РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

КРАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ РАСЧЕТ И ВЫБОР

РТМ 24.090.17-76

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО И ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

МОСКВА 1977

gost.e-ecolog.ru

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РТМ 24.090.17-75

КРАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ
ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ
РАСЧЕТ И ВЫБОР

Министерство тяжелого и транспортного
машиностроения
Москва

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтом подъемно-транспортного машиностроения, погрузочно-разгрузочного и складского оборудования и контейнеров (ВНИИПТМАШ)

Директор Комашенко А.Х.

Заведующий отделом стандартизации Осоленский А.С.

Руководитель темы и исполнитель Спицына И.О.

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главным управлением подъемно-транспортного машиностроения

Главный инженер Пирогов В.К.

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого и транспортного машиностроения.

Заместитель Министра

УДК Группа 86

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

Краны грузоподъемные Подшипники качения	РТМ 24.090.17-76
Расчет и выбор	Вводится впервые

Письмом Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от "9" февраля 1976 г. № ГС003/1936 данный технический материал утвержден в качестве рекомендуемого.

Настоящий РТМ распространяется на подшипники качения механизмов грузоподъемных кранов и содержит метод их расчета и выбора.

В приведенных расчетах учтены рекомендации, изложенные в ГОСТ'е 18854-73 "Подшипники качения. Методы расчета статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки", и в ГОСТ'е 18855-73 "Подшипники качения. Методы расчета динамической грузоподъемности и долговечности".

I. ВИДЫ РАСЧЕТОВ, НАГРУЗКИ, СРОКИ СЛУЖБЫ

I.I. В зависимости от условий работы и предъявляемых к подшипнику требований, а также типа подшипника, используются следующие виды расчетов:

- на статическую грузоподъемность (по предельной деформации)
- на контактную прочность (по предельному напряжению);
- на долговечность (по гарантированному ресурсу);
- на надежность (на безотказность в заданный срок с установленной заранее достоверностью).

I.I.I. Наиболее опасным состоянием подшипников кранов и других грузоподъемных машин является восприятие ими наибольших нагрузок без вращения, что приводит к остаточным деформациям (лункам на кольцах), трещинам и разрушению нагруженных деталей.

I.I.2. Стандартные подшипники, находящиеся под нагрузкой без вращения выбирают по каталогу по статической грузоподъемности. Соответственные нестандартные подшипники, изготавляемые на неспециализированных заводах рассчитывают на статическую грузоподъемность.

I.I.3. Подшипники, вращающиеся с частотой n менее I об/мин выбирают по статической грузоподъемности. То же касается опор, могущих длительное время воспринимать нагрузку в условиях статического воздействия, даже если они определенную часть времени работают при частоте более Iоб/мин.

I.I.4. Расчет на контактную прочность по формулам Герца производится для подшипников, изготовленных на неспециализированных заводах.

I.I.5. Расчет на долговечность выполняется для подшипников, работающих при частоте более I об/мин, причем при частоте n равной I...I0 об/мин, расчет ведется на $n_{расч}$ = I0 об/мин.

I.2. Исходными внешними нагрузками для расчета и выбора подшипников качения в крановых механизмах являются:

- для расчетов на статическую грузоподъемность и контактную прочность -наибольшие нагрузки при рабочем и нерабочем состоянии крана;

- для расчетов на долговечность и надежность -нормальные нагрузки рабочего состояния крана.

I.2.I. Исходя из расчетных усилий, определяют радиальные F_r и осевые F_a нагрузки на подшипники, по которым подсчитывается динамическая приведенная нагрузка $P^{пр}$, являющаяся основой для выбора подшипника по каталогу.

I.2.2. Эквивалентная нагрузка для расчета подшипников на долговечность при переменных режимах работы $P^{пр}_{экв}$ определяется на основании графиков загрузки кранового механизма (РТМ24.090.14-76"Краны грузоподъемные.мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета").

Наибольшая расчетная нагрузка на подшипник P_{max} определяется из динамического расчета. При проектном расчете таковая может предварительно определяться , исходя из действующего на вал двигателя крутящего момента:

$$M_{max} = \alpha M_{ном} \quad кгсм,$$

где

$M_{ном}$ – номинальный момент двигателя, кгсм;

α – коэффициент, определяемый по табл.I.

Таблица I

Значения коэффициента α

Тип двигателя	α	
	Механизм подъема	Механизм передвижения
Крановый короткозамкнутый	I,I	3,0
Крановый постоянного тока или переменного с контактными кольцами		2,5
Асинхронный двигатель общепромышленного типа		I,7

* По каталогу 197% г. динамическая приведенная нагрузка обозначается Q .

** Там же эквивалентная нагрузка обозначается Q экв.

1.2.3. При проверочных расчетах наибольшая расчетная нагрузка определяется с учетом динамического расчета (см.РТМ 24.090.17-76"Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки).

1.3. Расчетные ресурсы подшипников, соответствующие их номинальной долговечности L_t приводятся в табл. 2.

Таблица 2

Расчетные ресурсы подшипников L_t, час

Режимы работы механизмов		Легкий	Средний	Тяжелый	Весьма тяжелый
Группы режимов по РС 5138-75		1,(2)	2,3	4,5	6
Сроки службы, годы	3	300	2000	5000	10000
	5	500	3500	8000	16000
	10	1000	7000	16000	32000

Примечание. РС 5138-75 "Техника безопасности. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы".

2. РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ

2.1. Под действием статической нагрузки $P^{*}_{стат}$, равной каталожной статической грузоподъемности C_0, кг, в подшипнике не должно возникать суммарных остаточных деформаций, превышающих $0{,}0001 D_w$, (D_w – диаметр тела качения, мм).

---

* По каталогу 1972г. статическая нагрузка обозначается $Q_{стат}$.

2.2. Для основных типов подшипников значения C_0 приводятся в каталоге.

2.3. Для подшипников, изготавливающихся на неспециализированных заводах:

- упорных шарикоподшипников

$$C_{0a} = 4 \mathcal{Z} D_w^2 \quad кг, \qquad (2)$$

- упорных роликоподшипников

$$C_{0a} = 8 Z l_{eff} D_w. \qquad (3)$$

Здесь и далее:

$\mathcal{Z}$ – число тел качения;

D_w – диаметр тела качения (средний для конических), мм;

l_{eff} – длина ролика без фасок, мм.

3. СТАТИЧЕСКАЯ ПРИВЕДЕННАЯ НАГРУЗКА

3.1. Статическая приведенная нагрузка для радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P_{стзг} = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad кг, \qquad (4)$$

где коэффициенты радиальной и осевой статической нагрузки X_0 и Y_0 принимают по табл. 3.

Таблица 3

Коэффициенты X_0 и Y_0

Тип подшипника	X_0	Y_0
Шарикоподшипник радиальный или радиально-упорный однорядный при $\beta = 0^0 - 12^0$	0,6	0,5
Шарикоподшипник радиально-упорный при $\beta = 26^0$	0,5	0,37
Шарикоподшипник радиально-упорный при $\beta = 36^0$	0,5	0,28
Конический и сферический роликоподшипники, а также сферический шарикоподшипник	0,5	0,22 ctg β

В табл. 3 под β подразумевается номинальный угол контакта.

При $P_{стзг} < F_r$ принимают для расчета $P_{стзг} = F_r$.

4. РАСЧЕТ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

4.1. Предельные значения контактных напряжений смятия, допускаемых при расчете по Герцу подшипников качения, изготовленных на специализированных заводах, при твердости колец и тел качения HRC = 60 ÷ 65, составляют:

для шарикоподшипников $[\sigma]_{см} \leq 40000$ кг/см^2;

для роликоподшипников $[\sigma]_{см} \leq 30000$ кг/см^2.

4.2. Для шарикоподшипников, изготовленных на неспециализированных заводах с кольцами из стали ШХ15, закаленной на твердость HRC = 56 ÷ 60

$$[\sigma]_{см} \approx 15000 \text{ кг/см}^2.$$

4.3. Для крупногабаритных колец, выполненных из стального литья марки 55Л

$$[\sigma]_{см} \approx 2500 \text{ кг/см}^2.$$

4.4. Для колец, выполненных из кованной стали ст. 5 или 45, при твердости HB = 270 ÷ 300

$$[\sigma]_{см} \leq 5000 \text{ кг/см}^2.$$

4.5. В табл. 4 приведены формулы для определения контактных напряжений смятия для подшипников качения, используемых в грузоподъемных кранах, изготовляемых на неспециализированных заводах.

В формулах (5) ÷ (7):

P_2 – нагрузка на тело качения, кг;

D_w – диаметр тела качения (средний для конических), см;

l_{eff} – длина ролика без фасок, см;

R_{rc} – радиус кривизны желоба, см.

Коэффициенты μ и ν учитывают сопряженные контактные кривизны обоих тел и выбираются в функции $\cos\theta = \frac{1/R_{rc}}{4/D_w - 1/R_{rc}}$ по таблицам, приведенным в справочнике*).

*) Бейзельман, Цыпкин, Перель. "Подшипники качения" М., "Машиностроение", 1974.

Таблица 4

Формулы для расчета подшипников на контактную прочность

Тип подшипника	Наибольшее контактное напряжение смятия по Герцу
Шарикоподшипник упорный с желобами на кольцах	$\sigma_{см\,max} = \frac{4100}{n\nu}\sqrt[3]{P_o\left(\frac{1}{D_w} - \frac{1}{R_m}\right)^2}$, кг/см² (5) $P_o = \frac{F_a}{0{,}8\,z}$, кг
Шарикоподшипник упорный с плоскими кольцами без желобов	$\sigma_{см\,max} = 6500\sqrt[3]{\frac{4P_o}{D_w^2}}$, кг/см² (6) $P_o = \frac{F_a}{0{,}8\,z}$, кг
Роликоподшипник упорный с цилиндрическими или коническими роликами	$\sigma_{см\,max} = 610\sqrt{\frac{2P_o}{D_w l_{eff}}}$, кг/см² (7), $P_o = \frac{F_a}{0{,}8\,z}$, кг

5. РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

5.1. Долговечность подшипника лимитируется, как правило, появлением следов разрушения под влиянием контактной усталости на кольцах или телах качения. Долговечность определяется указанной в каталоге динамической грузоподъемностью C (кг) и зависит от величины и направления нагрузки, частоты вращения, смазки и др. факторов.

5.2. Динамическая грузоподъемность C зависит от рабочих размеров детали и конструкции подшипника и соответствует ресурсу подшипника в 10^6 циклов.

Номинальная долговечность

$$L_t = \frac{10^6 L}{60\,n} \quad час, \qquad (8)$$

где L – номинальная долговечность, мил. циклов;

n – частота вращения, об/мин;

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m, \text{ мил. циклов;} \qquad (9)$$

Здесь P – динамическая приведенная нагрузка, кг;

m – показатель степени кривой усталости Велера.

Для шарикоподшипников $m = 3$;

для роликоподшипников $m = \frac{10}{3} \approx 3{,}33$.

Номинальная долговечность подшипника в часах L_h (расчетный ресурс) в зависимости от режима работы принимается по табл. 2.

5.3. Методика выбора требуемого типоразмера подшипника по каталогу базируется на вычислении по формулам (8) и (9) необходимой динамической грузоподъемности C по динамической приведенной нагрузке P и частоте вращения n.

5.4. При выборе подшипника задаются следующие параметры:

- требуемая долговечность подшипника L_h, час;
- частота вращения n, об/мин;
- действующие на подшипник нагрузки: радиальная F_r, кг и осевая F_a, кг;
- условия и режим работы (характер воздействия нагрузки, какое из колец вращается, рабочая температура, сорт и способ подачи смазки, загрязненность окружающей среды и способ уплотнения подшипника);
- конструктивный тип, а иногда и серия подшипника, примерные его габариты.

5.5. Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также для конических роликоподшипников динамическая приведенная нагрузка $P^{*)}$ определяется по формуле:

*) По каталогу 1972 г. динамическая приведенная нагрузка обозначается Q.

$$P = (XVF_r + YF_a)K_б K_т \quad кг, \qquad (10)$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, значения которых даны в таблицах каталога и в справочниках;

V – коэффициент вращения. При вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления нагрузки $V = 1$, а в случае вращения наружного $V = 1{,}2$;

$K_б$ – коэффициент безопасности (см. табл. 5);

$K_т$ – температурный коэффициент (см. табл. 6).

Таблица 5

Коэффициент безопасности $K_б$

Типы машин и механизмов	$K_б$
Механизмы ручных кранов, ручные лебедки. Приводы управления.	1,0
Механизмы подъема кранов. Лебедки с механическим приводом.	1,2
Механизмы передвижения тележек. Механизмы поворота кранов. Механизмы изменения вылета стрелы.	1,3
Механизмы передвижения кранов. Ходовые колеса тележек и опоры механизмов поворота кранов.	1,4
Ходовые колеса механизмов передвижения кранов.	1,5

Таблица 6

Температурный коэффициент $K_т$

Рабочая температура подшипника в °С	125	150	175	200	225	250
Температурный коэффициент $K_т$	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

5.6. При комбинированном действии нагрузок F_r и F_a следует учитывать, что для однорядных радиальных, радиально-упорных шариковых и конических роликоподшипников небольшая осевая нагрузка F_a не влияет на величину динамической приведенной нагрузки

до тех пор, пока $\frac{F_a}{F_r}$ не превысит величины e, предотвращающей параметр осевого нагружения. Значения e см. в каталоге.

5.7. Для однорядных радиальных шарикоподшипников при $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ принимаются $X = 1$ и $Y = 0$.

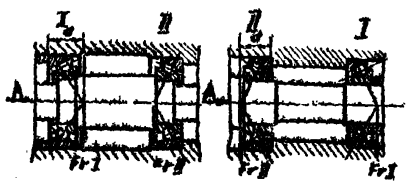
При $\frac{F_a}{VF_r} > e$ значения параметра e и коэффициента Y для однорядных радиальных шарикоподшипников можно установить по табл. 7 в функции от $\frac{F_a}{C_0}$. Для того же условия коэффициент $X = 0{,}56$.

Таблица 7

Значения e и Y для однорядных радиальных шарикоподшипников

$\frac{F_a}{C_0}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44

5.8. Расчетные осевые нагрузки на радиально-упорные подшипники определяют в зависимости от схемы воздействия на них внешней силы с учетом выбранного относительного расположения подшипников (см. рис.).



Две схемы установки радиально-упорных подшипников

Для определения расчетной осевой нагрузки на радиально-упорный шарикоподшипник или конический роликоподшипник при установке их по два на валу (см. рис.) следует пользоваться табл.8.

Таблица 8

Расчетные осевые нагрузки

Случай по рис.	Условия нагружения подшипников I и II при осевой силе на валу A, кг.	Расчетные осевые усилия, вызванные составляющими от радиальных нагрузок в подшипниках I и II
I	$S_I \geq S_{II}$; $A \geq 0$	$F_{aI} = S_I$; $F_{aII} = S_I + A$
2	$S_I < S_{II}$, $A \geq S_{II} - S_I$	
3	$S_I < S_{II}$; $A \leq S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_{II} - A$, $F_{aII} = S_{II}$

Каждый из этих подшипников под действием радиальной нагрузки передает на вал осевую составляющую, которая равна:

– для однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = e F_r \quad \text{кг}; \qquad (II)$$

– для конических роликоподшипников

$$S = 0{,}83 e F_r \quad \text{кг}. \qquad (I2)$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников при угле контакта $\beta = I2^0$ параметр e определяется по формуле

$$e = \frac{ctg\frac{F_r}{C_0} - 1{,}144}{4{,}729}; \qquad (I3)$$

при $\beta = 26^0$; $e = 0{,}68$;

при $\beta = 36^0$; $e = 0{,}95$.

Для конических и сферических двухрядных роликоподшипников $e = I{,}5\, tg\beta$.

Значения X и Y для радиально-упорных шарикоподшипников, конических и сферических двухрядных роликоподшипников даны в

каталоге.

После определения расчетной осевой нагрузки на подшипник следует определять динамическую нагрузку P по формуле (I0).

6.9. Для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P = V F_r K_s K_T \quad кг, \qquad (I4)$$

6.I0. Допускаемая осевая нагрузка на роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами

$$[F_a] = K_A \cdot C_0 [1,75 - 0,125 n K_B (D - d)]. \qquad (I5)$$

При случайных осевых нагрузках, низких температурах и пластичной смазке $K_A = 0,2$; $K_B = 7.I0^{-5}$.

6.II. Для упорных подшипников

$$P = F_a K_s K_T, \quad кг. \qquad (I6)$$

6. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

6.I. Выбор подшипников, работающих при переменных режимах, проводят по эквивалентной нагрузке, равнозначной усталостным повреждениям того же порядка, что и сумма всех действующих нагрузок.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{экв} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^{i} P_i^3 \cdot \frac{n_i}{n} \cdot \frac{t_i}{\Sigma t_i}} \quad кг, \qquad (I7)$$

где $P_1, P_2 \ldots P_i$ – нагрузки, кг, соответствующие частотам вращения $n_1, n_2 \ldots n_i$ и времени их действия $t_1, t_2 \ldots t_i$ за весь расчетный срок службы механизма Σt_i. За величину n принимается одна из частот вращения, обычно таковая при установившемся режиме.

6.2. При определении эквивалентной нагрузки $P_{экв}$ необходимо знать график распределения нагрузки на подшипники по времени за расчетное время работы подшипника L_t час.

6.3. Формулой (17) надо пользоваться при наличии в механизме нескольких скоростей, например, для механизма с микроподъемом. Колебания частот вращения в периоды неустановившегося движения не учитываются.

При наличии одной скорости, когда частота вращения при установившемся движении $n = const$, эквивалентная нагрузка на подшипник

$$P_{экв} = \sqrt[3]{P_I^3 \frac{t_1}{\Sigma t_i} + P_2^3 \frac{t_2}{\Sigma t_i} + P_i^3 \frac{t_i}{\Sigma t_i}} \text{ кг.} \quad (18)$$

Эквивалентная нагрузка может быть также определена через миллионы циклов (оборотов), в течение которых действуют нагрузки P_I, $P_2 \ldots P$

$$P_{экв} = \sqrt[3]{P_I^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \ldots + P_i^3 L_i} \text{ кг} \quad (19)$$

6.4. Динамическая приведенная нагрузка, по которой выбирают подшипник

$$P = P_{экв} \cdot K_б \cdot K_т \text{ кг} \quad (20)$$

При комбинированной нагрузке, каждая из парциальных нагрузок $P_1, P_2 \ldots P$ подсчитывается соответственно типам подшипников по формулам (10), (14), (16).

6.5. Подшипник выбирают по формулам (8) и (9). Найдя динамическую приведенную нагрузку P, определяют номинальную долговечность для существующего подшипника по формуле (8) или находят необходимую динамическую грузоподъемность подшипника, подлежащего выбору, по формуле

$$C = P L^{\frac{1}{m}}$$

В каталоге и справочниках приводятся таблицы для определения L или L_h*) в функции $\frac{C}{P}$.

7. РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

7.1. Два шарикоподшипника радиальных однорядных, поставленных рядом на одной шейке, имеют общую динамическую грузоподъемность

$$C_I = 1{,}7\ C \quad \text{кг},$$

где C – динамическая грузоподъемность одного подшипника, кг.

7.2. Динамическая грузоподъемность C для подшипников, изготовляемых на неспециализированных заводах такова:

– для роликоподшипника игольчатого

$$C = 15 l D^{0{,}7} \quad \text{кг}; \qquad (21)$$

– для шарикоподшипника упорного

$$C = 6{,}5\ Z^{2/3} D_w^{1{,}8} \quad \text{кг}; \qquad (22)$$

– для роликоподшипника упорного с коническими роликами

$$C = 18\ l_{eff}^{7/9} \cdot Z^{3/4} D_w \text{ кг}; \qquad (23)$$

где D – диаметр дорожки качения внутреннего кольца, мм;

D_w – диаметр шарика, мм; для упорного роликоподшипника с коническими роликами – средний диаметр ролика, мм.

*) В каталоге L_h обозначено Lh.

l – длина иглы, мм;

l_{eff} – длина ролика без фасок, мм.

8. РАСЧЕТ НА НАДЕЖНОСТЬ

8.1. Обычно расчет ведется с гарантией неразрушения подшипника n_{90}, т.е. расчетную долговечность должны выдержать 90% подшипников данной партии при постоянстве рабочего режима.

При вероятности безотказной работы n = 0,9 номинальная долговечность в мил. циклах

$$L_{90} = \left(\frac{C}{P}\right)^m.$$

8.2. Повышение гарантии ресурса подшипников с 90 до 99% связано с обеспечением тщательного контроля качества подшипников и надежной смазки, при строго регламентированном режиме по нагрузке и скорости.

8.3. При вероятности безотказной работы в пределах n = 0,91 ÷ 0,99

$$L_n = a_1 \cdot a_2 a_3 \left(\frac{C}{P}\right)^m, \text{ мил. цикл.} \quad (24)$$

где a_1 – коэффициент надежности принимают по данным ВНИПИ по табл. 9

a_2 – коэффициент материала;

a_3 – коэффициент эксплуатации.

Коэффициенты a_2 и a_3 подлежат дальнейшим исследованиям. В данном расчете следует принимать $a_2 = a_3 = 1$. Их влияние на долговечность для подшипников отечественного производства учитывается коэффициентами K_δ и K_T.

Таблица 9

Значения коэффициента надежности a_1

Гарантия ресурса L_r, %	90	9I	92	93	94	95	96	97	98	99
Коэффициент надежности a_1	I,0	0,9	0,8	0,72	0,62	0,52	0,43	0,33	0,22	0,II

9. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ

Мощность, расходуемая на трение в подшипнике качения

$$N = f P \frac{d n}{194800}, \text{ квт},$$

где P – действующая нагрузка, кг;

d – диаметр вала, см;

n – частота вращения, об/мин;

f – приведенный к валу коэффициент трения скольжения с учетом трения качения и трения скольжения в подшипнике и трения в уплотнениях

Для шарикоподшипников $f = 0{,}015$;

для роликоподшипников $f = 0{,}02$.

gost.e-ecolog.ru