

В.В. ПРОСЯНОК, инженер, **М.В. МАРГУЛИС** д.т.н., Мариуполь “ПГТУ”

СОЗДАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВОЙ ВОЛНОВОЙ ШАРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ .

In paper it is told about creation of a new type of wave gears of wave ball gear (WBG). The basic design dependences for definition geometrical, power and parameters of reliability (WBG) are instanced. With use of the given technique by authors for the first time it was developed power (WBG), successfully past test bed firings in operating conditions of operation.

В наиболее распространенном для механизмов приводов диапазоне передаточных чисел – $U=60\dots 20$ прогрессивные волновые зубчатые передачи (ВЗП) практически не создавались по следующим причинам [2].

При значениях $U < 60$ в ВЗП соответственно уменьшается число зубьев волнового зацепления, участвующих в передаче нагрузки и растут геометрические размеры (модуль, высота зубьев). Поэтому при перемещении зубьев гибкого колеса (ГЗК) относительно жесткого колеса

в процессе волнового зацепления существенно растёт радиальная деформация ГЗК. Это приводит к росту изгибных напряжений во впадинах зубьев ГЗК с учётом концентраторов напряжений и соответственно снижению усталостной прочности и долговечности при использовании для его изготовления традиционных материалов (ст.35ХГСА. ст.40ХН2МА и др.)

Рекомендации по расчёту и проектированию волновых передач с малыми передаточными числами практически отсутствуют. С целью более полной реализации преимуществ, характерных для волновой передачи, таких как: многопарность зацепления, высокая кинематическая точность и плавность работы, достаточно высокий коэффициент полезного действия при относительно малой массе и габаритах в диапазоне малых передаточных чисел ($U < 60$), наиболее часто используемых в приводных устройствах машин нами был разработан новый вид волновой передачи- волновая шариковая передача (ВШП)[1].

Основной особенностью конструкции ВШП является возможность образования волнового зацепления (ВЗ) посредством сферических углублений (СУ), выполненных по периметру наружной поверхности гибкого колеса (ГК) и пальцев с шаровой сферической головкой (ПШГ) (см. рис. 1), неподвижно установленных на внутренней поверхности жесткого колеса (ЖК). В процессе работы ВШП генератор волн обкатывает ГК создавая в нём волны деформации и СУ соответственно контактируют с

ПШГ, образуя волновое зацепление. Конструкция ВШП включает (рис.1) : корпус 1, в котором на подшипниках 2 установлен эксцентриковый вал 3, на котором на подшипниках 4 установлены два диска 5, гибкое колесо 6, по периметру которого выполнены СУ 7 связано с помощью шлицевого соединения 8 с выходным валом 9, установленным на подшипниках 10, жесткое колесо 11 с закрепленными в нем ПШГ 12, неподвижно установленное в корпусе 1.

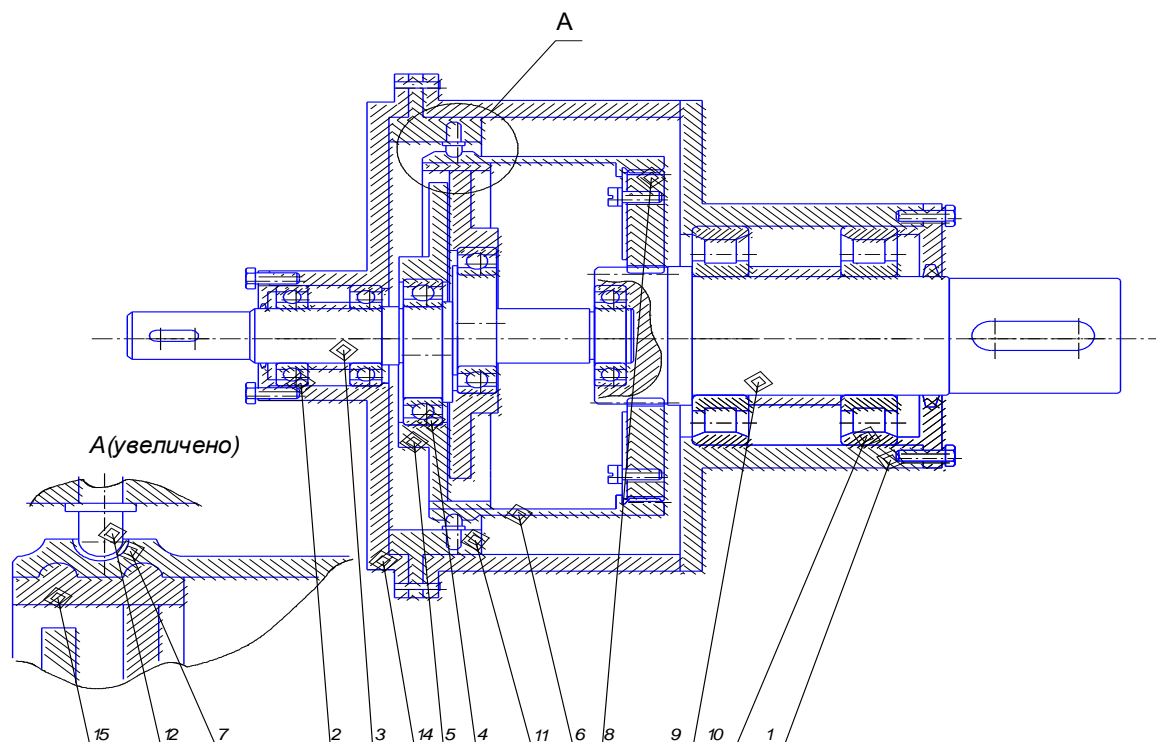


Рисунок 1 –Конструктивная схема ВШП: 1-корпус; 2-подшипники ; 3- эксцентриковый вал ; 4-подшипники ; 5-диски генератора ; 6-гибкое колесо ; 7-сферические углубления ; 8-шлицевое соединение ; 9-выходной вал ; 10-подшипники ; 11-жесткое колесо ; 12-пальцы с шарообразными головками ; 14-крышка редуктора; 15-подкладное кольцо.

Замена волнового зубчатого зацепления шаровым как показали исследования [6] позволяет:

- уменьшить в 2-2,5 раза радиальную деформацию ГК при малых передаточных числах в волновой передаче за счёт уменьшения размеров взаимодействующих элементов (СУ- ПШГ) в сравнении с зубьями;
- существенно снизить концентраторы напряжений между соседними СУ в сравнении со впадинами зубьев ВЗП;
- за счет первых двух преимуществ снизить уровень напряжений в опасных сечениях ГК до допустимого уровня при рабочих нагрузках и использовании традиционных материалов для изготовления ГК.

Расчет величин рабочих нагрузок на ГК, ЖК, ГВ ВШП и их геометрических размеров выполняется аналогично ВЗП по [2].

Специфическими при расчете основных параметров ВШП (в сравнении с ВЗП) являются силовой расчёт, определение геометрических размеров элементов зацепления, напряженного состояния и величин пятен контакта, взаимодействующих элементов СУ – ПШГ в волновом шариковом зацеплении (ВШЗ).

А. Расчёт величин сил, действующих в парах СУ – ПШГ при передаче нагрузок.

Расчет сил выполняется по аналогии с в волновым зубчатым зацеплением [7]. Нормальная сила P_H , действующая в паре СУ – ПШГ, определяется как

$$P_H = 2 * T_{вых} / (D_{cp} * z_{cy} * k_z * a * \cos \alpha), \quad (1)$$

где $T_{вых}$ – крутящий момент на выходном звене ВШП; D_{cp} – средний диаметр ГК; z_{cy} – число СУ на поверхности ГК; $a = D/d$ (1,01...1,05) – коэффициент площади контакта в паре СУ – ПШГ (D и d здесь соответственно диаметры СУ и ПШГ); полученный экспериментально [6]; $k_z = (0,3...0,35)$ – коэффициент, учитывающий число пар СУ–ПШГ одновременно передающих рабочую нагрузку полученный экспериментально [6]; $\alpha = (35^\circ...45^\circ)$ угол давления силы P_H на площадке контакта СУ-ПШГ (см.рисунок 2).

Результирующая сила P_z , действующая на диск ГВ в пересчете на пару СУ-ПШГ, определяется как [2];

$$P_z = T_z / (2 * \cos \alpha_H * z_{cy} * k_z), \quad (2)$$

где $e = (4...5)$ – эксцентриситет вала генератора; t_k – толщина стенки ГК ; $\alpha_H = (30^\circ...60^\circ)$ – угол давления силы P_r на диск ГВ; T_z – крутящий момент на генераторе волн.

Осевая результирующая сила P_o , действующая в ВШП в пересчете на пару СУ – ПШГ, определяется как [5];

$$P_o = 0,3 * P_H. \quad (3)$$

Суммарная нагрузка P_Σ действующая на пару СУ – ПШГ в месте контакта определяется как $P_\Sigma = P_H + P_r + P_o$. (4)

Б. Определение диаметра (d) шара головки ПШГ.

Расчет параметра d выполняется с учетом недопущения превышения максимальных значений напряжений смятия $\sigma_{см.мах}$ в зоне контакта пар СУ – ПШГ (с учетом их материалов) как [4];

$$d = P_\Sigma / (0,785 * \sigma_{см.мах})^{1/2}. \quad (5)$$

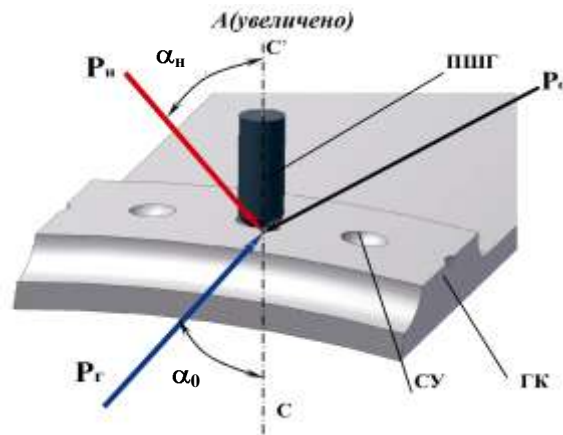


Рисунок 2. Силовые факторы зацепления, действующие на элементах СУ-ПШГ ВШП : P_n , P_r , P_o – силы участвующие в зацеплении ; α_o -угол давления силы P_n ; α_n –угол давления силы P_r .

При этом принимаем значение $\sigma_{см.мах.} \leq \sigma_m$. предела текучести материала ПШГ- σ_m .

В. Определение уровня напряженного состояния в зоне контакта пар СУ – ПШГ.

Материал элементов пар СУ – ПШГ в центре площадки контакта работает в условиях объемного напряженного состояния, что предопределяет их надежную работу при высоких нагрузках [3].

Максимальное напряжение в центре площадки контакта определяется

$$\text{как } \sigma_{\max} = 0,388 \sqrt[3]{4P \frac{E_1^2 E_2^2}{E_1 + E_2} \frac{(R_1 - R_2)^2}{R_1^2 R_2^2}} \cdot \quad (6)$$

где P – суммарная сила давления в паре СУ – ПШГ; $E=2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²-модуль продольной упругости; R_1, R_2 – соответственно радиусы сферических головки ПШГ и СУ.

Расчетное напряжение σ в опасной точке внутри материала пары С–ПШГ на глубине, равной половине радиуса касания определяется как

$$\sigma = 0.8 \sigma_{\max} \cdot \quad (7)$$

Известно [3] ,что тела качения в шарикоподшипниках находятся в объемном напряженном состоянии в местах контакта их с дорожкой качения. Аналогично работают пары СУ – ПШГ, т. е. их материал нагружен по трем направлениям декартовой системы координат. Это обеспечивает более высокий предел пропорциональности, чем при линейном напряженном состоянии и лучшие условия работы пары СУ-ПШГ .

Г. Определение пятна контакта сопряженной пары СУ – ПШГ.

Контактная прочность сопряженных поверхностей пары СУ – ПШГ тем выше, чем больше площадка (пятно) их контакта. В зоне контакта образуется площадка, размеры которой зависят от упругости материалов и геометрических размеров сжимаемых тел.

При сжатии выпуклой (ПШГ) и вогнутой (СУ) сфер площадка контакта имеет вид эллипса касания [3], размеры которого определяются как

$$a = b = 0,9086 \times \sqrt[3]{P \frac{R_1 R_2}{R_1 - R_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (8)$$

где a,b-радиусы круговой площадки; P-сила взаимодействия; R₁-радиус ПШГ, R₂-радиус СУ; E₁,E₂-модули упругости материалов; μ₁,μ₂-коэффициенты Пуассона.

Площадь пятна контакта S_к пары СУ – ПШГ можно определить как

$$S_k = \pi \cdot a^2 \quad (9)$$

Сравнение пятен контакта пары зубьев ВЗП и пары СУ – ПШГ, рассчитанных соответственно по формулам работы [2] и (9), (10), показали, что площадь контакта пары СУ – ПШГ ВШП больше в 2,2 раза, чем у пары зубьев ВЗП аналогичных эксплуатационных параметров, что существенно уменьшает контактные напряжения на взаимодействующих элементах ВШП.

Увеличение сопротивления усталости контактирующих поверхностей СУ – ПШГ достигается выбором оптимальной твердости ПШГ (HRC₃ ≈ 55...60) и СУ (HRC₃ ≈ 50...55), соответствующего вида смазки и шероховатости поверхностей (R_a ≈ 0,32...0,16 мкм).

С целью проверки разработанных нами теоретических положений были созданы ВШП с передаточным отношением U= 30 и проведены комплексные экспериментальные исследования [6].

Экспериментальные исследования проводились в редукторном цехе № 17 ОАО«Азов» г. Мариуполь на стенде для испытания и обкатки редукторов.

Были исследованы три типа ВШП, конструктивно выполненные как редукторы общего назначения с неподвижными жесткими колесами.

Параметры передач изменялись в следующих пределах:

-выходной момент - T_в= 0 ÷ 2000 Н·м

-частота вращения генератора вала n₂ = 100 ÷ 1500 мин⁻¹

-толщина гибкого колеса в районе волнового венца δ_в = 0.0046 ÷ 0.0032 м и в гладкой части – δ_г = 0.0021 ÷ 0.0019 м.;

-радиальная деформация- We =(0.0012...0.0025)м.;

-длина гибкого колеса- L_г =(0.1...0.12)м.;

-величина эксцентриситета вала генератора- e =(0.005...0.009)м.

Экспериментально были определены основные характеристики (ВШП):

-максимальное значение КПД составляло в режиме редуктора η_р=0.88 и мультипликатора η_м=0.63 ;

-максимальная нагрузочная способность составила M_{max}= 2200Н.м.;

-максимальный уровень шума находился в пределах –Кш =(65-72)дБ. ;

- уровень нагрева масла соответствовал T=(35-72)°С;

-долговечность, при числе циклов нагружений гибких звеньев- N_ц=5.5*10⁷

Выводы.

Впервые был создан передаточный механизм с силовой волновой шариковой передачей для применения ее в механизмах с малыми передаточными отношениями, на который получен патент [8]. Теоретически обоснованы конструктивная схема и основные параметры волновой шариковой передачи, на основе которых и была создана волновая передача с шаровым зацеплением. Экспериментально определены и исследованы в режимах редуктора и мультипликатора основные характеристики созданного механизма с волновой шариковой передачей, которые выявили надёжную работоспособность механизма с высокими технико-экономическими параметрами. Проведенный сравнительный массо-габаритный анализ на основе данных [9] показал: масса ВШП и её габаритные размеры в 2 и более раза меньше традиционных редукторов при равных эксплуатационных параметрах. Это, несомненно, подтверждает экономическую целесообразность применения ВШП в качестве силового передаточного механизма общемашиностроительного применения.

Список литературы: 1. *Присянок В.В., Маргулис М.В.* Создание силового передаточного механизма с волновой шариковой передачей // Вестник Приазовского государственного техн. ун-та: Сб. науч. тр. - Мариуполь, 1997. вып: 3 -С.88-90. 2. *Волков Д.П., Крайнев А.Ф., Маргулис М.В.* Волновые зубчатые передачи-К.: Техника,1976-222с. 3. Справочник по сопротивлению материалов/*Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв.ред. Писаренко Г. С.*- 2е изд., перераб. И доп. – Киев: Наук. Думка, 1988.-736 с. 4. *Орлов П.И.* Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. Кн. 1/ Под ред. П.Н. Учаева.-Изд. 3-е, испр.-М,Машиностроение, 1988.-560 с.: ил. 5. *Маргулис М.В.* Расчет на прочность гибкого колеса крупногабаритной волновой зубчатой передачи // Вестник машиностроения , 1988, Вып.47.-с 45-52. 6. *Присянок В.В., Маргулис М.В.* Экспериментальные исследования силовых волновых шариковых передач// Вестник Приазовского государственного техн. ун-та -Мариуполь , 1998. вып.:6-С 110-112. 7. *Гинзбург Е.Г.* Волновые зубчатые передачи –М, Машиностроение , -1969-160с. 8. Рішення про видачу патенту на винахід без проведення експертизи по суті № 96072796 від 10 липня 2000р./ ІНСТИТУТ ПРОМІСЛОВОЇ ВЛАСНОСТІ 9. Редукторы и мотор – редукторы общемашиностроительного применения, выпускаемые промышленностью в 1992г./ Внииредуктор.-М.:ВНИИТЕРМ, 1992.-16с.