УДК 621. 817

DOI: 10.35211/1990-5297-2020-10-245-39-41

*А. В. Попов, И. В. Нотов, А. А. Рожнов***АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
ВЕДУЩЕГО ВАЛА СФЕРИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА*****Волгоградский государственный технический университет**

e-mail: apopov34@rambler.ru

В статье проводится теоретическое исследование напряженно-деформированного состояния ведущего вала сферического преобразующего механизма, испытывающего циклические знакопеременные нагрузки. В ходе выполненной работы были разработаны расчетные схемы действующих сил, смоделировано напряженно-деформированное состояние ведущего вала. Для проектирования данной детали были предложены способы повышения надежности и прочности исходя из условий сохранения геометрических размеров сферического преобразующего механизма.

Ключевые слова: сферический механизм, бесступенчатый привод, ведущий вал.

*A. V. Popov, I. V. Notov, A. A. Rozhnov***ANALYSIS OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE DRIVE
SHAFT OF A SPHERICAL CONVERTING MECHANISM****Volgograd State Technical University**

The article presents a theoretical study of the stress-strain state of the drive shaft of a spherical converting mechanism experiencing cyclic alternating loads. In the course of this work, the design schemes of the acting forces were developed, and the stress-strain state of the drive shaft was modeled. For the design of this link, we have proposed ways to increase the reliability and strength based on the conditions for preserving the geometric dimensions of the spherical converting mechanism.

Keywords: spherical mechanism, stepless drive, driving shaft.

Конструирование и проектирование современных механических приводов сопровождается основательными расчетами на прочность и жесткость всех составляющих элементов. Авторами ранее были рассмотрены особенности нагружения, распределения напряжений и деформаций звеньев и шарниров в сферических механизмах с двумя и тремя степенями свободы с ортогональным расположением шарниров [1, 2], также были описаны особенности подбора и проверки подшипника качения для подобных механизмов [3]. Ввиду нетривиальности нагружения большинства деталей сферических механизмов, возникает необходимость разработки расчетных схем и уточнения методик расчета для определения напряжений и в ведущих валах таких механизмов, что актуализирует вопрос исследования прочности и надежности ведущих валов бесступенчатых и плавно регулируемых передач.

Ведущий вал сферических механизмов для преобразования вращательного движения в регулируемое вращательное воспринимает циклически изменяющиеся нагрузки в зависимости

от настройки привода и цикла рабочих ходов, имеющие разные частоты и направления действия. Поэтому для определения напряженно-деформированного состояния вала было принято положение сферического механизма с максимально возможным углом α отклонения внутреннего кольца и номинальным крутящим моментом $M_{кр}$ на ведущем звене. При этом направления действия сил F_r и F_t в зацеплении зубчатой передачи выбраны из условия создания максимального изгибающего момента в месте (точка O) установки шарнира внутреннего кольца (рис. 1).

Как известно, при работе валы воспринимают напряжения изгиба и кручения от установленных деталей, а также при значительных размерах и скоростях вращения добавляются инерционные нагрузки от установленных на них деталей. Ввиду этого размер l между подшипниковыми опорами R_a и R_b ведущего вала и расстояние L между шестернями зубчатых передач, установленных на цапфах наружного кольца, были выбраны из условий конструктивной компоновки [4, 5] с учетом размеров звеньев.

© Попов А. В., Нотов И. В., Рожнов А. А., 2020.

* Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 18-08-00170.

Рис. 1. Трехмерная модель и расчетная схема действующих сил на ведущий вал

Для исследования нагруженного состояния, в виду сложного движения ведущих и ведомых частей сферического механизма, законы изменения нагрузок воспринимаемых ведущим валом приняты, как и в предыдущих исследованиях [2], в зависимости от передаточной функции механизма:

$$\operatorname{tg} \theta = \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi,$$

где θ – действительный угол наклона наружного кольца, α – угол наклона внутреннего кольца, φ – угол поворота вала.

Здесь выявлено, что размеры и массы звеньев сферического механизма, при выбранных размерах, существенного влияния на возникающие в валу напряжения не оказывают, т.к. линейные размеры колец механизма не входят в передаточную функцию и имеют постоянные значения. С учетом малости этих величин ими, в дальнейшем, пренебрегаем. Зна-

чимыми и основными нагрузками оказывающими влияние на величины напряжений и деформаций ведущего вала сферического преобразующего механизма будут крутящий момент ($M_{кр}$) передаваемый от приводного устройства (двигателя) и силы, возникающие в зубчатых зацеплениях (F_r и F_t).

Исследование напряженно-деформированного состояния проводилось на созданной виртуальной твердотельной модели вала (рис. 2, а), с учетом конструктивных особенностей и размеров вала реального механизма. Хвостовик вала, к которому подводится крутящий момент, в модели принят с прямобочными шлицами, а цапфы под подшипники выполнены цилиндрическими с учетом вида посадки. Установка шарнира внутреннего кольца механизма реализована на валу в виде перпендикулярного оси вращения отверстия, расположенного на равных расстояниях ($l/2$) от середин цапф подшипников.

Рис. 2. Трехмерная модель ведущего вала сферического механизма (а) и его напряженно-деформированное состояние (б)

В процессе исследования модели распределения напряжений в теле вала при совместном действии постоянных нагрузок $M_{кр}$ и циклических, изменяющихся от нуля до максимального значения, выявлены наиболее нагруженные состояния (рис. 2, б). Максимальные значения напряжений сосредоточены, главным образом, рядом с концентраторами напряжений: на шлицах хвостовика и в зоне установки шарнира. В первом случае уменьшению напряжений будут способствовать известные методы повышения прочности шлицевых соединений, таких как упрочнение рабочих поверхностей, применение более мелких шлицев, тем самым возможно уменьшить их высоту и увеличить при этом диаметр вала и т. д. Во втором концентраторе напряжений снижение нагруженности осложняется множеством наложенных конструктивных зависимостей, что влечет изменение размеров звеньев механизма и, как следствие, закона преобразования движения. Поэтому при проектировании этого участка вала необходимы дополнительные и уточненные проверочные расчеты. Так для валов с поперечным отверстием под шарнир необходимо учитывать полярный момент сопротивления сечения W_p , которое для этого случая имеет вид:

$$W_p = \frac{3\pi D^4 - 9bh(h^2 + b^2)}{54D},$$

где D – наружный диаметр вала, b и h – стороны прямоугольника подставленного в отверстие в поперечном сечении вала (поскольку радиусы скругления слишком малы, то ими здесь можно пренебречь).

Размеры шарнира и зависящие от него размеры h и b показывают, что их увеличение приведет к изменению диаметра вала и далее диаметра внутреннего кольца сферического механизма, а также длины и диаметра отверстия вала, что скажется на прочности участка внутреннего кольца.

Как вариант снижения напряжений на данном участке вала и достижения минимальных размеров, с сохранением размеров звеньев сферического преобразующего механизма и его параметров преобразования движения, рекомендуется установка внутри отверстия вала дополнительной втулки с несколько большим чем требуемый диаметром. Втулку возможно подобрать из материалов снижающих коэффициент трения в шарнире, что дополнительно даст

возможность уменьшить потери на трение и несколько повысить КПД такой передачи при сохранении требуемой прочности и надежности элементов механизма.

В результате проведенного теоретического исследования трехмерной модели напряженно-деформированного состояния ведущего вала сферического преобразующего механизма выявлены наиболее нагруженные участки, обоснована необходимость выполнения дополнительных проверочных расчетов участка вала в случае установки внутреннего кольца механизма через поперечный шарнир с учетом полярного момента сопротивления сечения для таких концентраторов напряжений, даны рекомендации по повышению прочности ведущего вала для сферических механизмов регулируемых приводов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Попов, А. В. Исследование распределения напряжений в шарнирном элементе ведущего кольца сферического преобразующего механизма / А. В. Попов, А. А. Рожнов, И. В. Нотов // Известия ВолгГТУ : научный журнал № 4 (239) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2020. – (Серия «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении»). – С. 28–30.
2. 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.
3. Попов, А. В. Особенности выбора подшипника качения для сферического преобразующего механизма / А. В. Попов, И. В. Нотов // Известия ВолгГТУ : научный журнал № 2 (237) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2020. – (Серия «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении»). – С. 52–54.
4. Попов, А. В. Сферический механизм с тремя степенями свободы для регулируемых приводов малоомощной техники (теоретические и экспериментальные исследования) / А. В. Попов // Проблемы механики современных машин : матер. 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. Благоворова РАН, Уханьский текстильный ун-т (Китай), Иркутский гос. ун-т путей сообщения, Братский гос. ун-т. – Улан-Удэ, 2018. – С. 75–78.
5. 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.