

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Ж.Ж. Жанысбекова

zhanyzbekova.zhanel@mail.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Предложена методика расчета резьбовых соединений опорно-поворотных подшипников и проверена ее пригодность сопоставлением результатов расчета с данными каталогов фирм THK и PSL для разных типоразмеров опорно-поворотных подшипников с перекрестным расположением роликов.

Ключевые слова

Опорно-поворотный подшипник, винты, резьбовое соединение, параметр шероховатости, податливость контактного слоя

Поступила в редакцию 31.05.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

Опорно-поворотные подшипники (ОПП) — это подшипники, которые могут переносить комбинированную нагрузку, т. е. осевую и радиальную нагрузки и опрокидывающий момент. Опорно-поворотное устройство становится необходимым, когда в оборудовании и в установке одна из структурных частей должна вращаться по отношению к другой, согласно однозначной оси, обеспечивая связь между частями. Также ОПП используют в машинах, в которых важно снижение их осевого габаритного размера. ОПП имеют резьбовые или гладкие отверстия по наружному и внутреннему кольцу, предназначенные для винтов крепления к присоединительным поверхностям приводного механизма (рис. 1). Резьбовые соединения ОПП сильно нагружены, так как предназначены для передачи значительных отрывающей силы и опрокидывающего момента, нагружающих подшипник [1]. Класс прочности, типоразмер и количество винтов, во избежание возникновения повреждений резьбовых соединений ОПП при эксплуатации, следует выбирать на основе расчетов. Расчеты резьбовых соединений ОПП в России не разработаны.

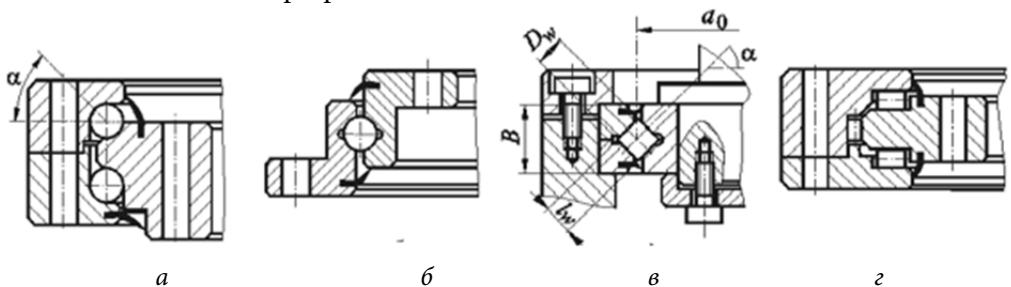


Рис. 1. ОПП:

a — шариковый двухрядный; *b* — шариковый однорядный; *v* — роликовый с перекрестным расположением роликов; *z* — роликовый трехрядный

Рекомендации фирм ТНК и PSL. Фирма ТНК [2] рекомендует для ОПП применять винты классом прочности не ниже 10.9, а количество и диаметр винтов назначать в зависимости от наружного диаметра подшипника (табл. 1).

Таблица 1

Количество и диаметры винтов для ОПП

Наружный диаметр подшипника D_1 , мм	Количество болтов n	Размер резьбы болта d , мм
<100	≥ 8	M3...M5
$100 \leq D_1 < 200$	≥ 12	M4...M8
$200 \leq D_1 < 500$	≥ 16	M5...M12
$D_1 \geq 500$	≥ 24	$\geq M12$

Фирмы ТНК и PSL [2, 3], специализирующиеся на производстве ОПП, приводят данные по параметру шероховатости контактирующих поверхностей резьбовых соединений ОПП: при $D_1 < 200$ мм $Ra \approx 3,6$ мкм; при $200 \leq D_1 < 500$ мм $Ra \approx 6,3$ мкм; при $D_1 \geq 500$ мм $Ra \approx 12,5$ мкм. Так как параметр шероховатости Ra контактирующих поверхностей превышает 1,25 мкм, то можно предположить [4], что для расчета резьбовых соединений ОПП пригодна методика расчета резьбовых соединений приводов.

Методика расчета резьбовых соединений ОПП.

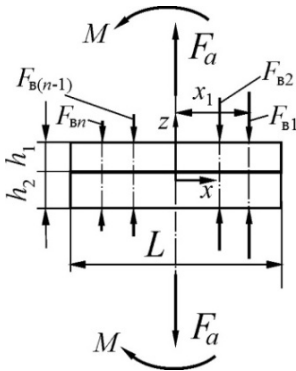


Рис. 2. Расчетная схема резьбового соединения

При нагружении отрывающей силой F_a и опрокидывающим моментом M резьбового соединения (рис. 2), стягивающего n винтами две детали с модулями упругости E_1 и E_2 , толщинами h_1 и h_2 , площадью A контактной поверхности, ее моментами сопротивления W_y и инерции I_y относительно оси y , если приведенный параметр шероховатости контактной поверхности равен Ra , расчет проводят в представленной ниже последовательности.

1. Задаем класс прочности винтов и напряжения в винтах при их затяжке. Принимаем их, полагая, что винты затягивают динамометрическим ключом, и учитывая, что сопротивление усталости винтов возрастает с увеличением силы затяжки стыка:

$$\sigma_{\text{зат.в}} = (0,6 \dots 0,7) \sigma_T, \quad (1)$$

где σ_T — предел текучести материала винта. Винты можно затягивать и до получения в них напряжений $0,8 \sigma_T$, если метод обеспечения затяжки позволяет более точно обеспечить требуемую силу затяжки винтов.

2. Задаем диаметр d резьбы винта и шаг P резьбы, определяем внутренний диаметр d_3 резьбы

$$d_3 = d - 1,227P \tag{2}$$

и вычисляем необходимую силу затяжки винта

$$F_{\text{зат}} = \sigma_{\text{зат}} \pi d_3^2 / 4. \tag{3}$$

3. Вычисляем коэффициент k податливости контактного слоя [4]

$$k = 0,5Ra c_0^* / (E^* \sigma_{\text{зат}})^{0,5}, \tag{4}$$

где Ra — приведенный параметр шероховатости, $Ra = (R_{a1}^2 + R_{a2}^2)^{0,5}$ (R_{a1} и R_{a2} — средние арифметические отклонения профиля сопрягаемых поверхностей); c_0^* — коэффициент, учитывающий взаимное расположение микронеровностей, $c_0^* \approx 236$; E^* — приведенный модуль упругости, определяемый из соотношения

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2},$$

где E_1 , E_2 и μ_1 , μ_2 — модули упругости материалов сопрягаемых деталей и их коэффициенты Пуассона.

4. Вычисляем масштабный фактор $\varepsilon = \delta / \delta_0$, где $\delta_0 = Ra c_0^* (\sigma_{\text{зат}} / E^*)^{0,5}$ — сближение контактных поверхностей, наибольший размер $L_0 = 50$ мм которых выбран за эталон. Масштабный фактор зависит от наибольшего размера L поверхности контакта и учитывает влияние высоты W_{max} волны шероховатой поверхности, а также отклонения Δ формы [4]:

$$\varepsilon = \begin{cases} L / L_0, & \text{если } L \leq L_0; \\ \sqrt[3]{3a}, & \text{если } L > L_0, a \geq 1,7; \\ a / 2 + \sqrt{1 - a^2 / 12}, & \text{если } L > L_0, a < 1,7, \end{cases} \tag{5}$$

где $a = (\Delta - W_{\text{max}}) / \delta_0$ — коэффициент.

5. Вычисляем коэффициенты χ_F и χ_M основной нагрузки, определяющие, какую долю внешней нагрузки, приходящуюся на винты, составляют соответственно отрывающая сила и опрокидывающий момент:

$$\chi_F = \frac{\lambda_k + \lambda_d}{\lambda_k + \lambda_d + \lambda_b / n}; \tag{6}$$

$$\chi_M = \frac{\lambda_k + \lambda_d}{\lambda_k + \lambda_d + \lambda_b I_y / A \sum_{i=1}^n x_i^2}, \quad (7)$$

где λ_k — податливость контактирующих поверхностей деталей, зависящая от коэффициента k податливости, коэффициента ε масштаба и площади A контактной поверхности:

$$\lambda_k = \frac{k\varepsilon}{A}; \quad (8)$$

λ_d — податливость стягиваемых деталей:

$$\lambda_d = (h_1 / E_1 + h_2 / E_2) / A; \quad (9)$$

λ_b — податливость винта:

$$\lambda_b = \left[(0,5d + l_0) / (\pi d^2) + (0,5d + l_1) / (\pi d_3^2) \right] 4 / E_b, \quad (10)$$

где l_0, l_1 — длины ненарезанной и нарезанной нагруженной частей винта; E_b — модуль упругости материала винта; x_i — расстояние i -го винта до нейтральной оси.

6. Вычисляем внешнюю силу, приходящуюся на наиболее нагруженный винт:

$$F_b = F_{bF} + F_{bM}, \quad (11)$$

где

$$F_{bF} = \chi_F F_a / n; \quad (12)$$

$$F_{bM} = \chi_M M \frac{x_1}{\sum_{i=1}^n x_i^2}. \quad (13)$$

7. Проверяем выполнение условия нераскрытия стыка:

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\text{зат}} - (1 - \chi_F) F_a / A - (1 - \chi_M) M / W_y \geq 2 \text{ МПа}, \quad (14)$$

где σ_{\min} — минимальное напряжение в стыке; $\sigma_{\text{зат}}$ — напряжение в стыке от сил затяжки винтов:

$$\sigma_{\text{зат}} = n F_{\text{зат}} / A. \quad (15)$$

Если условие не выполняется, то необходимо увеличить диаметр винта или повысить класс прочности и повторить расчет по п. 1–7.

8. Вычисляем максимальную силу F_{\max} , действующую на наиболее нагруженный винт:

$$F_{\max} = F_{\text{зат}} + F_b. \quad (16)$$

9. Оцениваем напряжения в винте по максимальной нагрузке

$$\sigma_{\max} = 4F_{\max} / (\pi d_3^2), \quad (17)$$

амплитуду напряжений в резьбовой части винта

$$\sigma_{\text{а р}} = 0,5F_{\text{в}} / (\pi d_3^2 / 4) \quad (18)$$

и гладкой его части

$$\sigma_{\text{а гл}} = 0,5F_{\text{в}} / (\pi d^2 / 4). \quad (19)$$

Коэффициенты запаса, соответствующие этим напряжениям, должны удовлетворять условиям:

$$S_{\max} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\max}} \geq 1,2; \quad (20)$$

$$S_{\text{а р}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma \text{Др}} \sigma_{\text{а р}}} \geq 2; \quad (21)$$

$$S_{\text{а гл}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma \text{Дгл}} \sigma_{\text{а гл}} + \Psi_{\sigma} \sigma_{\text{т гл}}} \geq 2, \quad (22)$$

где σ_{-1} — длительный предел выносливости материала, который, если известен не только класс прочности, но и материал винта, а также его термообработка, находят по справочникам, если же этой информации нет, то его приблизительно оценивают по формуле

$$\sigma_{-1} \approx (0,55 - 0,0001\sigma_{\text{в}}) \sigma_{\text{в}}, \quad (23)$$

где $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности материала; $K_{\sigma \text{Др}}$ и $K_{\sigma \text{Дгл}}$ — коэффициенты уменьшения предела выносливости винта соответственно в его резьбовой и гладкой частях.

Коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла:

$$\Psi_{\sigma} = 0,02 + 0,0002\sigma_{\text{в}}, \quad (24)$$

где $\sigma_{\text{в}}$ выражается в мегапаскалях.

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_{\text{т гл}} = (F_{\text{зат}} + 0,5F_{\text{в}}) / (\pi d^2 / 4). \quad (25)$$

10. Проверяем выполнение условия прочности при сборке соединения

$$S_{\text{сб}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{сб}}} \geq 1,1, \quad (26)$$

где $\sigma_{\text{сб}} = 4 \cdot 1,3F_{\text{зат}} / (\pi d_3^2)$ — эквивалентное напряжение в винте при его затяжке гаечным ключом.

Если запасы прочности недостаточны, то необходимо увеличить диаметр винта или повысить его класс прочности и повторить расчет.

Проверка пригодности методики расчета резьбовых соединений ОПП.

Была проверена пригодность данной методики для расчета резьбовых соединений ОПП сопоставлением результатов расчета по формулам (1)–(26) с данными каталогов фирм ТНК [2] и PSL [3] для разных типоразмеров ОПП с перекрестным расположением роликов.

Результаты расчета для резьбовых соединений ОПП фирмы ТНК [2] представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета для резьбовых соединений ОПП фирмы ТНК

Типоразмер ОПП	D_1 , мм	n	d	Результаты расчета			
				σ_{\min} , МПа	S_{ap}	$S_{aгл}$	S_{\max}
RU42	70	6	M3	-4,34	2,68	3,63	1,29
RU66	95	8	M4	-6,73	2,38	3,59	1,27
RU85	120	8	M5	-1,92	2,63	3,54	1,28
RU124X	165	10	M5	-5,33	2,39	3,43	1,27
RU148X	210	12	M8	3,87	3,79	3,85	1,32
RU178X	240	12	M8	-8,60	1,43	2,80	1,18
RU228X	295	12	M10	-0,54	3,12	3,60	1,30
RU297X	380	16	M12	2,293	3,613	3,685	1,32
RU445X	540	24	M12	1,335	3,45	3,644	1,315

Из результатов расчета видно, что запасы прочности винтов удовлетворительны, но минимальные напряжения σ_{\min} в контакте стягиваемых деталей для многих типоразмеров ОПП недостаточны.

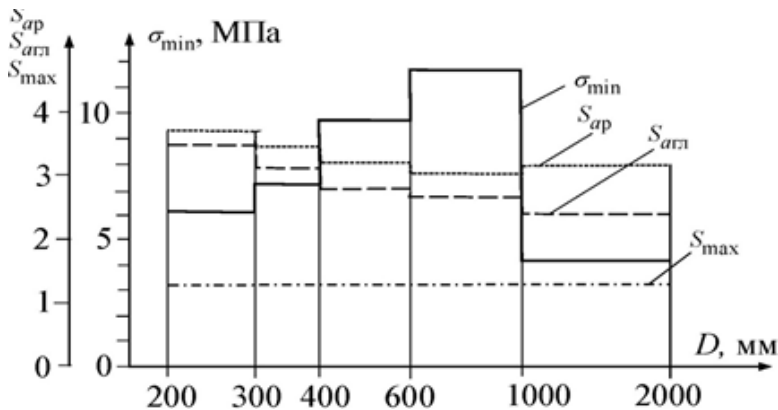


Рис. 3. Сопоставление данных каталога фирмы PSL по применяемым резьбовым соединениям для разных типоразмеров ОПП [4] с результатами расчета по формулам (1)–(26)

Результаты расчета для резьбовых соединений ОПП фирмы PSL [3] представлены в табл. 3 и на рис. 3.

Результаты расчета для резьбовых соединений ОПП фирмы PSL

Обозначение	D_1 , мм	D_2 , мм	T , мм	D_s , мм	d , мм	n	M , кН·м	Ra , мкм	W_{max} , мкм
9O-1Z08-0168-0864	210	108	26	133	M8	12	4,8	3,6	8
9O-1Z12-0179-0858	234	124,5	35	144,5	M10	12	8		
9O-1Z08-0168-1178	205	130	25,4	145	M6	12	2,75		
9O-1Z14-0193-0152	250	136	40	156	M10	12	8,8	6,3	12
9O-1Z12-0222-0619	299	141	36	170	M16	12	26		
9O-1Z20-0295-0595	370	220	64	245	M12	19	31,5		
9O-1Z25-0315-0487	400	230	68	255	M14	24	56		
9O-1Z10-0295-0972	340	250	29	265	M8	8	7,3		
9O-1Z30-0400-0488	500	300	80	330	M16	24	100		
9O-1Z30-0461-0125	580	340	86	380	M20	21	170		
9O-1Z30-0561-0432-1	698,5	435	85	473	M22	24	230	12,5	16
9O-1Z40-0595-0480	725	465	100	505	M20	30	300		
9O-1Z20-2045-0757	2136	1945	67	1985	M16	36	520		

Обозначение	Δ , мкм	$F_{зат}$, Н	$T_{зав}$, Н·м	ϵ	σ_{min} , МПа	$S_{оп} \geq 2$	$S_{атл} \geq 2$	$S_{max} \geq 1,2$
9O-1Z08-0168-0864	22,5	20690	32,054	1,535	4,497	6,794	4,272	1,369
9O-1Z12-0179-0858	22,5	32940	63,571	1,474	2,651	4,063	3,831	1,331
9O-1Z08-0168-1178	22,5	11270	13,177	1,623	3,274	6,922	4,422	1,37
9O-1Z14-0193-0152	77,5	32940	63,571	2,043	6,078	3,537	3,712	1,318
9O-1Z12-0222-0619	77,5	90790	276,319	1,862	10,979	3,816	3,51	1,325
9O-1Z20-0295-0595	77,5	48030	110,966	1,996	7,128	3,09	3,544	1,303
9O-1Z25-0315-0487	90	65960	177,476	1,993	10,72	2,815	3,424	1,292
9O-1Z10-0295-0972	90	20690	32,054	2,583	1,666	3,22	3,696	1,308
9O-1Z30-0400-0488	90	90790	276,319	2,02	9,74	2,843	3,258	1,293
9O-1Z30-0461-0125	90	14190	539,686	1,585	9,423	2,161	2,993	1,256
9O-1Z30-0561-0432-1	100	177400	737,295	1,636	11,96	2,765	3,129	1,29
9O-1Z40-0595-0480	100	141900	539,686	1,646	10,343	2,074	2,951	1,249
9O-1Z20-2045-0757	775	90790	276,319	4,176	4,227	2,575	3,166	2,281

В табл. 2, 3 и на рис. 3 введены следующие обозначения: D_1 — внешний диаметр подшипника; D_2 — внутренний диаметр подшипника; T — ширина подшипника; D_s — диаметр окружности расположения винтов на внутреннем кольце; d — диаметр резьбы винта; n — количество винтов; M — допустимый опрокидывающий момент; Ra — приведенный параметр шероховатости контактной поверхности; W_{max} — высота волны шероховатой поверхности; Δ — допуск плоскостности; $F_{зат}$ — сила затяжки винта; $T_{зав}$ — момент завинчивания; ϵ — масштабный фактор.

Из табл. 3 и рис. 3 следует, что рассчитанные коэффициенты запаса прочности S_{max} винта при максимальной нагрузке, а также сопротивления усталости

$S_{a.p}$, $S_{a.гл}$ резьбовой и гладкой частей винта соответственно удовлетворяют условиям их прочности: $S_{max} \geq 1,2$; $S_{a.p} \geq 2$; $S_{a.гл} \geq 2$. Условие нераскрытия стыка $\sigma_{min} \geq 2$ МПа также выполнено.

На основе результатов анализов можно сделать следующие выводы:

1) класс прочности винтов для резьбовых соединений ОПП при их проектировании следует выбирать не ниже 10.9;

2) для выполнения условий прочности винтов $S_{max} \geq 1,2$; $S_{a.p} \geq 2$; $S_{a.гл} \geq 2$ и условия нераскрытия стыка $\sigma_{min} \geq 2$ МПа, следует устанавливать в ОПП: при $D_1 < 100$ мм не менее 12 винтов М3...М5; при $100 \leq D_1 < 200$ мм не менее 12 винтов М8...М10; при $200 \leq D_1 < 300$ мм не менее 12 винтов М12; при $300 \leq D_1 < 400$ мм не менее 19 винтов М12; при $400 \leq D_1 < 500$ мм не менее 24 винтов М14; при $500 \leq D_1 < 1000$ мм не менее 24 винтов М22; при $D_1 \geq 2000$ мм не менее 48 винтов диаметром не менее М24;

3) работоспособность резьбовых соединений можно считать обеспеченной, если она рассчитана по формулам (1)–(26).

Литература

- [1] Иванов А.С. *Конструируем машины шаг за шагом. Ч. 1.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 328 с.
- [2] Иванов А.С. *Конструируем машины шаг за шагом. Ч. 2.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 392 с.
- [3] Иванов А.С., Муркин С.В. *Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов.* Москва, Инновационное машиностроение, 2015. 108 с.
- [4] *Подшипники с перекрестными роликами. Каталог № 382-1R.* Токио, ТНК СО., LTD. 28 с.
- [5] *Крупногабаритные подшипники — опорно-поворотные устройства. Производственная программа.* Словакия, Жилина, Management Art, 2010. 55 с.

Жанысбекова Жанель Женискызы — магистрант кафедры «Основы конструирования машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — А.С. Иванов, д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры «Основы конструирования машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

ANALYSIS OF THREADED JOINTS FOR SLEWING BEARINGS

Zh. Zh. Zhanysbekova

zhanysbekova.zhanel@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

This paper focuses on a method for calculating threaded joints of slewing bearings and verifies its suitability by comparing the calculation results with the data from THK and PSL catalogs for slewing bearings of different sizes with cross rollers arrangement. Slewing bearings are the bearings that can carry a combined load, i.e. axial and radial loads and overturning moment. A pivoting device becomes necessary when in the equipment and in the installation, one of the structural parts must rotate in relation to another, according to the unique axis, providing a link between the parts. Moreover, they are used in machines in which it is important to reduce the axial overall size of the machine.

Keywords

Slewing bearing, screws, threaded joint, roughness parameter, compliance of the contact layer

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Ivanov A.S. Konstruiruem mashiny shag za shagom. Ch. 1 [Constructing machines step by step. P. 1.]. Moscow, Bauman Press, 2003. 328 p.
- [2] Ivanov A.S. Konstruiruem mashiny shag za shagom. Ch. 2 [Constructing machines step by step. P. 2.]. Moscow, Bauman Press, 2003. 392 p.
- [3] Ivanov A.S., Murkin S.V. Raschet i proektirovanie rez'bovykh soedineniy privodov [Calculation and designing screw joints of the drives]. Moscow, Innovatsionnoe mashinostroenie publ., 2015. 108 p.
- [4] Podshipniki s perekrestnymi rolikami. Catalog № 382-1R [Crossed roller bearings. Catalog no. 382-1R]. Tokio, THK CO., LTD publ., 28 p.
- [5] Krupnogabaritnye podshipniki — oporno-povorotnye ustroystva. Proizvodstvennaya programma [Big bearings – supporting and turning arrangements. Manufacturing program]. Slovakia, Zhilina, Management Art publ., 2010. 55 p.

Zhanysbekova Zh. Zh. — Master's Degree student, Department of Principles of Machine Construction, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — A.S. Ivanov, Dr. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Principles of Machine Construction, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.