

виненко, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильев, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХП», 2012. – №1. – С. 155-161. **10.** Литвиненко А.В. Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХП», 2012. – №2. – С. 221-229. **11.** Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глуценко и др. // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХП», 2004. – № 2. – С. 85-96. **12.** Литвиненко А.В. Проектно-технологическое обеспечение тактико-технических характеристик легкобронированных машин на основе исследования прочностных характеристик корпусов // №14 (1057). – С. 50-56. **13.** Чепурной А.Д. Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХП», 2009. – №2. – С. 103-108. **14.** Литвиненко А.В. Комплексные экспериментальные исследования динамических характеристик фрагментов, макетов и натуральных образцов элементов бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХП», 2013. – № 1(975). – С. 85-93. **15.** Литвиненко А.В. Обоснование проектно-технологических решений при производстве бронекорпусов ВГКМ: теория, методы, модели, алгоритмы / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский, В.Е. Федосов, Н.М. Степанов // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХП», 2013. – №2. – С. 188-198.

Поступила в редколлегию 16.04.2014

УДК 539.3:623.438

Общий подход к проектно-технологическому обеспечению тактико-технических характеристик военных колесных и гусеничных машин путем обоснования параметров бронекорпусов по критериям прочности и защищенности / **А.В. Литвиненко** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 29 (1072). – С. 68-77. – Бібліогр.: 15 назв. ISSN 2079-0075.

У роботі проведено узагальнення результатів аналізу конструкцій, технології виготовлення і умовий виробництва військових гусеничних і колісних машин легкої категорії по масі, а також діючих вражаючих факторів в умовах бойового застосування і методів досліджень, що свідчать про суперечність між потребами бронетанкобудування в методах проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик (ТТХ) об'єктів бронетанкової техніки і можливостями науки. На основі розвитку методу узагальненого параметричного моделювання та поширення його на проектно-технологічні рішення запропоновано новий підхід до забезпечення заданих ТТХ легкоброньованих машин за рахунок взаємодії і взаємовпливу конструктивних рішень, технологічних режимів і умов виробництва. При цьому вперше безліч технологічних факторів залучено як таке, що визначає в значній мірі рівень ТТХ і як варійоване, шукане.

Ключові слова: військова гусенична і колісна машина, тактико-технічна характеристика, бронекорпус, фізико-механічний процес, життєвий цикл

The paper generalizes the results of analysis of constructions, manufacturing technology and production conditions of military caterpillar and wheeled vehicles of light weight category and damaging factors in conditions of combat use. This testifies to contradiction between the needs of tank-building and science potential in methods of design and technological support of performance characteristics of armored vehicles. A new approach is proposed to providing adjusted performance characteristics of lightly armored vehicles. This approach creates interaction and interference of constructive solutions, technological regimes and production conditions on generalized method of parametric modeling. For the first time the technological factor's set is involved as largely determined of performance characteristics level and as varying desired value.

Keywords: military caterpillar and wheeled vehicle, performance characteristic, armored hull, physical and mechanical process, life cycle

УДК 621.83

М. В. МАРГУЛИС, д.т.н., проф. каф. ТМ ГВУЗ "Приазовский гос. технический ун-т", Мариуполь;

Я. О. ГОРДИЕНКО, асп. каф. ТМ, "Приазовский гос. технический ун-т", Мариуполь

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАБОТЕ ВОЛНОВЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

В данной статье на основе анализа работ по волновым передачам с промежуточными телами качения представлена обобщенная методика определения допускаемых контактных напряжений для основных звеньев волновых прецессионных передач с телами качения в процессе передачи рабочих нагрузок. Методика учитывает особенности геометрии передачи, используемые материалы, твердость поверхностного слоя основных звеньев и необходимую долговечность передач.

Ключевые слова: волновая передача, периодическая дорожка качения, тело качения, проскальзывание, прецессия

Введение. Актуальность задачи. Анализ литературы. Тенденция интенсивного развития современного машиностроения ставит в ряд первоочередных задач постоянное увеличение мощностей и уменьшение массогабаритных показателей приводов машин и механизмов [1]. В связи с этим актуальна разработка усовершенствованных приводов с использованием прогрессивных волновых передаточных механизмов с телами качения. В опубликованных ранее источниках [2-5] отсутствуют рекомендации по определению допускаемых контактных напряжений, возникающих при работе волновых прецессионных передач с телами качения (ВППТК), которые комплексно учитывают влияние материалов основных звеньев ВППТК, твердость контактирующих поверхностей, необходимую долговечность передач и наличие проскальзывания при контакте тел качения с основными звеньями ВППТК.

Постановка задачи. *Целью данной работы* является разработка обобщенной методики определения допускаемых контактных напряжений для одноступенчатых ВППТК в процессе передачи рабочих нагрузок. Методика должна учитывать особенности геометрии передач, используемые материалы, твердость поверхностного слоя контактирующих поверхностей основных звеньев ВППТК и необходимую долговечность передач.

© М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко, 2014

Материалы исследований. На рис. 1 представлена конструкция рассматриваемой одноступенчатой ВППТК, которая работает следующим образом: при вращении входного вала 4 посредством эксцентриковой наклонной шейки возбуждается колебательное (нутационное) движение прецессионного колеса 9. При этом шарики 11, расположенные в сепараторе 12, взаимодействуют с периодическими дорожками качения (ПДК), выполненными на обойме (промежуточном колесе) 3 и прецессионном колесе 9. Из-за разного числа периодов ПДК на звеньях передачи прецессионное колесо 9 вращается с редукцией вокруг собственной геометрической оси. Передаточное число механизма определяется числами периодов дорожек качения обоймы 3 и прецессионного колеса 9. Вращение прецессионного колеса 9 посредством пальцев 14, находящихся в постоянном контакте с шарнирными подшипниками 15, расположенными в прецессионном колесе 9, передается на диск 13, который неподвижно установлен на выходном валу 7. Соединение пальцев 14 и шарнирных подшипников 15 позволяет передавать вращение прецессионного колеса 9 без передачи его колебательного движения. На данный механизм получен патент.

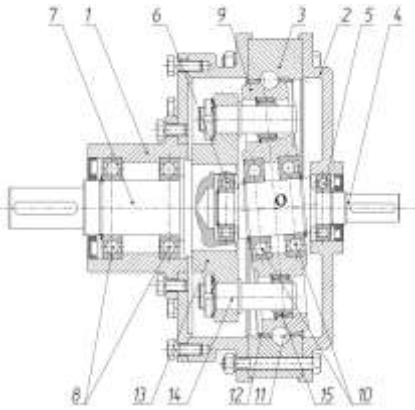


Рисунок 1 – Конструкция одноступенчатой ВППТК:

- 1 – корпус, 2 – крышка, 3 – обойма (промежуточное колесо), 4 – входной вал,
- 5 – подшипник, 6 – подшипник,
- 7 – выходной вал, 8 – подшипник,
- 9 – прецессионное колесо,
- 10 – подшипник, 11 – шарик,
- 12 – сепаратор, 13 – диск,
- 14 – палец,
- 15 – шарнирный подшипник,
- О – центр прецессии

Параметрическое задание траекторий периодических дорожек качения (ПДК) для одноступенчатых ВППТК имеет вид:

$$x = (\cos\alpha \cdot \sin\gamma - \sin\alpha \cdot \cos\gamma \cdot \cos\beta) \cdot D_b; \quad y = (\sin\alpha \cdot \sin\gamma - \cos\alpha \cdot \cos\gamma \cdot \cos\beta) \cdot D_b; \quad (1)$$

$$z = \cos\gamma \cdot \sin\beta \cdot D_b.$$

Здесь α – угол прецессии, $\alpha = [0..(2z \pm 2)\pi]$, град; β – угол нутации, град ($\beta = 0.5 - 9$ согласно проведенных аналитических исследований); γ – угол собственного вращения, $\gamma = \alpha z / (z \pm 1)$, град; D_b – базовый диаметр – диаметр сферической поверхности, на которой расположена траектория движения центров тел качения (шариков) передачи, мм.

В волновой прецессионной передаче с телами качения периодическая дорожка качения и тело качения (шарик) образуют высшую кинематическую пару качения (пара, в которой соприкосновение звеньев происходит по линии или в точке; пара допускает относительное перекатывание, скольжение, и поворот одного звена относительно другого). Работа передачи зависит от вынужденной силы трения, возникающей на поверхности контакта и создающей момент. Этот момент вызывает движение ведомого звена. В таком случае качение может сопровождаться значительным проскальзыванием, обусловленным моментом сопротивления качению, моментом сил инерции, а также различием длин траекторий ПДК, выполненных на прецессионном и промежуточном колесах передачи, и длины траектории перемещения центров тел качения в процессе работы механизма. Последний фактор вызвано разностью чисел периодов ПДК и является наиболее значительным по своему влиянию на величину проскальзывания.

Согласно [6], проскальзывание оказывает существенное влияние на число циклов работы высшей пары, т.е. на ее долговечность. Выявлено, что 10%-ное скольжение (от общей длины пути качения) в зоне контакта высшей пары снижает ее долговечность примерно в 1000 раз.

Помимо снижения долговечности проскальзывание негативно сказывается на величине КПД механизма.

Для определения величины проскальзывания (отношение длины пути скольжения к общей длине пути), вызванного различием длин траекторий ПДК и длины траектории перемещения центров тел качения, необходимо определить длины этих

траекторий. При определении длины участка произвольной кривой эта кривая заменяется ломаной, содержащей точки кривой как точки излома, и сумма длин всех таких ломаных принимается за длину кривой. Формула для вычисления длины кривой (спрямления кривой) имеет вид:

$$L = \int_0^{(2z \pm 2)\pi} \sqrt{(x')^2 + (y')^2 + (z')^2} d\alpha, \quad (2)$$

где $x = x(\alpha)$, $y = y(\alpha)$, $z = z(\alpha)$ – координаты точек ПДК.

Чем больше более мелких промежуточных отрезков мы рассмотрим, тем будет выше точность длины траектории.

На рис. 2 представлено влияние чисел периодов ПДК и количества тел качения на длину траекторий ПДК и длину траектории перемещения центров тел качения (L – длина траектории перемещения центров тел качения, L_1 и L_2 – длина траекторий ПДК соответственно колес с меньшим и большим числом периодов).

Исходные данные для расчета: D_b – базовый диаметр, $D_b = 100$ мм; z_1 и z_2 – числа периодов ПДК соответственно колес с меньшим и большим числом периодов, z_1 и $z_2 \in [10; 100]$; n – число тел качения, $n \in [10; 100]$.

Графики имеют линейную зависимость от базового диаметра D_b , следовательно, при его изменении пропорционально изменяется длина траекторий.

На рис. 3 представлен график изменения величины проскальзывания, обусловленного различием длин траекторий ПДК и длины траектории перемещения центров тел качения, в зависимости от чисел периодов ПДК сопряженных колес и соответствующего им количества тел качения.

Величина данного проскальзывания определяется по формулам:

- *проскальзывание в зацеплении шарика с ПДК колеса с меньшим числом периодов*

$$W_{L1} = [(L - L_1) / L] \cdot 100\%; \quad (3)$$

- *проскальзывание в зацеплении шарика с ПДК колеса с большим числом периодов*

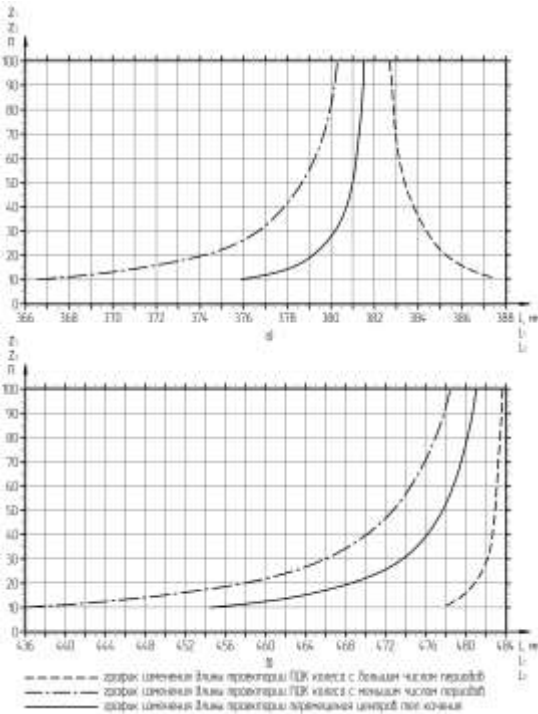


Рисунок 2 – Зависимость длины траектории ПДК и центров тел качения от числа периодов ПДК: а – редуктор; б – мультипликатор

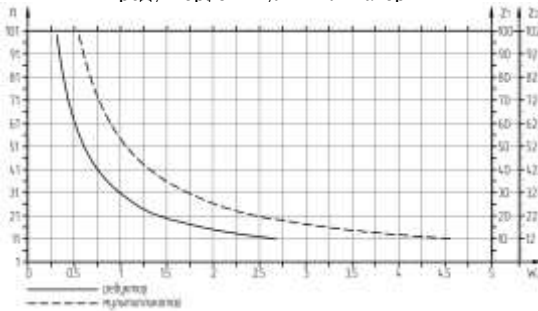


Рисунок 3 – Зависимость средней величины проскальзывания от чисел периодов ПДК и числа тел качения

$$W_{L2} = [(L_2 - L) / L_2] \cdot 100\% \quad (4)$$

Средняя величина проскальзывания в зацеплении шарика и колес передачи определяется как среднее арифметическое:

$$W_L = 0.5 \cdot (W_1 + W_2) \quad (5)$$

Различие величин проскальзывания в зацеплении при контакте тел качения с колесами с меньшим и большим числом периодов ПДК представлено на рис. 4 и определяется по формулам:

для редуктора

$$\Delta W_L = \frac{W_{L2} - W_{L1}}{W_{L2}} \cdot 100\% \quad (6)$$

для мультипликатора

$$\Delta W_L = \frac{W_{L1} - W_{L2}}{W_{L1}} \cdot 100\% \quad (7)$$

Таким образом, несмотря на разность длин траекторий ПДК сопряженных колес и длины траектории центров тел качения, взаимодействие элементов будет происходить при наличии трения качения с незначительным скольжением (0,25–4,5%).

При работе в режиме редуктора более активным будет износ колеса с большим числом периодов ПДК, а при работе в режиме мультипликатора – с меньшим числом периодов, однако разница в износе будет незначительной (до 3%).

При составлении методики расчета контактной прочно-

сти активных поверхностей ПДК принимаем во внимание лишь факторы, учитываемые формулой Герца, т.е. нагрузку, качественные характеристики материала и приведенную кривизну.

Допускаемые контактные напряжения, возникающие в процессе работы механизма, определяются по формуле, предложенной в [4] с учетом дополнительно введенного коэффициента, учитывающего наличие проскальзывания при качении.

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} , МПа:

$$\sigma_{HP} = 2800K_T K_{HL} K_W \cdot (8)$$

Здесь K_T – коэффициент, зависящий от твердости контактирующих поверхностей [4] (рис. 5); K_{HL} – коэффициент долговечности; K_W – коэффициент, учитывающий интенсивность износа, зависящий от скорости проскальзывания.

Коэффициент долговечности определяется по формуле, предложенной в [7] (рис. 6):

$$K_{HL} = m \sqrt{\frac{N_{HD}}{N_{HE}}}, \quad (9)$$

где N_{HD} – базовое число циклов, соответствующее длительному пределу выносливости, $K_{HL} = 11 \cdot 10^7$ [4]; N_{HE} – эквивалентное число циклов; $m = 6$ при $\leq HB 350$, $m = 9$ при $> HB 350$ – коэффициент, учитывающий твердость контактирующих поверхностей ПДК ан колесах передачи;

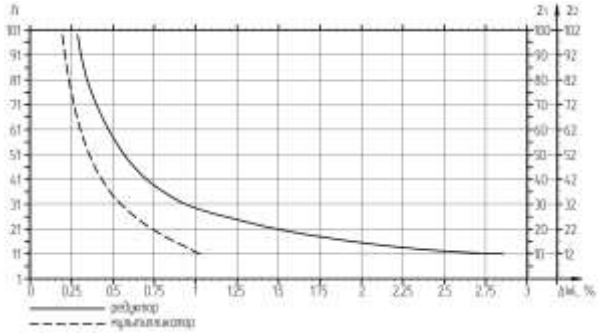


Рисунок 4 – Различие величины проскальзывания в точках контакта шарика и ПДК колес передачи

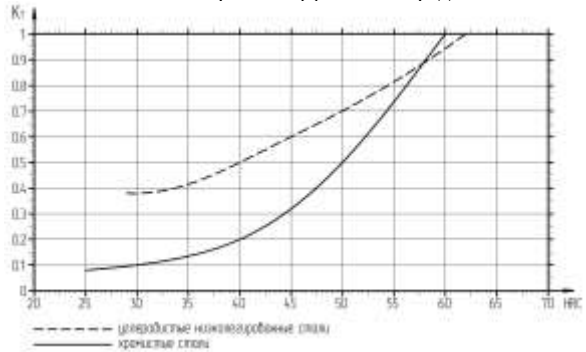


Рисунок 5 – Значение коэффициента K_T в зависимости от твердости контактирующих поверхностей основных звеньев ВППТК

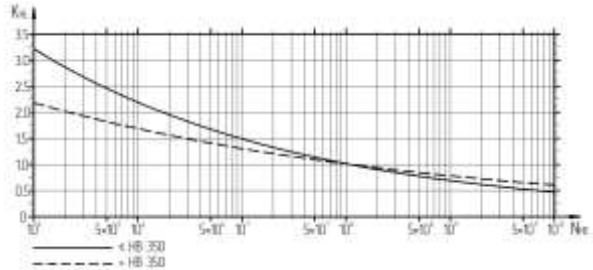


Рисунок 6 – Значение коэффициента K_{HL} в зависимости от эквивалентного числа циклов ВППТК

$$N_{HE} = \frac{60n_{re}nt}{u}, \quad (10)$$

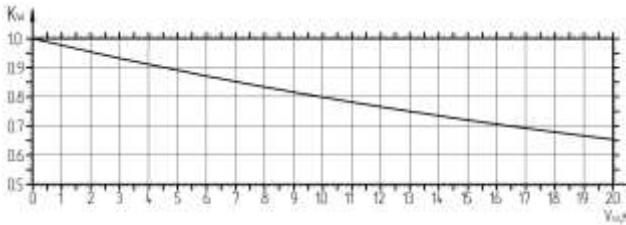


Рисунок 7 – Значение коэффициента K_w в зависимости от скорости проскальзывания

где $n_{гс}$ – число тел качения; n – частота вращения входного вала, об/мин; t – срок службы, ч; u – передаточное число передачи.

Коэффициент, учитывающий интенсивность износа определяется по

формуле, предложенной в [5] (рис. 7):

$$K_w = 0.28 + 0.72 \cdot e^{-\frac{V_{ск}}{30.5}}, \quad (11)$$

где $V_{ск}$ – скорость скольжения, м/с;

$$V_{ск} = \frac{n \cdot L \cdot W_L}{u \cdot 100000}. \quad (12)$$

Выводы:

1. Предложена обобщенная методика определения допустимых контактных напряжений для одноступенчатых ВППТК в процессе передачи рабочих нагрузок.

2. Приведенные графические зависимости на основе аналитических данных позволяют существенно сократить временные затраты при расчете передач.

Список литературы: 1. Маргулис М. В. Пути совершенствования приводов машин различного назначения / М. В. Маргулис // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2000. – Вып.10. – С. 133–138. 2. Маргулис М. В. Разработка нового вида волнового зацепления с промежуточными телами качения и технологии его изготовления / М. В. Маргулис, А. Д. Чепурной, А. С. Шайда // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. – 2007. – Вып.17. – С. 120–124. –3. Маргулис М. В. Методика определения основных параметров силовой волновой передачи с промежуточными телами качения / М.В. Маргулис, А.С. Шайда // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2008. – Вып.18. – С. 130–134. 4. Беляев А. Е. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами / А. Е. Беляев. – Томск : ТПУ, 1992. – 231 с. 5. Бостан И. А. Зацепление для прецессионных передач [Текст] / И. А. Бостан. – Кишинев : Штиинца, 1988. – 132 с. 6. Buckingham E. How contact stresses affect gear teeth / E. Buckingham // SAE journal. – 1950. – Vol.50. № 10. P. 43–50. 7. Гинзбург Е. Г. Зубчатые передачи / Е. Г. Гинзбург, Н. Ф. Голованов, Н. Б. Фирун, Н. Т. Халевский. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.

Поступила в редколлегию 20.05.2014

УДК 621.83

Определение допустимых контактных напряжений при работе волновых прецессионных передач с телами качения / М. В. Маргулис, Я. О. Гордиенко // Вісник НТУ «ХП». – 2014. – № 29 (1072). – С.77-82. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2079-0075.

У данной статье на основе анализа работ з хвильових передач з проміжними тілами кочення представлена узагальнена методика визначення контактних напружень, що допускаються, для основних ланок хвильових прецесійних передач з тілами кочення в процесі передачі робочих навантажень. Методика враховує особливості геометрії передачі, використувані матеріали, твердість поверхневого шару основних ланок і необхідну довговічність передачі.

Ключові слова: хвильова передача, періодична доріжка кочення, тіло кочення, прослизання, прецесія

In following article generalized method of definition of permissible contact stress for master links of harmonic precessional drives with rolling elements which occur in workloads transfer process is presented. based on the analysis of publications about harmonic precessional drives with rolling elements. Represented method considers specifics of geometry of transmission, used materials, surface hardness of master links and necessary durability of transmission.

Key words: harmonic drive, periodic race groove, rolling elements, slipping motion, precession