

ЛИТЕРАТУРА

1. A. Cameron, R. Gohar. Theoretical and experimental studies of the oil film in lubricated point contact. «Proceedings of the Royal Society», Series A, Vol. 291, 1966, pp. 520—536.
2. R. Gohar N. Cameron. The mapping of elastohydrodynamic contacts. «ASLE Trans.», Vol. 10, 1967, pp. 215—225.
3. D. M. Sanborn, W. O. Winer. Fluid rheological effects in sliding elastohydrodynamic point contacts with transient loading: I-Filmthickness, 2-Traction. «Journal of Lubrication Technology», Series F, V. 93, No 2,3, 1071.
4. L. D. Wedeven, D. Evans, A. Cameron. Optical analysis of ball bearing starvation. «Journal of Lubrication Technology», Ser. F. V. 93, No. 3, 1971.
5. C. A. Foord, W. C. Hamman. A. Cameron. Evaluation of lubricants using optical elastohydrodynamics. «ASLE Trans», v. 11, 1968, pp. 31—43.
6. R. Gohar Oil film thickness and rolling friction in elastohydrodynamic point contact. «Journal of Lubrication Technology», Ser. F, 1971, V. 93, No. 3.
7. E. G. Tracthman, H. S. Cheng. Termal and non-Newtonian effects on traction in elastohydrodynamic contacts. The Institution of Mechanical Engineers. Elastohydrodynamic lubrication. Symposium 1972. 11—13 th April. Pp. 142—148.
8. В. Ш. Шварцман. Исследование масел при скольжении шарика. Труды первой Всероссийской конференции по контактно-гидродинамической теории смазки, вып. I, г. Куйбышев, 1973.
9. Коднир Д. С., Курушин М. И., Ратнер И. Д. Расчет толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения. «Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин». Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.
10. Коднир Д. С. Неизотермическая стационарная задача для неньютоновской жидкости. Труды I Всероссийской конференции по контактно-гидродинамической теории смазки, вып. I. Куйбышевский авиационный институт, 1973.

М. И. КУРУШИН

ВЛИЯНИЕ ТОЛЩИНЫ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ В КОНТАКТАХ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ БЫСТРОХОДНОГО РОЛИКОПОДШИПНИКА С НАТЯГОМ

С улучшением процесса балансировки и уменьшением остаточных дисбалансов в опорах быстроходных газотурбинных двигателей все чаще возникает дефект — проскальзывание и износ роликоподшипников. Одним из средств борьбы с проскальзыванием является введение гарантированного натяга по роликам. Но в этом случае возникает проблема назначения оптимальной величины преднатяга (при большом натяге может произойти преждевременное выкрашивание роликов и колец). Принятая в настоящее время методика расчета подшипников качения по коэффициентам работоспособности [1] не позволяет

рассчитывать подшипники в условиях натяга. Эта задача сравнительно легко решается, если вести расчет долговечности по усталости непосредственно по контактным напряжениям или по усилиям в контактах [2].

В настоящей работе расчеты ведутся с помощью ЭВМ. Сначала методом последовательных приближений определяются усилия в контактах ролика с кольцами при заданном натяге без учета влияния центробежных сил роликов.

Исходные данные для расчета:

- d — диаметр ролика, см;
- D_B — диаметр внутренней беговой дорожки, см;
- n — число оборотов вала в минуту (вращается внутреннее кольцо, наружное — неподвижное);
- z — число роликов в комплекте;
- δ_ϵ — суммарная контактная деформация ролика (натяг по ролику), см;
- l — полная длина ролика, см;
- l_p — рабочая (контактная) длина ролика, см;
- μ_0 — динамическая вязкость смазки, $\text{кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2$;
- α — пьезокоэффициент смазки, $\text{м}^2 / \text{кг}$.

1. Расчет без учета влияния центробежных сил роликов

Диаметр наружной беговой дорожки

$$D_H = D_B + 2d.$$

Приведенная кривизна внутреннего контакта

$$\sum \rho_B = \frac{2}{d} + \frac{2}{D_B},$$

наружного контакта

$$\sum \rho_H = \frac{2}{d} - \frac{2}{D_H}.$$

Скорость качения в контактах

$$(U_a + U_b) = \frac{\pi n}{60} \cdot D_B \frac{D_B + 2d}{D_B + d}.$$

Нулевое приближение для усилия в контактах, приходящегося на единицу контактной длины ролика

$$\bar{P}_0 = \frac{\delta_\Sigma \cdot 10^8}{61 [14,832 - \lg(\sum \rho_B \cdot \sum \rho_H)]}.$$

Толщины смазочных слоев в контактах [3]

$$h_{B(H)_i} = 0,796 \cdot \frac{[\mu_0 (U_a + U_b)]^{0,75} \cdot \alpha^{0,6}}{[P_{B(H)_i}]^{0,15} \cdot [\sum \rho_{B(H)_i}]^{0,4}} = \frac{B_{B(H)}}{[P_{B(H)_i}]^{0,15}}. \quad (1)$$

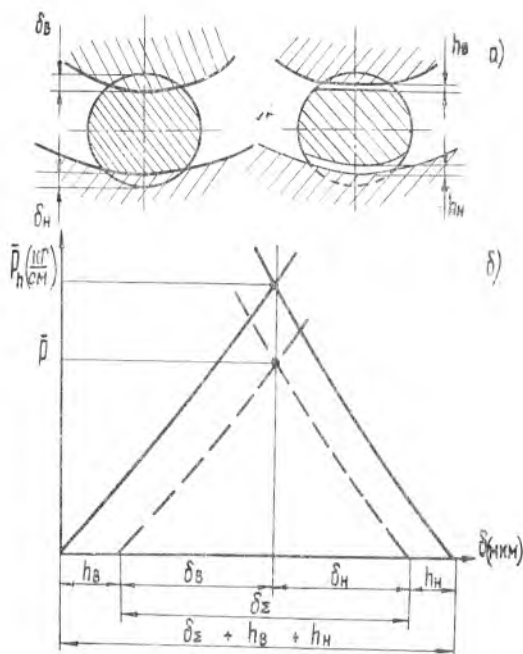


Рис. 1. К расчету усилий в роликоподшипнике с натягом без учета влияния центробежных сил роликов

Усилия в контактах без учета центробежных сил роликов [1]

$$\bar{P}_i = \frac{(\delta_{\Sigma} + h_{B_{i-1}} + h_{H_{i-1}}) \cdot 10^8}{61 \sqrt{15,7 - 1g \left| (P_{i-1})^2 \sum p_B \sum p_H \right|}} \quad (2)$$

Здесь $(\delta_{\Sigma} + h_{B_{i-1}} + h_{H_{i-1}})$ — суммарный натяг по ролику с учетом влияния расклинивающего действия смазочного слоя в контактах (рис. 1, а). Расчет усилий ведется методом итерации по (2) с одновременным уточнением толщин слоев по (1)

$$i = 1, 2, 3, 4 \dots$$

до $\frac{\bar{P}_i - \bar{P}_{i-1}}{\bar{P}_i} \leq 0,00001$.

Схематически этот случай расчета изображен на рис. 1, б.

После определения усилий в контактах рассчитывается долговечность.

Базовое усилие (при числе циклов нагружения 10^7) [2]

$$\bar{P}_{\sigma_{B(n)}} = 500 \cdot d \cdot \left(\frac{D_{B(n)} + 2 \cdot d}{D_{B(n)} + d} \right)$$

Число циклов нагружения за один оборот вала внутреннего кольца

$$i_n = \frac{z}{2} \cdot \frac{D_B + 2 \cdot d}{D_B + d},$$

наружного кольца

$$i_n = \frac{z}{2} \cdot \frac{D_B}{D_n + d}.$$

Долговечность по выкрашиванию колец

$$H_{B(n)} = \frac{10^7}{60 \cdot i_{B(n)} \cdot n} \cdot \left(\frac{\bar{P} \delta_{B(n)}}{P} \right)^{10/3},$$

роликов (при линейном суммировании повреждений)

$$H_p = 2 \cdot \frac{H_B \cdot H_n}{H_B + H_n}.$$

Далее ведется расчет с учетом влияния центробежных сил роликов.

II. Расчет с учетом влияния центробежных сил роликов

Центробежная сила стального ролика, приходящаяся на единицу длины контакта

$$\bar{C} = \frac{0,855}{10^8} \cdot d^2 \cdot n^2 \cdot \frac{l}{l_p} \cdot \frac{D_B^2}{D_B + d}.$$

Сначала ведется расчет в предположении отсутствия контакта с внутренним кольцом.

Усилие на наружном кольце: $P_n = \bar{C}$.

Контактная деформация с наружным кольцом:

$$\delta_{nc} = \frac{61}{10^8} \cdot \bar{C} [7,85 - \lg(\bar{C} \cdot \sum \rho_n)].$$

Толщина смазочного слоя в контакте с наружным кольцом:

$$h_{nc} = 0,796 \frac{[\mu_0 (U_a + U_b)]^{0,75} \cdot \alpha^{0,6}}{(\bar{C})^{0,15} \cdot (\sum \rho_n)^{0,4}} = \frac{B_n}{(\bar{C})^{0,15}}.$$

Если $(\delta_n + h_{nc}) \geq \delta_{\Sigma}$, то действительно отсутствует контакт с внутренним кольцом и долговечность наружного кольца, а, следовательно, и подшипника.

$$H_n = \frac{10^7}{60 \cdot i_n \cdot n} \cdot \left(\frac{\bar{P}_{\delta n}}{C} \right)^{10/3}.$$

Ясно, что расчет долговечности подшипника в этом случае формальный, т. к. при отсутствии контакта с внутренним кольцом нормальная работа подшипника невозможна.

Если $(\delta_n + h_{nc}) < \delta_\Sigma$, то ролик контактирует с обоими кольцами и расчет ведется в следующей последовательности.

Задаемся усилием в контакте ролика с наружным кольцом (рис. 2).

$$P_{n1} = \bar{P} + 0,35 \cdot \bar{C}.$$

Тогда нулевое приближение для усилия в контакте с внутренним кольцом:

$$P_{B10} = \bar{P} - 0,35 \cdot \bar{C}.$$

Контактная деформация с наружным кольцом:

$$\delta_{n1} = \frac{61}{10^8} \bar{P}_{n1} [7,85 - \lg(\bar{P}_{n1} \sum \rho_n)].$$

Толщины слоев в контактах:

$$h_{n1} = \frac{B_n}{(\bar{P}_{n1})^{0,15}}, \quad h_{B10} = \frac{B_B}{(\bar{P}_{B10})^{0,15}}.$$

Следующие приближения для усилия в контакте с внутренним кольцом определяются методом итерации по

$$\bar{P}_{B1i} = \frac{\delta_\Sigma + h_{B1i-1} + h_{n1} - \delta_{n1}}{\frac{61}{10^8} [7,85 - \lg(\bar{P}_{B1i-1} \cdot \sum \rho_B)]}.$$

Здесь

$$i = 1, 2, 3, 4 \dots \text{ и т. д. до } \frac{\bar{P}_{B1i} - \bar{P}_{B1i-1}}{\bar{P}_{B1i}} \leq 0,00001.$$

Значение центробежной силы \bar{C}_1 , соответствующей принятому усилию \bar{P}_{n1} , в контакте ролика с наружным кольцом:

$$\bar{C}_1 = \bar{P}_{n1} - \bar{P}_{B1i}.$$

Задаемся следующим значением усилия в контакте ролика с наружным кольцом:

$$\bar{P}_{n2} = \bar{P} + 0,45 \cdot \bar{C}$$

и снова повторяем расчет \bar{P}_{B20} , δ_{n2} , h_{n2} , h_{B20} , P_{B2i} , \bar{C}_2 .

Следующее значение усилия в контакте ролика с наружным кольцом определяется по формуле

$$\bar{P}_{n3} = \bar{P}_{n1} + (\bar{P}_{n2} - \bar{P}_{n1}) \cdot \frac{\bar{C} - \bar{C}_1}{\bar{C}_2 - \bar{C}_1}.$$

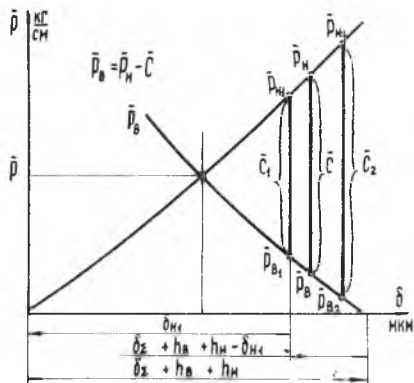


Рис. 2. К расчету усилий в роликоподшипнике с натягом с учетом влияния центробежных сил роликов

Далее расчет ведется методом итерации:

$$\bar{P}_{H_3}; \bar{P}_{B_{3n}} = \bar{P}_{H_3} - \bar{C}; \delta_{H_3} = \frac{61}{10^8} \bar{P}_{H_3} [7,85 - \lg(\bar{P}_{H_3} \sum \rho_{H_3})];$$

$$h_{H_3} = \frac{B_H}{(\bar{P}_{H_3})^{0,15}}; \quad h_{B_{3n}} = \frac{B_B}{(\bar{P}_{B_{3n}})^{0,15}}.$$

Итерация усилия в контакте ролика с внутренним кольцом — по формуле

$$\bar{P}_{B_{3i}} = \frac{\delta_{\Sigma} + h_{B_{3i-1}} + h_{H_3} - \delta_{H_3}}{\frac{61}{10^8} [7,85 - \lg(\bar{P}_{B_{3i-1}} \sum \rho_B)]}$$

$i = 1, 2, 3, 4 \dots$ и т. д. до $\frac{\bar{P}_{B_{3i}} - \bar{P}_{B_{3i-1}}}{\bar{P}_{B_{3i}}} \leq 0,00001$.

$$\bar{C}_3 = \bar{P}_{H_3} - \bar{P}_{B_{3i}}.$$

Итерация усилия в контакте ролика с наружным кольцом

$$\bar{P}_{H_j} = \bar{P}_{H_1} + (P_{H_{j-1}} - P_{H_1}) \cdot \frac{\bar{C} - \bar{C}_1}{\bar{C}_{j-1} - \bar{C}_1}.$$

$j = 4, 5, 6, 7 \dots$ и т. д. до $\frac{\bar{P}_{H_j} - \bar{P}_{H_{j-1}}}{\bar{P}_{H_j}} \leq 0,00001$.

После определения усилий в контактах определяется долговечность по выкрашиванию с учетом центробежных сил роликов.

Долговечность колец:

$$H_{B(n)} = \frac{10^7}{60 \cdot \bar{i}_{B(n)} \cdot n} \left(\frac{\bar{P}_{\delta B(n)}}{\bar{P}_{B(n)}} \right)^{10/3},$$

роликов

$$H_p = 2 \cdot \frac{H_B \cdot H_H}{H_B + H_H}.$$

Контактные напряжения

$$\sigma_{B(n)} = 610 \sqrt{\bar{P}_{B(n)} \sum \rho_{B(n)}}.$$

Полуширина площадки контакта

$$\delta_{B(n)} = \frac{104}{10^5} \sqrt{\frac{\bar{P}_{B(n)}}{\sum \rho_{B(n)}}}.$$

Результаты расчета ряда роликовых подшипников изделий представлены в табл. 1, 2 и 3. Расчеты проведены с учетом и без учета влияния центробежных сил роликов.

В табл. 1 представлены результаты расчета роликового подшипника 5В932126Д ротора при следующих данных: $d = 17$ мм; $D_B = 148$ мм; $l = 17$ мм; $l_p = 16$ мм; $z = 22$; $n = 8250$ об/мин. Окружная скорость на беговой дорожке внутреннего кольца $V_B = 62$ м/сек. Смазка подшипника маслосмесью: 75% трансфор-

Таблица 1

Параметры	Обозначения	Размерность	Радиальный натяг $\delta_r = 4 \text{ мкм}$			Радиальный натяг $\delta_r = 8 \text{ мкм}$		
			без смазки	смазка $t = 80^\circ\text{C}$	смазка $t = 60^\circ\text{C}$	без смазки	смазка $t = 80^\circ\text{C}$	смазка $t = 60^\circ\text{C}$
Условия в контактах	P	кг	54,3	80,5	97,8	114,7	140,1	157,3
	Толщина смазочных слоев в контактах	h_B	0	0,85	1,39	0	0,78	1,30
		h_H	0	0,92	1,51	0	0,85	1,41
Долговечность элементов подшипника	H_B	час	17670	4750	2480	1458	748	509
	H_H	час	21380	5750	3000	1784	905	616
	H_P	час	19350	5200	2710	1596	819	557
Центробежная сила ролика	C	кг	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7
	Условия в контактах	P_B	42,4	68,6	85,9	102,8	128,2	145,3
		P_H	66,1	92,3	109,7	126,4	151,9	169,1
Толщины смазочных слоев в контактах	h_B	мкм	0	0,87	1,42	0	0,79	1,31
	h_H	мкм	0	0,90	1,49	0	0,84	1,39
Долговечность элементов подшипника	H_B	час	40180	8080	3810	2101	1008	662
	H_H	час	11060	3630	2050	1272	691	484
	H_P	час	17340	5010	2680	1585	820	559

 $i_B = 12,13; i_H = 9,87; P_{8B} = 875,4 \text{ кг/см}; P_{8H} = 871,2 \text{ кг/см}$

С учетом влияния центробежных сил роликов

Без учета влияния центробежных сил роликов

Таблица 2

	Параметры	Обозначения	Размерность	Радиальный натяг $\delta_z = 2$ мкм			Радиальный натяг $\delta_z = 4$ мкм		
				без смазки	смазка $t = 80^\circ\text{C}$	смазка $t = 60^\circ\text{C}$	без смазки	смазка $t = 80^\circ\text{C}$	смазка $t = 60^\circ\text{C}$
Без учета влияния центробежных сил роликов	Условия в контактах	P	кг	26,9	79,2	122,6	56,8	108,6	152,4
	Толщины смазочных слоев в контактах	h_B	мкм	0	1,65	2,95	0	1,58	2,85
		h_H	мкм	0	1,78	3,18	0	1,70	3,08
Долговечность элементов подшипника		H_B	час	17670	484	113	1460	168	55
		H_H	час	21050	576	134	1740	201	65
		H_P	час	19210	526	122	1590	183	59
С учетом влияния центробежных сил роликов	Центробежная сила ролика	C	кг	12,3	12,3	12,3	12,3	12,3	12,3
	Условия в контактах	P_B	кг	20,8	73,0	116,4	50,5	102,5	146,2
		P_H	кг	33,0	85,3	128,7	62,9	114,7	158,4
Долговечность элементов подшипника		h_B	мкм	0	1,67	2,97	0	1,59	2,87
		h_H	мкм	0	1,76	3,16	0	1,69	3,06
С учетом влияния центробежных сил роликов	Долговечность элементов подшипника	H_B	час	41780	634	134	2140	205	63
		H_H	час	10610	450	114	1240	167	57
		H_P	час	16920	526	123	1570	164	60

 $i_B = 12,04; i_H = 9,97; \bar{P}_{\Sigma B} = 488,0 \text{ кг/см}; \bar{P}_{\Sigma H} = 486,0 \text{ кг/см}.$

Таблица 3

Параметры	Обозначение	Размерность	Радиальный натяг $\delta_{\Sigma} = 2$ мкм				Радиальный натяг $\delta_{\Sigma} = 4$ мкм					
			без смазки	смазка $t = 100^{\circ}\text{C}$	смазка $t = 80^{\circ}\text{C}$	смазка $t = 60^{\circ}\text{C}$	без смазки	смазка $t = 100^{\circ}\text{C}$	смазка $t = 80^{\circ}\text{C}$	смазка $t = 60^{\circ}\text{C}$		
Без учета влияния центробежных сил роликов	Усилия в контактах	P	кз	28,3	56,9	77,7	123,7	60,0	88,1	109,0	155,5	
	Толщины смазочных слоев в контактах	h_B	мм	0	0,84	1,42	2,67	0	0,78	1,35	2,58	
		h_H	мм	0	0,97	1,65	3,10	0	0,91	1,59	2,99	
		h_P	мм	0	0,97	1,65	3,10	0	0,91	1,59	2,99	
	Долговечность элементов подшипника	H_B	час	1316	129	46	9,7	108	30	14,7	4,5	
		H_H	час	1823	178	63	13,4	149	42	20,4	6,3	
		H_P	час	1529	149	53	11,2	125	35	17,1	5,2	
	С учетом влияния центробежных сил роликов	Центробежная сила ролика	C	кз	4,43	4,43	4,43	4,43	4,43	4,43	4,43	4,43
		Усилия в контактах	P_B	кз	26,1	54,7	75,4	121,5	57,8	85,9	106,8	153,2
			P_H	кз	30,5	59,1	79,8	125,9	62,2	90,3	111,2	157,7
Толщины смазочных слоев в контактах		h_B	мм	0	0,84	1,43	2,68	0	0,79	1,36	2,59	
		h_H	мм	0	0,97	1,64	3,09	0	0,91	1,56	2,99	
Долговечность элементов подшипника		H_B	час	1732	147	50	10,3	122	33	15,8	4,7	
		H_H	час	1423	157	58	12,6	132	38	19,1	6,0	
		H_P	час	1562	294	54	11,3	127	67	17,3	5,3	

$$i_B = 7,09; i_H = 4,91; \bar{P}_B = 262,9 \text{ кз/см}; \bar{P}_H = 259,7 \text{ кз/см}$$

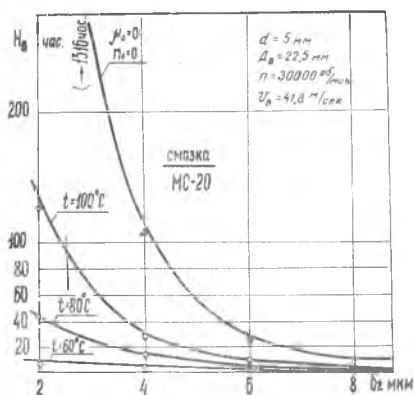


Рис. 3. Долговечность роликоподшипника воздушной турбины в зависимости от величины радиального натяга и температуры смазки

в зависимости от величины натяга и температуры смазки. Лимитирующим по долговечности становится наружное кольцо.

С уменьшением предварительного натяга относительное влияние толщины смазочного слоя в контактах и центробежных сил роликов на снижение долговечности подшипника возрастает.

В табл. 2 представлены результаты расчета роликового подшипника В32916Б2Г1 изделия АИ-20 при следующих данных: $d=9,5$ мм; $D_в=91,5$ мм; $l=9,5$ мм; $l_p=7,5$ мм; $z=22$, $n=12300$ об/мин. Окружная скорость на беговой дорожке внутреннего кольца $V_в=84,5$ м/сек. Смазка подшипника маслосмесью: 75% МС-20 и 25% трансформаторного.

За счет влияния смазки долговечность подшипника снижается в 100 и более раз. За счет влияния центробежных сил роликов долговечность подшипника также снижается, и лимитирующим по долговечности становится наружное кольцо и ролики.

В табл. 3 приведены результаты расчета роликового подшипника воздушной турбины при следующих данных: $d=5$ мм; $D_в=22,5$ мм; $l=5$ мм; $l_p=4$ мм; $z=10$; $n=30000$ об/мин. Окружная скорость на беговой дорожке внутреннего кольца $V_в=41,8$ м/сек. Смазка подшипника маслом МС-20.

Здесь «заклинивающее» действие смазки также может снижать долговечность подшипника в 100 и более раз. Но центробежные силы роликов, наоборот, способствуют повышению долговечности подшипника за счет не очень интенсивного снижения долговечности наружного кольца и повышения долговечности внутреннего кольца.

маторного и 25% МС-20. При сборке подшипника в узле возможен зазор или натяг в пределах 20 мкм.

Видно, что учет влияния толщины смазочного слоя в контактах ведет к существенному уменьшению расчетной долговечности — от 3 до 7 раз в зависимости от величины предварительного натяга и температуры смазки. Чем меньше предварительный натяг, тем больше снижается долговечность за счет «заклинивающего» действия смазочного слоя.

Центробежные силы роликов снижают долговечность подшипника на 20—80% в зависимости от величины натяга и температуры смазки.

На рис. 3 представлены результаты расчета этого подшипника в зависимости от величины радиального натяга и температуры смазки.

Такого рода зависимости позволяют правильно подбирать и назначать натяги в быстроходных слабонагруженных роликоподшипниках изделий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Парель Л. Н. Подшипники качения. Справочник. «Машиностроение», 1967.

2. Курушин М. И., Цыприн А. М. Методика расчета на долговечность шариковых подшипников по контактным напряжениям. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.

3. Коднир Д. С., Курушин М. И., Ратнер И. Д. Расчет толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.

А. В. КРЮЧКОВ, Н. В. ТЯБИН

РЕОДИНАМИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКОЙ СМАЗКОЙ

Рассматривается частный случай решения уравнений вязкопластического течения, работа [1], применительно к условиям течения консистентных смазок в радиальных подшипниках скольжения.

Сложность решения уравнений пространственного вязкопластического течения создает необходимость наложения целого ряда ограничений при рассмотрении конкретных задач по движению консистентных смазок в различных условиях. При определении законов движения слоя консистентной смазки в радиальном подшипнике скольжения принимается ряд допущений, широко распространенных в гидродинамической теории смазки.

Такая постановка вопроса приводит к решению системы уравнений вязкопластического течения в пограничном слое смазки.

При установившемся режиме работы подшипника скорость деформации его смазочного слоя изменяется в незначительных пределах, что позволяет представить течение консистентных смазок в виде линейного уравнения вязкопластического течения Шведова—Бингама

$$\tau = \Theta + \eta \frac{\partial v_r}{\partial y}, \quad (1)$$