

МАЛОГАБАРИТНЫЕ КУЛАЧКОВО-ПЛУНЖЕРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ПРИВОДОВ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ¹

А.В. Логвинова, М.А. Игнатенко, А.М. Пашкевич

В статье рассмотрены вопросы расчета основных параметров шариковых радиально-плунжерных передач на стадии их проектирования, включающие расчет геометрических параметров, передаточных отношений, силовой анализ. Приведены типовые конструкции малогабаритных кулачково-плунжерных редукторов, а также указаны области их практической реализации. Приведен широкий иллюстративный материал.

Ключевые слова: радиально-плунжерная передача, геометрические параметры

При проектировании машины требование снижения материалоемкости машины и ее массы предопределяет необходимость использования малогабаритного привода с малыми размерами и повышенными кинематическими возможностями в части обеспечения высоких передаточных отношений в одной ступени. Этому требованию удовлетворяют кулачково-плунжерные передачи [1]. Эти передачи весьма компактны, технологичны, обладают конструктивной простотой, а потому их применение для создания малогабаритных приводов представляется экономически целесообразным и обоснованным.

Наиболее просто построить радиально-плунжерную передачу в том случае, если она содержит ведущий кулачок в виде цилиндрического (дискового) эксцентрика. В полярной системе координат уравнение эксцентричной окружности представляется в виде

$$\rho = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \varphi} + e \cos \varphi.$$

где ρ и φ - полярные координаты; R - средний радиус периодического профиля центрального колеса; e - эксцентриситет эксцентрика.

В этом случае сопряженный периодический профиль, замкнутый на внутренней цилиндрической поверхности центрального колеса будет описываться соответствующим уравнением:

$$\rho = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 (m\varphi)} + e \cos (m\varphi);$$

где m - число периодов периодического профиля на цилиндрической поверхности.

Наибольшее число плунжеров в составляет $n = m2 + 1$, либо $n = m2 - 1$. При заторможенном центральном колесе и ведущем эксцентрике передаточное отношение $U_{13}^2 = \pm (m_2 \pm 1)$, где верхний знак соответствует прямому, а нижний – обратному вращению ведомого звена по отношению к ведущему.

Из условий контактной прочности была получена формула для определения радиуса шаровых плунжеров: $r = 4,85 \cdot 10^{10} \sqrt{\frac{N_{2\max}}{[\sigma_H]^3}}$, где $N_{2\max} = \frac{3P K_d (\eta u - 1)}{n_A R \sin \alpha_{2\max}}$, K_d -

¹ Статья подготовлена в ходе выполнения научно-исследовательской работы студентов

динамический коэффициент, $\operatorname{tg} \alpha_{2\max} = m \operatorname{tg} \alpha_{1\max}$, $\alpha_{1\max} = 5 \dots 7^\circ$, P – передаваемая мощность, n_A – частота вращения ведущего вала, η – КПД передачи (0,80–0,85).

В передачах с шаровыми плунжерами диаметром d_n величину e ограничивают значением $e = d_n/4$. Тогда формулы для выбора среднего радиуса периодического профиля R (или $D = 2R$) будут иметь вид:

$$R = e / \sin \alpha_{1\max}, \quad D = d_{II} / 2 \sin \alpha_{1\max}.$$

На основе расчетов основных параметров были подобраны требуемые размеры и спроектированы передачи, для различных условий.

На рис.1 представлены конструкция редуктора с $u=50$ для привода станка монтажа автомобильных шин. Редуктор содержит корпус 1 и крышки 2, 3, 4, в которых установлены детали зацепления. На ведущем валу 5 закреплены эксцентрики 6 и 7 со свободно вращающимися дисками 8 и 9, являющимися ведущими звеньями двух планетарных рядов редуктора. В корпусе при помощи стяжных винтов неподвижно закреплено центральное колесо 10, на внутренней цилиндрической поверхности которого выполнены зубья специального профиля. При вращении ведущего вала 5 диски 8 и 9 перемещают шарики 11

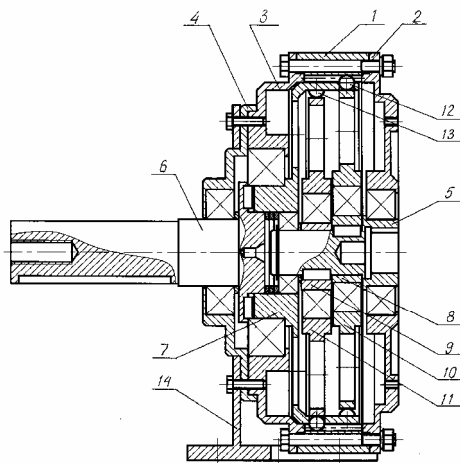


Рис.1. Редуктор привода станка для монтажа автомобильных шин

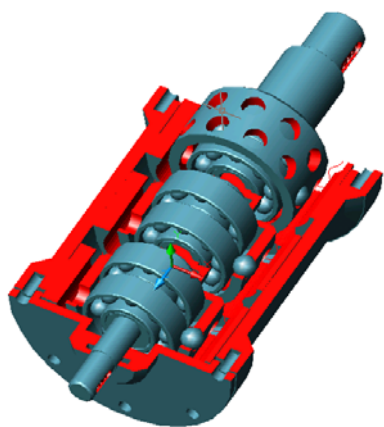
в направляющих отверстиях сепаратора 12, который является ведомым звеном редуктора и связан с ведомым валом 13. На рис.2 приведена фотография станка монтажа-демонтажа автомобильных шин, в котором применяется данный редуктор.

На рис.3 представлена конструкция трехступенчатого редуктора для фрезерного приспособления, предназначенного для обеспечения медленного вращения детали при фрезеровании пазовых кулачков на цилиндрических поверхностях. Редуктор рассчитан на передаточное отношение 4096.

На рис.4 приведены фотографии деталей одной из конструкций усилителя момента к машинным тискам. Как видно, наиболее сложной для изготовления является центральное колесо с периодическим профилем на его внутренней поверхности. К достоинствам такого усилителя относятся: минимальные масса и габариты; компактность, низкая металлоемкость; возможность реализации большого передаточного отношения (в опытном образце реализовано передаточное отношение $u = 10$); реверсивность; нечувствительность к перегрузкам; высокая технологичность; простота конструкции и низкая себестоимость.



Рис.2. Фотография станка монтажа автомобильных шин



$U = 4096$; $P = 0,5$ кВт
 $B \times H \times L = 125 \times 125 \times 210$



На рис.5 представлен усилитель момента к машинным тискам.



Рис.4. Фотография общего вида и деталей усилителя момента к машинным тискам



Рис.5. Фотография общего вида и деталей усилителя момента к машинным тискам

Усилитель предназначен для использования в качестве редукторной насадки к динамометрическому ключу для создания контролируемых моментов затяжки резьбовых соединений различного назначения (головок ДВС, автомобильных и тракторных колес и др.).

Радиально-плунжерные передачи нашли еще одну область своего эффективного применения – для привода в рабочее движение деформирующих элементов-шариков в инструментах для обработки деталей машин поверхностным пластическим деформированием. При использовании радиально-плунжерных передач привод деформирующих элементов осуществляется от самой вращающейся детали. Фотографии инструментов (инерционно-импульсного раскатника отверстий, выглаживателей отверстий и валов) приведены на рис.6, рис.7 и рис.8.

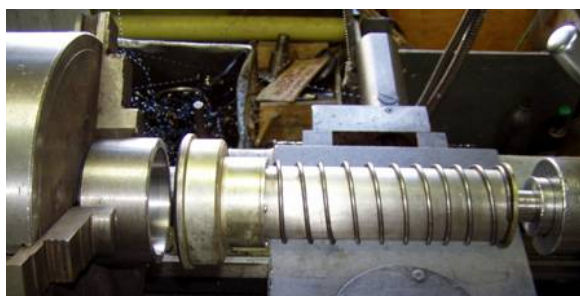


Рис.6. Фотография инерционно-импульсного раскатника отверстий

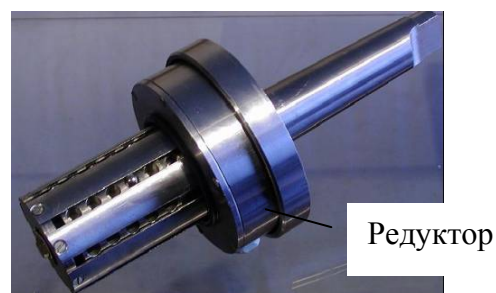


Рис.7. Фотография выглаживателя отверстий

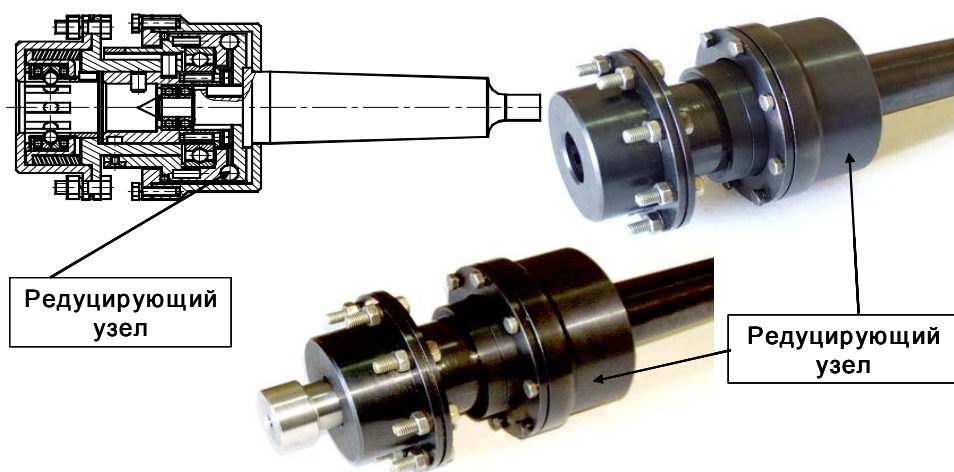


Рис.8. Конструкция и фотографии выглаживателей валов

Литература

1. Пашкевич М.Ф., Пашкевич В.М., Пашкевич А.М., Чертков С.В. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2003. - 221 с.

Логвинова Анна Викторовна

Студент машиностроительного факультета
Белорусско-Российский университет, г. Могилев
Тел.22-08-38

Игнатенко Марина Анатольевна

Студентка машиностроительного факультета
Белорусско-Российский университета, г. Могилев
Тел.22-08-38

Пашкевич Александр Михайлович

Ассистент кафедры “Основы проектирования машин”
Белорусско-Российский университет, г. Могилев
Тел. 24-01-91