

О критериях применимости металлополимерных подшипников скольжения в шаровых кранах

■ Зерщиков К. Ю., Семенов Ю. В., ООО «Константа-2», г. Волгоград

Аннотация:
Рассмотрены критерии применимости армированных металлофторопластовых подшипников скольжения в опорных узлах шаровых кранов, показано, что геометрические характеристики подшипников в значительной степени определяют их несущую способность, даны рекомендации по подбору подшипников в зависимости от нагрузки на валу.

Шаровую запорную арматуру характеризует ряд преимуществ: малое гидравлическое сопротивление, герметичность в широком диапазоне давлений и температур, быстрое действие, компактность и низкая металлоемкость. Существует два основных типа исполнения затворов: затвор с плавающей пробкой — шаром и затвор с пробкой на опорах.

Затвор с плавающим шаром используется в арматуре при малых проходных сечениях (Ди до 100 мм) и давлениях рабочей среды до 10 МПа или в арматуре с большим сечением (Ди 150—300 мм) и небольшим давлением до 2 МПа. Основное преимущество их простота и компактность, что определяет высокую надежность и малую металлоемкость.

Затворы с шаром на опорах конструктивно сложнее, но позволяют создавать арматуру на более высокие давления — до 70 МПа и большие проходные сечения — до Ди 1200 мм.

Согласно [1] в опорном узле шпинделя шаровых кранов обоих типов применяются как подшипники качения, так и полимерные подшипники скольжения. Работа подшипников в шаровом кране имеет несколько особенностей: а) недопустимость смазки в арматуре, работающей в особых условиях; б) колебания температуры от — 200 до + 300 °С; в) малые скорости вращения и длительные промежутки нагружения в одном положении; г) поворот вала не более чем на 90 °.

Согласно схеме работы затвора с плавающим шаром вся нагрузка от давления среды, максимальная в закрытом положении, воспринимается задним седлом. Соответственно узел вращения шпинделя является малонагруженным и позволяет применять как полимерные, так и металлополимерные подшипники. В затворах с шаром на опорах давление среды полностью передается на опорные подшипники, что позволяет разгрузить седла и снизить усилие, необходимое для управления затвором. Следовательно, нагрузка от давления среды, максимальная в закрытом положении шара, полностью воспринимается подшипниками, и они являются наиболее нагруженными.

Подшипники качения мало применимы в первую очередь из-за малой нагрузочной способности при больших габаритах. Бронзовые подшипники имеют низкую износостойкость и коррозионную стойкость, большие габариты и массу, высокий коэффициент трения, требующий применения смазки. Недостатками полимерных подшипников являются большой ТКЛР и соответственно трудность регулирования зазора для обеспечения стабильной работы при температурных колебаниях, низкая теплопроводность, высокая деформируемость. Кроме того, при взаимодействии радиального подшипника из полимерного материала со стальным валом отношение максимальной величины фактической удельной нагрузки к номинальной величине возрастает с повышением твердости полимера, увеличением относительного зазора и уменьшением диа-

метра вала и может достигать 3—5 раз [2], что не позволяет увеличивать нагрузки свыше 10 МПа.

Металлополимерные подшипники обладают наилучшими характеристиками: сочетание низкого коэффициента трения, малых габаритов с высокой несущей способностью, нечувствительность к температурным колебаниям обуславливают их широкое применение. На рынке они представлены в основном двумя типами подшипников — подшипники из металлофторопластовой ленты (МФЛ), представляющие собой слой фторопласта толщиной 50 мкм, когезионно соединенный с фторопластом, запрессованным в пористый бронзовый слой, который в свою очередь наплавлен на металлическую подложку, и металлополимерные подшипники (МПП), состоящие из металлической подложки, адгезионного подслоя и фторопластового слоя, усиленного стеклотканью. Такие подшипники типа Fritex производятся фирмой «Tehnuron» и отечественные фирмой ООО «Константа-2».

Согласно [3, 4] подшипники из ленты МФЛ выдерживают статическую нагрузку 250 МПа и динамическую 180 МПа при коэффициенте трения 0,1—0,2. МПП подшипники выдерживают статические нагрузки 400 МПа и динамические 250 МПа, обладая низким коэффициентом трения 0,05—0,1. Эти подшипники предпочтительны для арматуры, эксплуатирующейся при больших нагрузках в коррозионно-активных средах, где использование подшипников с бронзовым слоем невозможно.

Подшипники с применением МФЛ разработаны достаточно давно и параметры их применимости хорошо изучены. Подшипники МПП появились позже, и их применение сдерживается отсутствием знаний о параметрах применимости этого типа подшипников и соответственно сложностью проектирования узлов вращения с ними. Как показала практика, при проектировании подшипниковых узлов нельзя руководствоваться только знаниями о коэффициенте трения и несущей способности подшипников, конструктивные особенности не менее важны для обеспечения длительной безаварийной работы подшипников.

Работа посвящена исследованию конструктивных особенностей подшипников МПП, определяющих их работоспособности в статическом и динамическом режиме, позволяющих полностью реализовать заявляемую несущую способность.

Исследование проводили на установке, показанной на рис.1а. Проверяли воздействие статически прикладываемой нагрузки и нагрузки при вращении вала на деформацию полимерного слоя, которую оценивали по изменению толщины полимерного слоя, определяемую коэффициентом k , рассчитываемым по формуле (1) и длине A или площади F зоны деформирования, рассчитываемой по формуле (2) (рис. 1б).

$$k = (\delta_{20} - \delta_2) / \delta_{20} \quad (1)$$

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

$$F = A \times (H + 2\Delta), \quad (2)$$

В качестве критерия несущей способности принято давление, при котором отсутствует пластическая деформация полимерного слоя. Давление на подшипник рассчитывали по формуле $p = P / S$, где P — нагрузка на подшипник, $S = D \times H$ — фактическая площадь подшипника [2]. Также определяли величину площади фактического контакта вала и подшипника по отпечатку красящего состава, нанесенного на вал. Линейные размеры измерялись инструментом с ценой деления 0,01 мм. Нагрузку на подшипник задавали на прессе ИП1000, момент измеряли динамометром с точностью ± 10 Нм.

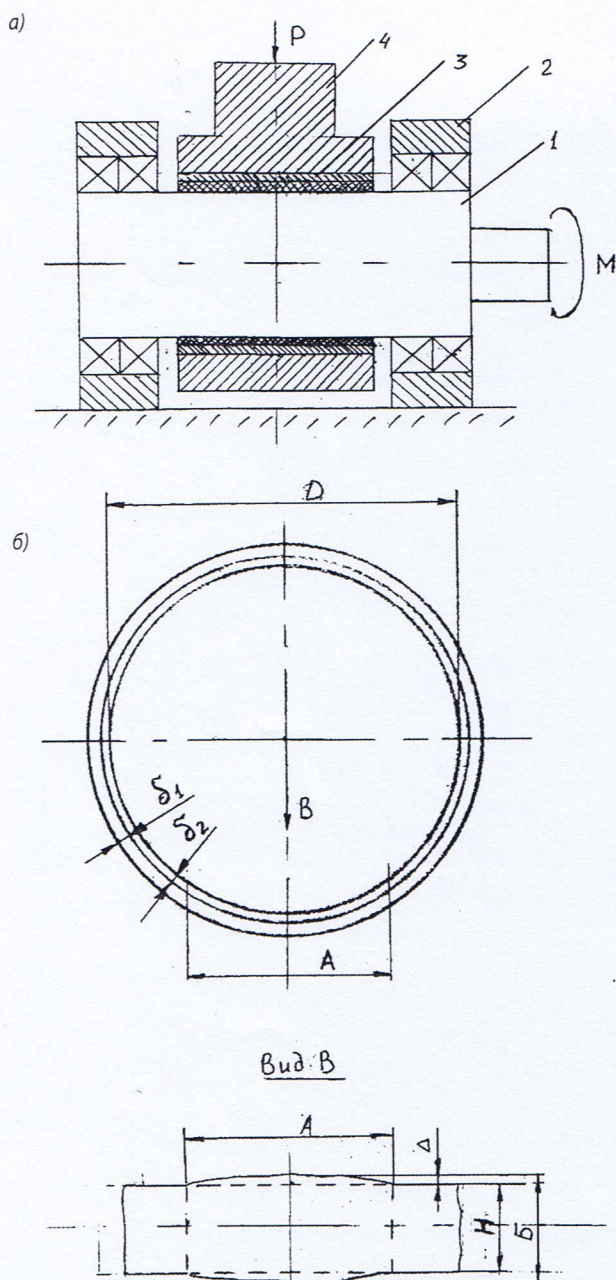


Рис. 1. а) схема установки для определения несущей способности металлофторопластовых подшипников скольжения; б) чертеж подшипника и схема определения зоны пластической деформации

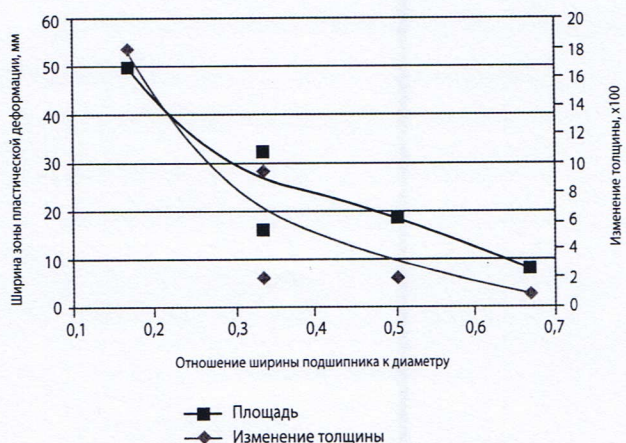


Рис. 2. Влияние геометрических характеристик подшипника на величину зоны пластической деформации (давление 250 МПа, подложка — сталь 12Х18Н10Т 0,6 мм, слой армированного фторопласта 0,5 мм)

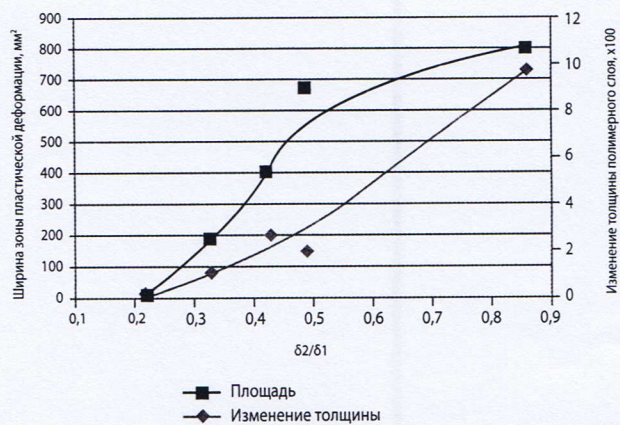


Рис. 3. Влияние соотношения толщин полимера и металла на величину зоны пластической деформации (давление 250 МПа, ширина подшипника 20 мм)

Согласно рекомендациям [1] соотношение диаметра и ширины полимерного подшипника для установки в узле вращения шпинделя должно подчиняться соотношению $H=(1-1,2)D$. Как видно из рис. 2, для металлополимерных подшипников МПП отсутствие пластической деформации достигается примерно при несколько меньшем соотношении H/D , но это верно только для определенных толщин слоев и жесткости подшипника.

Как показали эксперименты (рис. 3), для металлополимерных подшипников одним из основных факторов, определяющим несущую способность, является жесткость подшипника, задаваемая соотношением толщин металлической подложки и полимерного слоя, а в силу большого различия модулей упругости полимера и металла, толщиной металлической подложки. Анализ приведенных зависимостей показывает, что при расчете несущей способности подшипника должны учитываться четыре геометрических параметра: внутренний диаметр — D , ширина — H , толщина полимерного антифрикционного слоя — δ_2 , толщина металлической подложки — δ_1 .

Влияние давления на величину зоны пластической деформации показано на рис.4. Наблюдается ожидаемый рост зоны пластического течения с ростом нагрузки для подшипников одинаковой геометрии и ее зависимость от модуля упругости металлической подложки. Очевидно, подшипники с данным коэффициентом формы могут эксплуатироваться при давлениях не выше 80 и 100 МПа в зависимости от модуля упругости подложки.

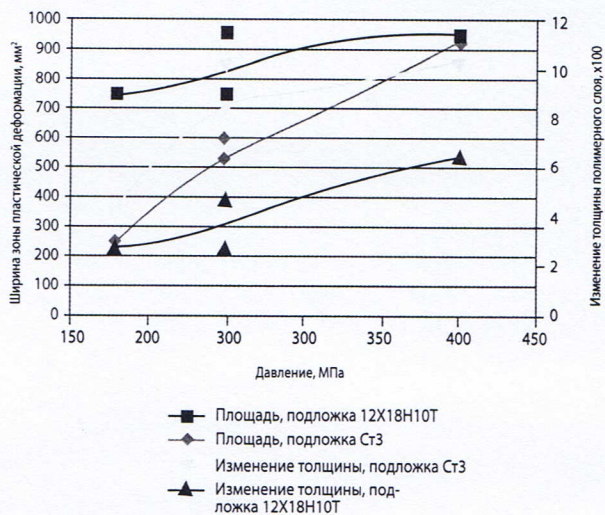


Рис. 4. Зависимость утонения и площади зоны пластической деформации от давления (ширина подшипников 20 мм, соотношение толщин полимера и металла 0,5/0,5)

Несмотря на то, что площадь фактического контакта у подшипников с зазором менее 0,1 мм максимальна и составляет $S=HxD$ и не зависит от других параметров, площадь зоны пластического деформирования отличается для разных по исполнению подшипников. Зона пластического деформирования растет с ростом начального «натяга» в подшипниковом узле, следовательно, целесообразно устанавливать вал в подшипнике по скользящей посадке, для чего максимальный зазор между валом и подшипником не должен превышать 0,1 мм. Следовательно, методика приемки подшипников должна предусматривать контроль свободного прохода вала в подшипник, установленный в обойме: запрессовка не допустима. Зазор в металлополимерном подшипнике должен быть минимальным и выполняет технологическую роль, облегчая его установку.

Проведенные статические испытания показали, что несущая способность подшипника скольжения МПП в значительной степени определяется его геометрией и реализация максимальных характеристик возможна только при определенных значениях D , H , δ_1 , δ_2 . Насколько же полученные данные можно использовать для расчета подшипников, работающих в условиях периодических поворотов.

Сопоставление данных испытаний при статическом и динамическом нагружении показало, что если при статическом нагружении отсутствует пластическая деформация полимерного слоя, значит при вращении подшипник не разрушается.

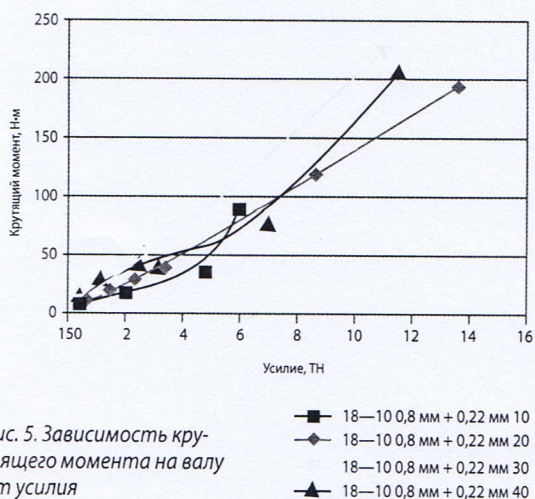


Рис. 5. Зависимость крутящего момента на валу от усилия

Измерения величины крутящего момента на валу при переменной нагрузке для подшипников, имеющих разные соотношения H/D показали инвариантность характеристики «Нагрузка, P — крутящий момент, M » по отношению к этим параметрам (рис.5) и одновременно ее влияние на несущую способность подшипника.

На основании полученных данных рассчитывали коэффициент трения скольжения пары фторопласт — сталь в узле трения. Получили среднее значение коэффициента трения 0,05: в начале испытания он может достигать до 0,1 и быстро снижается иногда до величин 0,02—0,03 в процессе приработки. Полагая, что коэффициент трения скольжения составляет 0,05 определили давление в подшипнике, возникающее в результате прессовой посадки с усилием 300 кг, оно составляет около 100 кг/см².

Изменение параметров шарового крана ведет к необходимости проектирования подшипникового узла. Так с ростом давления либо условного прохода шарового крана увеличивается нагрузка на шпиндель, что обуславливает увеличение его диаметра. В соответствии с ростом диаметра шпинделя необходимо либо увеличивать ширину подшипника, либо увеличивать толщину металлической подложки δ_1 и уменьшать толщину антифрикционного слоя δ_2 , снижая отношения δ_2/δ_1 и δ_2/H .

На основании проведенных исследований можно сделать некоторые предварительные рекомендации по проектированию подшипников узлов вращения шпинделя. На рис.6 показаны граничные области применимости подшипников для различных давлений при определенных соотношениях геометрических параметров. Область работоспособности расположена выше соответствующей линии.

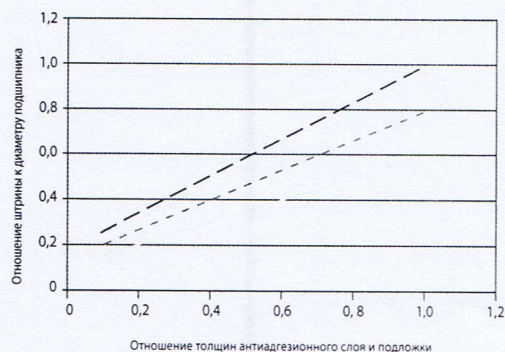


Рис. 6. Области работоспособности подшипников МПП в зависимости от давления и геометрических параметров

Проведенные исследования показали значительное влияние геометрических характеристик металлофторопластовых подшипников на их несущую способность. Установлены некоторые граничные параметры применимости подшипников — предельные нагрузки при статическом или динамическом нагружении и их зависимость от геометрических характеристик подшипника, которые определяют геометрию посадочных мест. Так, проведенные испытания показали, что при оптимальном соотношении размеров подшипники типа МПП выдерживают максимальную статическую нагрузку 400 МПа и динамическую не ниже 180 МПа и могут эксплуатироваться в узлах вращения шпинделя шаровых затворов.

Список использованных источников:

1. Быков А. Ф. Арматура с шаровым затвором для гидравлических систем, М. Машиностроение, 1971.
2. Семенов А. П., Савинский Ю. Э. Металлофторопластовые подшипники, М. Машиностроение, 1976.
3. Информация фирмы «Техспутон».
4. ГОСТ ИСО 3547-1-2006 Подшипники скольжения. Втулки свертные.

Волгоград, ноябрь 2011 года