УДК 621. 817

DOI: 10.35211/1990-5297-2020-2-237-52-54

*А. В. Попов, И. В. Нотов***ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ
ДЛЯ СФЕРИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА*****Волгоградский государственный технический университет**

e-mail: apopov34@rambler.ru

В работе представлено обоснование выбора подшипника качения для сферического механизма с двумя и тремя степенями свободы. Приведены расчетные схемы для определения направления и значений действующих сил. Приведены рекомендации по выбору подшипника качения из условия действующих сил на элементы механизма.

Ключевые слова: сферический механизм, бесступенчатый привод, подшипник качения.

*A. V. Popov, I. V. Notov***FEATURES OF CHOOSING A ROLLING BEARING
FOR A SPHERICAL TRANSFORMING MECHANISM****Volgograd State Technical University**

The article presents the rationale for choosing a rolling bearing for a spherical mechanism with two and three degrees of freedom. Calculation schemes for determining the direction and values of active forces are given. Recommendations are given for selecting a rolling bearing based on the forces acting on the mechanism elements.

Keywords: spherical mechanism, stepless drive, rolling bearing.

Неотъемлемой частью сферических механизмов для преобразования равномерного вращательного движения в управляемое колебательное является элемент, отсекающий первоначальное вращение ведущего вала [1, 2]. Как показали предыдущие исследования [3], используемый в таких конструкциях подшипник качения подвергается значительным нагрузкам ввиду того, что подшипник нагружен не по стандартной схеме. Дополнительно он испытывает в крайних положениях механизма деформации кручения в плоскости перпендикулярной оси вращения, связанные с колебанием колец в разных плоскостях. Рекомендаций по выбору подшипников качения для подобных условий работы в литературе авторами не выявлено, что вызвало необходимость выработать таковые для проектирования и создания сферических механизмов для различных машин и приводов. Поэтому задача по подбору подшипника качения в механизмах совершающих сложное движение в пространстве является актуальной.

Определяющее значение при проектировании является расчет конструктивных элементов, соответствующих основным требованиям оптимальной конструкции при гарантировании работоспособности создаваемых узлов. Для сферических преобразующих механизмов таковыми являются размеры кольцевидных звеньев [3].

Как правило, проектирование подшипникового узла начинают с его эскизной компоновки, затем определяют направление и значение действующих нагрузок.

Для нашего случая, поскольку подшипник изменяет свое положение в пространстве (совершает сложное колебательное движение в пространстве), необходимо определить какие силы действуют на его элементы и как они изменяются для различных положений механизма. Изначально принимаются допущения, что зазоры между телами качения и кольцами подшипника отсутствуют, в качестве рассматриваемого подшипника выбран шариковый однорядный радиальный подшипник качения.

Для работы сферического механизма с двумя и тремя степенями свободы можно выделить два основных режима работы. Первый случай, когда механизм работает в режиме муфты и угол α наклона внутреннего кольца относительно перпендикуляра к оси вращения ведущего вала равен 0° . Расчетная схема по определению действующих сил представлена на рисунке, а. В этом положении, расчет сил и контактных напряжений между телами качения и кольцами подшипника будет соответствовать методике, для радиального подшипника описанной в [4] для случая, когда вектор нагрузки совпадает с плоскостью симметрии подшипника.

При этом расчет эквивалентной нагрузки P на подшипник можно проводить по следующей формуле:

$$P = XV(F_r - F_u),$$

где X – коэффициент, соответствующий динамической нагрузке на подшипник, V – коэффициент вращения ($V=1$), F_r – радиальная составляющая нагрузки, F_u – центробежная сила.

Расчетная схема действующих сил при работе механизма:

1 – ведущий вал; 2 – внутренний шарнир; 3 – внутреннее кольцо; 4 – промежуточное кольцо; 5 – подшипник качения; 6 – среднее кольцо; 7 – наружное кольцо; 8 – наружный шарнир; ω_1 – угловая скорость ведущего вала

Во втором случае, при отклонении внутреннего кольца механизма на некоторый угол $\alpha \neq 0^\circ$ расчетная схема действующих сил будет выглядеть, как показано на рисунке, б. При вращении ведущего вала радиальную нагрузку раскладываем на две составляющие вертикальную и горизонтальную. Вертикальная составляющая, будет всегда параллельна вертикальной оси y , и характеризовать угол контакта шарика с наружным и внутренним кольцами. Горизонтальная составляющая будет характеризовать направление движения среднего кольца механизма и осевую нагрузку, приходящуюся на элементы подшипника. Поскольку, линия контакта отклонена от вертикальной оси на некоторый угол $\alpha \neq 0^\circ$, то на шарик будет действовать гироскопический момент M_r , стремящийся повернуть шарик вокруг собственной оси поперек желоба внутреннего и наружного колец. Это необходимо учитывать при больших частотах вращения ведущего вала. Поскольку максимальная угловая скорость ω_1 вала при работе данного механизма находится в пределах $157 \dots 209 \text{ с}^{-1}$ (для уменьшения динамических составляющих нагрузок), а масса шарика достаточно мала, то действием центробежных сил для расчетов приводов можно пренебречь.

При повороте ведущего вала и связанного с ним внутреннего кольца на угол 90° , главная ось внутреннего шарнира совпадает с вертикальной осью, что дает возможность поворота подшипника вокруг оси y от действия горизонтальной составляющей действующих сил. Так как внутреннее кольцо механизма связано с устройством изменения угла наклона (на рисунке не показано) и удерживается от поворота, то вращение вокруг оси y будет невозможно. Внутреннее кольцо, на котором закреплен подшипник, займет вертикальное положение и угол α станет близким к 0° . Таким образом, усилия на элементы подшипника будут действовать, как показано на рисунке, а.

Для рабочего положения сферического механизма характерны радиальная и осевая составляющие, результирующую, которых найдем из следующей формулы:

$$F_r = \sqrt{(F_r \sin \alpha)^2 + (F_r \cos \alpha)^2}.$$

Для примера примем максимальное значение радиальной силы равное $F_r = 1000 \text{ Н}$, угол отклонения внутреннего кольца примем максимально реализуемое из модели механизма [3] $\alpha_{\max} = 20^\circ$, составим таблицу для определения действительных сил, нагружающих подшипник при различных значениях угла наклона внутреннего кольца механизма.

Таблица значений действующих сил на подшипник

Действующие силы	Угол наклона внутреннего кольца механизма							
	0°	3°	6°	9°	12°	15°	18°	20°
F_r, H	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
$F_r \sin \alpha, H$	0	52,34	104,53	156,44	207,91	258,82	309,02	342,02
$F_r \cos \alpha, H$	1000	998,63	994,52	987,69	978,15	965,93	951,01	939,69

Замечено, что значения осевой составляющей нагрузки на подшипник достаточно велики и не позволяют применять радиальные подшипники качения, поскольку они могут воспринимать не более 30% осевой нагрузки от неиспользованной радиальной [4]. Применение упорно-радиальных и упорных подшипников качения также не представляется возможным, так как выполняется условие:

$$F_r \geq F_a,$$

где F_a – осевая составляющая нагрузки на подшипник.

Из проведенного теоретического анализа можно сделать следующие выводы.

1. Основной нагрузкой действующей на детали механизма, является радиальная сила F_r .
2. Осевая составляющая нагрузки на подшипник, превышает рекомендованные значения по процентному соотношению от остаточной радиальной нагрузки.
3. Гироскопический момент, возникающий при значительных угловых скоростях вращения ведущего вала, при использовании шариковых подшипников накладывает дополнительное условие при расчете на долговечность подшипника.

В связи с этим, в сферических механизмах рекомендуется использовать радиально-упорные подшипники из условия действующих сил. Поскольку внутреннее кольцо совершает сложное движение в пространстве, и отклонение от вертикальной оси будет изменяться от $+\alpha$ до $-\alpha$, соответственно, линия контакта будет менять свое направление вместе с изменением осевой силы. Поэтому рекомендуется использование двух радиально-упорных подшипников вос-

принимающих осевые нагрузки в разных направлениях или установка одного подшипника с четырехточечным контактом, который способен воспринимать нагрузки в двух направлениях. Либо при установке одного шарикового подшипника, необходимо дооснастить конструкцию возможностью регулировки осевого натяга для предотвращения возникновения гироскопического момента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Попов, А. В. Моделирование и анализ деформаций звеньев сферического преобразующего механизма с двумя степенями свободы / А. В. Попов, И. В. Нотов, А. А. Рожнов // Известия ВолгГТУ : научный журнал № 3 (213) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2018. – (Серия «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении»). – С. 82–84.
2. Попов, А. В. Сферический механизм с тремя степенями свободы для регулируемых приводов маломощной техники (теоретические и экспериментальные исследования) / А. В. Попов // Проблемы механики современных машин : материалы VII междунар. науч. конф. (г. Улан-Удэ, 25–30 июня 2018 г.). В 2 т. Т. 1 / редкол.: В. С. Балбаров (отв. ред.) [и др.] ; Восточно-Сибирский гос. ун-т технологий и управления, Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Уханьский текстильный ун-т (Китай), Иркутский гос. ун-т путей сообщения, Братский гос. ун-т. – Улан-Удэ, 2018. – С. 75–78.
3. Попов, А. В. Условия конструктивного исполнения и анализ напряженно-деформированного состояния звеньев сферического преобразующего механизма с тремя степенями свободы / А. В. Попов, И. В. Нотов // Известия ВолгГТУ : научный журнал № 4 (227) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2019. – (Серия «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении»). – С. 42–45.
4. Черменский, О. Н. Подшипники качения : справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М. : Машиностроение : Машиностроение-1, 2003 (Акад. тип. Наука РАН). – 575 с. : ил., табл.