smaru, można spodziewać się zwiększonych oporów tarcia. Więcej informacji na ten temat można znaleźć w rozdziale „Wymiana smaru”, zaczynającym się na **stronie 237** lub kontaktując się z Działem Doradztwa Technicznego SKF.

Tarcie w łożyskach hybrydowych

Dzięki większej wartości modułu sprężystości dla materiałów ceramicznych, łożyska hybrydowe charakteryzują się mniejszą strefą kontaktu, co sprzyja zmniejszeniu składowych tarcia tocznego i ślizgowego. Ponadto, mniejsza gęstość materiałów ceramicznych w porównaniu ze stalą wiąże się z mniejszymi siłami odśrodkowymi, a to wpływa na zmniejszenie tarcia przy wysokich prędkościach.

Chcąc wykorzystać wcześniej opisane równania do obliczenia momentu tarcia w łożyskach hybrydowych należy zamiast współczynników geometrycznych R_3 i S_3 obowiązujących dla łożysk stalowych podstawić odpowiednio wartości $0,41 R_3$ i $0,41 S_3$.

Hybrydowe łożyska kulkowe poprzeczne wykorzystywane w konstrukcjach szybkoobrotowych są często zabudowywane w łożyskowaniu z osiowym napięciem wstępnym. W takich warunkach łożyska kulkowe zwykłe zachowują się jak łożyska kulkowe skośne i można w nich zaobserwować podobne zjawisko zmniejszenia oporów tarcia przy wysokich prędkościach obrotowych. Tego typu obliczenia powinny być jednak prowadzone we współpracy z Działem Doradztwa Technicznego SKF.

Rozruchowy moment tarcia

Pod pojęciem rozruchowego momentu tarcia łożyska należy rozumieć taki moment tarcia, który musi być pokonany, aby wprawić w ruch obrotowy łożysko znajdujące się w spoczynku. W normalnej temperaturze otoczenia w granicach od +20 do +30 °C, przy zerowej prędkości początkowej gdy $\mu_{sl} = \mu_{bl}$, rozruchowy moment tarcia można wyznaczyć biorąc pod uwagę tylko moment tarcia ślizgowego i moment tarcia uszczelnień, jeśli oczywiście łożysko jest uszczelnione. Wówczas

$$M_{\text{start}} = M_{\text{sl}} + M_{\text{seal}}$$

gdzie

M_{start} = rozruchowy moment tarcia, Nmm

M_{sl} = moment tarcia ślizgowego, Nmm

M_{seal} = moment tarcia uszczelnień, Nmm

W przypadku łożysk o dużym kącie działania moment rozruchowy może być znacznie większy niż to wynika z powyższego wzoru – dla łożysk stożkowych serii 313, 322 B, 323 B i T7FC do czterech razy większy, a dla łożysk baryłkowych wzdłużnych nawet do ośmiu razy większy.

Strata mocy i temperatura łożyska

Stratę mocy spowodowaną tarciami w łożysku można wyznaczyć z zależności

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} M n$$

gdzie

N_R = strata mocy, W

M = całkowity moment tarcia łożyska, Nmm

n = prędkość obrotowa, obr/min

Jeśli znany jest współczynnik chłodzenia (ilość ciepła wydzielanego z łożyska na stopień różnicy temperatur między łożyskiem a otoczeniem), można zgrubnie ocenić wzrost temperatury roboczej łożyska wykorzystując zależność

$$\Delta T = N_R / W_s$$

gdzie

ΔT = różnica temperatur między łożyskiem a otoczeniem, °C

N_R = strata mocy, W

W_s = współczynnik chłodzenia, W/°C

Przykład obliczeń

Łożysko barytkowe 22208 E E ma pracować z prędkością obrotową 3 500 obr/min w następujących warunkach:

Rzeczywiste obciążenie promieniowe $F_r = 2\,990\text{ N}$

Rzeczywiste obciążenie osiowe $F_a = 100\text{ N}$

Wirujący pierścień wewnętrzny

Temperatura robocza $+40\text{ °C}$

Smarowanie olejowe zanurzeniowe

Poziom oleju $H = 2,5\text{ mm}$ powyżej brzegu bieżni pierścienia zewnętrznego, pomiar w warunkach statycznych. Smarowanie olejem mineralnym o lepkości kinematycznej $\nu = 68\text{ mm}^2/\text{s}$ w 40 °C

Problem do rozwiązania:

Jaki będzie całkowity moment tarcia?

1. Obliczenia zmiennych zależnych od geometrii i obciążenia

Na podstawie **tablicy 2a** na **stronie 91** dla średniej średnicy łożyska otrzymujemy

$$d_m = 0,5 (d + D) = 0,5 (40 + 80) = 60\text{ mm}$$

- Zmienne dla tarcia tocznego

$$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,85} (F_r + R_2 F_a)^{0,54}$$

$$= 1,6 \times 10^{-6} \times 60^{1,85} \times$$

$$(2\,990 + 5,84 \times 100)^{0,54}$$

$$= 0,26$$

$$G_{rr,l} = R_3 d_m^{2,3} (F_r + R_4 F_a)^{0,31}$$

$$= 2,81 \times 10^{-6} \times 60^{2,3} \times$$

$$(2\,990 + 5,8 \times 100)^{0,31}$$

$$= 0,436$$

ponieważ $G_{rr,e} < G_{rr,l}$,

$$G_{rr} = 0,26$$

- Zmienne dla tarcia ślizgowego

$$G_{sl,e} = S_1 d_m^{0,25} (F_r^4 + S_2 F_a^4)^{1/3}$$

$$= 3,62 \times 10^{-3} \times 60^{0,25} \times$$

$$(2\,990^4 + 508 \times 100^4)^{1/3}$$

$$= 434$$

$$G_{sl,l} = S_3 d_m^{0,94} (F_r^3 + S_4 F_a^3)^{1/3}$$

$$= 8,8 \times 10^{-3} \times 60^{0,94} \times$$

$$(2\,990^3 + 117 \times 100^3)^{1/3}$$

$$= 1\,236,6$$

ponieważ $G_{sl,e} < G_{sl,l}$,

$$G_{sl} = 434$$

2. Obliczenia momentu tarcia tocznego

$$M_{rr} = G_{rr} (\nu n)^{0,6} = 0,26 \times (68 \times 3\,500)^{0,6}$$

$$= 437\text{ Nmm}$$

3. Obliczenia tarcia ślizgowego

Zakładając, że istnieje pełny film smarowy, czyli $\kappa > 2$

$$M_{sl} = \mu_{sl} G_{sl} = 0,05 \times 434 = 21,7\text{ Nmm}$$

4. Obliczenia współczynnika uwzględniającego rozgrzewanie się oleju w strefie wlotowej

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

$$= \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} \times (3\,500 \times 60)^{1,28} 68^{0,64}}$$

$$\approx 0,85$$

5. Obliczenia współczynnika uwzględniającego kinematyczne zmniejszenie grubości filmu olejowego przy smarowaniu zanurzeniowym

$$\begin{aligned} \Phi_{rs} &= \frac{1}{e^{K_{rs}} v n (d + D) \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}} \\ &= \frac{1}{2,718^3 \times 10^{-8} \times 68 \times 3\,500 \times (40 + 80) \sqrt{\frac{5,5}{2 \times (80 - 40)}}} \\ &\approx 0,8 \end{aligned}$$

6. Obliczenia oporów ruchu kąpieli olejowej przy smarowaniu zanurzeniowym

Zmienna związana z oporami ruchu zależy od stosunku

$$H/d_m = 2,5/60 = 0,041$$

Z wykresu 2 na stronie 99 wynika, że opory ruchu są małe, gdyż $H/d_m < 0,1$. Można jednak uwzględnić je w obliczeniach. Z krzywej dla łożysk wałeczkowych odczytujemy wartość zmiennej V_M , która wynosi około $0,3 \times 10^{-4}$.

Następnie można już obliczyć wartość współczynnika dla łożysk wałeczkowych

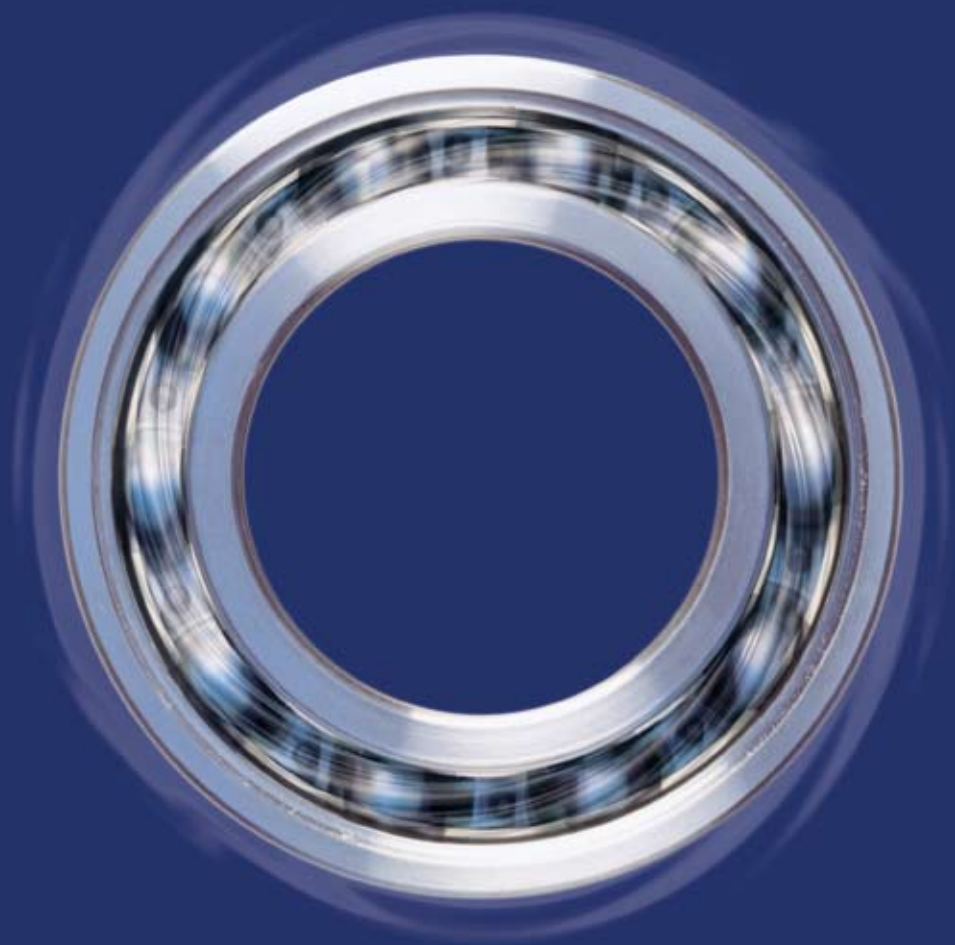
$$\begin{aligned} K_{roll} &= \frac{K_L K_Z (d + D)}{D - d} \times 10^{-12} \\ &= \frac{0,8 \times 5,5 \times (40 + 80)}{80 - 40} \times 10^{-12} \\ &= 13,2 \times 10^{-12} \end{aligned}$$

Przybliżoną wartość oporów ruchu w kąpieli olejowej wyznaczamy z zależności

$$\begin{aligned} M_{drag} &= 10 V_M K_{roll} B d_m^4 n^2 \\ &= 10 \times 0,3 \times 10^{-4} \times \\ &\quad 13,2 \times 10^{-12} \times 23 \times 604 \times 3\,500^2 \\ &= 14,5 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

7. Obliczenia całkowitego momentu tarcia łożyska 22208 E zgodnie z nowym modelem SKF

$$\begin{aligned} M &= \Phi_{ish} \Phi_{rs} M_{rr} + M_{sl} + M_{drag} \\ &= 0,85 \times 0,8 \times 437 + 21,7 + 14,5 \\ &= 334 \text{ Nmm} \end{aligned}$$



Prędkości i drgania

| | |
|---|------------|
| Prędkości nominalne | 108 |
| Wpływ obciążenia i lepkości oleju na prędkość nominalną/prędkość dopuszczalną | 108 |
| Prędkości większe niż nominalne | 109 |
| Prędkości graniczne..... | 114 |
| Przypadki specjalne | 114 |
| Małe prędkości obrotowe | 114 |
| Ruchy oscylacyjne..... | 114 |
| Powstawanie drgań w łożyskach..... | 115 |
| Wzbudzenie drgań na skutek zmiennej liczby obciążonych elementów tocznych | 115 |
| Dokładność wykonania współpracujących elementów | 115 |
| Uszkodzenia miejscowe..... | 115 |
| Zanieczyszczenia | 115 |
| Wpływ łożyska na drgania całego urządzenia | 115 |

Prędkości i drgania

Łożyska nie mogą pracować z dowolnie dużymi prędkościami obrotowymi. Na ogół maksymalna dopuszczalna prędkość obrotowa jest ograniczona przez temperaturę roboczą łożyska, zależną od zastosowanego środka smarnego lub materiału elementów łożyska.

Prędkość obrotowa, przy której osiągana jest graniczna temperatura robocza, zależy od wytworzonego w łożysku ciepła tarcia (ewentualnie łącznie z ciepłem dostarczonym z zewnątrz do łożyska) oraz ilości ciepła, które może zostać odprowadzone na zewnątrz łożyska.

Obok rodzaju i wielkości łożyska, jego konstrukcji wewnętrznej, obciążenia, warunków smarowania i chłodzenia, na prędkość dopuszczalną łożyska mają również wpływ wykonanie koszyka, dokładność wykonania i luz wewnętrzny.

W tablicach wyrobów podawane są zwykle dwie prędkości: prędkość nominalna (cieplna) i prędkość graniczna (kinematyczna). Wybór jednej z tych prędkości zależy od rozpatrywanych kryteriów związanych z warunkami pracy.

Prędkości nominalne

Prędkości nominalne (cieplne) podawane w tablicach wyrobów są jedynie prędkościami odniesienia, które są wykorzystywane do wyznaczenia dopuszczalnej prędkości obrotowej łożyska zależnie od jego obciążenia i lepkości środka smarnego.

Podane wartości prędkości nominalnych wyznaczono zgodnie z ISO 15312:2003 (norma nie dotyczy łożysk kulkowych wzdłużnych). Choć norma ta została ustanowiona dla smarowania olejowego, to zachowuje ważność dla smarowania smarami plastycznymi.

Prędkość nominalna dla danego łożyska oznacza taką prędkość obrotową, przy której w określonych warunkach roboczych ustali się równowaga cieplna pomiędzy ciepłem generowanym przez łożysko a ciepłem odprowadzanym z łożyska przez wał, oprawę i środek smarowy. Określone w normie ISO 15312:2003 warunki odniesienia, przy których istnieje równowaga cieplna są następujące

- wzrost temperatury łożyska o 50 °C powyżej temperatury otoczenia 20 °C, co odpowiada temperaturze łożyska 70 °C mierzonej na nieruchomym pierścieniu zewnętrznym łożyska

- łożyska poprzeczne: stałe obciążenie promieniowe, wynoszące 5 % nominalnej nośności statycznej C_0
- łożyska wzdłużne: stałe obciążenie promieniowe, wynoszące 2 % nominalnej nośności statycznej C_0
- łożyska otwarte z normalnym luzem wewnętrznym

dla łożysk smarowanych olejem:

- olej mineralny bez dodatków EP o lepkości kinematycznej w temperaturze 70 °C równej: $v = 12 \text{ mm}^2/\text{s}$ (ISO VG 32) dla łożysk poprzecznych, $v = 24 \text{ mm}^2/\text{s}$ (ISO VG 68) dla łożysk wałeczkowych wzdłużnych
- sposób smarowania: smarowanie zanurzeniowe, poziom oleju sięgający środka najniżej położonego elementu tocznego

dla łożysk smarowanych smarem plastycznym:

- smar: typowy smar zagęszczany mydłem litowym na bazie oleju mineralnego o lepkości od 100 do 200 mm^2/s w temperaturze 40 °C (np. ISO VG 150)
- ilość smaru: wolna przestrzeń w łożysku wypełniona w około 30 %.

W łożyskach smarowanych smarem plastycznym obserwuje się podczas pierwszego rozruchu silny wzrost temperatury. Normalna temperatura robocza ustala się dopiero po 10 do 20 godzinach pracy łożyska.

W powyższych warunkach prędkość nominalna dla smarowania olejowego będzie taka sama, jak dla smarowania smarem plastycznym.

W przypadku łożyskowań z wirującym pierścieniem zewnętrznym może zachodzić potrzeba zmniejszenia prędkości nominalnych.

Dla pewnych typów łożysk, gdy ograniczenie prędkości łożyska nie wynika z ilości ciepła generowanego w strefie kontaktu elementów tocznych z bieżnią, w tablicach łożysk podawane są tylko prędkości graniczne. Przykładowo, dotyczy to łożysk z uszczelnieniami stykowymi.

Wpływ obciążenia i lepkości oleju na prędkość nominalną/prędkość dopuszczalną

W przypadku, gdy mamy do czynienia z obciążeniami i lepkościami większymi niż wartości podane przy wyznaczaniu prędkości nominalnych,

opory tarcia zwiększają się i łożysko nie może już pracować z podaną prędkością nominalną, chyba że można dopuścić do pracy łożyska w wyższej temperaturze. Niższe wartości lepkości umożliwiają z kolei pracę łożyska przy większych prędkościach roboczych.

Wpływ obciążenia i lepkości kinematycznej na dopuszczalną prędkość łożyska został przedstawiony na wykresach:

Wykres 1: Łożyska kulkowe poprzeczne, strona 110.

Wykres 2: Łożyska wałeczkowe poprzeczne, strona 111.

Wykres 3: Łożyska kulkowe wzdłużne, strona 112.

Wykres 4: Łożyska wałeczkowe wzdłużne, strona 113.

Smarowanie olejowe

Wartości współczynników korygujących dla smarowania olejowego

- f_P : uwzględniającego wpływ równoważnego obciążenia dynamicznego łożyska P oraz
- f_v : uwzględniającego wpływ lepkości

można odczytać z **wykresów 1 do 4** w zależności od stosunku P/C_0 i średniej średnicy łożyska d_m

gdzie

P = równoważne obciążenie dynamiczne łożyska, kN

C_0 = nominalna nośność statyczna, kN

d_m = średnia średnica łożyska
= $0,5 (d + D)$, mm

Wartości lepkości występujące na powyższych wykresach zostały podane zgodnie z oznaczeniami ISO. Przykładowo, ISO VG 32 oznacza olej o lepkości $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ przy 40°C .

Jeżeli temperatura odniesienia 70°C pozostaje bez zmian, to prędkość dopuszczalną wyznacza się ze wzoru

$$n_{\text{perm}} = n_r f_P f_v$$

gdzie

n_{perm} = prędkość dopuszczalna obrotowa, obr/min

n_r = prędkość nominalna, obr/min

f_P = współczynnik korekcyjny obciążenia łożyska P

f_v = współczynnik korekcyjny lepkości oleju

Smarowanie smarem plastycznym

Powyższe wykresy zachowują ważność także dla smarowania smarem plastycznym. Choć prędkość nominalna dla smarowania smarem plastycznym wyznaczana jest dla lepkości oleju bazowego VG 150, może być stosowana w zakresie lepkości ISO VG 100 – ISO VG 200. Dla innych lepkości oleju bazowego współczynnik f_v obliczamy dzieląc wartość f_v dla oleju bazowego wybranego smaru przy 40°C przez wartość f_v jak dla oleju ISO VG 150.

$$n_{\text{perm}} = n_r f_P \frac{f_v \text{ dla lepkości rzeczyw. oleju bazowego}}{f_v \text{ dla lepkości oleju ISO VG150}}$$

Przykład 1

Łożysko kulkowe zwykłe 6210 klasy SKF Explorer pracuje pod obciążeniem $P = 0,24 C_0$ i jest smarowane zanurzeniowo olejem o lepkości $68 \text{ mm}^2/\text{s}$ przy 40°C . Jaka jest spodziewana prędkość dopuszczalna łożyska?

Dla łożyska 6210: $d_m = 0,5 (50 + 90) = 70 \text{ mm}$. Z **wykresu 1, strona 110**, dla $d_m = 70 \text{ mm}$ i $P/C_0 = 0,24$, $f_P = 0,63$ oraz dla $P/C_0 = 0,24$ i ISO VG 68, $f_v = 0,85$.

Prędkość dopuszczalna n_{perm} , przy której temperatura robocza łożyska nie przekroczy 70°C , wyniesie

$$n_{\text{perm}} = 15\,000 \times 0,63 \times 0,85 = 8\,030 \text{ obr/min}$$

Przykład 2

Łożysko baryłkowe 22222 E klasy SKF Explorer pracuje pod obciążeniem $P = 0,15 C_0$ i jest smarowane smarem plastycznym o lepkości oleju bazowego $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ przy 40°C . Jaka jest spodziewana prędkość dopuszczalna łożyska?

Dla łożyska 22222 E: $d_m = 0,5 (110 + 200) = 155 \text{ mm}$. Z **wykresu 2, strona 111**, dla $d_m = 155 \text{ mm}$ i $P/C_0 = 0,15$, $f_P = 0,53$ i dla $P/C_0 = 0,15$ i ISO VG 220, $f_v \text{ rzeczyw.} = 0,83$; dla $P/C_0 = 0,15$ i ISO VG 150, $f_v \text{ ISO VG150} = 0,87$.

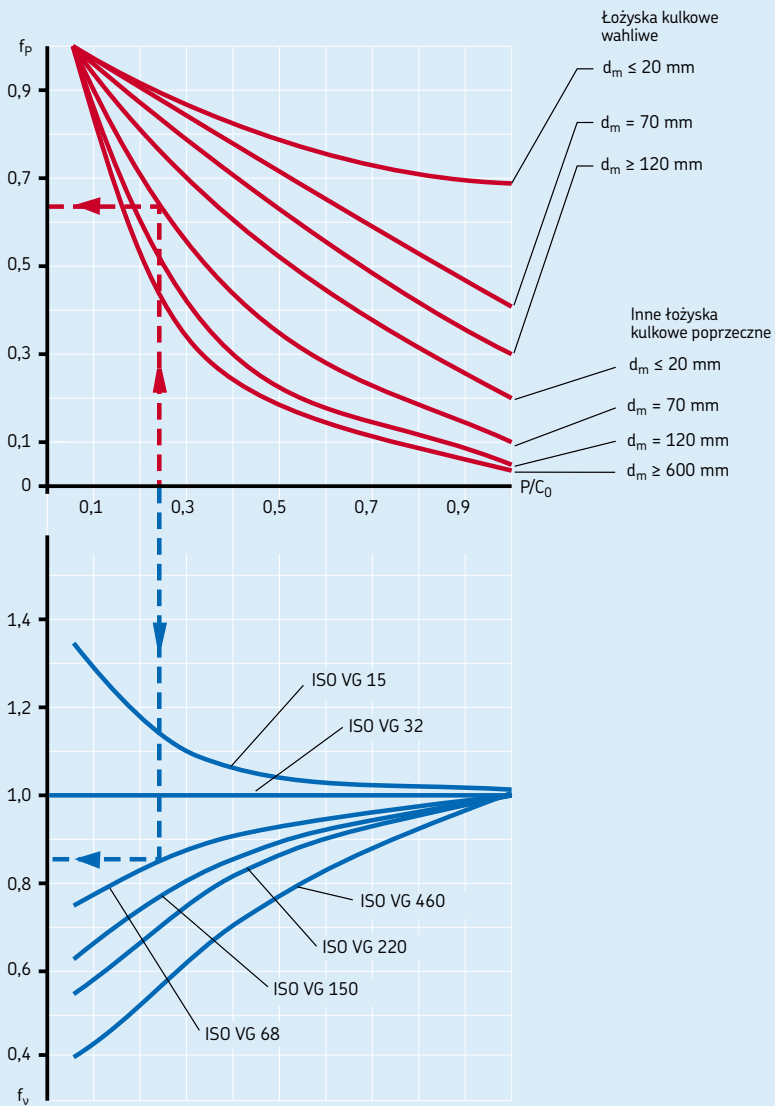
Prędkość dopuszczalna n_{perm} , przy której temperatura robocza łożyska nie przekroczy 70°C , wyniesie

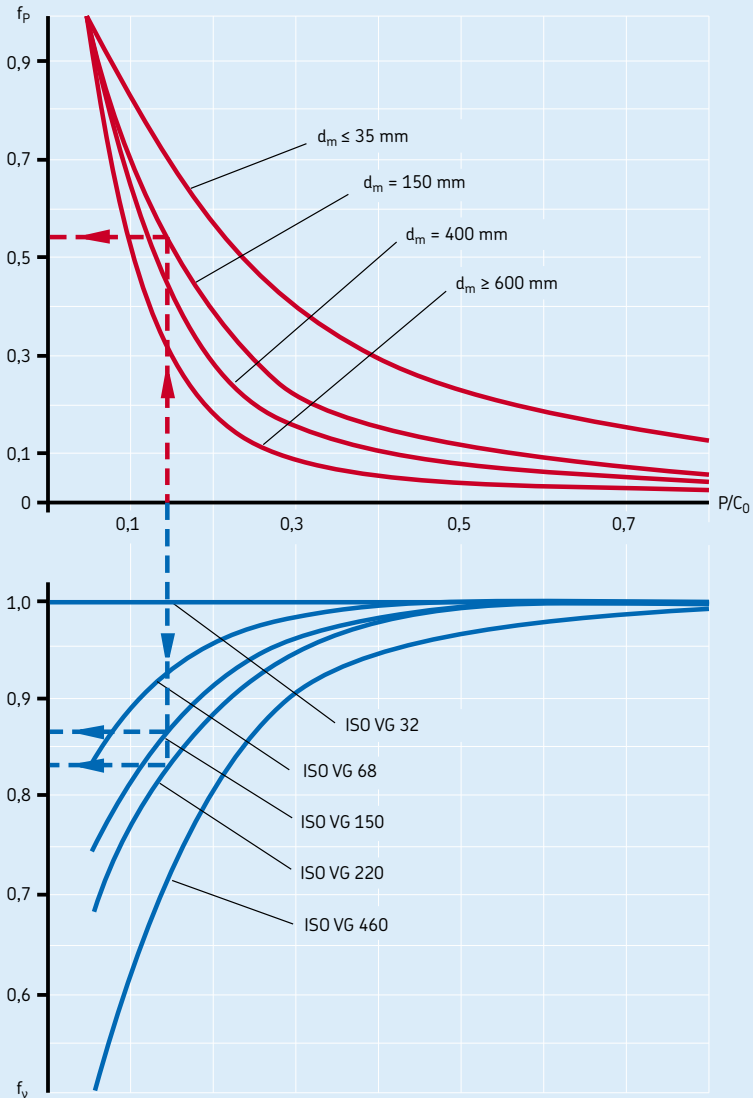
$$n_{\text{perm}} = 3\,000 \times 0,53 \times 0,83/0,87 = 1\,520 \text{ obr/min}$$

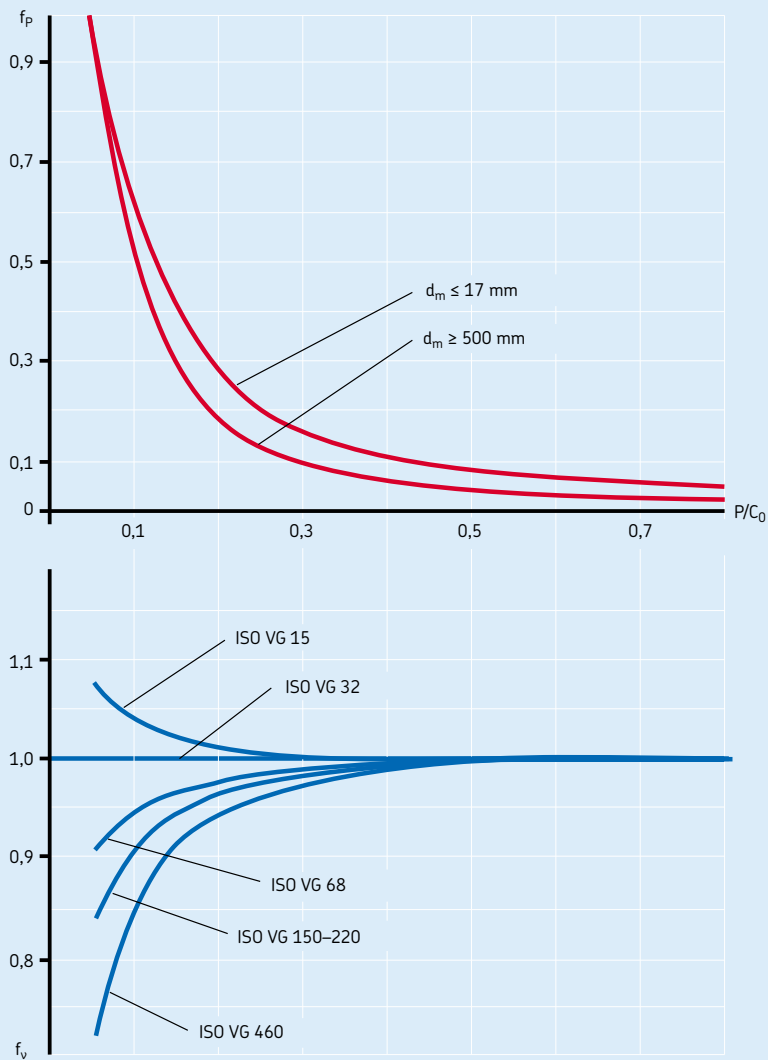
Prędkości większe niż nominalne

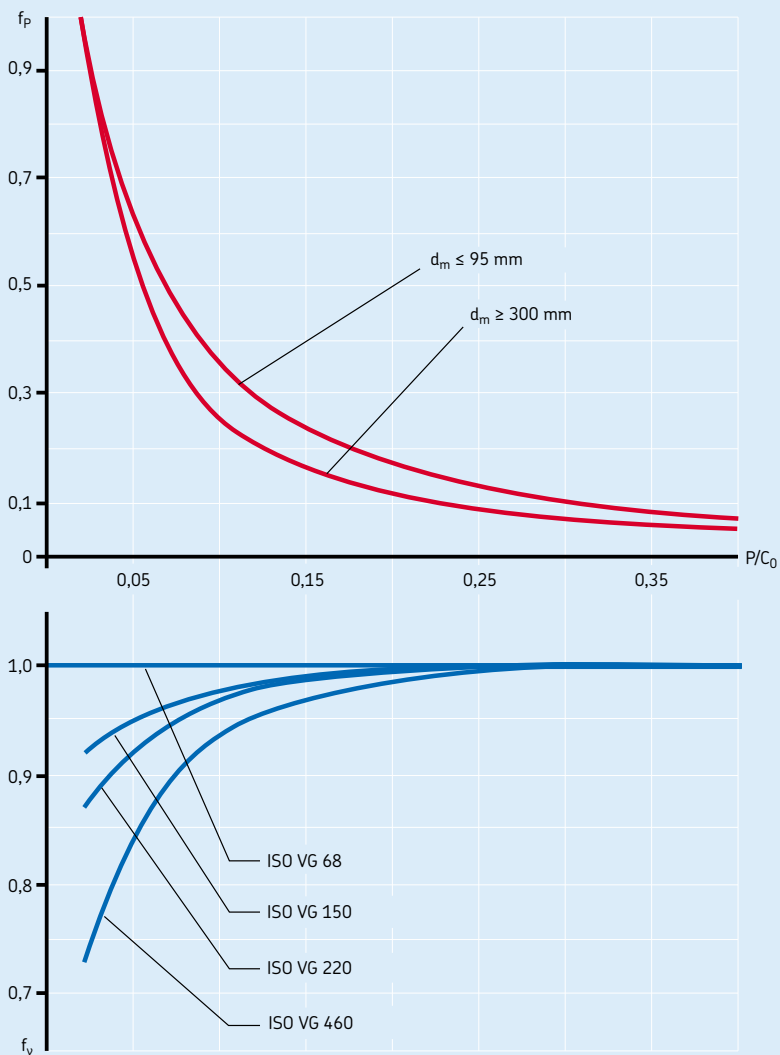
Łożyska mogą pracować z prędkościami przekraczającymi prędkość nominalną jeżeli uda się

Współczynniki korygujące f_p i f_v dla łożysk kulkowych poprzecznych



Współczynniki korygujące f_p i f_v dla łożysk wałeczkowych poprzecznych

Współczynniki korygujące f_p i f_v dla łożysk kulkowych wzdłużnych

Współczynniki korygujące f_p i f_v dla łożysk wałeczkowych wzdłużnych

Prędkości i drgania

ograniczyć opory tarcia w łożysku stosując system smarowania, który podaje dokładnie odmierzoną ilość środka smarnego lub odprowadzając nadmiar ciepła z łożyska albo przez system smarowania olejowego typu obiegowego, albo przez radiator zamocowany do oprawy, albo przez wymuszony obieg powietrza chłodzącego oprawę (→ rozdział „Sposoby smarowania olejowego”, początek na **stronie 248**).

Przekroczenie prędkości nominalnej, bez zastosowania jednego z wcześniej opisanych sposobów poprawy chłodzenia łożyska, może doprowadzić do nadmiernego wzrostu temperatury łożyska. Wraz ze wzrostem tej temperatury spada lepkość środka smarnego, a to utrudnia powstanie pełnego filmu smarnego i prowadzi do zwiększenia oporów tarcia, a w konsekwencji do jeszcze większego wzrostu temperatury. Jeżeli na dodatek luz roboczy łożyska zmniejszy się na skutek zwiększenia temperatury pierścienia wewnętrznego, może dojść do zablokowania łożyska. Każde zwiększenie prędkości obrotowej ponad prędkość nominalną oznacza, że różnica temperatur między pierścieniem zewnętrznym a wewnętrznym jest większa niż zwykle. Z tego powodu zwykle wymagany jest większy niż normalny luz wewnętrzny łożyska (C3) i może zachodzić potrzeba dokładniejszej analizy rozkładu temperatur w łożysku.

Prędkości graniczne

Prędkość graniczna zależy od innych czynników, do których zaliczamy: stateczność kształtu, wytrzymałość koszyka, smarowanie powierzchni prowadzących koszyka, siły bezwładności i siły żyroskopowe działające na elementy toczone, dokładność wykonania oraz inne czynniki ograniczające prędkość, takie jak np. uszczelnienia i smar zastosowany w łożyskach uszczelnionych.

Doświadczenia zebrane podczas prób laboratoryjnych i testów w rzeczywistych warunkach wskazują, że istnieją prędkości maksymalne, których nie należy przekraczać ze względów technologicznych lub z powodu zbyt wysokich kosztów utrzymania temperatury łożyska na akceptowalnym poziomie.

Prędkości graniczne podane w tablicach wyrobów dotyczą łożysk w wykonaniu standardowym z typowym koszykiem, odpowiadających podanemu oznaczeniu.

Chcąc stosować łożyska przy wyższych prędkościach obrotowych niż podane w tablicach

należy poprawić niektóre elementy decydujące o prędkości granicznej, jak np. dokładność biegu, materiał i konstrukcję koszyka, smarowanie i odprowadzenie ciepła.

W przypadku smarowania smarami plastycznymi należy dodatkowo wziąć pod uwagę smarowanie powierzchni prowadzących koszyka i wytrzymałość smaru na ścinanie. Właściwości te zależą od oleju bazowego i zagęszczacza (→ rozdział „Smarowanie smarem plastycznym”, zaczynający się na **stronie 231**).

Niektóre odkryte łożyska kulkowe charakteryzują się bardzo małymi oporami tarcia i podane dla nich prędkości nominalne mogą być większe od prędkości granicznych. Z tego powodu należy obliczyć prędkość dopuszczalną i porównać ją z prędkością graniczną. Dopiero mniejsza z tych prędkości powinna być przyjęta przez konstruktora do dalszych rozważań.

Zasadniczo przy wysokich prędkościach obrotowych należy pamiętać, że aby zapewnić prawidłową pracę łożyskowania, konieczne jest określone minimalne obciążenie łożyska. Bliższe dane można znaleźć w tekście poprzedzającym tablicę wymiarowe łożysk, pod hasłem „Obciążenie minimalne”.

Przypadki specjalne

W przypadku niektórych łożyskowań prędkości maksymalne ustępują miejsca innym czynnikom.

Małe prędkości obrotowe

Przy bardzo małych prędkościach obrotowych nie ma możliwości powstania elastohydrodynamicznego filmu smarnego w strefie styku elementów toczonego i bieżni. W takich przypadkach należy zwykle zastosować środek smarowy z dodatkami EP (→ rozdział „Smarowanie smarem plastycznym”, rozpoczynający się na **stronie 231**).

Ruchy oscylacyjne

Przy tego rodzaju ruchach zmienia się kierunek obrotu w czasie odpowiadającym części pełnego obrotu łożyska. Ponieważ w punktach zwrotu prędkość obrotu spada do zera, nie można utrzymać pełnego hydrodynamicznego filmu smarnego. W takich przypadkach szczególnie ważne jest zastosowanie środka smarowego, zawierającego dodatki EP, aby wytworzyć nośny graniczny film smarny.

Dla przypadków zastosowań, w których występuje ruch oscylacyjny jest rzeczą niemożliwą ustalenie granicznej lub nominalnej prędkości obrotowej. Górna granica prędkości obrotowej nie jest tu limitowana równowagą cieplną lecz siłami bezwładności występującymi podczas eksploatacji. Przy każdej zmianie kierunku obrotów powstaje niebezpieczeństwo, że elementy toczne ze względu na swoją bezwładność będą się krótkotrwale ślizgać i uszkodzą powierzchnię bieżni (tzw. zmazywianie). Dopuszczalne przyspieszenia i opóźnienia w ruchu obrotowym zależą od masy zestawu elementów tocznych i koszyka, rodzaju i ilości środka smarnego, luzu roboczego i obciążenia łożyska. Ponieważ nie można tu podać ogólnie obowiązujących wytycznych, konieczna jest w każdym przypadku dokładniejsza analiza.

Powstawanie drgań w łożyskach

Łożyska toczne zazwyczaj same nie generują hałasu. To, co odbieramy jako „hałas łożyska” jest w rzeczywistości słyszalnym efektem drgań otaczającej konstrukcji, wywołanych bezpośrednio lub pośrednio przez łożysko. Z tego powodu w większości przypadków problem hałasu należy rozpatrywać w kategoriach problemu drgań obejmujących całe łożyskowanie.

Wzbudzenie drgań na skutek zmiennej liczby obciążonych elementów tocznych

Jeżeli na łożysko działa obciążenie promieniowe, to liczba elementów tocznych przenoszących obciążenie zmienia się nieznacznie podczas pracy, np. 2-3-2-3.... To powoduje zmiany kierunku działania obciążenia. Choć powstających w ten sposób drgań nie można wyeliminować, można je ograniczyć stosując osiowe napięcie wstępne w celu obciążenia wszystkich elementów (takie rozwiązanie nie jest możliwe w przypadku łożysk walcowych).

Dokładność wykonania współpracujących elementów

W przypadku, gdy pierścień łożyska jest pasowany ciasno na wale lub w oprawie, może dojść do odkształcenia pierścienia, który swoim kształtem dopasuje się do współpracującego elementu. Odchyłki kształtu mogą powodować drgania

podczas pracy. Bardzo ważne jest więc dokładne obrobienie powierzchni osadzenia łożyska na wale i w oprawie (→ rozdział „Tolerancje walcowości” na **stronie 194**).

Uszkodzenia miejscowe

Na skutek niewłaściwego obchodzenia się z łożyskiem lub nieprawidłowego montażu, fragmenty bieżni i elementów tocznych mogą zostać uszkodzone. Podczas pracy przetwarzający się uszkodzony element generuje drgania o charakterystycznej częstotliwości. Analiza widma częstotliwości drgań łożyska pozwala określić jaki element łożyska uległ uszkodzeniu. Powyższa zasada jest wykorzystywana przez specjalistyczny sprzęt diagnostyczny SKF, stosowany do wykrywania uszkodzeń łożysk zanim dojdzie do ich całkowitego zniszczenia.

Częstotliwości charakterystyczne dla łożysk SKF można obliczyć korzystając z „Katalogu Interaktywnego SKF”.

Zanieczyszczenia

W zanieczyszczonym środowisku cząstki obce mogą dostać się do wnętrza łożyska i zostać przemieszczane przez poruszające się elementy toczne. Poziom powstających w ten sposób drgań zależy od ilości, wielkości i rodzaju cząstek zanieczyszczeń, które dostają się do strefy kontaktu toczących się elementów. W takiej sytuacji trudno mówić o typowym kształcie widma częstotliwości drgań. Powstaje jednak słyszalny, niepokojący hałas.

Wpływ łożyska na drgania całego urządzenia

W wielu wypadkach sztywność łożyska jest podobna do sztywności otaczającej go konstrukcji. Stwarza to możliwość ograniczenia drgań poprzez właściwy dobór łożyska (wraz z napięciem wstępnym lub luzem) i odpowiednią konstrukcją łożyskowania w danym urządzeniu. Istnieją trzy sposoby ograniczenia drgań:

- Wyeliminować z konstrukcji drgania wymuszające o częstotliwości krytycznej.
- Wytłumić możliwość przenoszenia drgań o częstotliwości krytycznej.
- Zmienić sztywność konstrukcji o częstotliwości krytycznej.