

5. Результаты промышленного внедрения. Метод и технология внедрены на заводе "Вапрес" в городе Плевен, Болгария. Упрочнены около 300 деталей тяжелого машиностроения. Реализация технологии на шестерни редуктора ленто-транспортной магистрали горно-добывающей промышленности позволило продлить срок эксплуатации до 2,5 раза.

Выводы. Разработанный метод для "глубинно-поверхностного упрочнения", технология и сооружение для их реализации позволило решить проблему упрочнения и повышения долговечности больших шестерен модулем до 12mm и диаметром до 1300mm. Метод реализуется предварительным подогревом, нагревом для закалки регулируемые газопламенными горелками, охлаждением регулируемые водными душевыми устройствами и следующим самоотпуском. Полученные твердость поверхности зацепления 32-38 HRC и глубина упрочненного слоя 20-25mm удовлетворяют конструктивные требования для новых и восстановленных шестерен. Применение этой технологии в реальных условиях повысило долговечность контура зацепления до 2,5 раза.

Список литературы: 1. *Warnecke H.-J.*, Einführung in die Fertigungs technik, B.G. Teubnet, Stuttgart, – 1993. – 428s. 2. *Technologie der Wärmebehandlung von Stahl*, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig. – 1987. – 672s. 3. *Большаков В.И., Долженков И.Е. и др.* Технология термической и комбинированной обработки металлопродукции. – Днепропетровск: Gaideamus, 2002. – 386с. 4. *Головин Г.Ф., Зимин Н.В.*, Технология термической обработки металлов с применением индукционного нагрева. – Ленинград: Машиностроение, 1990. – 87с. 5. *Friedrich*, Tabellenbuch Metall- und Maschinentechnik. – Ümmler Bonn, 1993. 6. *Лалев Б.И.*, Абразивная обработка металлов композитными дисками: Автореферат диссертации для присуждения ученой степени "кандидат технических наук". – Варна, 2005. 7. *Ставрев Д., Дикова Ц.*, Неконвенционална технология за термично обработване на инструменти и детайли // "Машини, технологии, материали". – 4-5, 2008. – С.30-32; 8. *Stavrev D., Dikova, Ts.*, Method for in depth surface thermal hardening // VI International Congress "Machinery, Technologies, Materials" MTM 2009, February 18-20, 2009. – Sofia, Bulgaria. – Vol.2. – P.5-8. 9. *Ставрев Д., Тонев Б., и др.*, Повърхностно дълбочинно уякчаване на ходови кола на подемно-транспортни машини // Машиностроене и електротехника. – 2006, №4-5. – С.132-135.

Поступила в редколлегию 20.04.09

УДК 621.83

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси
В.Л. БАСИНЮК, д.т.н., ОИМ НАН Беларуси
Е.И. МАРДОСЕВИЧ, к.т.н., ОИМ НАН Беларуси
В.Ф. ХИЖЕНОК, научный сотр. ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси

МНОГОПОТОЧНАЯ ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА: РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Проанализовано геометрию планетарных багатопоточных зубчатых передач с малыми числами зубцов. Представлено технологию розрахунку геометрії зубців.

Geometry of epicyclic gear train of internal meshing with small tooth number difference between the ring gear and planet one, providing high gear ratio, is analyzed. Schematic diagram of eccentric gear train, containing the ring gear and movable output gear, both with internal teeth, and double-rim planet gears is considered. The technique of gearing geometry calculation and methodology of development of multipower-path planetary eccentric drive with double-rim planet gears are presented.

Постановка проблемы. Планетарные зубчатые передачи эксцентрикового типа широко используются в приводах разнообразных машин и механизмов благодаря возможности реализации больших передаточных отношений при высоких показателях массо-габаритных характеристик. Проблемы интерференции профилей зубьев, возникающие при создании передач внутреннего зацепления с минимальной разностью зубьев опорного колеса и сателлита, решаются разными способами, в том числе введением промежуточного сателлита, обеспечивающего передачу вращения от ведущего вала с эксцентриком через опорное колесо подвижному колесу выходного вала. Данная схема может быть усовершенствована установкой не одного, а нескольких промежуточных сателлитов, равномерно расположенных на орбите водила, что исключает присущий данной передаче дисбаланс и повышает ее несущую способность.

Анализ литературы. В планетарных эксцентриковых приводах используются передачи внутреннего зацепления, расчет геометрии которых регламентируется ГОСТ 19274-73. Малая разность зубьев z_d опорного колеса и сателлита позволяет реализовать высокие передаточные отношения, при $z_d=1$ передаточное число u равно числу зубьев опорного колеса z_3 . Для данного варианта передачи задача расчета сводится, в основном к выбору соответствующих коэффициентов смещения, обеспечивающих исключение интерференции профилей и необходимые качественные показатели [1, 2].

В работах авторов [3] показано, что приемлемое с точки зрения удовлетворения вышеназванным условиям решение состоит в создании передачи внутреннего зацепления, сателлит которой имеет постоянный коэффициент

смещения $x_1 = -0,5$, что исключает интерференцию вершин зубьев, а отсутствие интерференции профилей обеспечивается заданием соответствующего тангенциального смещения при нарезании сателлита. Возможными вариантами создания передач внутреннего зацепления с $z_d = 1$ может быть также использование исходного контура с нестандартными параметрами, блокирующих контуров [2], а также проектирование передачи в обобщающих параметрах [4].

Наиболее радикальным решением проблем, возникающих во внутреннем зацеплении при $z_d = 1$ является конструкция планетарной эксцентриковой передачи с промежуточным сателлитом [5]. В развитие такой схемы передачи с одним промежуточным сателлитом разработана схема многопоточной планетарной зубчатой передачи эксцентрикового типа, в которой сателлиты располагаются равномерно по окружности на периферии водила (являющимся, по сути, эксцентриком), а их зубчатые венцы смещены друг относительно друга на углы, соответствующий углам смещения впадин опорного и подвижного колес передачи в каждой из позиций сателлитов*.

Основные положения геометрического расчета заявленной схемы планетарной эксцентриковой передачи приведены в [6]. В [6, 7] дана также методика расчета формирующих матриц, предназначенных для изготовления пластмассовых зубчатых колес с внешними и внутренними зубьями.

Для реализации схемы многопоточной планетарной эксцентриковой зубчатой передачи по схеме, см. рисунок 1 в настоящей статье дан вывод зависимостей, которые позволяют рассчитывать максимальное число сателлитов и углы смещения венцов в двухвенцовых сателлитах в зависимости от позиции, которую занимает каждый из сателлитов на орбите водила. На основе этих зависимостей построена анимационная модель передачи, подтверждающая возможность реализации передачи и позволяющая анализировать взаимодействие звеньев механизма.

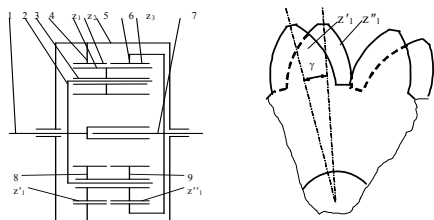


Рисунок 1 – Схема многопоточного планетарного эксцентрикового редуктора с одно (3) и двухвенцовыми (8,9) сателлитами

Расчет числа сателлитов и углов, определяющих их взаимное положение на орбите водила. Максимальное число сателлитов на орбите водила рассчитывают по формуле

$$n_{\max} = 2\pi a_w / (\cup A_1 A_2),$$

где a_w – межосевое расстояние эксцентриковой передачи; $\cup A_1 A_2$ – длина дуги между точками пересечения

окружности диаметра d_{d1} вершин зубьев сателлита с окружностью радиуса a_w , см. рисунок 2.

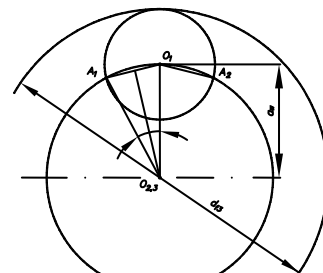


Рисунок 2 – Схема к расчету угла при определении максимального числа сателлитов в многопоточной планетарной эксцентриковой передаче

При $c < 0,3m$ уменьшают полученное после округления число n_{\max} на две единицы.

Расчет углов между сателлитами в многопоточной эксцентриковой передаче. Углы между лучами, проведенными из центра опорного колеса через точки, определяющие положение осей сателлитов, рассчитываются с учетом смещения осей сателлитов на некоторую величину, значение которой зависит от номера позиции сателлита и определяется с учетом расположения зубьев каждого из венцов двухвенцового сателлита z_1^3 и z_1^2 во впадинах опорного z_3 и подвижного z_2 колес (z_1^3 и z_1^2 – венцы сателлита, зацепляющиеся соответственно с опорным и подвижным колесами).

Расчет углов, определяющих положение сателлитов на орбите водила, производится в следующей последовательности:

1) Угловой шаг зубьев опорного колеса z_3 :

$$\gamma^{z_3} = 2\pi / z_3.$$

2) Угловой шаг зубьев подвижного колеса z_2 :

$$\gamma^{z_2} = 2\pi / z_2.$$

3) Угол между лучами, проведенными через точки, обозначающие оси соседних сателлитов при равномерном расположении сателлитов на орбите водила:

$$\varphi = 2\pi / n.$$

4) Номера зубьев (впадин) N_i опорного колеса z_3 , входящих в контакт с впадинами (зубьями) венца сателлита z_1^{100} :

$$N_i = i\varphi / \gamma^{z_3}, \quad (3)$$

где i – номер сателлита при движении по часовой стрелке (расчет – до $n/2$).

Максимальное число сателлитов равно:

$$n_{\max} = \pi / \gamma, \quad (1)$$

где γ – угол между радиусами, проведенными из центра опорного колеса в точку центра оси сателлита и точку пересечения окружности вершин сателлита с окружностью радиуса a_w .

Полученное значение n округляют до меньшего четного и проверяют наличие зазоров c между вершинами зубьев соседних сателлитов по формуле:

$$c = [(2\pi / n_{\max} - 2\gamma) / 2] a_w. \quad (2)$$

* Заявка №а20080629 от 16.05.2008 г. на выдачу патента РБ «Планетарная зубчатая передача»

$$N_j = j\varphi / \gamma^{z_3}, \quad (4)$$

где j – номер сателлита при движении против часовой стрелки (расчет – до $n/2$).

5) Углы $\varphi_i^{z_3}$, соответствующие номерам зубьев N_i колеса z_3 :

- при отсчете по часовой стрелке:

$$\varphi_i^{z_3} = \gamma^{z_3} \cdot N_i, \quad (5)$$

- при отсчете против часовой стрелки:

$$\varphi_j^{z_3} = \gamma^{z_3} \cdot N_j. \quad (6)$$

6) Углы $\varphi_i^{z_2}$, соответствующие номерам зубьев N_i колеса z_2 :

- при отсчете по часовой стрелке:

$$\varphi_i^{z_2} = \gamma^{z_2} \cdot N_i, \quad (7)$$

- при отсчете против часовой стрелки:

$$\varphi_j^{z_2} = \gamma^{z_2} \cdot N_j. \quad (8)$$

7) Разность углов $\varphi_i^{z_2}$ и $\varphi_i^{z_3}$:

$$\Delta\varphi_i = \varphi_i^{z_2} - \varphi_i^{z_3}. \quad (9)$$

8) Фактическое положение осей сателлитов на орбите определяется углами φ_i :

$$\varphi_i = \varphi_i^{z_3} + \Delta\varphi_i / 2, \quad (10)$$

В таблице 1 в качестве примера приведены результаты расчета углов φ_i для передачи $z_1=16$; $z_2=99$; $z_3=100$; $n=12$.

Таблица 1 – Значения углов, определяющих положение сателлитов на орбите водила

φ^0	i	j	$\varphi_i^{100,0}$	$\varphi_i^{99,0}$	$\Delta\varphi_i,^0$	$\Delta\varphi_i/2,^0$	$\varphi_i = \varphi_i^{100} + \Delta\varphi_i/2$
0	0		0	0	0	0	0
30	1		28,8	29,0909	0,290909	0,14545	28,94545
60	2		61,2	61,81818	0,61818	0,30909	61,50909
90	3		90	90,90909	0,90909	0,454545	90,454545
120	4		118,8	120,0	11,2000	0,600000	119,40000
150	5		151,2	152,72727	1,52727	0,763636	151,96363
180	6	6	180	181,818181	1,818181	0,90909	180,90909
210		5	151,2	152,727272	1,527272	0,76363	151,963636
240		4	118,8	120,0	1,200000	0,600000	119,40000
270		3	90	90,909090	0,90909	0,454545	90,454545
300		2	61,2	61,818181	0,618181	0,30909	61,5090909
330		1	28,8	29,090909	0,290909	0,14545	28,9454545
360		0	0	0	0	0	0

Методика и алгоритм расчета углов смещения венцов двухвенцовых сателлитов относительно друг друга. Принимая, что центры вращения каждого из двухвенцовых сателлитов располагаются на лучах, проведенных из центра $O_{2,3}$ симметрично соответственно левому и правому налагаемых друг на друга профилям зубьев венцов сателлитов z_1^2 и z_1^3 (ось $O_{2,3} Ci$, см. рисунок 3), имеем из треугольника $O_{1i}A_iB_i$:

$$A_iB_i = 0,5d_{f_3} \sin(\Delta\varphi_i / 2);$$

$$\sin \delta_i = [0,5d_{f_3} \sin(\Delta\varphi_i / 2)] / R_i.$$

Углы, определяющие положение точки O_{1i} оси сателлита и точек A_i и B_i пересечения осей симметрии зубьев сателлитов с осями симметрии впадин соответственно опорного z_3 и подвижного z_2 колес передачи, рассчитывают по формулам (9), (10).

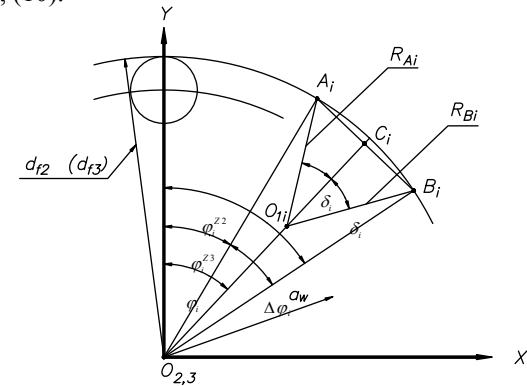


Рисунок 3 – Схема к расчету углов, определяющих положение осей сателлитов (точка O_{1i}) и точек пересечения (A_i, B_i) осей симметрии впадин опорного колеса с осями симметрии зубьев венцов двухвенцовых сателлитов

Для определения углов смещения венцов сателлитов δ_i в каждой позиции запишем формулы для расчета координат точек O_{1i} , A_i и B_i , длины отрезков $O_{1i}A_i$ и $O_{1i}B_i$, см. рисунок 4 и направляющих косинусов этих линий в системе координат с началом координат в точке, соответствующей оси сателлита в каждом из положений i сателлитов на орбите водила и системой отсчета от нулевого положения ($i=0$):

$$\bar{x} = x - x_0; \quad \bar{y} = y - y_0;$$

$$x_0 = a_w \sin \varphi_{O_{1i}}; \quad y_0 = a_w \cos \varphi_{O_{1i}}.$$

Тогда координаты радиусов $R_{O_{1A}}$ и $R_{O_{1B}}$ определяются из уравнений:

$$\bar{x}_{A_i} = (d_{f_3} / 2) \sin(\varphi_{O_{1i}} - \Delta\varphi_i / 2) - a_w \sin \varphi_{O_{1i}}; \quad (11)$$

$$\bar{y}_{A_i} = (d_{f_3} / 2) \cos(\varphi_{O_{1i}} - \Delta\varphi_i / 2) - a_w \cos \varphi_{O_{1i}}; \quad (12)$$

$$\bar{x}_{B_i} = (d_{f_3} / 2) \sin(\varphi_{O_{li}} + \Delta\varphi_i / 2) - a_w \sin \varphi_{O_{li}}; \quad (13)$$

$$\bar{y}_{B_i} = (d_{f_3} / 2) \cos(\varphi_{O_{li}} + \Delta\varphi_i / 2) - a_w \cos \varphi_{O_{li}}. \quad (14)$$

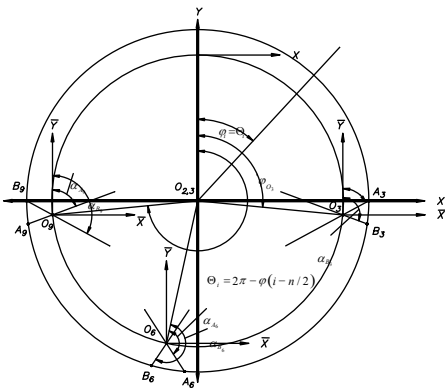


Рисунок 4 – Схема к расчету координат точек O_i , A_i , B_i и направляющих косинусов в системе координат XO_1Y центов смещения для спутников со стандартным исходным контуром:

z	8	9	10	11	12	13	14	15	16
x_{min}	0,54	0,48	0,42	0,36	0,30	0,24	0,18	0,13	0,065

Таблица 2 – Углы $2\delta_i$ поворота венцов спутников относительно друг друга

№№ позиций	i	$\Delta\varphi_i / 2, ^\circ$	$2\delta_i, ^\circ$
0	0	0	0
1	1	0,1454545	1,5453685
2	2	0,3090909	3,2832496
3	3	0,4545454	4,8273802
4	4	0,60	6,368054
5	5	0,7636363	8,103581
6	6	0,9090909	9,365096

В результате расчета имеем зависимость $\delta_i = f(z_1)$, представленную на рисунке 5.

Оценка предельных минимальных габаритных размеров редуктора с многоспучковой планетарной эксцентриковой передачей. Минимальные радиальные габариты эксцентрикового редуктора, которые можно назначить из соображений практической целесообразности и наличия электропривода соответствующих габаритных размеров, оценивали, принимая в качестве исходных варианты параметров, указанных в таблице 3, см. рисунок 6.

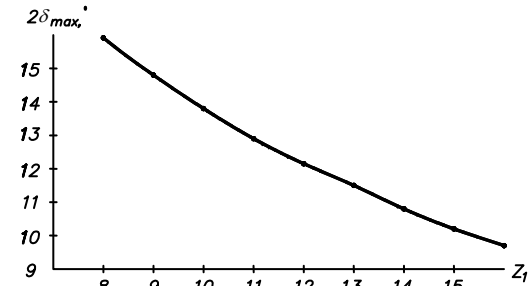


Рисунок 5 – Зависимость максимального угла δ_{max} смещения венцов от минимального угла, свободного от подрезания, числа зубьев двухвенцового спутника (при $i=n/2$)

Таблица 3 – Массо-габаритные характеристики многоспучковых планетарных эксцентриковых передач с промежуточными двухвенцовыми спутниками

Наименование, обозначение и размерность параметра	Численное значение параметра для варианта		
	А	Б	В
1	2	3	4
Модуль, m , мм	0,1	0,3	0,45
Межосевое расстояние, a_w , мм	4,493	13,219	18,675
Число зубьев – спутника, z_1	8	10	16
- подвижного колеса, z_2	99	99	99
- опорного колеса, z_3	100	100	100
Коэффициенты смещения x_1	0,54	0,42	0,35
x_2	0	0	0,35
x_3	-0,425	-0,437	-0,127
Диаметр вершин зубьев спутника, d_{a1} , мм	1,108	3,852	8,415
Диаметр впадин опорного колеса, d_{f3} , мм	10,165	30,488	46,011
Максимальное число спутников, n	24	20	12
Толщина зуба на окружности вершин спутника, Sn_{a1} , мм	0,03	0,082	0,221
Зазор между вершинами зубьев соседних спутников, c , мм	0,067	2,98	1,35
Диаметр свободного пространства, определяемого расстоянием вершинами зубьев спутников, d_0 , мм	7,878	22,586	28,935
Радиальный габаритный размер редуктора (d_3+5m), мм	10,7	31,0	48,3
Габаритные размеры редуктора (без электродвигателя), мм			
- длина, L	15	27	36
- диаметр, D	16	36	52
Показатель удельного передаточного отношения на единицу объема редуктора, i_p/V , $\text{мм}^{-3} \cdot 10^{-2}$	13,30	3,27	1,70

Примечание: При расчете габаритных размеров редуктора приняты следующие значения конструктивных параметров – толщина стенок элементов редуктора с учетом осевых зазоров между элементами – 2 мм; ширина зубчатых венцов колес $b_w=30m$ (примерно соответствует $b_w=0,63a_w$) радиальные размеры – диаметры впадин опорного (подвижного) колеса плюс 3 мм – на толщину стенок и радиальный зазор на сторону.

Там же приведены результаты расчета редукторов с передаточным числом $i=100$. Выбор вариантов определялся назначением минимально возможных стан-

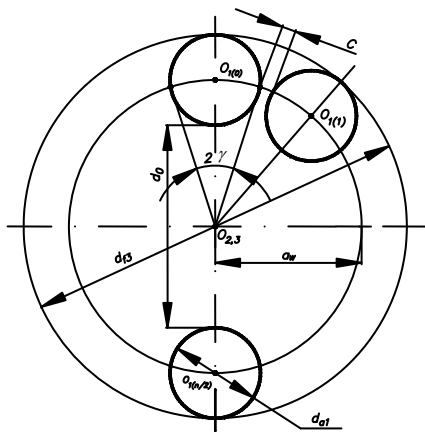


Рисунок 6 – К расчету радиальных габаритных размеров передачи

Разработана программа, позволяющая рассчитывать параметры исследуемого многопоточного эксцентрикового привода и строить анимационную модель зацепления. Предусмотрена процедура расчета максимального числа сателлитов, кратного и поэтапного уменьшения их числа, а также изменения, при необходимости, параметров профиля зуба сателлитов. Фрагмент анимационной модели показан на рисунке 7.

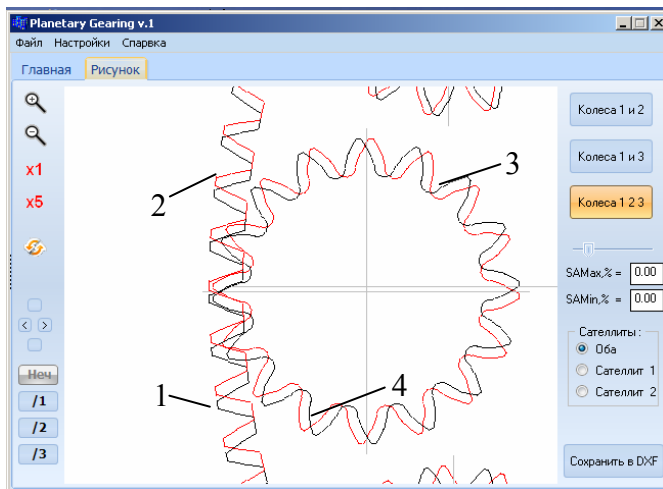


Рисунок 7 – Фрагмент зацепления двухвенцового промежуточного сателлита с опорным и подвижным зубчатыми колесами с внутренними зубьями: 1 – опорное зубчатое колесо $z_3=100$; 2 – подвижное зубчатое колесо $z_2=99$; 3 – зубчатый венец сателлита $z_1=16$ в зацеплении с колесом z_3 ; 4 – зубчатый венец сателлита $z_1=16$ в зацеплении с колесом z_2

дартных параметров, принятых в приборостроении (m_{\min} , z_{\min}) (вариант А), наиболее распространенного минимального модуля $m=0,3$ мм (вариант Б) и варианта В, для реализации которого имелись готовые сателлиты $m=0,45$ мм; $z_1=16$.

Как видно из таблицы 3, на основе предложенной схемы планетарной эксцентриковой передачи возможна реализация малогабаритного редуктора с высоким передаточным отношением; общие габариты привода с электродвигателем (в том числе для варианта мотор-редуктор) можно оценить как $(L*D)$ мм $100*60$ (с присоединенным электродвигателем) и $70*60$ (мотор-редуктор).

Заключение. Выявлены патентоспособные варианты планетарных эксцентриковых передач и разработаны принципиальные схемы многопоточных передач с промежуточными двухвенцовыми сателлитами. Разработаны методики, алгоритмы и программы расчета геометрии передачи, размещения сателлитов на орбите водила и углов смещения венцов двухвенцовых сателлитов в каждой из позиций расположения сателлита на орбите. Создана анимационная 2-D модель передачи, обеспечивающая визуальный контроль и возможность корректировки отдельных геометрических параметров передачи. Оценка массогабаритных параметров разработанной схемы передачи свидетельствует о возможности реализации высоких показателей, в частности, показателя передаточного числа на единицу объема и массы редуктора.

Список литературы. 1. Скворцова Н.А. Исследование геометрии внутреннего зацепления для случая, когда разность чисел зубьев колес равна единице: Дисс. ... канд. техн. наук. – М., 1949. 2. Болотовский И.А. и др. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров. Справочное пособие. – Москва: Машиностроение, 1977. – 192с. 3. Пашкевич М.Ф., Печковская О.Е. Основы проектирования и оценка технического уровня модифицированных планетарных передач. Весці нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. Навук. – Минск, 2006. – №4. – С.57-66. 4. Вулгаков Э.Б. Исследование области существования внутреннего зацепления, Изв. ВУЗов. – Машиностроение, 1974. – №6. – С.56-61. 5. Ястребов В.М. Планетарная передача ЗК с общим сателлитом // Вестник машиностроения, 1960. – № 3. – С.17-20. 6. Старжинский В.Е., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Осипенко С.А. Планетарные эксцентриковые передачи с пластмассовыми зубчатыми колесами: расчет геометрии передач и формообразующих матриц. Международная научно-технической конференции ЗП-2007 "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов" // Вестник Национального технического университета ХПИ, Харьков, 2007. – №21. – С.86-95. 7. Старжинский В.Е., Басинюк В.И., Мардосевич Е.И. Многопоточные планетарные эксцентриковые передачи с одно- и двухвенцовыми сателлитами // Proceedings of X. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms. – Technical University of Liberec. Liberec, 2008. – P.567-574.

Поступила в редакцию 26.04.09