

УДК 621.833

О.М. Пусков, канд. техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ДИАМЕТРАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ВЕДУЩЕГО ВАЛА ПЛАНЕТАРНОГО ПРЕЦЕССИОННОГО РЕДУКТОРА

В статье приведена методика и результаты экспериментального определения оптимальных диаметральных размеров ведущего вала планетарного прецессионного редуктора. Описаны исследуемый объект, конструкция стенда для проведения эксперимента, ход исследований и полученные результаты. Сделаны выводы о влиянии значения диаметра ведущего вала на КПД редуктора.

Известно, что упругие деформации ведущего вала планетарного прецессионного редуктора вызывают взаимный перекося зубчатых колес и тем самым нарушают геометрию зацепления, что приводит к снижению работоспособности редуцирующего механизма из-за уменьшения КПД и возникновения вибраций при работе редуктора [1, 2].

Возникновение вибраций и снижение КПД передачи любого типа делает такую передачу неприемлемой для основной массы механических приводов, особенно для ответственных механизмов.

Целью данных экспериментальных исследований явилось установление оптимальных диаметральных размеров ведущего вала редуктора с точки зрения обеспечения работоспособности редуктора по критерию КПД.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- 1) определение влияния геометрических параметров входного вала редуктора на КПД при различных нагрузках;
- 2) установление критического значения диаметра входного вала, т.е. значения, при уменьшении которого даже на небольшую величину происходит значительное уменьшение КПД;
- 3) определение критического прогиба ведущего вала.

Для проведения указанных выше исследований был выбран опытный образец прецессионного редуктора с передаточным отношением 625 [3].

Определение оптимальных диаметральных размеров ведущего вала планетарного прецессионного редуктора проводилось на стенде, схема конструкции которого представлена на рис. 1.

Стенд работает следующим образом. Вращение от приводного электродвигателя 1 передается на ведущий вал испытуемого редуктора 2. Ведомый вал редуктора соединен с порошковым электротормозом 3, на котором установлен индикатор прилагаемого крутящего момента 5. На ведущем и ведомом валах редуктора установлены преобразователи крутящего момента (датчики момента) 4. Нагрузка, прилагаемая к выходному валу редуктора, изменяется с помощью блока питания тормоза 6. Сигнал от датчиков момента 4, имеющих отдельный блок питания 8, поступает через плату сбора информации 9 в ЭВМ. После окончания эксперимента информация обрабатывается компьютером и предоставляется в виде таблиц и графиков.

Таким образом, с помощью описанного выше стенда можно исследовать влияние различных конструктивных параметров на коэффициент полезного действия редуктора и указать направления его повышения.

Для данного опытного образца прецессионного редуктора с передаточным отношением $u = 625$ было изготовлено три комплекта ведущих валов диаметрами 20, 25 и 30 мм. При проведении эксперимента редуктор поочередно оснащался валом каждого

из диаметров. С помощью электротормоза на выходном валу редуктора создавалась ступенчатая нагрузка от 25 до 200 Н·м с шагом 25 Н·м.

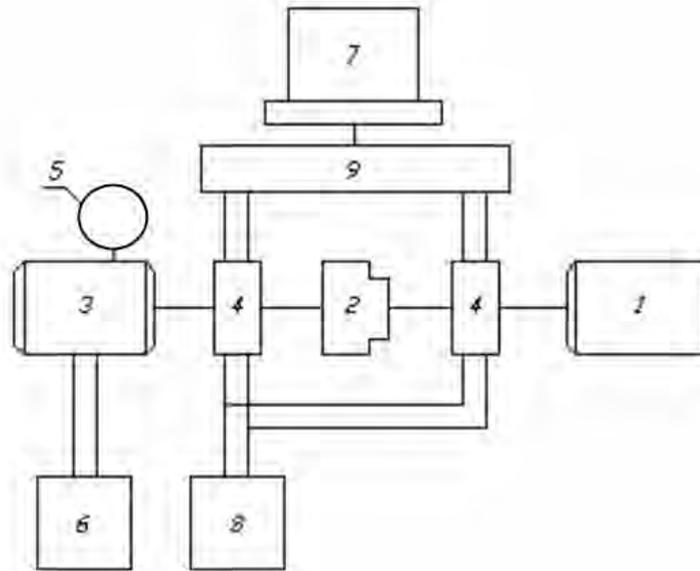


Рис. 1. Схема стенда для экспериментального определения оптимальных диаметральных размеров ведущего вала: 1 – приводной электродвигатель; 2 – испытуемый редуктор; 3 – электротормоз; 4 – датчики момента; 5 – индикатор; 6 – блок питания тормоза; 7 – ЭВМ; 8 – блок питания датчиков; 9 – плата сбора информации

На стенде, описание которого приведено ранее, проведены эксперименты, позволяющие определить значимость влияния диаметра входного вала редуктора на величину его КПД.

Результаты проведения эксперимента приведены в табл. 1.

Табл. 1. Зависимость КПД от выходного момента

Нагрузка на ведущем валу, Н·м	КПД, процент при диаметре		
	d = 20	d = 25	d = 30
25	38	38,5	39
50	38,5	38,8	39,2
75	38	38,4	38,6
100	35	38,2	38,3
125	32	37,8	38,4
150	27	37,2	38
175	21,7	33	37,6
200	15	25	36

На рис. 2 показаны графики, отражающие значения величины КПД от выходного момента M при исполнении опытных образцов прецессионного редуктора с различны-

ми диаметрами ведущего вала.

Анализируя полученные графики, можно отметить следующее. С увеличением выходного момента M значение КПД уменьшается, что можно объяснить потерей геометрии зацепления из-за прогибов ведущего вала и отсутствия жесткости элементов, составляющих контактные пары звеньев прецессионного редуктора. Кроме этого, можно обратить внимание на разную крутизну линий графиков. Как видно, наиболее низкое значение коэффициента полезного действия имеет редуктор с диаметром ведущего вала 20 мм, причем даже небольшое повышение нагрузки на выходном валу в диапазоне 70...200 Н·м вызывает значительное снижение КПД. Это говорит о том, что при проектировании прецессионного редуктора данной конструкции с расчетом нагрузки на ведомом валу меньше 70 Н·м можно принимать диаметр ведущего вала равным 20 мм. Редуктор же с диаметром входного вала 25 мм не проявляет снижения КПД при моменте на ведомом валу менее 150 Н·м, а при диаметре входного вала 30 мм КПД редуктора можно считать постоянным при нагрузке до 200 Н·м. Таким образом, исходя из критерия КПД редуктора, диаметр входного вала 20 мм можно считать критическим при нагрузке на выходном валу ≈ 70 Н·м, диаметр 25 мм - критическим для нагрузки ≈ 150 Н·м. Испытание редуктора с диаметром входного вала 30 мм не позволило определить, для какой нагрузки данное значение диаметра является критическим, что было лимитировано возможностями испытательного стенда.

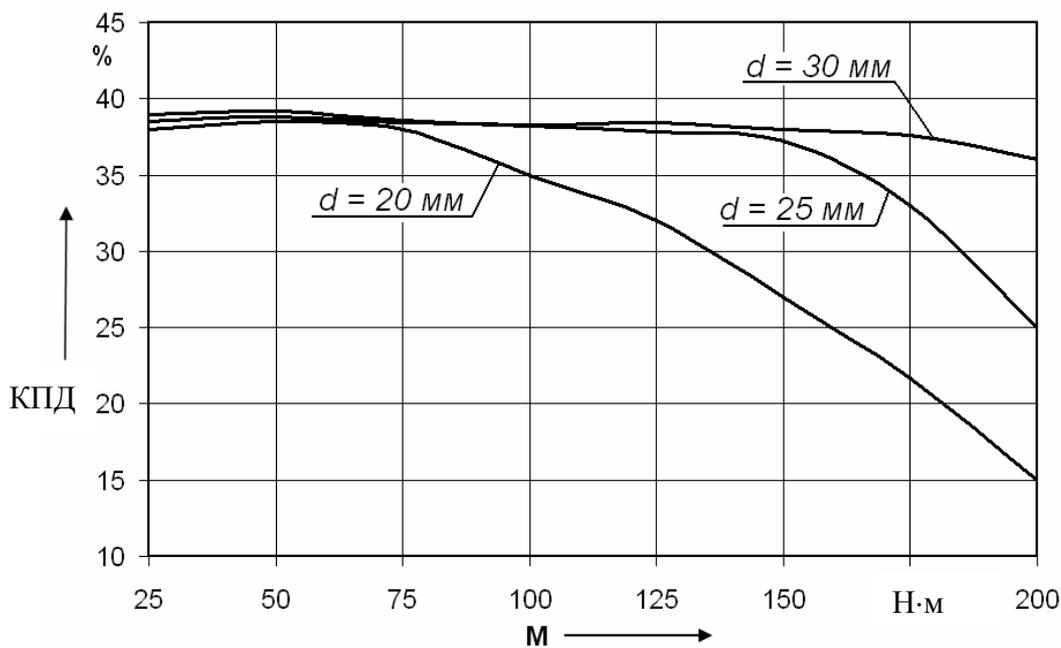


Рис. 2. Зависимость значения КПД прецессионного редуктора от величины момента M на выходном валу

Пользуясь моделью оптимизации параметров входного вала передачи, определим, какое значение имеет прогиб вала при полученных критических диаметрах и соответствующих им нагрузках [1, 2]. Результаты показали, что для соотношения параметров диаметр 20 мм - нагрузка 70 Н·м прогиб вала равен 0,0046 мм; для соотношения диаметра 25 мм и нагрузки 150 Н·м прогиб составляет 0,005 мм. Сделаем вывод, что критический прогиб вала данной конструкции, вследствие которого происходит нарушение геометрии зацепления, приводящее к снижению КПД и, соответственно, к снижению нагрузочной

способности редуктора, находится в пределах 0,0046...0,005 мм. Имея значение критического прогиба, можно, пользуясь той же моделью, определить, что диаметр вала 30 мм является критическим при нагрузке на ведомом валу редуктора 220 Н·м.

Естественно, что кроме прогибов вала к снижению КПД приводят и другие факторы, такие как погрешности изготовления и расположения относительно точки процессии зубчатых венцов сателлита прецессионной передачи, её статическая и динамическая неуравновешенность, упругие перемещения в точках сопряжения звеньев передачи, например входной вал – подшипник – сателлит. Но наиболее важным условием сохранения работоспособности прецессионных редукторов по критерию КПД является минимизация упругих деформаций ведущего вала, что достигается правильным подбором его диаметра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Громько, П. Н.** Математическая модель определения деформаций входного вала планетарной прецессионной передачи / П. Н. Громько, А. А. Жолобов, О. М. Пусков ; Могилев. машиностр. ин-т // Отчеты НИР, ОКР, ОТР, деп. науч. рукоп. : Реф. сб. неопубл. работ. - Мн. : БелИСА, 2000. – Вып. 3. - С. 101. - Рус. - Деп. в БелИСА 29.09.2000, № Д 200058.
2. **Пусков, О. М.** Математическая модель оптимизации параметров входного вала планетарной прецессионной передачи / О. М. Пусков // Новые конкурентоспособные и прогрессивные технологии, машины и механизмы в условиях современного рынка : материалы междунар. науч.-техн. конф. - Могилев : ММИ, 2000. – С. 197.
3. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громько [и др.]; под. общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Мн. : БГПА, 2000. – 252 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 09.11.2005

О.М. Puskov

**Planetary precession gearbox driving
shaft optimal diametrical parameters
experimental research**
Belarusian-Russian University

The methods and experimental research of planetary precession gearbox driving shaft optimal diametrical parameters have been presented in the paper. The studied subject, research test bench design, the experiment scheme and the results of the investigations have been described. Some conclusions about the influence of a driving shaft diameter on the gearbox efficiency have been done.