

Трение

Оценка момента трения	88
Уточненный расчет момента трения	88
Новая модель SKF для расчета момента трения	89
Момент трения качения	90
Момент трения скольжения	90
Момент трения уплотнений	90
Дополнительные факторы, влияющие на моменты трения в подшипниках.....	96
Коэффициент уменьшения за счет нагрева смазочного материала	97
Коэффициент уменьшения в режиме кинематического смазочного голодания.....	98
Потери на сопротивление в условиях смазывания масляной ванной	98
Режим смешанного трения для малых скоростей и вязкостей	100
Влияние величин зазора и перекоса на трение.....	101
Влияние пластичной смазки на трение.....	102
Фрикционные характеристики гибридных подшипников	102
Пусковой крутящий момент	103
Потери мощности и температура подшипника	103
Примеры расчетов.....	104

Трение в подшипнике качения является определяющим фактором теплообразования и, следовательно, его рабочей температуры.

Величина трения зависит от нагрузки и некоторых других факторов, наиболее существенные из которых – тип и размер подшипника, рабочая частота вращения, характеристики и количество смазочного материала.

Общее сопротивление вращению подшипника состоит из трения качения и трения скольжения в контактах качения, зонах контакта между телами качения и сепаратором, а также на направляющих поверхностях тел качения или сепаратора, трения в смазочном материале и трения скольжения контактных уплотнений, при наличии таковых.

Оценка момента трения

При некоторых условиях, а именно:

- нагрузка на подшипник $P \approx 0,1 C$
- хорошее смазывание
- нормальные условия эксплуатации,

момент трения можно с достаточной точностью рассчитать при помощи постоянного коэффициента трения μ из следующего уравнения:

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

где

M = момент трения, Нмм

μ = постоянный коэффициент трения для подшипника (→ табл. 1)

P = эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, Н

d = диаметр отверстия подшипника, мм

Уточненный расчет момента трения

Один из методов расчета момента трения подшипника качения заключается в том, что момент трения делится на независимый от нагрузки момент M_0 и зависимый от нагрузки момент M_1 , которые затем складываются и дают суммарный момент

$$M = M_0 + M_1$$

Таким был метод расчета до сих пор. Однако точность расчетов можно повысить, если в основу такого деления положить не зависимость от нагрузки, а тип источника трения. В сущности, к M_0 можно отнести дополнительные внешние источники трения вместе с «гидродинамическим» компонентом трения качения, который также имеет зависимость от нагрузки составляющую.

Таблица 1

Постоянный коэффициент трения μ для подшипников без уплотнений	
Тип подшипника	Коэффициент трения μ
Радиальные шарикоподшипники	0,0015
Радиально-упорные шарикоподшипники	
– однорядные	0,0020
– двухрядные	0,0024
– с четырехточечным контактом	0,0024
Самоустанавливающиеся шарикоподшипники	0,0010
Цилиндрические роликоподшипники	
– с сепаратором, если $F_a \approx 0$	0,0011
– бессепараторные, если $F_a \approx 0$	0,0020
Конические роликоподшипники	0,0018
Сферические роликоподшипники	0,0018
Торидальные роликоподшипники CARB	0,0016
Упорные шарикоподшипники	0,0013
Упорные цилиндрические роликоподшипники	0,0050
Упорные сферические роликоподшипники	0,0018

Для точного расчета момента трения в подшипнике качения должны быть учтены четыре разных источника:

$$M = M_{\text{гр}} + M_{\text{sl}} + M_{\text{seal}} + M_{\text{drag}},$$

где

M = общий момент трения, Нмм

$M_{\text{гр}}$ = момент трения качения, Нмм

M_{sl} = момент трения скольжения, Нмм

M_{seal} = момент трения уплотнений, Нмм

M_{drag} = момент трения за счет сопротивления смазки, взбалтывания, разбрызгивания и пр., Нмм

Этот новый подход выявляет источники трения в каждом контакте, возникающем в подшипнике, и их комбинации; кроме того, в целях прогнозирования общего момента трения по мере добавления уплотнений и дополнительных внешних источников трения к общей сумме можно добавлять новые слагаемые. Поскольку эта модель учитывает все контакты без исключения (включая дорожки качения и борты), имеется возможность внесения поправок, отражающих конструктивные изменения и улучшения поверхностей подшипников, вносимых SKF.

В последующих разделах рассмотрение новой модели SKF для расчета моментов трения начинается с простейшей формулы, суммирующей моменты трения качения, скольжения и уплотнений. Далее будут рассмотрены эффекты уровня масла в подшипнике, режима смазочного голодания на высоких скоростях, нагрева при сдвиге смазочного материала и смазывания в режиме смешанного трения.

Новая модель SKF для расчета момента трения

Новая модель SKF обеспечивает более точный расчет момента трения, возникающего в подшипниках качения, и выражается следующим уравнением:

$$M = M_{\text{гр}} + M_{\text{sl}} + M_{\text{seal}} + M_{\text{drag}}$$

Новая модель SKF была выведена из более сложных вычислительных моделей SKF и обеспечивает вычисление приблизительных номинальных величин для следующих рабочих условий:

- Смазывание пластичной смазкой или с использование таких традиционных способов смазывания маслом, как масляная ванна, точечная смазка и впрыск масла.
- Для спаренных подшипников требуется произвести расчет момента трения для каждого подшипника отдельно, а затем сложить полученные величины. Радиальная нагрузка делится поровну между двумя подшипниками; осевая нагрузка делится в зависимости от типа подшипникового узла.
- Величина нагрузки равна или превышает величину рекомендуемой минимальной нагрузки.
- Постоянные нагрузки по величине и направлению.
- Нормальный рабочий зазор в подшипнике.

Примечание

Поскольку расчеты с использованием приводимых здесь формул достаточно сложны, мы настоятельно рекомендуем использовать инструменты расчета, имеющиеся в «Интерактивном инженерном каталоге SKF» на интернет-сайте www.skf.com.

Трение

Момент трения качения

Расчет момента трения качения осуществляется по формуле:

$$M_{гр} = G_{гр} (v n)^{0,6},$$

где

$M_{гр}$ = момент трения качения, Нмм

$G_{гр}$ = переменная, зависящая от

- типа подшипника
- среднего диаметра подшипника d_m
= $0,5 (d + D)$, мм
- радиальной нагрузки F_r , N
- осевой нагрузки F_a , N

n = частота вращения, об/мин

v = кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре, мм²/с (для пластичной смазки величина вязкости базового масла)

Величины $G_{гр}$ можно получить при помощи формул, приведенных в **табл. 2**, а величины геометрической константы R приведены в **табл. 3**, начиная со **стр. 92**. Обе величины нагрузки, F_r и F_a , всегда считаются положительными.

Момент трения скольжения

Расчет момента трения скольжения производится по формуле:

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

где

M_{sl} = момент трения скольжения, Нмм

G_{sl} = переменная, зависящая от

- типа подшипника
- среднего диаметра подшипника d_m
= $0,5 (d + D)$, мм
- радиальной нагрузки F_r , N
- радиальной нагрузки F_a , N

μ_{sl} = коэффициент трения скольжения, в условиях образования полноценной смазочной пленки, т.е. $k \geq 2$, может быть установлена 0,05 для смазывания минеральными маслами
0,04 для смазывания синтетическими маслами
0,1 для смазывания трансмиссионными жидкостями

Для цилиндрических или конических роликоподшипников вместо вышеуказанных следует использовать следующие

величины:

0,02 для цилиндрических роликоподшипников

0,002 для конических роликоподшипников

Величины G_{sl} могут быть получены при помощи формул, приведенных в **табл. 2** и значений геометрической константы S , указанных в **табл. 3**, начиная со **стр. 92**.

Момент трения уплотнений

Если подшипники снабжены контактными уплотнениями, потери на трение уплотнений могут превышать потери на трение в подшипнике. Момент трения уплотнений подшипников с уплотнениями на обеих сторонах можно приблизительно рассчитать при помощи следующего эмпирического уравнения:

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

где

M_{seal} = момент трения уплотнений, Нмм

K_{S1} = константа, зависящая от типа подшипника

K_{S2} = константа, зависящая от типа подшипника и уплотнения

d_s = диаметр сопр. поверхности уплотнения (**→ табл. 4, стр. 96**)

β = показатель, зависящий от типа подшипника и уплотнения

Величины констант K_{S1} , K_{S2} и показателя β можно найти в **табл. 4, стр. 96**.

M_{seal} – момент трения, возникающий за счет двух уплотнений. Если установлено только одно уплотнение, возникающий момент трения будет равен $0,5 M_{seal}$.

Для уплотнений типа RSL, предназначенных для радиальных шарикоподшипников с наружным диаметром свыше 25 мм, следует использовать расчетную величину M_{seal} независимо от количества установленных уплотнений.

Таблица 2а

Геометрические и зависящие от нагрузки переменные для расчета моментов трения качения и скольжения – радиальные подшипники

Тип подшипника	Переменные трения качения G_{rr}	Переменные трения скольжения G_{sl}
Радиальные шарикоподшипники	если $F_a = 0$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} F_r^{0,54}$ если $F_a > 0$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_F} F_a \right)^{0,54}$ $\alpha_F = 24,6 (F_a/C_0)^{0,24}$, градусы	если $F_a = 0$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,26} F_r^{5/3}$ если $F_a > 0$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,145} \left(F_r^{5/3} + \frac{S_2 d_m^{1,5}}{\sin \alpha_F} F_a^4 \right)^{1/3}$
Радиально-упорные шарикоподшипники¹⁾	$G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$
Шарикоподшипники с четырехточечным контактом	$G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$
Самоустанавливающиеся шарикоподшипники	$G_{rr} = R_1 d_m^2 [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^{3,5} n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{-0,12} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^{3,5} n^2$
Цилиндрические роликоподшипники	$G_{rr} = R_1 d_m^{2,41} F_r^{0,31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,9} F_a + S_2 d_m F_r$
Конические роликоподшипники¹⁾ Коэффициент осевой нагрузки Коэффициент осевой нагрузки Y для однорядных подшипников	$G_{rr} = R_1 d_m^{2,38} (F_r + R_2 Y F_a)^{0,31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,82} (F_r + S_2 Y F_a)$
Сферические роликоподшипники	$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,85} (F_r + R_2 F_a)^{0,54}$ $G_{rr,l} = R_3 d_m^{2,3} (F_r + R_4 F_a)^{0,31}$ если $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ $G_{rr} = G_{rr,e}$ иначе $G_{rr} = G_{rr,l}$	$G_{sl,e} = S_1 d_m^{0,25} (F_r^4 + S_2 F_a^4)^{1/3}$ $G_{sl,l} = S_3 d_m^{0,94} (F_r^3 + S_4 F_a^3)^{1/3}$ если $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ $G_{sl} = G_{sl,e}$ иначе $G_{sl} = G_{sl,l}$
Тороидальные роликоподшипники CARB	если $F_r < (R_2^{1,85} d_m^{0,78}/R_1^{1,85})^{2,35}$ $G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,97} F_r^{0,54}$ иначе $G_{rr,l} = R_2 d_m^{2,37} F_r^{0,31}$	если $F_r < (S_2 d_m^{1,24}/S_1)^{1,5}$ $G_{sl,e} = S_1 d_m^{-0,19} F_r^{5/3}$ иначе $G_{sl,l} = S_2 d_m^{1,05} F_r$

¹⁾ В качестве величины F_a должна использоваться величина внешней осевой нагрузки

Таблица 2b

Геометрические и зависящие от нагрузки переменные для расчета моментов трения качения и скольжения – упорные подшипники

Тип подшипника	Переменные трения качения G_{rr}	Переменные трения скольжения G_{sl}
Упорные шарикоподшипники	$G_{rr} = R_1 d_m^{1,83} F_a^{0,54}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,05} F_a^{4/3}$
Упорные цилиндрические роликоподшипники	$G_{rr} = R_1 d_m^{2,38} F_a^{0,31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,62} F_a$
Упорные сферические роликоподшипники	$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,96} (F_r + R_2 F_a)^{0,54}$ $G_{rr,l} = R_3 d_m^{2,39} (F_r + R_4 F_a)^{0,31}$ если $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ $G_{rr} = G_{rr,e}$ иначе $G_{rr} = G_{rr,l}$	$G_{sl,e} = S_1 d_m^{-0,35} (F_r^{5/3} + S_2 F_a^{5/3})$ $G_{sl,l} = S_3 d_m^{0,89} (F_r + F_a)$ если $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ $G_{sl} = G_{sl,e}$ иначе $G_{sl} = G_{sl,l}$ $G_f = S_4 d_m^{0,76} (F_r + S_5 F_a)$ $G_{sl} = G_{sl} + \frac{G_f}{e^{10^{-6} (n v)^{1,4}} d_m}$

Таблица 3

Геометрические константы моментов трения качения и скольжения

Тип подшипника	Геометрические константы моментов трения качения			моментов трения скольжения		
	R_1	R_2	R_3	S_1	S_2	S_3
Радиальные шарикоподшипники	см. табл. 3a			см. табл. 3a		
Радиально-упорные шарикоподшипники, – однорядные – двухрядные – с четырехточечным контактом	$5,03 \times 10^{-7}$ $6,34 \times 10^{-7}$ $4,78 \times 10^{-7}$	1,97 1,41 2,42	$1,90 \times 10^{-12}$ $7,83 \times 10^{-13}$ $1,40 \times 10^{-12}$	$1,30 \times 10^{-2}$ $7,56 \times 10^{-3}$ $1,20 \times 10^{-2}$	0,68 1,21 0,9	$1,91 \times 10^{-12}$ $7,83 \times 10^{-13}$ $1,40 \times 10^{-12}$
Самоустанавливающиеся шарикоподшипники	см. табл. 3b			см. табл. 3b		
Цилиндрические роликоподшипники	см. табл. 3c			см. табл. 3c		
Конические роликоподшипники	см. табл. 3d			см. табл. 3d		
Сферические роликоподшипники	см. табл. 3e			см. табл. 3e		
Тороидальные роликоподшипники CARB	см. табл. 3f			см. табл. 3f		
Упорные шарикоподшипники	$1,03 \times 10^{-6}$			$1,6 \times 10^{-2}$		
Упорные цилиндрические роликоподшипники	$2,25 \times 10^{-6}$			0,154		
Упорные сферические роликоподшипники	см. табл. 3g			см. табл. 3g		

Таблица 3а

Геометрические константы для расчета моментов трения качения и скольжения радиальных шарикоподшипников

Серия подшипников	Геометрические константы для моментов трения качения		моментов трения скольжения	
	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

Таблица 3б

Геометрические константы для расчета моментов трения качения и скольжения самоустанавливающихся шарикоподшипников

Серия подшипников	Геометрические константы для моментов трения качения			моментов трения скольжения		
	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	$5,63 \times 10^{-13}$

Таблица 3с

Геометрические константы для расчета моментов трения качения и скольжения цилиндрических роликоподшипников

Серия подшипников	Геометрические константы для моментов трения качения	моментов трения скольжения	
	R ₁	S ₁	S ₂
Подшипники с сепаратором типа N, NU, NJ или NUP			
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
Бессепараторные подшипники типа NCF, NJG, NNCL, NNCF, NNC и NNF			
Все серии	$2,13 \times 10^{-6}$	0,16	0,0015

Таблица 3д

Геометрические константы для расчета моментов трения качения и скольжения конических роликоподшипников

Серия подшипников	Геометрические константы для моментов трения качения		моментов трения скольжения	
	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 В	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,026	2
323	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,019	2
323 В	$2,79 \times 10^{-6}$	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
NM	$2,60 \times 10^{-6}$	10,9	0,020	2
N	$2,66 \times 10^{-6}$	10,9	0,025	2
NN	$2,51 \times 10^{-6}$	10,9	0,027	2
Все прочие	$2,31 \times 10^{-6}$	10,9	0,019	2

Таблица 3е

Геометрические константы для расчета моментов трения качения и скольжения сферических роликоподшипников

Серия подшипников	Геометрические константы для моментов трения качения				моментов трения скольжения			
	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

Таблица 3f

Геометрические константы для расчета моментов трения качения и скольжения тороидальных роликоподшипников CARB

Серия подшипников	Геометрические константы для моментов трения качения		моментов трения скольжения	
	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	$1,85 \times 10^{-6}$	$4,53 \times 10^{-6}$	$1,61 \times 10^{-3}$	$2,3 \times 10^{-2}$

Таблица 3g

Геометрические константы для расчета моментов трения качения и скольжения упорных сферических роликоподшипников

Серия подшипников	Геометрические константы для моментов трения качения				моментов трения скольжения				
	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

Момент трения уплотнений: показатель степени и константы

Тип уплотнения Тип подшипника	Наружный диаметр		Показатель степени и константы			Диаметр сопр. поверхности уплотнения $d_s^{1)}$
	D свыше	до	β	K_{S1}	K_{S2}	
Уплотнения RSL Радиальные шарикоподшипники	25	25 52	0 2,25	0 0,0018	0 0	d_2 d_2
Уплотнения RZ Радиальные шарикоподшипники		175	0	0	0	d_1
Уплотнения RSH Радиальные шарикоподшипники		52	2,25	0,028	2	d_2
Уплотнения RS1 Радиальные шарикоподшипники		62 80 80 100	2,25 2,25 2,25 2,25	0,023 0,018 0,018 0,018	2 20 15 0	d_1, d_2 d_1, d_2 d_1, d_2 d_1, d_2
Радиально-упорные шарикоподшипники	30	120	2	0,014	10	d_1
Самоуст. шарикоподшипники	30	125	2	0,014	10	d_2
Уплотнения LS Цилиндрические роликоподшипники	42	360	2	0,032	50	E
Уплотнения CS, CS2 и CS5 Сферические роликоподшипники	62	300	2	0,057	50	d_2
Тороидальные роликоподшипники CARB	42	340	2	0,057	50	d_2

¹⁾ Обозначение размера см. таблицу подшипника

Дополнительные факторы, влияющие на моменты трения в подшипниках

Чтобы более внимательно рассмотреть поведение подшипника в реальных условиях и в тех случаях, когда требуется повышенная точность расчетов, новая модель SKF позволяет вводить в уравнение дополнительные величины, соответствующие дополнительным факторам, влияющим на моменты трения. Эти дополнительные факторы включают

- уменьшение вязкости за счет нагрева смазочного материала

- эффект кинематического смазочного голодания в условиях точечного смазывания (в т.ч. маслвоздушного), смазывания впрыском масла, смазывания пластичной смазкой и пониженного уровня масла в масляной ванне
- сопротивление движению при смазывании масляной ванной
- режим смешанного трения для малых скоростей и/или вязкостей и смазочных материалов.

С учетом этих дополнительных источников конечное уравнение общего момента трения подшипника имеет следующий вид:

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

где

M = общий момент трения подшипника, Нмм

$$M_{ГТ} = G_{ГТ} (\nu \eta)^{0,6}$$

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

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

M_{drag} = момент трения за счет сопротивления, взбалтывания, разбрызгивания и т.д., Нмм

Φ_{ish} = коэффициент уменьшения за счет нагрева смазочного материала

Φ_{rs} = коэффициент уменьшения в режиме кинематического смазочного голодания.

Коэффициенты Φ_{ish} и Φ_{rs} вводятся в новую модель трения SKF для учета эффекта уменьшения вязкости за счет нагрева при сдвиге в зоне входа и смазочного голодания при высоких скоростях соответственно. Величина коэффициента трения скольжения μ_{Sl} возрастает для малых скоростей скольжения и/или малой вязкости в режиме смешанного трения.

Коэффициент уменьшения за счет нагрева смазочного материала

При достаточном снабжении подшипника смазочным материалом не все его количество может пройти через контакты; лишь ничтожно малое количество используется для формирования смазочной пленки. Из-за этого некоторое количество масла, находящегося вблизи входа в контакт, отбрасывается и образует обратный поток (→ рис. 1). Этот обратный поток осуществляет сдвиг смазочного материала с образованием тепла, что снижает вязкость масла и уменьшает толщину смазочной пленки и величину компоненты трения качения.

Для учета вышеуказанного эффекта коэффициент уменьшения вязкости за счет нагрева можно приблизительно рассчитать по формуле:

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

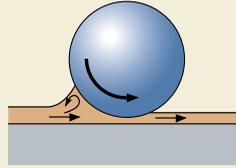
где

Φ_{ish} = коэффициент уменьшения за счет нагрева смазочного материала

n = частота вращения, об/мин

d_m = средний диаметр подшипника, = $0,5 (d + D)$, мм

Смазывание контакта качения



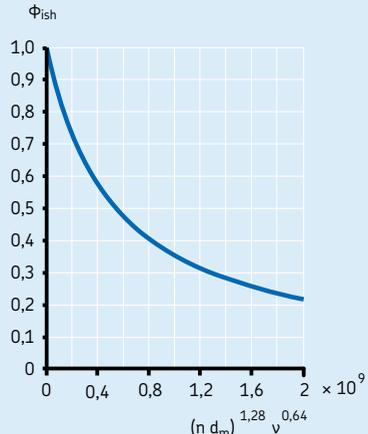
Обратный поток смазочного материала

ν = кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре, мм²/с (для смазывания пластичной смазкой величина вязкости базового масла)

Величины коэффициента уменьшения вязкости за счет нагрева при сдвиге в зоне входа Φ_{ish} могут быть получены из **диаграммы 1** как зависимость комбинированного параметра $(n d_m)^{1,28} \nu^{0,64}$.

Диаграмма 1

Коэффициент уменьшения за счет нагрева смазочного материала Φ_{ish}



Коэффициент уменьшения в режиме кинематического смазочного голодания

В условиях точечного смазывания (в т.ч. масло-воздушного), смазывания впрыском масла и пониженного уровня масла в масляной ванне (уровень масла ниже центра самого нижнего тела качения), а также смазывания пластичной смазкой в результате процесса качения излишки смазочного материала выталкиваются из зоны контакта. При этом вследствие высокой скорости или высокой вязкости смазочного материала восполнения смазки на периферии контакта качения не происходит. Этот эффект называется «кинематическим смазочным голоданием» и вызывает уменьшение толщины смазочной пленки и момента трения качения.

Для вышеуказанных условий смазывания коэффициент уменьшения можно примерно определить по формуле:

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

где

Φ_{rs} = коэффициент уменьшения в режиме кинематического смазочного голодания

e = основание натурального логарифма $\approx 2,718$

K_{rs} = константа смазочного голодания: 3×10^{-8} для пониженного уровня масла масляной ванны и впрыска масла, 6×10^{-8} для пластичной смазки и точечного смазывания

K_z = константа, зависящая от типа подшипника (→ табл. 5)

v = кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре, мм²/с

n = частота вращения, об/мин

d = диаметр отверстия подшипника, мм

D = наружный диаметр подшипника, мм

Потери на сопротивление в условиях смазывания масляной ванной

Т.к. потери на сопротивление и перемешивание (т.н. «барботаж») смазочного материала являются важнейшими дополнительными источниками трения, все они выражаются одной компонентой потерь M_{drag} .

В условиях смазывания масляной ванной подшипник находится в состоянии частичного или, в особых случаях, полного погружения. В этих условиях наряду с размером и геометрией масляной ванны уровень масла может оказывать значительное влияние на момент трения подшипника. Для большой масляной ванны, независимо от размеров резервуаров и влияния других механических элементов, работающих в непосредственной близости от подшипника, например, внешнего перемешивания масла зубчатыми колесами или кулачками, потери на сопротивление движению в подшипнике могут быть примерно оценены переменной V_M , отображенной на **диаграмме 2** в зависимости от соотношения между уровнем масла H (→ **рис. 2**) и средним диаметром подшипника

Таблица 5

Геометрические константы K_Z и K_L

Тип подшипника	Геометрические константы K_Z	K_L
Радиальные шарикоподшипники – однорядные и двухрядные	3,1	–
Радиально-упорные шарикоподшипники – однорядные – двухрядные – с четырехточечным контактом	4,4 3,1 3,1	– – –
Самоустанавливающиеся шарикоподшипники	4,8	–
Цилиндрические роликоподшипники – с сепаратором – бессепараторные, однорядные и двухрядные	5,1 6,2	0,65 0,7
Конические роликоподшипники	6	0,7
Сферические роликоподшипники	5,5	0,8
Тороидальные роликоподшипники CARB – с сепаратором – бессепараторные	5,3 6	0,8 0,75
Упорные шарикоподшипники	3,8	–
Упорные цилиндрические роликоподшипники	4,4	0,43
Упорные сферические роликоподшипники	5,6	0,58 ¹⁾

¹⁾ Только для одиночных подшипников

$d_m = 0,5 (d + D)$. **Диаграмма 2** может применяться для частот вращения подшипника, не превышающих номинальную. При более высоких частотах вращения и уровнях масла результаты могут быть совершенно иными из-за влияния других эффектов.

Зависимость между моментом трения за счет потерь на сопротивление и переменной V_M на **диаграмме 2**, для шарикоподшипников выражается в виде:

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

для роликоподшипников:

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

где

M_{drag} = момент трения за счет потерь на сопротивление, Нмм

V_M = переменная как функция уровня масла по **диаграмме 2**

K_{ball} = константа для шарикоподшипников, см. ниже

K_{roll} = константа для роликоподшипников, см. ниже

d_m = средний диаметр подшипника, мм

B = ширина внутреннего кольца подшипника, мм

n = частота вращения, об/мин

Величины переменной V_M можно определить по **диаграмме 2**, где красная кривая соответствует шарикоподшипникам, а синяя – роликоподшипникам.

Величина константы для шарикоподшипников определяется по формуле:

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

Величина константы для роликоподшипников определяется по формуле:

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

где

K_{ball} = константа для шарикоподшипников

K_{roll} = константа для роликоподшипников

Уровень масла в масляной ванне

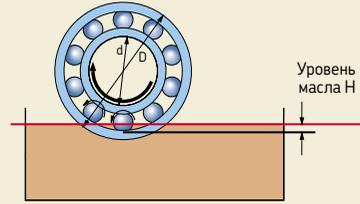
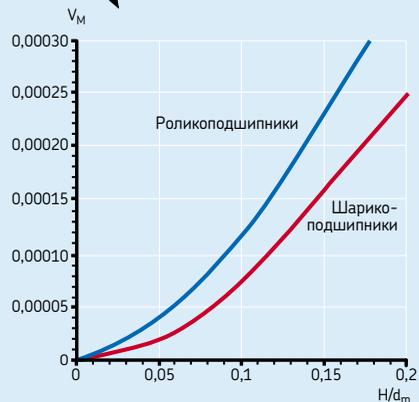
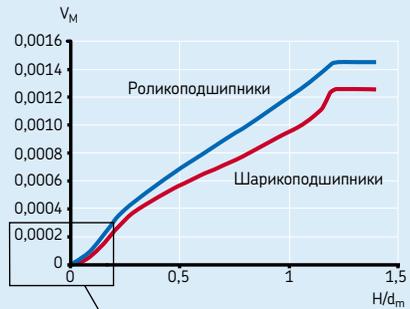


Диаграмма 2

Переменная потеря на сопротивление V_M



Трение

i_{rw} = количество рядов шариков в подшипнике
 K_Z = константа, зависящая от типа подшипника
(→ табл. 5)

K_L = константа, зависящая от типа роликоподшипника (→ табл. 5)

d = диаметр отверстия подшипника, мм

D = наружный диаметр подшипника, мм

Примечание

Для расчета потерь на сопротивление в условиях смазывания впрыском масла можно использовать модель для масляной ванны, взяв уровень масла равным половине диаметра ролика и умножив полученную величину M_{drag} на коэффициент 2.

Примерный расчет потерь на сопротивление для подшипниковых узлов, установленных на вертикальных валах, можно произвести с помощью модели для полностью погруженных подшипников, умножив полученную величину M_{drag} на коэффициент, равный отношению ширины (высоты) погруженной части подшипника к его общей ширине (высоте).

Режим смешанного трения для малых скоростей и вязкостей

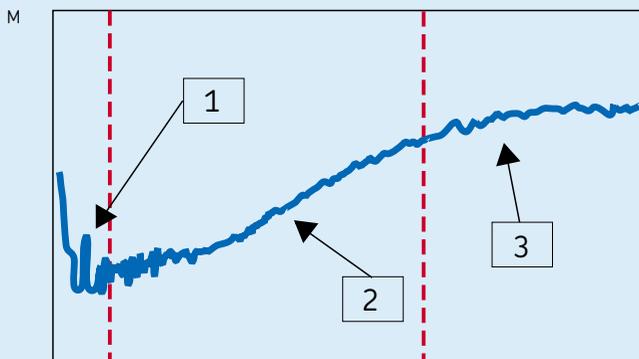
В условиях, характеризующихся малыми величинами k (≤ 2), подшипник находится в режиме смешанного трения, где иногда может иметь место контакт «металл-металл», что приводит к увеличению трения. **Диаграмма 3** отображает типичную зависимость момента трения подшипника от частоты вращения и вязкости смазочного материала. В период запуска с ростом скорости или вязкости величина момента трения уменьшается, т.к. появляется смазочная пленка, разделяющая тела и дорожки качения и подшипник переходит в эластогидродинамический режим смазывания. С дальнейшим ростом скорости или вязкости трение увеличивается за счет увеличения толщины смазочной пленки до наступления эффекта смазочного голодания, вызываемого высокой скоростью и нагреванием и ведущего к уменьшению трения.

Коэффициент трения скольжения можно вычислить по следующей формуле:

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

Диаграмма 3

Зависимость момента трения подшипника от скорости и вязкости



Зона 1 : Режим смешанного трения
Зона 2 : Режим эластогидродинамического смазывания (EHL)
Зона 3 : Режим EHL + эффект смазочного голодания

n v

где

μ_{sl} = коэффициент трения скольжения

Φ_{bl} = коэффициент режима смешанного трения, см. ниже

μ_{bl} = коэффициент, зависящий от содержания добавок в смазочном материале, примерная величина – 0,15

μ_{EHL} = коэффициент трения в условиях образования смазочной пленки:
0,05 для смазывания минеральными маслами
0,04 для смазывания синтетическими маслами
0,1 для смазывания трансмиссионными жидкостями

При применении цилиндрических или конических роликоподшипников вместо вышеуказанных следует использовать следующие величины:

0,02 для цилиндрических роликоподшипников

0,002 для конических роликоподшипников

Коэффициент режима смешанного трения можно вычислить по следующей формуле:

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

где

Φ_{bl} = весовой коэффициент момента трения скольжения

e = основание натурального логарифма = 2,718

n = частота вращения, об/мин

v = кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре, мм²/с (для пластичной смазки – вязкость базового масла)

d_m = средний диаметр подшипника = 0,5 (d + D), мм

Приблизительная оценка весового коэффициента Φ_{bl} для момента трения скольжения может быть произведена при помощи кривой, показанной на **диаграмме 4**.

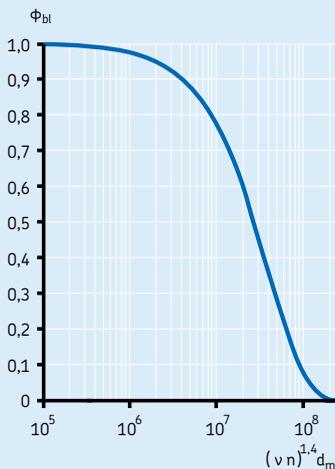
Влияние величин зазора и перекоса на трение

Изменение величины зазора/перекоса подшипников приводит к изменению момента трения. Вышеописанная модель справедлива для условий нормального зазора и отсутствия перекоса в подшипнике. Однако в условиях высоких рабочих температур подшипника или высоких скоростей внутренний зазор подшипника может уменьшаться, а трение соответственно возрастать. При наличии перекоса трение, как правило, возрастает, однако, в случае самоустанавливающихся шарикоподшипников, сферических роликоподшипников, тороидальных роликоподшипников CARB и сферических упорных роликоподшипников рост трения в зависимости от величины перекоса ничтожно мал.

Если предполагается эксплуатировать подшипники в особых условиях, чувствительных к изменениям величины зазора и перекоса, просим обращаться в техническую службу SKF.

Диаграмма 4

Весовой коэффициент для расчета момента трения скольжения Φ_{bl}



Влияние пластичной смазки на трение

При использовании пластичной смазки и заполнении (или повторном смазывании) подшипника рекомендуемым количеством смазки в течение первых часов или дней работы (в зависимости от скорости) трение в подшипнике может значительно превышать предполагавшиеся ранее величины. Это объясняется тем, что пластичной смазке требуется время чтобы перераспределиться в свободном пространстве подшипника. Для примерной оценки этого эффекта нужно умножить расчетную величину начального момента трения скольжения на два для подшипников легких серий и на четыре для подшипников тяжелых серий. После этого периода «приработки» трение в подшипнике падает до уровня трения подшипников, смазываемых маслом, а в некоторых случаях даже ниже. Превышение рекомендованных объемов заполнения пластичной смазкой приводит к повышенному трению в подшипнике. Для получения более подробной информации просим обратиться к разделу «Повторное смазывание» на **стр. 237** или в техническую службу SKF.

Фрикционные характеристики гибридных подшипников

Благодаря более высоким величинам модуля упругости керамики гибридные подшипники имеют уменьшенные зоны контакта, что способствует уменьшению компонентов трения качения и скольжения. Кроме этого, более низкая плотность керамики по сравнению со сталью уменьшает центробежные силы, что также может снижать трение на высоких скоростях.

При помощи вышеуказанных уравнений можно вычислить момент трения гибридных радиально-упорных подшипников, если вместо геометрических констант цельностальных подшипников R_3 и S_3 подставить $0,41 R_3$ и $0,41 S_3$ соответственно.

Высокоскоростная конструкция узлов с гибридными радиальными шарикоподшипниками на практике означает, что подшипниковый узел должен иметь осевой преднатяг. В таких условиях поведение радиальных шарикоподшипников ничем не отличается от поведения радиально-упорных шарикоподшипников, в частности, в отношении уменьшения трения на высоких частотах вращения. Тем не менее, подобные расчеты трения следует производить при содействии специалистов технической службы SKF.

Пусковой крутящий момент

Пусковой крутящий момент подшипника качения определяется как момент трения, который необходимо преодолеть для того, чтобы находящийся в неподвижном состоянии подшипник начал вращаться. При нормальной температуре окружающей среды от +20 до +30 °С, при запуске при нулевой скорости и $\mu_{sl} = \mu_{bl}$ пусковой крутящий момент можно рассчитать как сумму только момента трения скольжения и момента трения уплотнений, если таковые имеются. Таким образом,

$$M_{start} = M_{sl} + M_{seal},$$

где

M_{start} = пусковой момент трения, Нмм

M_{sl} = момент трения скольжения, Нмм

M_{seal} = момент трения уплотнений, Нмм

Однако, пусковой момент трения для конических роликоподшипников с большим углом контакта может быть почти в четыре раза выше расчетного, например, для конических роликоподшипников серий 313, 322 В, 323 В и Т7FC, и почти в восемь раз больше для упорных сферических роликоподшипников.

Потери мощности и температура подшипника

Величину потерь мощности в подшипнике вследствие трения можно вычислить по формуле:

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

где

N_R = потери мощности, Вт

M = общий момент трения подшипника, Нмм

n = частота вращения, об/мин

Если величина коэффициента охлаждения (количество тепла, которое должно быть отведено от подшипника для понижения разницы температур между подшипником и окружающей средой на один градус) известна, примерный рост температуры в подшипнике можно вычислить по формуле:

$$\Delta T = N_R / W_s,$$

где

ΔT = рост температуры, °С

N_R = потери мощности, Вт

W_s = коэффициент охлаждения, Вт/°С

Примеры расчетов

Сферический роликоподшипник 22208 E должен работать при частоте вращения 3500 об/мин в следующих условиях:

Фактическая радиальная нагрузка на подшипник $F_r = 2\,990\text{ N}$

Фактическая осевая нагрузка на подшипник составляет $F_a = 100\text{ N}$

Вращается внутреннее кольцо

Рабочая температура равна $+40\text{ }^\circ\text{C}$

Смазывание масляной ванной

Уровень масла равен $H = 2,5\text{ мм}$ выше края дорожки качения наружного кольца в неподвижном состоянии. Минеральное масло с кинематической вязкостью $\nu = 68\text{ мм}^2/\text{с}$ при $40\text{ }^\circ\text{C}$

Требуется узнать:

Какова будет величина общего момента трения?

1. Расчет геометрических переменных и переменных, зависящих от нагрузки

По табл. 2а на стр. 91 средний диаметр подшипника равен:

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

- Переменные трения качения

$$\begin{aligned} G_{rr,e} &= R_1 d_m^{1,85} (F_r + R_2 F_a)^{0,54} \\ &= 1,6 \times 10^{-6} \times 60^{1,85} \times \\ &\quad (2\,990 + 5,84 \times 100)^{0,54} \\ &= 0,26 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_{rr,l} &= R_3 d_m^{2,3} (F_r + R_4 F_a)^{0,31} \\ &= 2,81 \times 10^{-6} \times 60^{2,3} \times \\ &\quad (2\,990 + 5,8 \times 100)^{0,31} \\ &= 0,436 \end{aligned}$$

т.к. $G_{rr,e} < G_{rr,l}$, то

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

- Переменные трения скольжения равны:

$$\begin{aligned} G_{sl,e} &= S_1 d_m^{0,25} (F_r^4 + S_2 F_a^4)^{1/3} \\ &= 3,62 \times 10^{-3} \times 60^{0,25} \times \\ &\quad (2\,990^4 + 508 \times 100^4)^{1/3} \\ &= 434 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_{sl,l} &= S_3 d_m^{0,94} (F_r^3 + S_4 F_a^3)^{1/3} \\ &= 8,8 \times 10^{-3} \times 60^{0,94} \times \\ &\quad (2\,990^3 + 117 \times 100^3)^{1/3} \\ &= 1\,236,6 \end{aligned}$$

т.к. $G_{sl,e} < G_{sl,l}$, то

$$G_{sl} = 434$$

2. Расчет момента трения качения

$$\begin{aligned} M_{rr} &= G_{rr} (\nu n)^{0,6} = 0,26 \times (68 \times 3\,500)^{0,6} \\ &= 437\text{ Нмм} \end{aligned}$$

3. Расчет момента трения скольжения

Предположим, что условия образования полноценной смазочной пленки $k > 2$

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

4. Расчет коэффициента уменьшения за счет нагрева смазочного материала

$$\begin{aligned} \Phi_{ish} &= \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} \times (n \times d_m)^{1,28} \nu^{0,64}} \\ &= \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} \times (3\,500 \times 60)^{1,28} 68^{0,64}} \\ &\approx 0,85 \end{aligned}$$

5. Расчет коэффициента уменьшения в режиме кинематического смазочного голодания

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

6. Расчет потерь на сопротивление в условиях смазывания масляной ванной

Переменная потеря на сопротивление выражена в виде зависимости от:

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

Из **диаграммы 2** на **стр. 99**, видно, что потери на сопротивление движению невелики, т.к. $H/d_m < 0,1$. Тем не менее, они должны быть учтены. Для роликоподшипников переменная потеря на сопротивление движению V_M составляет примерно $0,3 \times 10^{-4}$.

Затем можно вычислить константу для роликоподшипника

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

После этого можно примерно определить величину потерь на сопротивление («барботаж»)

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

7. Расчет общего момента трения подшипника 22208 E при помощи новой модели SKF

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