

Металлополимерные подшипники для узлов вращения запорной арматуры

Зерциков К. Ю. ООО «Константа-2», Кузахметова Е. К. ВолгТУ г. Волгоград

Условия работы подшипников в запорной арматуре характеризуются большими колебаниями температуры, малыми скоростями вращения и углами поворота, длительными промежутками нагрузки в одном положении, зачастую отсутствием смазки [1].

Ранее [2] были отмечены преимущества металлофторопластовых подшипников скольжения серии МПП (эти подшипники являются трехслойным композитом из металлической подложки и адгезивно соединенного с ней фторопластового слоя, усиленного стеклотканью): большие нагрузки и бесшумность в работе, низкий коэффициент трения, возможность работы без смазки, небольшие габариты, высокая экономичность. Были изучены некоторые аспекты их применения в узлах вращения шпинделя шаровых кранов в основном при статическом воздействии нагрузки. Представляется, что на несущую способность подшипников при вращении вала будет оказывать дополнительное воздействие сдвигающее усилие, провоцируемое силами трения в узле и стремящееся оторвать адгезионно соединенный с подложкой антифрикционный слой.

Предметом данного исследования является оценка несущей способности подшипников МПП при вращении вала с низкой скоростью ~ 10 об/мин, что обычно наблюдается в условиях эксплуатации запорной арматуры.



Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 — вал; 2 — опорные подшипники качения; 3 — металлополимерный подшипник; 4 — цапфа.

Исследования проводили на описанной ранее установке (рис.1). Подшипник установлен по скользящей посадке, зазор в сопряжении составлял не более 0,1 мм. Измеряли момент вращения на валу при различном давлении, действующем на подшипник. По полученным данным определяли коэффициент трения скольжения пары. Оценивали характер деформации полимерного слоя после нагружения по изменению толщины полимерного слоя, определяемую коэффициентом k и относительной площади пластической деформации K , рассчитанным по формулам (1) и (2) в зависимости от давления и геометрических параметров подшипников.

$$k = (\delta_{20} - \delta_2) / \delta_{20} * 100 \%, (1)$$

где δ_{20} — толщина полимерного слоя до испытания, δ_2 — толщина после испытания, мм.

$$K = F_2 / F_0 * 100 \%, (2)$$

где F_2 — площадь пластической деформации подшипника, F_0 — номинальная опорная площадь.

Нагрузку на подшипник задавали на прессе ИП1000 с точностью ± 3 кН, момент измеряли динамометром с точностью ± 10 Нм. Линейные размеры измерялись инструментом с ценой деления 0,01 мм.

На рис. 2 показана зависимость момента вращения на валу от номинального давления на подшипник, которое определяли по формуле: $p = P / F_0$; $F_0 = H * D$, (3)

где P — усилие, H — ширина подшипника, D — диаметр вала.

Как и ожидалось, наблюдается монотонное увеличение момента с ростом давления на подшипник. Увеличение ширины подшипника также, в силу очевидных факторов, приводит к повышению момента, необходимого для вращения вала.

На основе полученных данных построили зависимость коэффициента трения подшипника от давления (рис. 3). Как видно, с ростом

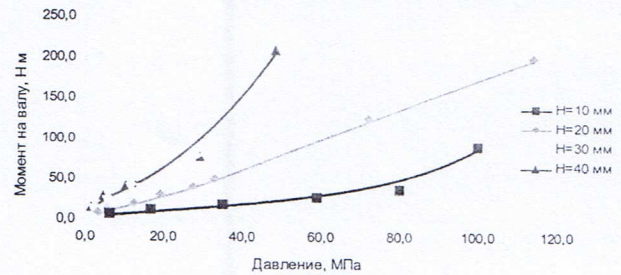


Рис. 2. Зависимость момента вращения вала от давления на подшипник МПП ($\delta_{20} = 0,5$ мм) при различной ширине H

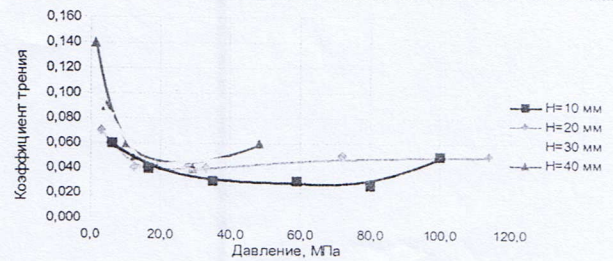


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения скольжения от давления, приложенного к подшипнику при различной его ширине H

давления величина коэффициента трения стабилизируется около значения 0,05, что существенно ниже коэффициентов трения других подшипников, в частности из ленты МФЛ, и позволяет применять более экономичные приводы. Отметим также наличие участка «приработки» — участка с более высоким значением f при небольшом давлении, причем это начальное значение коэффициента трения тем больше, чем больше ширина подшипника.

По размерам контрастного следа после нагружения оценивали распределение нагрузки по площади подшипника. Установили, что с увеличением давления площадь отпечатка растет и при достижении им определенного уровня распространяется на всю верхнюю полуокружность. Эти измерения подтвердили ранее полученные данные при статическом воздействии нагрузки [3], что площадь, по которой подшипник МПП воспринимает нагрузку, равна произведению его ширины на диаметр вала.

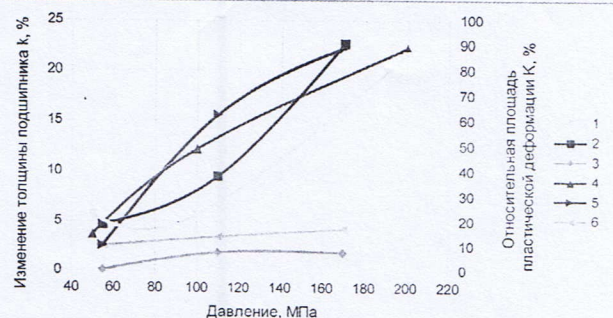


Рис. 4. Влияние геометрических характеристик подшипника на величину пластической деформации: 1, 2, 3 — изменение толщины k ; 4, 5, 6 — относительная площадь K ; 1, 4 — подшипник с $H = 30$ мм, $\delta_{20} = 0,5$ мм; 2, 5 — подшипник с $H = 20$ мм, $\delta_{20} = 0,5$ мм; 3, 6 — подшипник с $H = 20$ мм, $\delta_{20} = 0,1$ мм.

Исследовали влияние динамического нагружения, представляющего цикл из 50 поворотов на ¼ оборота, на несущую способность, оцениваемое по аналогии с работой [2] по величине и характеру деформации антифрикционного слоя. Установили, что величина зоны пластической деформации полимерного слоя, монотонно увеличивается с ростом давления (кривые 4, 5, 6 рис. 4). Также изменяется и толщина антифрикционного слоя — уменьшается с ростом давления за счет пластической деформации (кривые 2, 3). При этом работоспособность подшипников сохраняется, не наблюдается резкого увеличения коэффициента трения в исследованном диапазоне давлений. Это свидетельствует о том, что развитие пластической деформации антифрикционного слоя до определенных значений не является критерием отказа, как предполагалось ранее [2].

Справедливость этого утверждения подтверждается рис. 5, на котором показаны характерные деформации рабочего слоя подшипника при динамическом нагружении. Они аналогичны таковым при статической нагрузке при условии равномерного приложения давления — без перекосов и больших прогибов вала. Из представленных фотографий по характеру деформирования видно, что разрушение подшипника сопровождается неравномерным распределением нагрузки по его периметру и ширине — максимальная нагрузка приходится на центральную часть с плавным уменьшением к периферии. Это подтверждает и анализ распределения толщины полимерного слоя по длине окружности после нагружения. Понижение, оцениваемое критерием k , уменьшается при движении от центра приложения нагрузки в радиальном направлении.

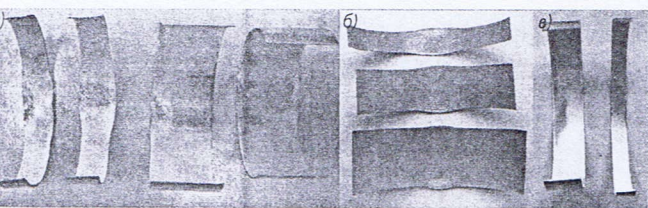


Рис. 5. Вид металлофторопластовых подшипников различного исполнения после динамического нагружения при различном давлении: а) 250 — 400 МПа, толщина антифрикционного слоя 0,5 мм; б) 250 МПа, фторопластовый композит, армированный сеткой; в) 400 МПа, толщина антифрикционного слоя 0,2 мм.

У широких подшипников с соотношением $H/d > 0,5$ отчетливо проявляется неравномерность нагружения по ширине — края подшипника подвержены интенсивной деформации, в то время как в средней части толщина практически не изменяется, что объясняется прогибом вала под нагрузкой и, соответственно, неравномерным распределением нагрузки по ширине.

Увеличение диаметра вала, т. е. диаметра подшипника ведет к росту его нагрузочной способности, т. к. снижается изгиб штока и неравномерность нагружения, а также растет площадь подшипника (контакта). Увеличение ширины подшипника сопровождается увеличением площади контакта и, соответственно, снижением давления. Кроме того, рост ширины приводит к появлению с определенной ее величины и последующему увеличению зоны всестороннего сжатия. Но одновременно растет неравномерность нагружения из-за увеличения стрелы прогиба на большей ширине. Таким образом, существует оптимальная ширина H подшипника, при которой его несущая способность максимальна.

Особенно важна равномерность нагружения подшипника при динамическом нагружении. Она, в первую очередь, определяется жесткостью вала, во вторую, жесткостью подшипника, в третью, конструкцией крана.

На рис. 6 а показаны подшипники, имеющие не оптимальную конструкцию или неправильное расположение в узле или недостаточную жесткость системы вал-подшипник. Происходит неравномерное нагружение по ширине, перегруз отдельных частей с раз-

рушением и отрывом антифрикционного слоя. Представленные на рис. 6 б фото подшипников до и после нагружения показывают, что при правильном проектировании подшипникового узла с расчетом несущей способности по нагрузкам, прогибу вала в соотношении с геометрией подшипника работоспособность подшипников сохраняется до давления 180 МПа.

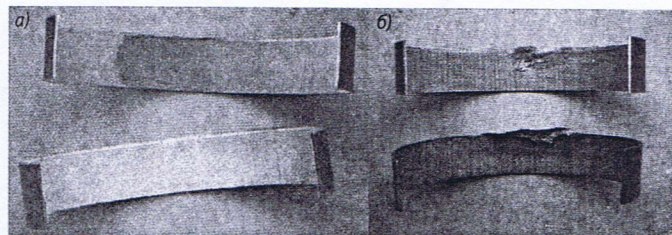


Рис. 6. Характер разрушения подшипников в процессе испытания, происходящий из-за неравномерного распределения нагрузки а) и оптимизированные по геометрии подшипники; б) давление 180 МПа.

Ранее было отмечено, что дополнительным фактором, определяющим несущую способность подшипников при вращении, является сдвигающее напряжение. Рассчитаем его величину и оценим это воздействие на работоспособность подшипников в шаровых кранах различного диаметра. В таблице 1 представлены данные расчета усилий N , действующих на опоры шаровых кранов с разным условным проходом при давлении среды 100 атм и сдвигающих напряжениях, возникающих при вращении.

$N = p_{cp} \pi D/4$, где p_{cp} — давление среды, D — условный проход крана. (3)

Принимая из условия прочности на срез, рассчитанного по формуле (5), следующие величины диаметра вала: $d_{25} = 15$ мм, $d_{50} = 20$ мм, $d_{100} = 30$ мм, $d_{150} = 40$ мм и ширину подшипника $H = 20$ мм, рассчитаем сдвигающее напряжение из условия:

$\sigma_{сдв} = F_{тр} / (d^*H) = N * f / (d^*H)$, где $f = 0,05$ — коэффициент трения скольжения; (4)

$d = \sqrt{(N/0,785/[\tau])}$, где $[\tau] = 100$ МПа — допускаемое напряжение на срез. (5)

Табл. 1. Расчеты силовых факторов, действующих в подшипниках

Условный проход D , мм	25	50	100	150
Усилие, действующее на опору, кН	4,9	19,6	78,5	176,6
Давление на подшипник, МПа	8,2	24,5	65,4	110,4
Сдвигающее напряжение, МПа	0,4	1,2	3,3	5,5

Измеренная адгезионная прочность подшипников МПП составляет 8—9 МПа. Сравнение этих данных с расчетными показывает, что подшипники работоспособны при рассмотренных условиях, что подтверждается экспериментом.

Выводы: Исследована работоспособность подшипников МПП в условиях динамического нагружения — совместного действия давления и вращения. При проектировании узлов вращения запорной арматуры необходимо учитывать геометрические параметры подшипников, жесткость узла и расположение их по отношению к прикладываемой нагрузке.

Литература:

- Быков А. Ф. Арматура с шаровым затвором для гидравлических систем, М. Машиностроение, 1971.
- Зерщиков К. Ю., Семенов Ю. В. О критериях применимости металлополимерных подшипников скольжения в шаровых кранах. Трубопроводная арматура и оборудование № 6. 2011.
- Зерщиков К. Ю., Семенов Ю. В. Зависимость несущей способности металлополимерных подшипников скольжения от их геометрических характеристик. Конструкции из композиционных материалов № 1. 2012.