

металлы. – 1980. – №24. – С.9–15. **8.** Hofner J. Predictive maintenance for No-Twist rod mills using vibration signature analysis / J. Hofner, J.E. Olenick, J.D. Foley // Iron & Steel Eng. – 1991. – Jan. – Pp.55–61. **9.** Schmidt J.M. Continuous Vibration Monitoring of a 10-Stand Rod Block / J.M. Schmidt, R.E. Player, et al. // AISE Steel Technology. – 2002. – January. – Pp.44–45. **10.** А.с. №519239 СССР. МКИ В21 В 37/00. Способ обнаружения налипания металлов в калибрах валков чистой клеткой при прокатке / В.Н. Выдрин, П.Н. Амосов и др. Челябин. политехн. ин-т. 2103797/02 Заявл. 11.02.1075. Оpubл. 30.06.1976. Бюл. №24. **11.** Веревев В.В. Приложения исследований динамических процессов в прокатных станах к решению прикладных задач производства проката / В.В. Веревев, А.М. Юнаков // Труды IV Конгресса прокатчиков, Магнитогорск, 16-19 октября 2001г. – М.: ОАО "Черметинформация". – Т.2. – 2002. – С.316–319. **12.** Жучков С.М. Контроль работоспособности роликовых проводок прокатных станов / С.М. Жучков, А.Н. Бондаренко // Сталь. – 1996. – №1. – С.43–45. **13.** Патент №2221658 РФ. МПК В21В 39/16, В21В 38/00. Роликовая проводка с устройством для контроля вращения роликов / А.Н. Бондаренко, С.М. Жучков, В.Ф. Дышлевич и др. 20011129443/02. Заявл. 02.11.2001. Оpubл. 20.01.2004. Бюл. "Изобретения". – 2004. – №2. – С.643. **14.** Патент. №1262014. Япония. МКИ В21В 39/00. Sizing roller guide for bar steel and wire rod / U. Ryuichi; S. Takeshi. Hitachi Metals Ltd. Оpubл. 18.10.1989. **15.** Горбанев А.А. Теоретические и технологические основы высокоскоростной прокатки катанки / А.А. Горбанев, С.М. Жучков, В.В. Филиппов и др. – Мн.: Выш. шк., 2003. – 287с. **16.** Праздников А.В. Автоматизация непрерывных мелкосортных станов / А.В. Праздников, В.С. Егоров, С.Д. Гринберг и др. – М.: Металлургия, 1975. – 216с. **17.** Кром П.В. Параметрические колебания в прокатных станах // Сб. научных трудов НГАУ – Дн-ск: Национальный горный ун-т, 2002 – №13. – Т.3. – С.15–21. **18.** Дружинин Н.Н. Непрерывные станы как объект автоматизации. – М.: Металлургия, 1975. – 336с. **19.** Железнов Ю.Д. Статистические исследования точности тонколистовой прокатки / Ю.Д. Железнов, С.Л. Коцарь, А.Г. Абиев. – М.: Машиностроение, 1974. – 240с. **20.** Дукмасов В.Г. Производство точного проката / В.Г. Дукмасов, В.Н. Выдрин, О.И. Тищенко. – М.: Металлургия, 1990. – 168с. **21.** Адамия Р.Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов – М.: Металлургия. – 1978. – 232с. **22.** Кожевников С.Н. К вопросу о применении гармонического анализа передаточных функций в задачах кинематики и динамики машин / С.Н. Кожевников, Н.М. Долгов // Теория механизмов и машин. – 1974. – Вып.17. – С.82–94. **23.** Лошкарев В.И. Динамика электромагнитных систем приводов непрерывных станов горячей прокатки: Дисс. ... канд. техн. наук. 05.05.08 – Днепропетровск: Ин-т черной металлургии, 1968. – 325с. **24.** Скичко П.Я. Влияние жесткости прокатываемой полосы на динамические свойства клетки / П.Я. Скичко, В.В. Веревев, И.И. Леена, В.Д. Петров // "Листопркатное производство". Тем. отраслевой сб. ИЧМ. – 1975. – №4. – С.69–73. **25.** Подковыриш Е.Я. Исследование амплитудно-частотных характеристик сложных высокоскоростных машин // Деп. научные работы. Библ. указатель ВИНТИ. – 1987. – №5. – 169с. **26.** Патент US 5 921 152. F16 H 37/06. Optional multi-ratio gear transmission system. Wang J. Morgan Construction. Priority Jul. 13, 1999. **27.** Ленский А.Н. О погрешностях замены распределенных параметров систем дискретными / А.Н. Ленский, В.М. Лобода // Динамика металлургических машин. Сб. трудов ИЧМ. – 1969. – №31. – С.41–46. **28.** Чекмарев А.П. Методы исследования процессов прокатки / А.П. Чекмарев, С.А. Ольдзиевский. – М.: Металлургия, 1969. – 293с. **29.** Банаш Л.Я. Связь спектрального числа обусловленности с возможностью упрощения динамической модели // Колебания сложных упругих систем. – М.: Наука, 1981. – С.35–37.

Поступила в редколлегию 15.05.10

УДК 621.83

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

РАЗМЕРНО-ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ И ВЫБОР ТРЕБУЕМОЙ ТОЧНОСТИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Виконаний розмірно-функціональний аналіз основного вузла механізму – передавального вузла, що включає вхідний вал, диски, прещесуюче, рухливе і нерухоме колеса. Встановлено зв'язки між розмірами всіх деталей механізму і складання загального розмірного ланцюга хвильової передачі з проміжними тілами качення.

The size-functional analysis of basic knot of mechanism is executed – transmitter knot, plugging in itself an entrance billow, disks, precessing, mobile and immobile wheels. Connections between the sizes of all details of mechanism and drafting of frame-clamping size chain of wave transmission are set with the intermediate bodies of wobbling.

Волновая передача с промежуточными телами качения (ВППТК) является уникальной разработкой в области силовых зацеплений, так как обеспечивает возможность получения передаточных чисел в интервале $\approx 10 \dots 40000$ и более, обладает высоким КПД, вследствие изменения конструкции передающего узла в сравнении с известными аналогами ВППТК [1], и обеспечивает передачу высоких вращающих моментов.

При разработке любого передаточного механизма необходим его размерно-функциональный анализ с целью минимизации себестоимости его изготовления. Размерно-функциональный анализ ВППТК позволяет: определить точность деталей механизма, необходимую и достаточную для его правильного функционирования, и минимизировать их себестоимость изготовления. Он включает:

- размерно-функциональный анализ основного узла механизма – передающего узла, включающего в себя входной вал, диски, прещесующее, подвижное и неподвижное колеса.
- установление связи между размерами всех деталей механизма и составление сборочной размерной цепи ВППТК.

Наиболее ответственной частью ВППТК является передающий узел (см. рисунок 1), состоящий из входного вала (1), дисков (2, 3), прещесующего (4), подвижного (5) и неподвижного колес (6), контакт между которыми осуществляется через промежуточные тела качения – шарики (7, 8). Очень важно правильно произвести точностной расчет данного узла с целью исключения дефектов волновом зацеплении тел качения и зигзагообразной дорожки качения.

В качестве замыкающего звена при расчете сборочной размерной цепи ВППТК принимается зазор между телами качения (шариками) и поверхно-

стью дорожки качения на одном из контактирующих колес. Этот зазор должен учитывать:

- температурную деформацию дорожек качения и тел качения;
- размещение масляной пленки между телами качения и дорожками качения шарового зацепления;
- погрешности изготовления и сборки сопрягаемых деталей звеньев в передающем узле механизма.

Таким образом, формула для определения расчетного зазора между шариком и поверхностью дорожки качения на одном из колес имеет следующий вид:

$$j_{n_{\min}} = j_{n_T} + j_{n_{\text{CM}}} + j_{n_{\text{ПИС}}}, \quad (1)$$

где j_{n_T} – составляющая $j_{n_{\min}}$, компенсирующая температурную деформацию дорожек качения и тел качения:

$$j_{n_T} = \frac{[\alpha_{p1}(t_1 - 20^\circ\text{C}) - \alpha_{p2}(t_2 - 20^\circ\text{C})]}{\sin 2\alpha}, \quad (2)$$

где α_{p1} , α_{p2} – коэффициенты линейного расширения материалов; t_1 , t_2 – предельные температуры; α – угол профиля исходного контура. $j_{n_{\text{CM}}}$ – составляющая $j_{n_{\min}}$, обеспечивающая размещение масляной пленки между телами качения и дорожками качения шарового зацепления:

$$j_{n_{\text{CM}}} \geq R_{z_1} + R_{z_2}, \quad (3)$$

где R_{z_1} , R_{z_2} – высота неровностей профиля дорожки качения и шарика; $j_{n_{\text{ПИС}}}$ – составляющая $j_{n_{\min}}$, компенсирующая погрешности изготовления и сборки сопрягаемых деталей звеньев в передающем узле механизма, учитывает допуски на основные размеры сопрягаемых деталей.

Расчет номинального зазора между шариком и поверхностью дорожки качения рассчитывается по аналогии с подшипниками качения, имеющими такой же диаметр шариков.

Далее были рассмотрены первая размерная цепь "Колесо прецессирующее – шарик – колесо подвижное" и аналогичная ей вторая размерная цепь "Колесо прецессирующее – шарик – колесо неподвижное" (см. рисунок 1).

Решение прямой задачи данных размерных цепей позволило установить уровень точности для ее составляющих звеньев, которая позволила изготавливать рассматриваемые детали цепи по 8-му качеству.

Далее была рассмотрена размерная цепь "Входной вал – самоустанавливающийся подшипник – диск – колесо прецессирующее" (см. рисунок 2). В

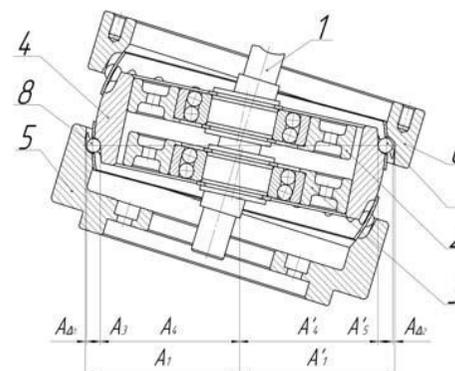


Рисунок 1 – Размерные цепи передающего узла ВППТК

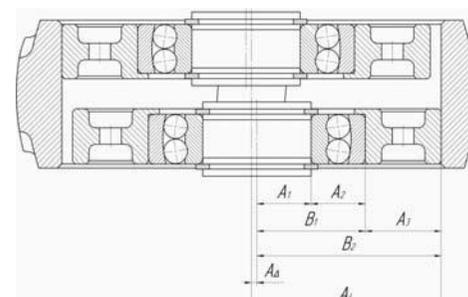


Рисунок 2 – Размерная цепь "Входной вал – самоустанавливающийся подшипник – диск – колесо прецессирующее"

данном случае решалась обратная задача, то есть определялся номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Необходимо было выяснить, с какой точностью нужно выдерживать межосевое расстояние между эксцентриковыми шейками входного вала, чтобы обеспечить плотный контакт дисков с прецессирующим колесом.

Поэтому замыкающим звеном было выбрано именно это расстояние.

Анализ данной размерной цепи также позволил установить необходимую точность для данных деталей узла по 8-му качеству.

Для выявления взаимосвязи всех размеров ВППТК была составлена общая сборочная размерная цепь (см. рисунок 3). Расчет номинальных размеров, допусков и предельных отклонений составляющих звеньев производился при помощи разбивки цепи на узлы, где выявлялись исходные (замыкающие) звенья цепи.

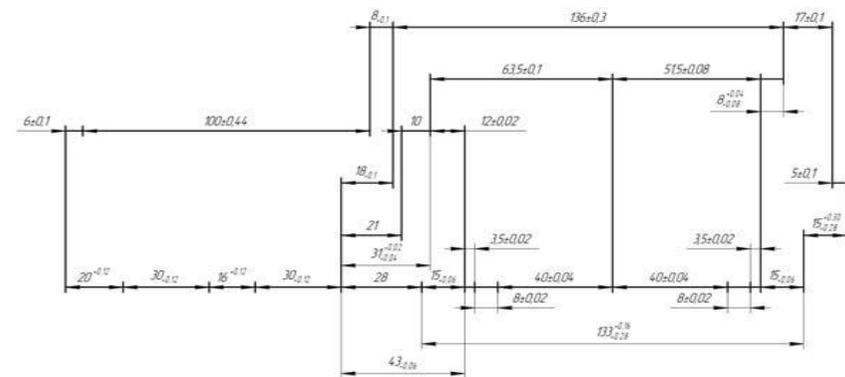


Рисунок 3 – Общая сборочная размерная цепь ВППТК

В конечном итоге в результате расчета размеров всех составляющих деталей механизма была сформирована подробная технологическая документация для изготовления опытно-промышленного образца ВППТК на одном из машиностроительных предприятий г. Мариуполя.

Выводы.

1. Размерно-функциональный анализ передающего узла механизма позволил обеспечить достаточно невысокую точность изготовления его составных деталей при обеспечении нормальной работы передачи в целом, что позволит снизить трудоемкость их изготовления, а, следовательно, – минимизировать себестоимость.

2. Размерный анализ передаточного механизма в целом позволит избежать трудностей при его сборке, а также обеспечить высокую точность сборки, что отразится на работе механизма и его долговечности.

Список литературы: 1. *Игнатицев Р.М.* Синусошариковые редукторы. – Мн.: Высш. школа, 1983. – 107с. 2. *Маргулис М.В.* Разработка конструкции рационального передаточного механизма с промежуточными телами // *Захист металургійних машин від поломок.* – Мариуполь, 2007. – Вип.10. – С.257–261. 3. *Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. и др.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов. 6-е изд. (перераб. и дополн.). – М.: Машиностроение, 1987. – 352с.

Поступила в редколлегию 03.05.10

УДК 621.833

А.М. НАДЖАФОВ, к.т.н., доцент АзТУ, г. Баку, Азербайджан
А.И. АБДУЛЛАЕВ, д.т.н., профессор АзТУ

РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ НОВОГО КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ ПАКЕТНОГО РЕДУКТОРА

Рассматривается новое конструктивное решение зубчатого цилиндрического пакетного редуктора. Произведен кинематический анализ и сравнительная оценка уровня надежности, КПД и технического уровня пакетного и классического многоступенчатого цилиндрического редукторов.

Here is reviewed new constructive decision of cylindrical package reduction unit. Kinematic analysis and comparative evaluation of reliability level, efficiency and technical level of package and classic cylindrical multiple-reduction units is carried out.

Актуальность задачи. Экономика производства машин и агрегатов в значительной степени зависит и от кинематической схемы их составных механизмов и узлов. Обычно около 70% стоимости машины составляет стоимость затраченного на её изготовление металла. Поэтому очень важно изы-

скание наиболее подходящей кинематической схемы многоступенчатого редуктора, учитывая не только внешние (потребительские) характеристики, но и его стоимость [1, 2, 3].

В современном редукторостроении разрабатываются новые конструкции редукторов, уточняются и совершенствуются методы их прочностного расчета и проектирования конструктивных элементов. При больших передаточных отношениях обычно применяются многоступенчатые редукторы с цилиндрическими зубчатыми колёсами. Однако увеличение количества ступеней в зубчатых передачах приводит к одновременному увеличению как количества их конструктивных элементов, так и габаритных размеров и металлоемкости. Это негативно сказывается на КПД, надёжности и стоимости редуктора.

Важное практическое значение в современном машиностроении принимает требование заключения конструктивных элементов в корпус многоступенчатого редуктора минимального объёма. Чем меньше объём, тем меньше расходуется материал и тем ниже стоимость его изготовления. Конструкция считается совершенной, если относительное расположение деталей таково, что объём незаполненных мест в корпусе минимален. Кроме того, с уменьшением количества конструктивных элементов уменьшается не только стоимость многоступенчатого редуктора, но повышается и его надёжность.

Цель работы. Разработка многоступенчатых редукторов на двух валах с цилиндрическими зубчатыми колёсами, обеспечивающих большие значения передаточных отношений при минимальной металлоемкости, позволяющих повысить их надёжность и КПД за счёт частичного исключения из механической системы промежуточных валов и их опорных узлов.

На кафедре "Детали машин и ПТМ" Азербайджанского Технического Университета разработана, изготовлена и испытана принципиально новая конструкция многоступенчатого редуктора на двух валах с цилиндрическими зубчатыми колёсами, отличающийся компактностью, малой металлоемкостью, повышенной надёжностью и высокими эксплуатационными показателями, см. рисунок 1.

Редуктор назван пакетным из-за взаимно наложенного расположения его основных конструктивных элементов – зубчатых двухвенцовых блоков. В предлагаемой механической системе промежуточные валы исключаются, а ведущие и ведомые валы используются как оси для последующих ступеней.

Редуктор выполнен из удвоенных ведущих и ведомых зубчатых колёс, симметрично установленных относительно опор и жестко закрепленных с ведущим и ведомым валами, установленными на подшипниках качения, а двухвенцовые блоки шестерен установлены на вращающихся ведущем и ведомом валах с возможностью свободного вращения вокруг их геометрической оси; при этом общее число двухвенцовых блоков шестерен на единицу превышает общее число ступеней редуктора.

Предложенный пакетный редуктор создается на основе набора унифициро-