

ліс з валами істотно покращує процес входження зубців у зачеплення, здійснюючи його плавніше.

Таблиця – Значення коефіцієнтів $a_1 - a_6$ для визначення переміщень та моментів

Δ	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,5	0,3	0,4	0,2	0,1	-0,1	0,2
1,0	0,9	1,2	1,1	0,3	-0,2	0,3
1,5	2,1	2,4	2,6	0,5	-0,3	0,5
2,0	4,0	4,1	4,8	0,7	-0,3	0,8
2,5	6,8	6,2	7,9	1,0	-0,2	1,0
3,0	10,9	8,7	11,9	1,4	-0,1	1,2
3,5	16,4	11,7	16,8	1,8	0,0	1,5
4,0	23,7	15,0	22,3	2,2	0,2	1,8
4,5	33,1	18,8	30,2	2,7	0,4	2,1
5,0	45,0	23,0	38,8	3,2	0,7	2,5
5,5	59,7	27,6	48,8	3,7	1,0	2,8
6,0	77,7	32,7	60,2	4,3	1,3	3,2
6,5	99,3	38,1	73,2	4,9	1,7	3,6
7,0	125,0	44,0	87,8	5,6	2,1	4,0
7,5	155,4	50,3	104,2	6,3	2,6	4,4
8,0	190,9	57,0	122,4	7,1	3,1	4,9
8,5	232,0	64,1	142,6	7,9	3,7	5,4
9,0	279,4	71,7	164,8	8,8	4,3	5,9
9,5	333,6	79,6	189,1	9,7	4,9	6,4
10,0	395,1	88,0	215,7	10,6	5,6	6,9

Список літератури: 1. Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М. Нова класифікація шпоночних з'єднань // Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ, 2009. – №4. – С.38–41. 2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 2003. – 560с. 3. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навчальний посібник. – Львів: Новий Світ, 2000, 2010. – 252с. 4. Заблонський К.І. Деталі машин. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404с. 5. Стрелец В.Н. Шпоночное соединение переменной жесткости // Технология и организация производства. – 1984. – №4. – С.50. 6. Стицына Д.Н. Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций. – М.: Высшая школа, 1977. – 248с.

Надійшла до редколегії 22.04.10

УДК 621.83

М.В. МАРГУЛИС, д.т.н., профессор каф. ТМ ПГТУ, г. Мариуполь
В.В. МИТИН, магистр каф. ТМ ПГТУ

РАЗРАБОТКА СИЛОВЫХ ВОЛНОВЫХ ПРИВОДОВ С ПРЕЦЕССИОННЫМ ДВИЖЕНИЕМ В ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Приведені теоретичні положення, на основі яких розроблений новий раціональний вид зачеплення для хвильової передачі з проміжними тілами кочення. Досліджена кінематика і виконаний розрахунок на міцність елементів зачеплення. Його використання в передавальних механізмах дозволить істотно збільшити їх ККД, довговічність, надійність, зменшити масогабаритні показники і собівартість виготовлення.

Theoretical positions on the basis of which the new rational type of hooking is developed for a wave transmission with the intermediate bodies of wobbling are resulted. A kinematics is investigational and the durability calculation of elements of hooking is executed. His use in transmission mechanisms will allow substantially to increase their output-input ratio, longevity, reliability, to decrease mass and sizes parameters and prime price of making.

Важнейшей задачей современного машиностроения является повышение надежности машин при минимально возможных их массогабаритных показателях и себестоимости изготовления. Известно, что приводы являются неотъемлемой частью большинства машин, а передаточный механизм – основной частью привода. Поэтому актуальны разработка и исследования новых видов волновых передач, использование которых позволит создать высокоэкономичные приводы для различных машин.

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) обладают рядом преимуществ перед обычными зубчатыми редукторами. Практика использования ВЗП в приводах тяжело нагруженных машин показывает, что в сравнении с традиционными передачами в 2...3 раза уменьшаются их массогабаритные характеристики и на 30-40% динамические нагрузки. Указанные преимущества достигаются за счет множества точек контакта в зацеплении (тогда как в обычном зацеплении контактируют всего 1-1,5 зуба). В то же время созданные ВЗП включают в себя гибкое колесо, которое является лимитирующим звеном, как по надежности, так и по трудоемкости изготовления. Впадины зубьев применяемого эвольвентного зацепления являются концентраторами напряжений, что может привести к трещинообразованию и к поломке. Рациональные конструкции ВЗП с передаточным числом в одной ступени в пределах 100-500, как показали многочисленные исследования, приведенные в [1]. Учитывая вышеизложенные недостатки ВЗП, кафедрой "Технология машиностроения" Приазовского государственного технического университета было разработано несколько конструкций волновых передач с промежуточными телами качения (ВППТК) (см. рисунок 1), в которых были устранены конструктивные недостатки известных ВППТК [2] и получены патенты Украины на полезную мо-

дель №№ 25141, 25503 и на изобретение № 88076. Предложены несколько вариантов практической реализации теоретической схемы зацепления. В каждом из них взаимодействующие пространственные кривые материализуются в дорожки качения, выполненные на колесах, а в точках касания пространственных кривых помещены тела качения – шарики. При сообщении одной из деталей прецессии шарики катятся одновременно по двум дорожкам взаимодействующих деталей. Если количество периодов взаимодействующих дорожек отличается, например, на две единицы, то при взаимодействии колес происходит редукция движения: за одну волну прецессии одно из колес поворачивается на один период.

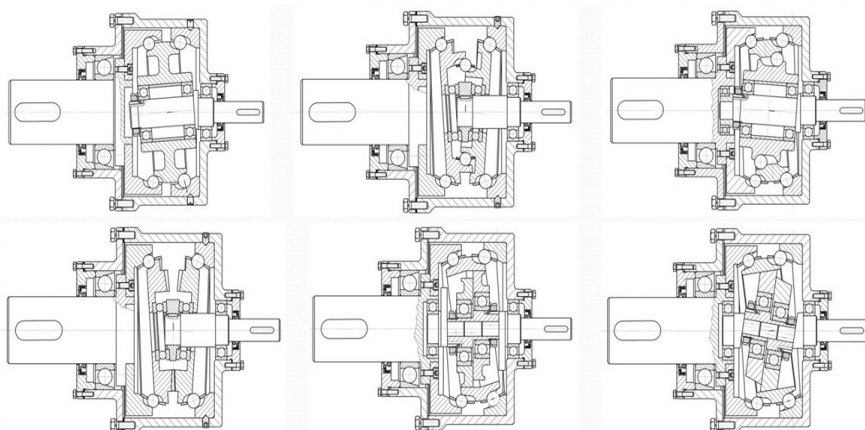


Рисунок 1 – Разработанные новые конструкции ВППТК

Таким образом, волновое зацепление обеспечивает передачу вращающего момента посредством множества тел качения и при этом трение скольжения в зацеплении незначительно.

Тем не менее, из ряда предложенных механизмов для дальнейших расчетов и исследований была отобрана наиболее рациональная, потенциально долговечная и наименее трудоемкая конструктивная статически определяемая схема ВППТК, не имеющая избыточных связей, как показал расчет по формуле Малышева (см. рисунок 2).

Данная конструкция ВППТК с предложенным зацеплением содержит такие основные детали: корпус, входной и выходной валы, установленные на подшипниках качения, прецессирующее колесо, установленное на подшипниках качения на кривошипном участке входного вала, неподвижно установленное в корпусе колесо, подвижное колесо, связанное с выходным валом. На каждом из колес выполнены дорожки качения.

Исходными данными для расчета основных параметров ВППТК являются:

- передаточное число i ;

- мощность электродвигателя $N_{эл.дв.}$, кВт;
- частота вращения двигателя n , об/мин;
- допускаемое контактное напряжение $[\sigma]$, МПа.

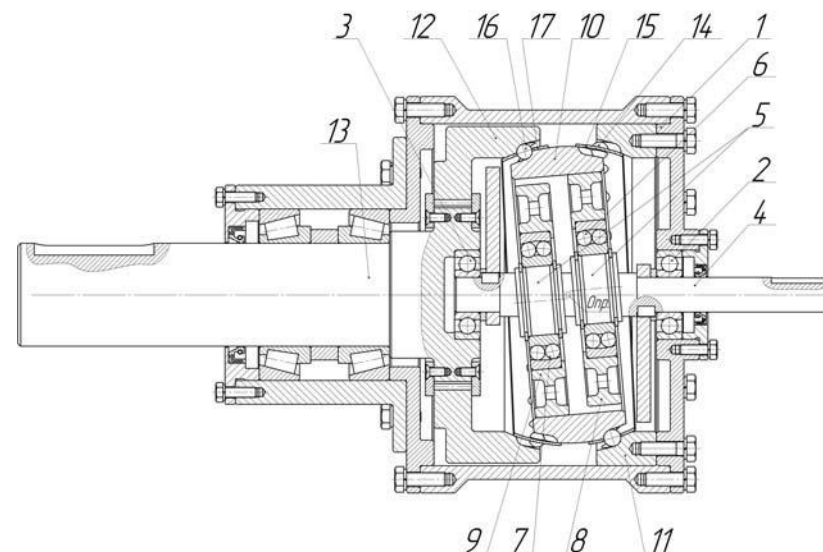


Рисунок 2 – Схема предложенной ВППТК:

1 – корпус; 2, 3 – подшипники качения; 4 – ведущий вал; 5 – эксцентриковые шейки; 6, 7 – сферические подшипники качения; 8, 9 – диски; 10 – прецессирующее колесо; 11 – неподвижное колесо; 12 – подвижное колесо; 13 – выходной вал; 14, 16 – промежуточные тела качения; 15, 17 – сепаратор

Для подбора необходимых чисел U периодов дорожек качения колес использовалась математическая программа Mathcad 13 Enterprise Edition.

При проектировании механизма по заданному передаточному числу (U) используют формулу (1):

$$U = U_1 \cdot U_2 = \frac{Z_{пр1} Z_{вр}}{Z_{пр1} Z_{вр} - Z_{пр2} Z_0}, \quad (1)$$

где $Z_0, Z_{вр}$ – количество периодов дорожек качения остановленного и вращающегося колеса; $Z_{пр1}, Z_{пр2}$ – количество периодов дорожек качения прецессирующего колеса.

Данная формула позволяет подобрать необходимое количество периодов дорожек качения подвижного, неподвижного и прецессирующего колёс в соответствии с необходимым передаточным числом. Необходимо из нескольких возможных вариантов выбрать оптимальный, в котором учитывалось бы влияние количества периодов на габаритные размеры и массу передачи, а

также размеры шариков и углов зацепления.

Затем рассчитывается количество тел качения (шариков) в зацеплении по формулам:

$$K_1 = \frac{Z_o + Z_{пр1}}{2}; \quad (2)$$

$$K_2 = \frac{Z_{подв} + Z_{пр2}}{2}, \quad (3)$$

где K_1, K_2 – количество шариков в первом и втором зацеплении.

Далее производится прочностной расчет передачи, начиная с диаметра окружности зацепления (диаметра расположения центров шаров в зацеплении):

$$D_{зац} = \frac{2T_{вр.вых} \cdot 0,418E \left(\frac{1}{R_{пр}} + \frac{1}{D_{ш}^{пред}/2} \right)}{[\sigma]^2 \lambda \cos \psi \cos \varphi C}, \quad (4)$$

где $T_{вр.вых}$ – вращающий момент на выходном валу, кН; E – модуль упругости материала, МПа; $R_{пр}$ – радиус кривизны продольного профиля дорожки, мм; $D_{ш}^{пред}$ – диаметр шарика передачи, мм; $[\sigma]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа; λ – длина контактной линии дорожки качения, мм; φ, ψ – углы, определяющие положение линии зацепления в пространстве; C – количество нагруженных тел качения.

Затем определяется входной момент с учетом требуемой мощности электродвигателя:

$$T_{вх} = \frac{9750 \cdot N_{эл.дв.}}{n} \cdot \eta_{дв}, \quad (5)$$

где $\eta_{дв}$ – КПД электродвигателя.

Выходной вращающий момент определяется по формуле:

$$T_{вых} = T_{вх} \cdot U \cdot \eta_{вп}, \quad (6)$$

где $\eta_{вп}$ – КПД волновой передачи.

Для расчета диаметра окружности зацепления необходимо предварительно принять диаметр шариков передачи. Поскольку диаметр шариков зависит от передаваемой мощности и передаточного отношения, предварительно его можно определить по эмпирической формуле:

$$D_{ш}^{пред} = \frac{P_{эл.дв.} \cdot U}{n}, \quad (7)$$

где $P_{эл.дв.}$ – передаваемая мощность, кВт; U – общее передаточное отношение механизма; n – коэффициент соответствия $D_{ш}$, полученный на основе оптимизации геометрических параметров ВППТК, $n=40000$.

Длина контактной линии дорожки качения определяется по формуле:

$$\lambda = 0,2 \cdot \pi \cdot D_{ш}^{пред}. \quad (8)$$

Угол линии зацепления в поперечном сечении:

$$\varphi = \frac{45 \cdot \pi}{180}. \quad (9)$$

Угол линии зацепления в продольном сечении: $\psi = 1,55$ рад.

Все детали передаточного механизма цилиндрической формы и могут быть обработаны по типовым технологическим процессам для аналогичных деталей, кроме пространственных криволинейных циклических дорожек качения, которые обрабатываются контурным фрезерованием и шлифованием на станках с ЧПУ, воспроизводящих пространственные траектории движения инструмента по заданным формулам. Направляющая кривая дорожки качения определяется по следующим формулам:

$$\begin{aligned} X &= (\cos \alpha \cdot \sin \gamma - \sin \alpha \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta) Y_0 + (\sin \alpha \cdot \sin \beta) Z_0; \\ Y &= (\sin \alpha \cdot \sin \beta + \cos \alpha \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta) Y_0 - (\cos \alpha \cdot \sin \beta) Z_0; \\ Z &= (\cos \alpha \cdot \sin \beta) Y_0 + \cos \beta \cdot Z_0, \end{aligned} \quad (10)$$

где α, β, γ – углы, определяющие прецессию; Y_0, Z_0 – координаты точек зацепления.

Расчет координат по этим формулам позволяет определить перемещения режущего инструмента при черновой и чистовой обработке направляющих кривых дорожек качения. Для автоматизированного расчета координат точек перемещения на языке Delphi написана программа, выполняющая расчет координат по заданным формулам (10) с последующей записью данных в файл.

Детали, имеющие дорожки качения, выполняются из шарикоподшипниковой стали ШХ15. После предварительной обработки необходимо выполнить термообработку в виде объемной закалки или ТВЧ поверхностей дорожек. В качестве окончательной обработки целесообразно применить шлифование дорожек на станке с ЧПУ повышенной точности. В качестве режущего инструмента при предварительной обработке можно применять сферические двухперые концевые фрезы, при чистовой обработке – многолезвийные сферические концевые фрезы, при шлифовании – сферические шлифовальные головки. При серийном производстве колеса с дорожками качения целесообразно получать с помощью высо-

коточных методов штамповки с последующей незначительной обработкой резанием. Возможно также применение высокопроизводительных методов формирования поверхностей дорожек – горячего и холодного накачивания.

Проведенные теоретические исследования показали, что данный передаточный механизм будет обладать теми же преимуществами перед обычными зубчатыми передачами, что и волновые зубчатые передачи. Но безусловным ее преимуществом будет отсутствие гибкого звена.

Выводы.

1. Впервые разработана методика проектирования высокоэкономичных волновых передач с прецессирующим движением.
2. Разработана конструкция привода с ВППТК без избыточных связей.

Список литературы: 1. Маргулис М.В. Снижение материалоемкости машин. – К.: Знание, 1985. – 64с. 2. Игнатицев Р.М. Синусошариковые редукторы. – Мн.: Вышш. школа, 1983. – 107с. 3. Маргулис М.В. Разработка конструкции рационального передаточного механизма с промежуточными телами // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь, 2007. – Вип.10. – С.257–261.

Поступила в редколлегию 23.04.10

УДК 621.833.6

В.А. МАТУСЕВИЧ, гл. конструктор-директор ГП "ХАКБ", г. Харьков
Ю.В. ШАРАБАН, зам. гл. конструктора ГП "ХАКБ"
А.В. ШЕХОВ, с.н.с. НАКУ "ХАИ", г. Харьков
В.Т. АБРАМОВ, к.т.н., доцент НАКУ "ХАИ"

РАВНОПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ В ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА \overline{AI} ПО КРИТЕРИЮ МАССЫ

Розглянуто питання оптимізації загальної маси багатоступінчатого планетарного механізму \overline{AI} з урахуванням умов рівномірності при згині та контакту. Оптимальний розподіл передаточного відношення механізму по ступеням враховує можливі значення чисел зубців однієї ступені. Наведено результати проектування механізму з чотирма ступенями.

The method of finding of the optimum result mass of planetary transmission \overline{AI} from the conditions of the bending strength equal contact strength is considered. The optimum distribution transfer attitude from the area of existence of number of teeth is given. Example planetary transmission with four drives is given.

Постановка проблемы. Одним из основных требований, которому должна удовлетворять конструкция электромеханического привода системы

управления летательного аппарата является минимум значение ее массы. Поэтому в конструкциях приводов применяют многоступенчатые планетарные механизмы, например, типа $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$. Масса такого механизма с учетом конструктивных ограничений зависит от распределения общего передаточного отношения по его ступеням. При этом значения возможных передаточных отношений ступеней механизма выбирают из условий прочности. Применение условий равнопрочности внешних зубчатых зацеплений ступеней механизма обеспечивает наименьшее значение его массы. Следовательно, разработка методики оптимизации массы многоступенчатого планетарного механизма, учитывающей условия равнопрочности его всех зубчатых зацеплений, является актуальной задачей.

Анализ литературы. Минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-3]. В работе [2] приведены примеры определения распределения общего передаточного отношения по ступеням составных планетарных механизмов, обеспечивающие минимум их массы из условий равнопрочности его зубчатых зацеплений. Там же приводятся блок-схемы некоторых алгоритмов, которые применялись автором при решении этих примеров. Однако в этих работах не рассмотрены вопросы реализации методик оптимизации массы механизма, учитывающие ограничения на возможные значения чисел зубьев. Кроме того не исследованы возможности реализации различных конфигураций многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$, выбранные из условий равнопрочности его внешних зубчатых зацеплений.

Цель статьи. Разработка программной методики минимизации суммарной массы многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ с учетом рекомендаций по распределению общего передаточного отношения по его ступеням, обеспечивающего выполнение условий изгибной и контактной равнопрочности его внешних зацеплений. При этом в качестве основы методики выбрана методика, рассмотренная в работе [4].

Раздел. Структурная схема построения многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ с числом ступеней n приведена на рисунке 1,а. Нумерация зубчатых колес в пределах i -ой ступени механизма и формула, по которой определяется ее передаточное отношение u_i , показаны на рисунке 1,б.

В работе [4] рассмотрена методика оптимизации суммарной массы M_Σ многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$, значение которой определяется по формуле

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left(A_1 + \sum_{i=2}^{n-1} A_i B_i + A_n B_n \right), \quad (1)$$