

Speed change management via multistep epicyclic gear train by the sun gear / V. O. Malashchenko, O. R. Strilets, V. M. Strilets // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 87–92. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Малащенко Володимир Олександрович – доктор технічних наук, професор, Національний університет "Львівська політехніка", завідувач кафедри деталей машин; тел.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Малащенко Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, Национальный университет "Львовская политехника", заведующий кафедрой деталей машин; тел.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Malashchenko Volodymyr Oleksandrovych – Doctor of Engineering Sciences, Full Professor, National Lviv Polytechnic University, Head of Department of Machine Elements; tel.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Стрілець Олег Романович – кандидат технічних наук, Національний університет водного господарства та природокористування, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства, м. Рівне; тел.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрелец Олег Романович – кандидат технических наук, Национальный университет водного хозяйства и природопользования, доцент кафедры теоретической механики, инженерной графики и машиноведения, г. Ровно; тел.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Strilets Oleh Romanovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National University of Water and Environmental Engineering, Associate Professor at the Department of Analytical Dynamics, Engineering Graphics and Mechanical Engineering, Rivne; tel.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрілець Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет водного господарства та природокористування, професор кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства, м. Рівне; тел.: (0362) 24-67-00; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрелец Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики, инженерной графики и машиноведения Национального университета водного хозяйства и природопользования, г. Ровно; тел.: (0362) 24-67-00; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

Strilets Volodymyr Mykolaiovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National University of Water and Environmental Engineering, Professor at the Department of Analytical Dynamics, Engineering Graphics and Mechanical Engineering, Rivne; tel.: (0362) 24-67-00; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

УДК 621.83

М. В. МАРГУЛИС, Я. О. ГОРДИЕНКО

РАЗРАБОТКА ОПТИМИЗИРОВАННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВОЛНОВЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Запропоновано оптимізовану методику розрахунку хвильових прецесійних передач з тілами кочення. Методика комплексно враховує особливості геометрії передач, матеріали, твердість поверхневого шару основних ланок і раціональну довговічність передач. Геометричні параметри періодичних доріжок кочення і тіл кочення оптимізовані за критерієм мінімальних контактних напружень і втрат на тертя. Наведено приклад розрахунку.

Ключові слова: хвильова передача, періодична доріжка кочення, тіло кочення, кут нутації, ковзання, оптимізація, прецесія.

Предложена оптимизированная методика расчета волновых прецессионных передач с телами качения. Методика комплексно учитывает особенности геометрии передач, используемые материалы, твердость поверхностного слоя основных звеньев и рациональную долговечность передач. Геометрические параметры периодических дорожек качения и тел качения оптимизированы по критерию минимальных контактных напряжений и потерь на трение. Приведен пример расчета.

Ключевые слова: волновая передача, периодическая дорожка качения, тело качения, угол нутации, скольжение, оптимизация, прецессия.

Optimized methodics of calculation of harmonic precessional drives with rolling elements is given. This complex considers the specifics of geometry of transmission, used materials, surface hardness of master links and rational durability of transmission. The geometric parameters of periodic race grooves and rolling elements are optimized by minimum contact stress and friction lost. The example calculation is given. The technique developed in addition to the analytical options presented in tabular and graphical form, where the unknown quantities are determined by the presented graphs and tables, allowing you to reduce the time to payment mechanism

Keywords: harmonic drive, periodic race groove, rolling element, nutation angle, sliding motion, optimization, precession.

Введение. Актуальность задачи. Известно, что волновые передачи с телами качения (ВПТК) являются наиболее экономичной разновидностью волновых передач по массогабаритным параметрам и КПД. Это достигается заменой волнового зубчатого зацепления шаровым, практически исключая трение скольжения и повышающим КПД (за счет исключения потерь в вол-

новом зубчатом зацеплении и генераторе волн) и надежность передачи (за счет исключения гибких звеньев). В связи с этим актуальным является вопрос разработки оптимизированной методики расчета ВПТК, оптимизированных по критериям минимальной массы, максимального КПД и долговечности.

© М. В. Маргулис, Я. О. Гордиенко, 2016

Анализ литературных источников и постановка задачи. Задачей данного исследования является объединение знаний, изложенных в опубликованных ранее материалах [1–7], и формирование на их основе оптимизированной методики расчета ВППТК. Методика должна комплексно учитывать особенности геометрии передач, используемые материалы, твердость поверхностного слоя основных звеньев, необходимую долговечность передач и оптимизацию геометрических параметров периодических дорожек качения и тел качения по критерию минимальных контактных напряжений и потерь на трение.

Методы исследования. В данной статье приведена последовательность расчета ВППТК, включающая шесть основных, приведенных ниже этапов. Термины и понятия, принятые для ВППТК приведены в [1].

I. На первом этапе расчета проводится выбор рациональной структурной схемы механизма и его кинематический расчет. Рассматривается несколько вариантов структурных схем ВППТК, их преимущества, недостатки, принцип работы. Наиболее рациональные варианты ВППТК приведены в работах [2–3], на которые получены патенты [4–5].

Выбор структурной схемы зависит от требуемого передаточного числа u механизма и определялся с учетом специфики сборки механизмов. При передаточных числах от 5 до 50 рационально использовать одноступенчатые ВППТК, а при передаточных числах от 40 до 800 – двухступенчатые. Однако двухступенчатые ВППТК могут применяться и при $u > 800$ до 5000 и более, но рациональность и технологичность изготовления таких механизмов должна рассматриваться в каждом случае отдельно с учетом технологических возможностей предприятия-изготовителя.

Кинематический расчет заключается в определении количества тел качения (ТК) и чисел периодов периодических дорожек качения (ПДК), от соотношения которых зависит передаточное число ВППТК. Подробная методика кинематического расчета одноступенчатых и двухступенчатых ВППТК изложена в [2]. Ниже приведены выведенные нами зависимости для определения рациональных чисел периодов ПДК и количества ТК.

Количество периодов ПДК z_{id} промежуточного колеса: одноступенчатая передача с ведущим прецессионным колесом

$$z_{id} = 2 \cdot (u - 1), \quad (1)$$

одноступенчатая передача с невращающимся прецессионным колесом

$$z_{id} = -2 \cdot u, \quad (2)$$

двухступенчатая передача

$$z_{id2} = (\sqrt{8 \cdot u + 1} - 1) / 2; \quad z_{id1} = z_{id1} - 1. \quad (3)$$

Количество периодов ПДК прецессионного колеса: одноступенчатая передача

$$z_p = z_{id} + 2, \quad (4)$$

двухступенчатая передача

$$z_{p1} = z_{id1} + 2; \quad z_{p2} = z_{id2} + 2. \quad (5)$$

Число тел качения:

одноступенчатая передача

$$n = 0,5 \cdot (z_{id} + z_p), \quad (6)$$

двухступенчатая передача

$$n_1 = 0,5 \cdot (z_{id1} + z_{p1}); \quad n_2 = 0,5 \cdot (z_{id2} + z_{p2}). \quad (7)$$

Количество периодов ПДК, определенное по формулам (1–3), округляется до ближайшего целого, после чего проводится последующий расчет по формулам (4–7).

Для расширения технических характеристик передаточных механизмов возможно в одном механизме объединение ВППТК и других передач, например зубчатых. Такая потребность может быть связана с необходимостью увеличения дискретности передаточных чисел механизма, либо обусловлена уменьшением трудоемкости механической обработки, сборки и массогабаритных характеристик.

II. На втором этапе определяется количество активных тел качения n_a , участвующих в передаче усилия от прецессионного колеса на сопряженные звенья.

Количество n_a , для каждой из представленных конструкций различно:

одноступенчатые передачи [2]

$$n_a = (n - 1) / 2, \quad (8)$$

двухступенчатая передача [2, 5]

$$n_a = (n_1 - 1) / 2 + (n_2 - 1) / 2, \quad (9)$$

одноступенчатая симметричная передача [3, 4]

$$n_a = n. \quad (10)$$

При расчете n_a их величина округляется до ближайшего меньшего целого числа.

III. На третьем этапе определяется угол нутации β , определяющий равномерность движения ТК по ПДК без заклинивания, от которого зависит работоспособность и КПД ВППТК.

Угол β зависит от числа периодов ПДК и, следовательно, от количества тел качения, и его определения является важным этапом [6].

В табл. 1 приведены значения рациональных углов нутации ВППТК в зависимости от числа ТК в зацеплении, рассчитанного на первом этапе.

IV. На четвертом этапе расчета определяется величина допускаемых контактных напряжений. При их определении учитываются особенности геометрии передач, используемые материалы, твердость поверхностного слоя контактирующих поверхностей основных звеньев передачи и проектная долговечность. Методика учитывает влияние скорости скольжения в зацеплении, что ранее не исследовалось другими авторами, но оказывает значительное влияние на долговечность механизма и его КПД. Подробно методика расчета описана в [7].

Значение допускаемых контактных напряжений σ_{HP} (МПа), определяется как:

$$\sigma_{HP} = 2800 \cdot K_T \cdot K_{HL} \cdot K_W, \quad (11)$$

где K_T – коэффициент, зависящий от твердости контактирующих поверхностей, см. рис. 1; K_{HL} – коэффициент долговечности, см. рис. 2; K_W – коэффициент, учитывающий интенсивность износа, зависящий от скорости скольжения, см. рис. 3.

Эквивалентное число циклов N_{HE} , используемое для определения коэффициента долговечности, определяется как:

$$N_{HE} = 60 \cdot n_a \cdot n_{ex} \cdot t / u. \quad (12)$$

где n_a – число активных тел качения, шт;
 n_{ex} – частота вращения входного вала, об/мин;
 t – срок службы, ч;
 u – передаточное число передачи.

Таблица 1 – Величины угла нутации

Число ТК	Угол нутации β, \circ	Число ТК	Угол нутации β, \circ
10	5° 25' 58"	33	1° 42' 38"
11	4° 56' 56"	34	1° 39' 36"
12	4° 33' 32"	35	1° 36' 47"
13	4° 13' 26"	36	1° 34' 07"
14	3° 56' 06"	37	1° 31' 36"
15	3° 40' 59"	38	1° 29' 14"
16	3° 27' 43"	39	1° 26' 59"
17	3° 15' 54"	40	1° 24' 50"
18	3° 05' 20"	41	1° 22' 48"
19	2° 55' 55"	42	1° 20' 52"
20	2° 44' 38"	43	1° 19' 01"
21	2° 36' 16"	44	1° 17' 14"
22	2° 29' 06"	45	1° 15' 32"
23	2° 22' 52"	46	1° 13' 55"
24	2° 17' 21"	47	1° 12' 21"
25	2° 12' 25"	48	1° 10' 51"
26	2° 07' 57"	49	1° 09' 25"
27	2° 03' 49"	50	1° 08' 02"
28	1° 59' 55"	51	1° 06' 43"
29	1° 56' 12"	52	1° 05' 27"
30	1° 52' 37"	53	1° 04' 14"
31	1° 49' 09"	54	1° 03' 04"
32	1° 45' 49"	55	1° 01' 56"

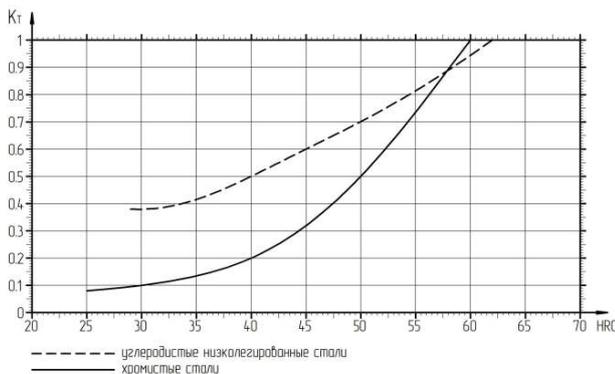


Рис. 1 – Значения коэффициента K_t в зависимости от твердости контактирующих поверхностей

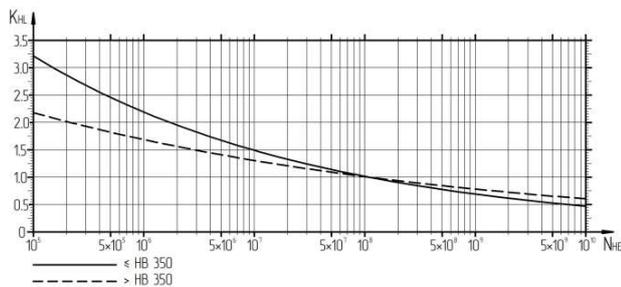


Рис. 2 – Значения коэффициента K_{HL} в зависимости от эквивалентного числа N_{HE}

Скорость скольжения $V_{СК}$ (м/с), необходимая для определения коэффициента интенсивности износа определяется по формуле:

$$V_{СК} = n_{ex} \cdot L \cdot W_L / u \cdot 10^5, \quad (13)$$

где W_L – средняя величина скольжения в зацеплении (в процентах от длины траектории перемещения ТК), определяемая по [7];
 L – длина траектории перемещения центров ТК, определяемая по [7].

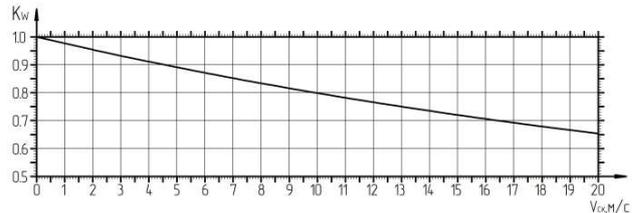


Рис. 3 – Значения коэффициента $K_{ш}$ в зависимости от скорости скольжения $V_{СК}$

Так как коэффициент $K_{ш}$ можно рассчитать только при известном базовом диаметре, то для проекторочного расчета допускается принимать величину в пределах 0.8...0.95.

V. На пятом этапе определяется базовый диаметр зацепления D_b – диаметр расположения центров тел качения. Для полученных оптимальных параметров ВППТК выведена частная формула определения базового диаметра D_b , мм:

$$D_b = k_D \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{M_{ex} / \sigma_{HP}}, \quad (14)$$

где k_D – рассчитанный нами коэффициент, комплексно учитывающий оптимальное соотношение главных кривизн ПДК и ТК, угол нутации передачи, распределение усилий между телами качения;
 M_{ex} – вращающий момент на входном валу передачи, Н·м.

Коэффициент k_D выведен на основе расчета напряженно-деформированного состояния основных звеньев ВППТК, описанного в [8]. Величина коэффициента k_D в зависимости от числа тел качения приведена в табл. 2.

Таблица 2 – Величины коэффициента k_D

Число ТК	k_D	Число ТК	k_D
10	124,15	33	288,80
11	133,03	34	294,68
12	141,67	35	300,69
13	150,05	36	306,45
14	158,25	37	312,35
15	166,23	38	318,06
16	174,03	39	323,88
14	181,70	40	329,48
18	189,16	41	335,13
19	196,52	42	340,69
20	202,83	43	346,29
21	209,62	44	351,73
22	216,42	45	357,20
23	223,32	46	362,66
24	230,15	47	367,93
25	237,03	48	373,37
26	243,88	49	378,52
27	250,60	50	383,88
28	257,34	51	389,15
29	263,87	52	394,36
30	270,33	53	399,46
31	276,55	54	404,44
32	282,66	55	414,60

Рассмотренные на данном этапе расчета зависимости рациональны для одноступенчатых симметричных передач [3, 4].

После определения базового диаметра возвращаемся к этапу IV и пересчитываем допускаемые контактные напряжения с учетом скольжения в зацеплении.

VI. На шестом этапе с учетом базового диаметра D_b определяется диаметр ТК D_{re} , и в последующем округляется до размеров стандартных подшипниковых шариков по ГОСТ 3722. Размер тел качения D_{re} (мм) определяется по формуле:

$$D_{re} = k_{re} \cdot 10^{-3} \cdot D_b, \quad (15)$$

где k_{re} – рассчитанный нами коэффициент размера ТК, обеспечивающий бесконтактное расположение ТК вдоль ПДК и учитывающий оптимальное соотношение главных кривизн ПДК и ТК.

Величина коэффициента k_{re} в зависимости от числа тел качения приведена в табл. 3.

Таблица 3 – Величины коэффициента k_{re}

Число ТК	k_{re}	Число ТК	k_{re}
10	66,628	33	18,395
11	59,919	34	17,849
12	54,384	35	17,314
13	49,802	36	16,826
14	45,907	37	16,349
15	42,581	38	15,907
16	39,698	39	15,477
14	37,174	40	15,081
18	34,965	41	14,698
19	32,988	42	14,337
20	31,698	43	13,988
21	30,221	44	13,663
22	28,814	45	13,349
23	27,465	46	13,047
24	26,209	47	12,767
25	25,023	48	12,488
26	23,919	49	12,233
27	22,907	50	11,977
28	21,965	51	11,733
29	21,116	52	11,500
30	20,337	53	11,279
31	19,640	54	11,070
32	19,000	55	10,860

Изменение диаметра тел качения при округлении по ГОСТ в пределах $\pm 5\%$ не окажет значительно влияния на контактные напряжения и им можно пренебречь. Изменение диаметра ТК более 5% не рекомендуется выполнять из роста контактных напряжений в зацеплении. Попускается увеличение диаметра ТК более 5% с пересчетом базового диаметра по формуле (14).

Ниже приведен пример расчета опытно-промышленного образца ВППТК, исходные данные для расчета приведены в табл. 4

Таблица 4 – Исходные данные для расчета

Параметр	Значение
Максимальный вращающий момент на быстроходном валу, Н·м	125
Частота вращения быстроходного вала, об/мин	500
Необходимое передаточное число механизма	10
Ресурс механизма (при режиме 24/7), ч	8760 (1 год)

I. Исходя из небольшого требуемого передаточного числа механизма, принимаем структурную схему одноступенчатой симметричной передачи с остановленным промежуточным колесом [3-4].

Количество периодов ПДК промежуточного колеса:

$$z_{id} = 2 \cdot (10 - 1) = 18.$$

Количество периодов ПДК прецессионного колеса:

$$z_p = 18 + 2 = 20.$$

Число тел качения:

$$n = 0,5 \cdot (18 + 20) = 19.$$

II. Полученное число активных тел качения:

$$n_a = 19.$$

III. Угол нутации по табл. 1:

$$\beta = 2^\circ 55' 55''.$$

IV. Определим коэффициенты, необходимые для расчета допускаемых контактных напряжений.

Принимаем материал для колес передачи – сталь 18ХГТ, метод термообработки – цементация с последующей закалкой, твердость контактирующих поверхностей – HRC 56–63, отсюда по рис. 1 определяем коэффициент $K_T = 1$.

Коэффициент $K_{HL} = 0,85$, при эквивалентном числе циклов $N_{HE} = 60 \cdot 19 \cdot 500 \cdot 8760 / 10 = 5 \cdot 10^8$.

Для проектировочного расчета принимаем $K_W = 0,9$.

Допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HP} = 2800 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,9 = 2142 \text{ МПа}.$$

V. Определяем базовый диаметр зацепления:

$$D_b = 196,52 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{125 / 2142} = 458 \text{ мм}.$$

Скорость скольжения при $D_b = 458$ мм по [7]:

$$V_{CK} = 500 \cdot 379 \cdot 4,58 \cdot 1,6 / 10 \cdot 10^5 = 1,4 \text{ м/с}.$$

Уточненные с учетом скольжения величины равны:

$$K_W = 0,97, \quad \sigma_{HP} = 2309 \text{ МПа} \text{ и } D_b = 425 \text{ мм}.$$

VI. Определяем диаметр тел качения:

$$D_{re} = 32,988 \cdot 10^{-3} \cdot 425 = 14 \text{ мм},$$

округляем диаметр тела качения до ближайшего по ГОСТ – $D_{re} = 14$ мм.

Выводы. Разработанная методика помимо аналитического варианта представлена в таблично-графическом варианте, где искомые величины могут определяться по представленным графикам и таблицам, что позволяет сократить время на расчет механизма не менее чем в 50 раз с сохранением точности расчета в пределах 1% и минимизировать возможные ошибки расчетчика (т.к. аналитический расчет включает громоздкие и сложные формулы).

Список литературы

1. Маргулис М. В. Корректирование профиля поперечного сечения периодических дорожек качения волновых прецессионных передач с телами качения / М. В. Маргулис, Я. О. Гордиенко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – 2014. – Вип. 31. – С. 104-111.
2. Маргулис М. В. Разработка новых волновых прецессионных передач с телами качения / М. В. Маргулис, Я. О. Гордиенко //

- Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Техн. науки. – 2013. – Вип. 26. – С. 161–168.
3. *Маргуліс М. В.* Разработка рациональной конструкции одноступенчатой волновой передачи с телами качения / *М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко* // Захист металургійних машин від поломок: міжвузівський тематичний збірник наукових праць. – 2013. – Вип. 15. – С. 114–117.
 4. *Пат. 109707* Україна, МПК F16H 1/28. Передавальний механізм / *Я. О. Гордієнко, М. В. Маргуліс*; заявник і власник патенту "Приазовський державний технічний університет"; заявл. 18.11.2013; опубл. 25.09.2015, Бюл. № 18; – 4 с.
 5. *Пат. 92297* Україна, МПК F16H 1/28. Передавальний механізм / *М. В. Маргуліс, В. В. Мітін*; заявник і власник патенту "Приазовський державний технічний університет"; заявл. 18.12.2009; опубл. 11.10.2010, Бюл. № 19; – 3 с.
 6. *Маргуліс М. В.* Оптимизация основных конструктивных параметров высокоэкономичных прецессионных передаточных механизмов с телами качения / *М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко* // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – 2015. – Вип. 34. – С. 85–92.
 7. *Маргуліс М. В.* Определение допускаемых контактных напряжений при работе волновых прецессионных передач телами качения / *М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко* // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – 2014. – Вип. 29. – С. 77–82.
 8. *Маргуліс М. В.* Анализ напряженно-деформированного состояния основных звеньев волновых прецессионных передач с телами качения в процессе передачи рабочих нагрузок / *М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко* // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Техн. науки. – 2013. – Вип. 27. – С. 148–158.
 9. *Маргуліс М. В.* vykh volnovykh pretsessionnykh peredach s telami kacheniya], Bulletin of the Pryazovskiy state technical university. Series: Technical sciences [Visnyk Pryazovsk'oho derzhavnogo tekhnichnoho universytetu. Seriya: tekhnichni nauky], issue 26, pp. 161–168.
 10. *Margulis, M. V. and Gordienko, Ya. O.* (2013), "The development of rational design of single-stage harmonic precessional drives with rolling elements" [Razrabotka ratsional'noy konstrukttsii odnostupenchatoy volnovoy peredachi s telami kacheniya], Protection of metallurgical machine from breaks [Zakhyst metalurhiynykh mashyn vid polomok], issue 15, pp. 114–117.
 11. *Gordienko, Ya. O. and Margulis, M. V.*, Pryazovskiy state technical university [Pryazovsk'iy derzhavniy tekhnichniy universitet] (2015), *Peredaval'nyy mekhanizm* [Transmission mechanism], Ukraine, pat 109707.
 12. *Margulis, M. V. and Mitin, V. V.*, Pryazovskiy state technical university [Pryazovsk'iy derzhavniy tekhnichniy universitet] (2010), *Peredaval'nyy mekhanizm* [Transmission mechanism], Ukraine, pat 92297.
 13. *Margulis, M. V. and Gordienko, Ya. O.* (2015), "Optimization of main design factors highly economical precessional drives with rolling elements" [Optimizatsiya osnovnykh konstruktivnykh parametrov vysokoekonomichnykh pretsessionnykh peredatochnykh mekhanizmov s telami kacheniya], Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Issues of mechanical drive [Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu], issue 34, pp. 85–92.
 14. *Margulis, M. V. and Gordienko, Ya. O.* (2014), "Definition of permissible contact stress during operation of harmonic precessional drives with rolling elements" [Opredelenie dopuskaemykh kontaktnykh napryazheniy pri rabote volnovykh pretsessionnykh peredach telami kacheniya], Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Engineering science and CAD [Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR], issue 29, pp. 77–82.
 15. *Margulis, M. V. and Gordienko, Ya. O.* (2013), "Analysis of deflected mode the main links of harmonic precessional drives with rolling elements in workloads transfer process" [Analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya osnovnykh zven'ev volnovykh pretsessionnykh peredach s telami kacheniya v protsesse peredachi rabochikh nagruzok], Bulletin of the Pryazovskiy state technical university. Series: Technical sciences [Visnyk Pryazovsk'oho derzhavnogo tekhnichnoho universytetu. Seriya: tekhnichni nauky], issue 27, pp. 148–158.

References (transliterated)

Поступила (received) 08.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розробка оптимізованої методики розрахунку хвильових прецесійних передач з тілами кочення / М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 92–96. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработка оптимизированной методики расчета волновых прецессионных передач с телами качения / М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 92–96. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

The development of optimized methodics of calculation of harmonic precessional drives with rolling elements / M. V. Margulies, Ya. O. Gordienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No. 23 (1195). – P. 92–96. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Маргуліс Михайло Володимирович – доктор технічних наук, професор, Приазовський державний технічний університет, професор кафедри "Технологія машинобудування", м. Маріуполь; тел.: +38-098-531-55-47.

Маргуліс Михаил Владимирович – доктор технічних наук, професор, Приазовський державний технічний університет, професор кафедри "Технологія машинобудування", г. Маріуполь; тел.: +38-098-531-55-47.

Margulies Michael Vladimirovich – doctor of technical sciences, full professor, Pryazov state technical university, full professor at the department "Mechanical-engineering technology", Mariupol; tel.: +38-098-531-55-47.

Гордієнко Ярослав Олегович – Товариство з обмеженою відповідальністю "МАГМА", інженер-конструктор I-ї категорії, м. Маріуполь; тел.: +38-097-224-35-24; e-mail: extremo1981@gmail.com.

Гордієнко Ярослав Олегович – Общество с ограниченной ответственностью "МАГМА", инженер-конструктор I-й категории, г. Маріуполь; тел.: +38-097-224-35-24; e-mail: extremo1981@gmail.com.

Gordienko Yaroslav Olegovich – limited liability company "MAGMA" design engineer I-st category, Mariupol; tel.: +38-097-224-35-24; e-mail: extremo1981@gmail.com.