

Анализ уравнений (20) и (23), а также численные расчеты [12] и результаты экспериментов [7] показывают, что в тяжело нагруженных неметаллических и эластичных МР-фторопластовых подшипниках [8] величина изменения диаметрального зазора, определяемая упругой деформацией подшипника, соизмерима с диаметральным зазором жестких подшипников или первоначальным зазором, получающимся непосредственно после изготовления эластичного подшипника. Это обстоятельство указывает на то, что для более точной оценки расходов смазки в упругодеформирующихся подшипниках расчет целесообразно производить по формулам (20) или (22) и (23) в зависимости от конструктивного выполнения и расположения маслораспределительных каналов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Орлов П. И. Смазка легких двигателей, ОНТИ, 1937.
2. Куцаев С. Н. Протекание масла через подшипник. Труды 1-й конференции по трению и износу в машинах, т. 2. АН СССР, 1940.
3. Дьячков А. К. Подшипники скольжения жидкостного трения. М., Машгиз, 1955.
4. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. М., Машгиз, 1962.
5. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
6. Снеговский Ф. П. Опоры скольжения тяжелых машин. М., «Машиностроение», 1969.
7. Байбородов Ю. И. Исследование упругодеформирующихся неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения. Кандидатская диссертация. Куйбышевский авиационный институт, 1965.
8. Соيفер А. М., Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Трехслойный подшипник. Авторское свидетельство № 186225 (бюлл. № 18 от 12.9. 1966 г.).
9. Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Контактно-гидродинамический расчет неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения. «Вестник машиностроения», 1968, № 3.
10. Байбородов Ю. И. Преобразование номограммы в формулу для расчета толщины смазочного слоя. Материалы юбилейной научно-технической конференции, Куйбышевский авиационный институт, 1967.
11. Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Определение толщины смазочного слоя давлений и коэффициента трения в неметаллических подшипниках скольжения. «Вестник машиностроения», 1965, № 12.
12. Платонов В. Ф. Подшипники из полиамидов. М., Машгиз, 1961.

Л. Н. КУДРЯШОВ, Ю. И. БАЙБОРОДОВ, В. А. САДЫКОВ,
Б. С. МЕЛЬНИКОВ, И. Б. ПОКРОВСКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭЛАСТИЧНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА РЕДУКТОРЕ

Исследования упругодеформирующихся неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения [1], [2], [3] [4], проведенные в Куйбышевском авиационном институте, показа-

ли, что работоспособность подшипника и толщина смазочного слоя существенным образом зависят от модуля упругости материала вкладыша. На основании полученной аналитической зависимости между геометрическими, режимными и упругими параметрами подшипника [1], [5], появилась возможность проводить расчетный анализ работоспособности подшипников с различными упругими характеристиками.

Однако рассмотрение физико-механических свойств неметаллических материалов, пригодных для изготовления подшипников скольжения [6], [7], [8], [9], [10], показывает, что за исключением фторопласта, большинство из них обладает низкой термостойкостью и весьма ограниченным диапазоном значений модуля упругости. Так например, значение модулей упругости фторопласта, капрона, смолы П-68, АК-7 колеблется в пределах 8000—15000 кг/см², что для определенных условий работы подшипников является далеко не оптимальной величиной. Это обстоятельство ограничивает возможности создания оптимальных конструкций подшипников скольжения с заранее заданными, найденными на основании расчета упругими характеристиками.

Среди известных неметаллических материалов фторопласт обладает наиболее высокими антифрикционными и противозадирными свойствами, а также имеет большую износостойкость при пусках под нагрузкой и при граничном трении [9], [11]. Эти свойства определяют большие перспективы его применения для подшипников скольжения. Однако чистый фторопласт имеет небольшую прочность на сжатие и обладает свойством хладотекучести. Кроме того, модуль упругости фторопласта зависит от температуры: фторопласт имеет плохую теплопроводность, а вкладыши из него практически можно соединять с корпусными деталями только механическим путем либо спеканием в инертной среде.

Указанные недостатки существенно ограничивают применение чистых фторопластовых подшипников. В связи с этим были предложены конструкции подшипников скольжения [12], [13], в которых фторопласт армирован жестким пористым каркасом, например, спеченной пористой бронзой (металлокерамические подшипники), а на поверхности трения образована пленка фторопласта толщиной 0,02—0,2 мм. Однако при частых пусках под нагрузкой тонкая пленка со временем все же изнашивается и, кроме того, металлокерамические подшипники весьма чувствительны к перекосам вала, имеют относительно высокую жесткость и практически не обладают вибродемпфирующими свойствами. С учетом высоких антифрикционных свойств фторопласта и возможности получения весьма широкого диапазона упругих и вибродемпфирующих характеристик материала МР [14], в Куйбышевском авиационном институте была создана конструкция МР — фторопластового эластичного подшипни-

ка скольжения [15], обладающего рядом преимуществ по сравнению с жесткими металлическими, монолитными неметаллическими и металлокерамическими подшипниками скольжения. Исследования эластичных металлопластмассовых (ЭМП) подшипников скольжения [1], выполненные в КуАИ, показали, что новые подшипники позволяют получать требуемые упругие характеристики в широком диапазоне изменения модуля упругости, обеспечивают большую, чем жесткие подшипники, толщину смазочного слоя, компенсируют существенные перекосы вала и обладают высокими вибродемпфирующими свойствами. В связи с этим институтом разработаны и изготовлены опытные ЭМП подшипники скольжения на основе материала МР и фторопласта [15] для двух серийных редукторов. Основные параметры серийных баббитовых подшипников этих редукторов приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что опоры шестерни z_5 редуктора № 1 из-за большого прогиба вала на определенных режимах не способны обеспечить работу в режиме чисто жидкостного трения. Это обстоятельство приводило к дефекту опор и к непредусмотренной остановке редуктора для замены вышедших из строя подшипников новыми.

Как показал анализ, дефект на опорах шестерни z_5 имеет кромочный характер. С целью его устранения были изготовлены опытные ЭМП подшипники скольжения с заданным модулем упругости (табл. 2), найденным на основании контактно-гидродинамического расчета по формуле, полученной в работах [1], [5]

$$h = 1,625 \left(\frac{\delta}{E} \right)^{0,18} \cdot \left(\frac{L}{p_1} \right)^{0,44} \cdot (p_0 U)^{0,62} \cdot \frac{r}{\psi^{0,42}}.$$

Расчет производился на основании последовательного изменения модуля упругости так, чтобы получить наивыгоднейший вариант жесткости подшипника при ограниченном (0,2—0,3 мм) смещении центра вала. Одним из важнейших факторов, определяющих работоспособность подшипника скольжения, является толщина смазочного слоя. Расчеты ее были проведены для жесткого и эластичного подшипников при различных режимах работы рассматриваемой опоры скольжения (табл. 3).

Анализ таблицы 3 показывает, что при выбранном нами модуле упругости $E = 2 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ даже при максимальной температуре $+90^\circ\text{C}$ минимальная толщина смазочного слоя в эластичном подшипнике в 3,5 раза больше, чем в жестком. При скорости скольжения 14,26 м/сек расчетное значение минимальной толщины смазочного слоя в эластичном подшипнике близко к величине максимального перекося вала. Коэффициент запаса по толщине смазочного слоя имеет при этом величину 0,767. При скорости скольжения 17,8 м/сек минимальная

Таблица 1

Основные параметры баббитовых подшипников

| Номер редуктора | Номер шестерни | Диаметр вала, d | Длина подшипника, L | Относительный зазор, ϕ | Нагрузка на подшипник $P_1, \text{кГ}$ | Удельная нагрузка $P \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}$ | Скорость скольжения $U, \text{м/сек}$ | Сорт смазки | Температура масла на входе в подшипник $T_{\text{вх}}$ | Чистота обработки поверхностей трения | Прогиб цапфы $h_x, \text{мк}$ | Корсетность, конусность бокообразность $h_{\text{б}} \text{ мк}$ | Миним. допустимая толщина смаз. слоя, $h_{\text{тол}}$ | Расчетная миним. толщина смазочного слоя, $h_{\text{м}}$ | Коэф. запаса по толщине смазочного слоя $h_{\text{тол}}/h_{\text{м}}$ |
|-----------------|----------------|-------------------|-----------------------|-----------------------------|--|---|---------------------------------------|-------------|--|---------------------------------------|-------------------------------|--|--|--|---|
| 1 | Z_5 | 170 | 180 | $1,0 \cdot 10^{-3}$ | 7475 | 24,5 | 17,8 | турб. | 40 | $\nabla 10$ | 38 | 5,0 | 47 | 29,0 | 0,62 |
| | Z_1 | 60 | 60 | $1,0 \cdot 10^{-3}$ | 0,0 | 0,0 | 31,4 | МС-20 | 60 | $\nabla 10$ | 0,0 | — | — | — | — |
| 2 | Z_2 | 90 | 65 | $1,31 \cdot 10^{-3}$ | 1650 | 28,2 | 14,2 | МС-20 | 60 | » | 2,8 | 2,5 | 7,7 | 26,3 | 3,4 |
| | Z_3 | 90 | 85 | $1,31 \cdot 10^{-3}$ | 2075 | 27,1 | 14,2 | МС-20 | 60 | » | 6,9 | 2,5 | 11,8 | 31,8 | 2,7 |
| | Z_4 | 120 | 119 | $0,983 \cdot 10^{-3}$ | 3125 | 21,9 | 12,3 | МС-20 | 60 | » | 6,2 | 4,0 | 12,6 | 38,6 | 3,0 |

Определение модуля упругости материала вкладыша эластичного подшипника для опытных редукторов

| \bar{d} , мм | S , см ² | P , $\frac{кг}{см^2}$ | Показания индикатора | | | Деформ., мк | Модуль упругости E , кг/см ² |
|----------------|-----------------------|-------------------------|----------------------|-------|-------------------|----------------|--|
| | | | 1 | 2 | 3 | | |
| 3 | 4 | 0,0 | 232 | 194,5 | 272 | — | — |
| | | 6,42 | 232,7 | 196,5 | 274 | 1,57 | $1,23 \cdot 10^4$ |
| | | 12,85 | 234 | 199,5 | 275 | 3,33 | $1,16 \cdot 10^4$ |
| | | 19,27 | 235,3 | 201 | 275,5 | 4,43 | $1,30 \cdot 10^4$ |
| | | 25,7 | 237,5 | 202,7 | 276 | 5,9 | $1,31 \cdot 10^4$ |
| | | 32,12 | 237,7 | 204,3 | 277 | 6,83 | $1,41 \cdot 10^4$ |
| | | 38,55 | 239,3 | 205,5 | 277,3 | 7,87 | $1,47 \cdot 10^4$ |
| | | 44,97 | 240,5 | 206,5 | 278,3 | 8,94 | $1,51 \cdot 10^4$ |
| | | 51,4 | 241,5 | 207,5 | 279,5 | 10 | $1,54 \cdot 10^4$ |
| | | 57,82 | 242,7 | 208,3 | 280,5 | 11 | $1,58 \cdot 10^4$ |
| 64,25 | 243,5 | 209,5 | 281,5 | 12 | $1,61 \cdot 10^4$ | | |
| 4 | 4 | 0,0 | 282 | 186 | 355 | — | — |
| | | 6,42 | 309 | 214 | 383 | 27,7 | $0,93 \cdot 10^3$ |
| | | 12,85 | 331 | 238 | 403 | 49,7 | $1,03 \cdot 10^3$ |
| | | 19,27 | 345,3 | 254 | 416 | 64,1 | $1,20 \cdot 10^3$ |
| | | 25,7 | 357 | 265 | 427 | 75,33 | $1,37 \cdot 10^3$ |
| | | 32,12 | 366 | 275 | 436 | 84,7 | $1,52 \cdot 10^3$ |
| | | 38,55 | 374,5 | 283,5 | 443 | 92,7 | $1,66 \cdot 10^3$ |
| | | 44,97 | 382 | 290,5 | 449 | 99,5 | $1,81 \cdot 10^3$ |
| | | 51,4 | 388 | 297,3 | 455 | 105,7 | $1,94 \cdot 10^3$ |
| | | 57,82 | 393 | 303,5 | 460,9 | 111,5 | $2,07 \cdot 10^3$ |
| 64,25 | 397 | 310 | 465 | 116,5 | $2,21 \cdot 10^3$ | | |

Таблица 3

Расчет минимальной толщины смазочного слоя
в эластичных и жестких подшипниках редуктора № 1

$$E = 2 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}, \quad \delta = 3 \text{ мм}, \quad \psi = 0,003, \quad d_B = 170 \text{ мм}, \quad L = 180 \text{ мм},$$

$$P_1 = 7500 \text{ кг}, \quad P = 24,5 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

Масло турбинное «Л», шестерня z₅

| Конструкция подшипника | U = 14,86 $\frac{\text{м}}{\text{сек}}$ | | | U = 17,8 $\frac{\text{м}}{\text{сек}}$ | | | U = 17,8 $\frac{\text{м}}{\text{сек}}$ t = 90°C h ³ / h _n ⁶ |
|------------------------|---|-------|-------|--|-------|-------|--|
| | Температура смазки t расч °C | | | | | | |
| | 70 | 80 | 90 | 70 | 80 | 90 | |
| | Минимальная толщина смазочного слоя мк | | | | | | |
| Баббитовый | 15,30 | 11,50 | 10,20 | 17,80 | 14 | 12,10 | 3,80 |
| Эластичный | 53,50 | 45,50 | 36,60 | 63,20 | 52,20 | 43,60 | |

толщина смазочного слоя в эластичном подшипнике 43,6 мк, что на 5,6 мк больше величины максимального перекоса вала. Однако с учетом минимально допустимой толщины смазочного слоя коэффициент запаса по толщине в эластичном подшипнике имеет величину 0,926.

Если учесть, что в эластичном подшипнике при перекосе вала эпюра гидродинамических давлений, смещаясь в сторону уменьшающегося зазора (перекоса вала), приводит к деформации (смещению) вкладыша в районе кромки подшипника [16], то проявление кромочного эффекта резко уменьшается либо устраняется полностью. На основании проведенных исследований и расчетов [1], [5], [11], [16] совместно с машиностроительными предприятиями изготовлено несколько вариантов опытных ЭМП подшипников (рис. 1) для серийного редуктора № 1. Подшипники были установлены на один из редукторов и отработали на различных режимах свыше 200 часов (табл. 4). Испытания показали, что кромочный эффект был полностью устранен, то есть подшипник работал в режиме жидкостного трения, что исключило возможность проявления дефекта в данной опоре. Испытания показали также, что после длительной работы диаметр эластичного подшипника увеличился на 0,1—0,2 мм. Однако это отклонение в геометрии подшипника не ухудшило его работоспособности и он по-прежнему

Основные режимные параметры при испытании эластичных подшипников реверсивной шестерни Z₃ в редукторе № 1

| Режим | Температура масла в редукторе | | Показания шкалы гид- ротормоза | Обороты гидротормоза | Удельная нагрузка на пош., кг/см ² | Окружн. скорость, м/сек. | Примечание |
|-------|-------------------------------|-----------|--------------------------------------|-------------------------|--|--------------------------------|---|
| | на входе | на выходе | | | | | |
| 1 | 25 | 30 | — | 130 | — | 14,5 | Для заднего хода. |
| | 25 | 32 | — | 168 | — | 18,7 | |
| | 25 | 34 | — | 168 | — | 18,7 | |
| 2 | 25 | 44 | 14,6 | 86 | 15,8 | 9,6 | |
| | 26 | 49 | 14,6 | 86 | 15,8 | 9,6 | |
| | 26 | 51 | 14,6 | 86 | 15,8 | 9,6 | |
| 3 | 28 | 54 | 20 | 96 | 21,6 | 10,7 | Отработал на этом режиме 1 ч. 30 мин. |
| | 27 | 57 | 20 | 96 | 21,6 | 10,7 | |
| | 28 | 58 | 20 | 96 | 21,6 | 10,7 | |
| 4 | 26 | 36 | 37,5 | 232 | — | 25,8 | Отработал на этом режиме свыше 200 часов |
| | 26 | 42 | 37,5 | 232 | — | 25,8 | |

Таблица 5
 Расчет толщины смазочного слоя в эластичных и жестких баббитовых подшипниках редуктора № 2 $\psi = 0,002$

| Номер шестерни, сорт смазки | Модуль упругости эластичного вкладыша E, $\frac{\kappa\Gamma}{\text{см}^2}$ | | | | | | | | | | $\frac{h^2}{H^2} \cdot \frac{m}{H}$ $\Gamma P = 80^\circ\text{C}$ $E = 2 \cdot 10^4$ $\frac{\kappa\Gamma}{\text{см}^2}$ | | | |
|--------------------------------|--|------|---------------------|------|---------------------|------|---------------------|------|---------------------|------|--|------|------|-----|
| | 4 · 10 ⁴ | | 2 · 10 ⁴ | | 2 · 10 ⁴ | | 2 · 10 ⁴ | | 6 · 10 ⁴ | | | | | |
| | 80 | 100 | 120 | 80 | 100 | 120 | 80 | 100 | 120 | 80 | | 100 | 120 | |
| | Температура смазки, t _{расч.} , °C | | | | | | | | | | | | | |
| | Толщина смазочного слоя, h _н , мм | | | | | | | | | | | | | |
| Z ₂ | d = 90 мм L = 65 мм P = 28,2 $\frac{\kappa\Gamma}{\text{см}^2}$ U = 14,2 м/сек. δ = 6 мм | | | | | | | | | | | | | |
| Турбинное «Л» | 56,6 | 42,3 | 33,0 | 42,3 | 31,7 | 24,7 | 28,0 | 21,0 | 16,3 | 22,9 | 17,2 | 13,4 | 9,45 | 4,5 |
| Трансформ. | 32,2 | 25,6 | 21,1 | 24,1 | 19,2 | 15,8 | 15,9 | 12,7 | 10,5 | 13,1 | 10,4 | 8,6 | — | — |
| Z ₃ | d = 90 мм L = 85 мм P = 27,1 $\frac{\kappa\Gamma}{\text{см}^2}$ U = 14,2 м/сек. δ = 6 мм | | | | | | | | | | | | | |
| Турбинное «Л» | 57,5 | 43,1 | 33,6 | 43,1 | 32,3 | 25,1 | 28,4 | 21,3 | 16,6 | 23,4 | 17,5 | 13,6 | 11,2 | 3,6 |
| Трансформ. | 32,8 | 26,1 | 21,5 | 24,5 | 19,5 | 16,1 | 16,2 | 12,9 | 10,6 | 13,3 | 10,6 | 8,7 | — | — |
| Z ₄ | d = 120 мм L = 119 мм P = 21,9 $\frac{\kappa\Gamma}{\text{см}^2}$ U = 12,3 м/сек. δ = 6 мм | | | | | | | | | | | | | |
| Турбинное «Л» | 61,2 | 45,9 | 35,7 | 45,8 | 34,3 | 26,7 | 30,3 | 22,7 | 17,7 | 24,8 | 18,6 | 14,5 | 10,8 | 4,2 |
| Трансформ. | 34,9 | 27,7 | 22,9 | 26,1 | 20,8 | 17,1 | 17,2 | 13,7 | 11,3 | 14,1 | 11,3 | 9,3 | — | — |

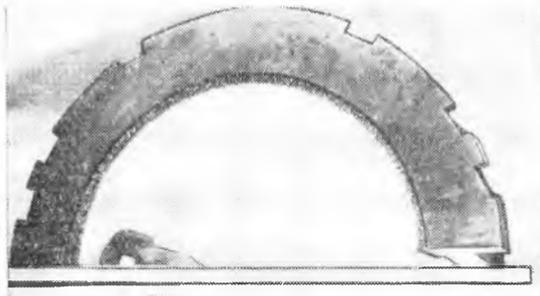


Рис. 1. Общий вид подшипника редуктора № 1 шестерни Z_5

компенсировал возникающий перекося вал и обеспечивал режим жидкостного трения, что подтвердилось отсутствием натиров на поверхностях трения подшипника и вала и стабилизацией температуры испытываемых опор.

Визуальный осмотр поверхности трения подшипников после окончания 300-часовых испытаний показал, что вблизи торцов подшипника в зоне, где у серийных баббитовых подшипников обычно возникало подплавление после 15—20 минут работы на одном из режимов реверса, в эластичных подшипниках сохранились риски, образованные в процессе чистовой расточки подшипника на токарном станке. Однако указанные испытания проводились на редукторе, в котором только одна шестерня Z_5 была установлена на эластичные подшипники скольжения [15], остальные — на серийных баббитовых подшипниках.

С целью дальнейшей более полной оценки работоспособности новых подшипников и определения влияния некоторой неустойчивости геометрии и податливости эластичных подшипников на условия работы зубчатых передач были проведены длительные 250-часовые испытания на редукторе № 2, где все зубчатые колеса установлены на эластичные подшипники скольжения (рис. 2.)

Всего в редукторе № 2 устанавливается 12 подшипников скольжения. Институтом совместно с машиностроительными предприятиями изготовлено несколько комплектов эластичных подшипников различной жесткости и толщины. Основные параметры испытываемых подшипников и результаты расчета толщины смазочного слоя с учетом эластоэффекта по формуле (1) и по известным методикам расчета жестких подшипников [17] приведены в табл. 5.

Эти расчеты также показывают, что толщина смазочного слоя существенным образом зависит от модуля упругости и толщины эластичного вкладыша и во всех случаях, по сравне-

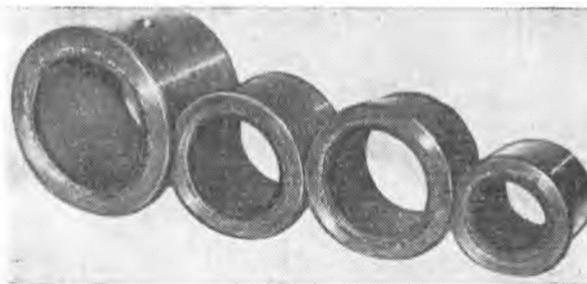


Рис. 2. Общий вид эластичных подшипников шестерен Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_4 редуктора № 2

нию с жесткими подшипниками, эластоэффект приводит к увеличению толщины смазочного слоя. В редукторе было задано ограничение в податливости подшипника в пределах 0,2—0,3 мм, что исключило возможность применения и испытания эластичных подшипников с модулем упругости менее $2 \cdot 10^3$ кг/см².

Программа проверки работоспособности эластичных подшипников на редукторе № 2 состояла из двух этапов.

Первый этап: проведение 150-часовых испытаний на режиме 0,8*N* с измерением температуры на всех опорах. Замер температуры производился после наработки 5, 10, 20, 60 минут и далее через каждые 60 минут, если показания термометра стабилизировались. После наработки 150 часов была снята крышка редуктора и произведен осмотр шеек валов и шестерен;

проведение 100-часовых испытаний на режиме 1,0*N* с измерением температуры через 5, 10, 20, 40, 60 минут и далее через каждые 60 минут работы редуктора. После наработки 250 часов была выполнена разборка редуктора и произведен осмотр и обмер шеек валов, шестерен и подшипников. Далее произведена сборка редуктора и выполнено 200 запусков с выходом на режим 1,0*N* в течение двух минут. После выполнения 200 запусков также проведен осмотр зубчатых передач и шеек валов;

проведение вибрографирования редуктора на всех основных режимах его работы [18].

Вслед за проведением виброметрирования был проведен второй этап испытаний, в состав которого входила получасовая наработка на каждом из режимов: 0,1*N*; 0,5*N*; 0,8*N*; 1,0*N* с последующим выполнением 100 запусков без предварительной прокачки масла через редуктор. Включение маслонасоса производилось одновременно с пуском редуктора. Нагрузка и обороты доводились до номинального режима в течение 30 секунд. Таким образом суммарная наработка за все время испытаний составила 440 часов.

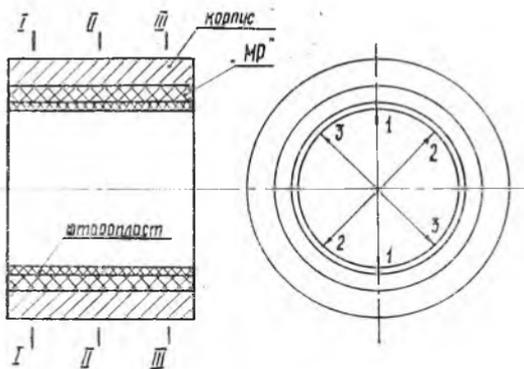


Рис. 3. Схема замеров диаметров шеек вала и подшипников

На рис. 3 показана схема замеров диаметров подшипников и шеек валов. Измерения показали, что натир и износ шеек валов отсутствует, дефекты на зубьях колес также отсутствуют. Диаметры подшипников увеличились в среднем на 0,10—0,20 мм. за исключением опор шестерни z_1 , которые были не нагружены, а сама шестерня практически имела возможность колебаться в пределах зазора подшипника, что приводило к большой динамической нагрузке на подшипник.

В связи с тем, что в процессе испытаний не было обнаружено наволакивания и подгорания фторопласта на поверхности трения подшипников и показания термомпар стабилизировались на каждом из режимов работы редуктора, можно уверенно сказать, что эластичные подшипники работали в режиме жидкостного трения. Следовательно, обнаруженное увеличение диаметра не может быть следствием износа подшипника, а вызвано остаточными деформациями, возникающими в подшипниках под действием статической и динамической нагрузок. Однако, как показали длительные 300-часовые и 440-часовые испытания, проведенные на редукторах № 1 и № 2, изменение диаметров в указанных пределах не ухудшает работоспособности подшипников и зубчатых передач.

Проведенные исследования показали:

хорошее состояние эластичных подшипников, отсутствие наволакиваний фторопласта и износа поверхности трения, ЭМП обладают высокими противозадирными свойствами, работоспособностью не меньшей, чем баббитовые подшипники скольжения, позволяют компенсировать значительные прогибы вала (до нескольких десятков микрон). При этом отсутствует кромочный эффект, наблюдающийся в аналогичных баббитовых подшипниках;

постановка ходовой части редуктора на эластичные подшипники скольжения не снижает работоспособности зубчатых передач и обеспечивает снижение колебательной мощности, излучаемой редуктором;

для надежной работы эластичных подшипников исходный относительный зазор должен быть в 1,5—2 раза больше, чем минимально допустимый зазор для обычных баббитовых подшипников;

расходы масла через эластичные подшипники в связи с повышенными зазорами больше, чем через баббитовые подшипники скольжения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Байбородов Ю. И. Исследование упругодеформирующихся неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения. Кандидатская диссертация. Куйбышевский авиационный институт, 1965.
2. Байбородов Ю. И. Измерение температуры смазки неметаллического подшипника скольжения М., «Вестник машиностроения» 1965, № 1.
3. Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Определение толщины смазочного слоя, давлений и коэффициента трения в неметаллических подшипниках скольжения. М., «Вестник машиностроения» 1965, № 12.
4. Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Контактно-гидродинамический расчет неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения. М., «Вестник машиностроения», 1968, № 3.
5. Байбородов Ю. И. Преобразование номограммы в формулу для расчета толщины смазочного слоя. Юбилейная научно-техническая конференция, Куйбышевский авиационный институт, 1967.
6. Чегодаев Д. Д., Наумова З. К., Дунаевская Ц. С. Фторопласты. Госхимиздат, 1960.
7. Платонов В. Ф. Подшипники из полиамидов. М., Машгиз, 1961.
8. Хуго И., Кабелка И., Кожени И., Рибарж Ф. Зильвар В., Петерка М., Ванделик М. Конструкционные пластмассы. Свойства и применение. «Машиностроение», 1969.
9. Архангельский Б. А., Кулалин А. В. Судовые подшипники из неметаллических материалов. Л., «Судостроение».
10. Алышиц И. Я., Анисимов Н. Ф., Благов Б. И. Проктирование деталей из пластмасс. М., «Машиностроение», 1969.
11. Байбородов Ю. И. Определение износа баббитовых и эластичных подшипников скольжения методом искусственных баз. Научно-техническое совещание по методам испытания и оценки служебных свойств материалов для подшипников скольжения. М., ИМАШ, 1969.
12. Британский патент № 912, 121.
13. Семенов А. П. Подшипники скольжения. К организации новой отрасли машиностроительного производства. М., НИИМАШ, 1969.
14. Сойфер А. М., Бузицкий В. Н., Першин В. П. Упругодемпфирующий материал МР. Авторское свидетельство № 183174 (бюлл. № 13 от 24.8. 1966 г.).
15. Сойфер А. М., Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Трехслойный подшипник. Авторское свидетельство № 186225.
16. Сойфер А. М., Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Эластичный подшипник скольжения на основе упругодемпфирующего материала МР в сочетании с фторопластом. «Известия вузов. Машиностроение», 1966, № 7.

17. Абанов Л. В., Альшиц, Бердичевский Я. Г., Кодир Д. С., Умнягин М. Г., Устюжанинов М. И. Подшипники жидкостного трения прокатных станов. М., Машгиз, 1955.

18. Байбородов Ю. И., Котов В. А., Селивановский Ю. М. Акустическая эффективность эластичных, металлопластмассовых подшипников. Материалы научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения В. И. Ленина, часть 2, Куйбышевский авиационный институт, 1970.

Н. Т. ВИНИЧЕНКО, Г. А. ЗАВЬЯЛОВ, Х. Р. НИЗАМЕЕВ

К ДИНАМИКЕ ВАЛА, ВРАЩАЮЩЕГОСЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ПОДШИПНИКЕ С ВНЕШНИМ НАГНЕТЕНИЕМ СМАЗКИ ЧЕРЕЗ КОЛЬЦЕВУЮ ЩЕЛЬ

Из работ [1], [2], [3] известно, что ненагруженный вал, вращающийся на жидкостном слое цилиндрического подшипника скольжения, неустойчив. Стабилизация движения вала осуществляется весовой или постоянной нагрузкой, создаваемой искусственно. Когда нагрузка оказывается недостаточной, применяются другие методы стабилизации [3], в частности, нагнетание жидкостной смазки в рабочий зазор через дросселирующее устройство.

Вращающийся в таком подшипнике вал поддерживается как гидростатической, так и гидродинамической составляющими реакции смазочного слоя, поэтому подшипник называется комбинированным. Упругие и демпфирующие свойства слоя смазки, обусловленные гидростатическим эффектом, оказывают стабилизирующее воздействие на движение вала.

При проектировании подшипников скольжения необходимо параметры выбрать так, чтобы обеспечивались определенные реакции смазочного слоя и устойчивость движения вала при заданной скорости вращения.

Из работ, посвященных исследованию комбинированных подшипников с дросселирующей щелью, можно привести лишь работу [3], в которой рассматриваются малые колебания ненагруженного вала в коротком подшипнике вблизи центрального равновесного положения.

В настоящей статье на основе уравнений пространственного, изотермического, нестационарного течения смазки определены реакции вязкого слоя жидкости подшипника конечной длины при произвольных движениях вала.

Исследована устойчивость произвольного равновесного положения вала на слое смазки, а также устойчивость периодического движения центра масс.