

На график нанесены также линии, соответствующие условию $u_{n1} = \text{const}$.

Учитывая выявленные закономерности, на следующем этапе расчета была реализована процедура выделения подходящего по техническому заданию варианта компоновки, разбиению для принятого варианта диапазона передаточных чисел u_{n1} в районе $V_{0\text{min}}$ с шагом 0,01 и уточненному определению кинематических параметров по условию минимизации объема редуктора (рисунок 6).

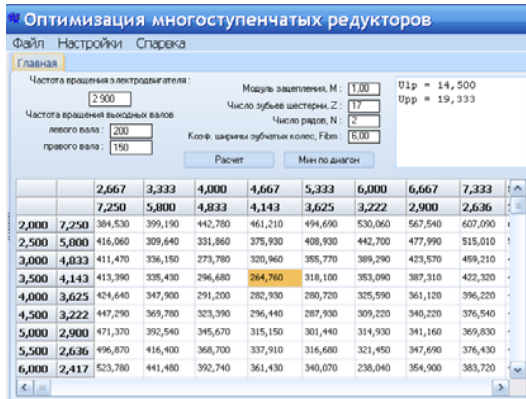


Рисунок 6 – Окно исходных данных и результатов расчета оптимальных кинематических параметров двухпоточного зубчатого редуктора по критерию минимизации его объема: $u_{n1} = 14,5$; $u_{n2} = 19,333$

полученных зависимостей и выявленных закономерностей работа будет направлена на совершенствование формы подачи результатов расчета и повышение уровня удобств для пользователя программой.

Список литературы. 1. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. М.: Мир, 1982. – 238с. 2. Иосифович Г.Б. Детали машин / Учебник для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1998. – 368с. 3. Старжинский В.Е. и др. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование / Справочное и научное издание. Под общ. ред. В.Е. Старжинского и Е.В. Шалобаева – Санкт-Петербург-Гомель: ИММС НАН Б, 1998. – 538с. 4. Попов В.Б., Довжало В.А. Многокритериальная оптимизация параметров редуктора механического привода // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса: Тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. Ч.II / Под общ. ред. В.И. Сенько. – Гомель: БелГУТ, 2003. – С.106-109. 5. Киселев С.С., Брицкий В.Д., Тимофеев Б.П., Степанов А.А. Общая таблица передаточных чисел и ее свойства / Тр. V сессии междунар. науч. школы "Современные фундаментальные проблемы и прикладные задачи теории точности и качества машин, приборов и систем". – СПб.: ИПМаш РАН, 2004. – С.186-194. 6. Тимофеев Б.П., Киселев С.С. Закономерности расчета цилиндрических зубчатых передач минимальных габаритов / Сб. докл. научно-техн. конф. с междунар. участием "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения". Ижевск: ИжГТУ, 2008. – С.169-173. 7. Дмитриев Ф.С. Проектирование редукторов точных приборов. Л.: Машиностроение, 1971. – 160с. 8. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование (в 2-х частях) // Под ред. О.Ф. Тищенко. Ч.1. – М.: Высшая школа, 1978. – 328с. 9. Олексюк В. К вопросу выбора оптимальных передаточных отношений в зубчатых редукторах / Измерения, автоматика, контроль (польск.). 1964. – №12. 10. Истомин С.Н. Проектирование

мелкомодульных передач с применением ЭВМ. М.: Машиностроение, 1985. – 176с. 11. Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Шалобаев Е.В. Выбор оптимальных передаточных чисел многоступенчатых соосных зубчатых механизмов с минимальным объемом // Теория и практика зубчатых передач: Труды междунар. Конфер. 18-20 нояб. 1998г. – Ижевск: ИжГТУ, 1998. – С.160-165. 12. Starzhinsky V.E., Osipenko S.A., Shalobaev E.V. Optimization of Multistage Toothed Mechanisms // Mechanics in Design'98: Proceedings of the International Conference, 6-9 July 1998, Nottingham, 1998. pp. 111-119. 13. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Осипенко С.А., Бабченко А.А. Оптимизация многоступенчатых приборных зубчатых редукторов с орбитальной компоновкой // Передачи и трансмиссии. – 1999. – №2. – С.15-24. 14. Шалобаев Е.В., Монахов Ю.С., Старжинский В.Е. Состояние и перспективы развития соосных многоступенчатых редукторов нового поколения // Материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / Под ред. Е.В. Шалобаева. Изд. 2-е, доп. и испр. – СПб.: ЦЦП "Светоч", 2003. – С.55. 15. Шалобаев Е.В., Старжинский В.Е., Осипенко С.А. Компоновочные схемы и оптимизация кинематических параметров редукторов приборов // Материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / Под ред. Е.В. Шалобаева. Изд. 2-е, доп. и испр. – СПб.: ЦЦП "Светоч", 2003. – 236с. 16. Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Шалобаев Е.В. Выбор кинематических параметров многоступенчатых зубчатых механизмов // Вестник Харьковского политехнического университета. – Вып.109. – 2000. – С.173-180. 17. Starzhinsky V., Ossipenko S., Shalobaev E., Monahov Yu. Optimization of Multistage Instrumental Toothed Reducers by Volume Minimization Criterion. Proceedings of the 2nd International Conference "Power Transmissions 2006" (April 25-26, 2006, Novi Sad, Serbia and Montenegro). Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, pp.95-102. 18. Зиборов С.Н., Макаревич А.В. Схемы многопоточных зубчатых механизмов с неподвижными осями колес. http://library.fentu.ru/index.php?option=com_reader&cat=fentu_vlogdin_2002_mi&Itemid=21&numPdf=26&dw=1 – С.43-45.

Поступила в редакцию 12.04.11

УДК 621.831

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., главн. инженер проекта ПАО НКМЗ, г. Краматорск
Г.С. СУКОВ, к.э.н., ген. директор ПАО НКМЗ
М.Г. СУКОВ, зам. начальника цеха ПАО НКМЗ
А.И. ТИТАРЕНКО, к.т.н., главн. инженер ПМО ПАО НКМЗ
В.И. КОЛОЗИН, зам. главн. инженера ПМО ПАО НКМЗ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ В ОБЛАСТИ КОНТАКТА ГИБКОГО КОЛЕСА С ГЕНЕРАТОРОМ ВОЛН

Исследования выполнены в условиях тяжелого машиностроения относительно крупных волновых передач. Получены экспериментальные значения распределения нагрузки, приложенной к гибкому колесу со стороны дисков генератора волн, от положения главной оси, при различной величине крутящего момента на тихоходном валу волновой передачи. Установлен характер зависимости результирующей силы, действующей на диски генератора волн со стороны гибкого колеса, от величины крутящего момента на тихоходном валу.

Дослідження виконані в умовах важкого машинобудування стосовно до великих хвильових передач. Отримано експериментальні значення розподілу навантаження, прикладеної до гнучкого колеса з боку дисків генератора хвиль, від положення головної осі, при різній величині крутного моменту на тихо-

хідному валу хвильової передачі. Установлено характер залежності результуючої сили, що діє на диски генератора хвиль із боку гнучкого колеса, від величини крутного моменту на тихохідному валу.

Researches are executed in the conditions of heavy mechanical engineering with reference to large wave gears. Experimental values of distribution of the loading enclosed to a flexible wheel from disks of the generator of waves, from position of the main axis are received, at various size of the torque on output shaft of wave gear. Character of dependence of a resultant of the force operating on disks of the generator of waves from a flexible wheel, from value of the torque moment on output shaft is established.

В тяжелой индустрии особое значение приобретают задачи повышения качества, надежности, долговечности, ресурса работы, экономичности машин и оборудования, снижения их массы, что во многом обусловлено существенными затратами потребителя. Технические характеристики продукции тяжелого машиностроения напрямую связаны с прочностными расчетами несущих деталей и узлов, достоверность которых определяется обоснованным учетом режимов работы, условий нагрузки, технологических, эксплуатационных и других факторов. Для объективной оценки прочности основных нагруженных элементов конструкции волновой передачи, необходимо знание характера распределения и величину нагрузки в области контакта гибкого колеса с генератором волн.

Гибкое колесо 1 под действием генератора волн деформируется и принимает заданную овальную форму, благодаря чему осуществляется непрерывная волнообразная передача вращательного движения между соосными валами волновой передачи (рисунок 1). Действие генератора волн и крутящего момента M_2 со стороны тихоходного вала, вызывают сложное напряженное состояние гибкого колеса [1]. Для оценки нагрузок на генератор волн и установления напряженно-деформированного состояния гибкого колеса, необходимо установить величину и характер изменения силовых факторов в области взаимодействия генератора волн с гибким колесом [2, 3].

Генератор волн исследуемой волновой передачи состоит из трех дисков 2 одинакового радиуса r установленных с эксцентриситетом e на быстроходном валу [4]. Давление на гибкое колесо определяется с помощью тензорезисторов 3, наклеенных симметрично с двух сторон на каждый из дисков генератора. Место наклейки тензорезисторов отделено сквозными прямолинейными пазами 4 (рисунок 1). Оба тензорезистора соединяются последовательно и включаются в одно рабочее плечо полумоста тензоусилителя. Сигнал от тензорезисторов регистрируется при вращении генератора волн с частотой $n_1=50$ об/мин.

Тарировка тензорезисторов выполняется путем анализа приложенных радиальных усилий R_1, R_2, \dots, R_k , измеряемых с помощью динамометра, связанного с выделенной пазами 4 областью диска 2 установки тензорезисторов 3, и соответствующих данных тензостанции.

Вычисляется удельное давление q_k , Н/град

$$q_k = \frac{R_k}{\Delta\varphi}, \quad (1)$$

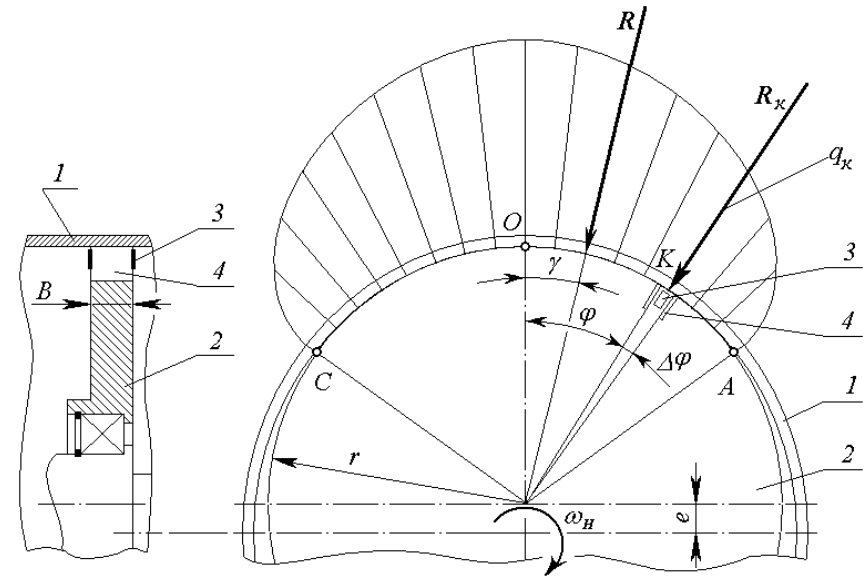


Рисунок 1 – Расчетная схема области взаимодействия генератора волн с гибким колесом: 1 – гибкое колесо, 2 – диск генератора волн, 3 – тензорезистор, 4 – сквозной паз

Для установления характера распределения нагрузки q_k относительно положения большой оси генератора волн на осциллограмме (рисунок 2) ставится отметка момента совмещения большой оси генератора волн и радиальной прямой, проходящей через середину локализованного участка диска – места наклейки тензорезисторов (рисунок 3). Техническое выполнение заключается в установке контактов на радиальных направлениях, проходящих через середину локализованного элемента диска и максимальный радиус генератора волн (на эксцентриковый вал).

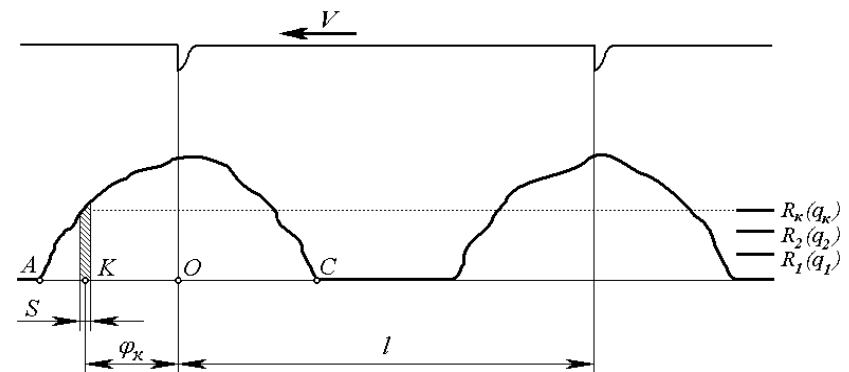


Рисунок 2 – Осциллограмма давлений в области контакта генератора волн с гибким колесом

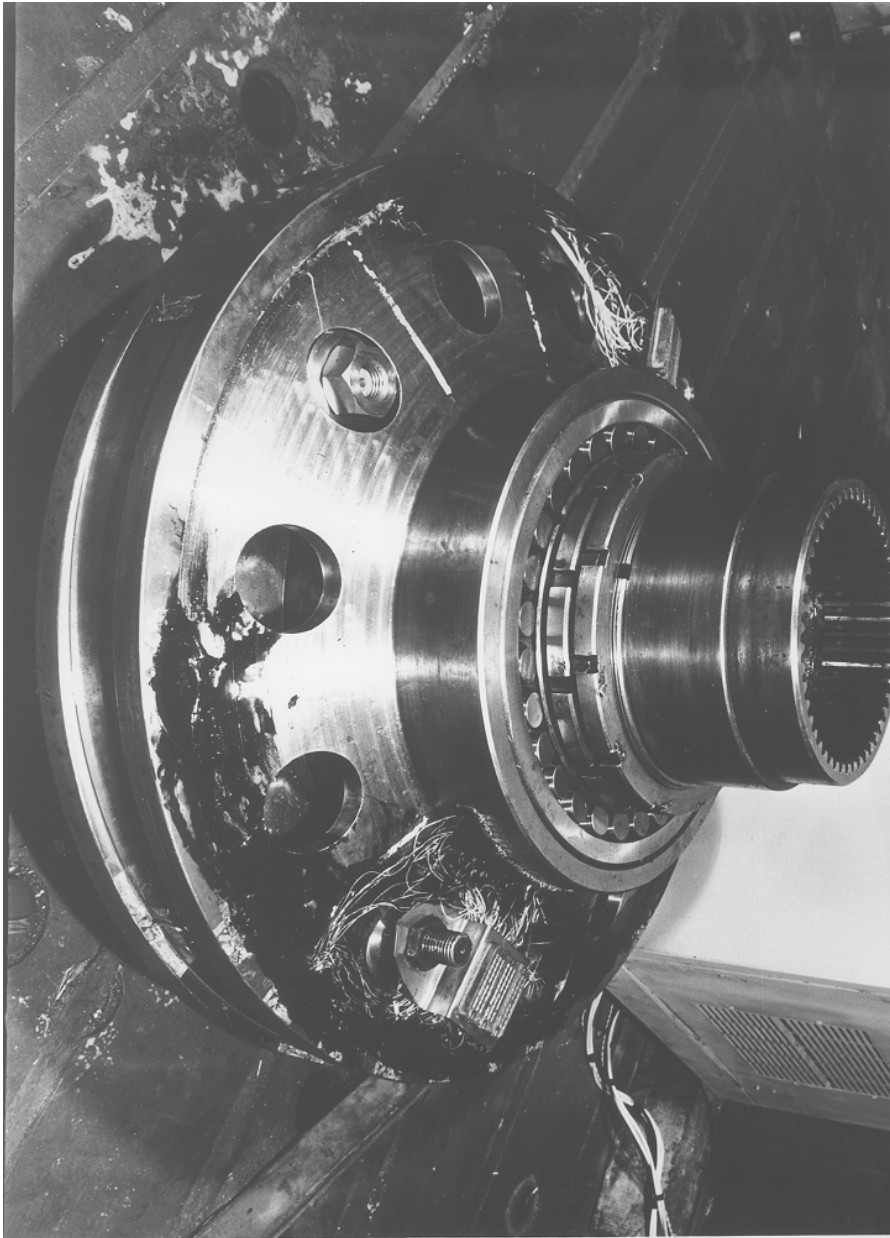


Рисунок 3 – Генератор волн с установленными тензорезисторами на дисках

Момент замыкания контактов фиксируется импульсом на осциллограмме, что соответствует углу поворота генератора $\varphi = 0$. При этом отклонения установки контактов от заданного положения не должны превышать $\pm 3^\circ$.

По результатам вычисления удельного нормального давления q_k в соответствии с формулой (1), строится вертикальная шкала, причем, угловая координата φ_k (рисунок 2) отсчитывается по горизонтали и вычисляется по формуле

$$\varphi_k = 180^\circ \frac{OK}{l}. \quad (2)$$

Положительное значение угла φ_k принято от максимальной оси генератора волн в сторону его вращения ω_H . Направление протяжки ленты осциллографа обозначено V (рисунок 2).

По результатам вычислений (1) и (2) строятся кривые распределения давления q на дуге контакта диска генератора волн с гибким колесом для различных крутящих моментов на тихоходном валу редуктора (рисунок 4).

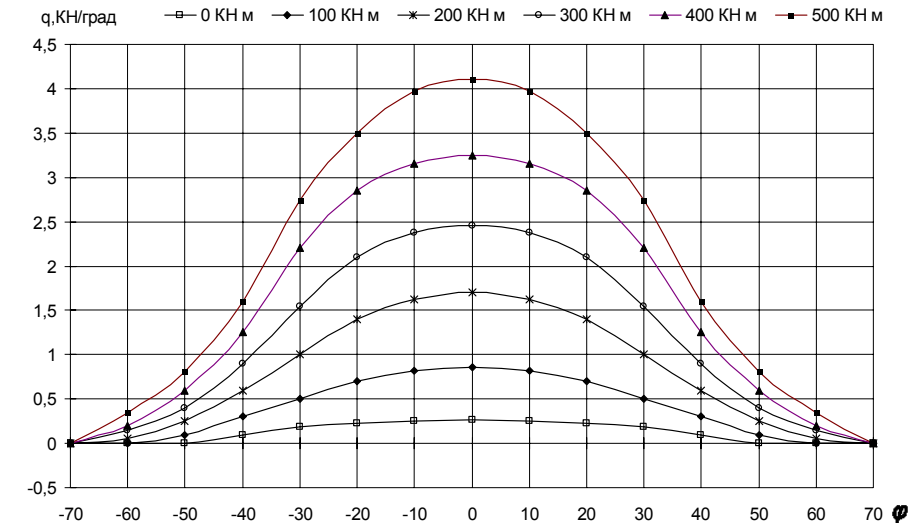


Рисунок 4 – Зависимость распределения нагрузки q приложенной к гибкому колесу со стороны дисков от положения главной оси генератора волн и величины крутящего момента $M_2 = (0, 100, 200, \dots, 500)$ кН·м

По графикам вычисляется радиальная нагрузка R , действующая на гибкое колесо со стороны диска генератора волн, а также угол γ между результирующим вектором и большой осью генератора волн. Результирующая сила R равна сумме проекций элементарных сил на ось, совпадающую с вектором

R . Для этого разбивают горизонтальную ось на участки S , каждый из которых соответствует значению некоторого угла φ_k .

Далее находят среднее значение нагрузки q_k на выделенном участке S , с помощью полученного значения нагрузки q_k вычисляют результирующую силу R , действующую на диск генератора волн со стороны гибкого колеса

$$R = \sum_l^k q_k S \cdot \cos(\varphi_k - \gamma) = S \cdot \sum_l^k q_k \cos(\varphi_k - \gamma). \quad (3)$$

Каждое значение q_k определяется в виде среднеквадратичной величины нескольких данных, полученных из ряда осциллограмм для одного и того же момента замера угла φ_k [5].

Определим угловую координату γ приложения результирующей силы R к диску генератора волн

$$\gamma = \frac{\sum_l^k q_k \sin \varphi_k}{\sum_l^k q_k \cos \varphi_k} \approx \frac{\sum_l^k q_k \varphi_k}{\sum_l^k q_k}. \quad (4)$$

По результатам вычислений (3) и (4) строится график (рисунок 5) изменения радиальной силы R в зависимости от передаваемого крутящего момента M_2 .

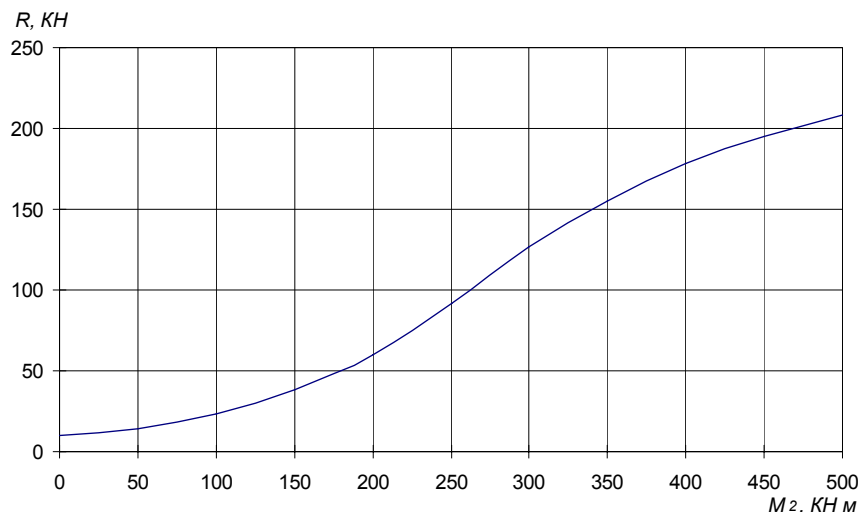


Рисунок 5 – Зависимость радиальной силы R , действующей на диск генератора волн от величины крутящего момента M_2 на тихоходном валу

Значения радиальной силы R и угловой координаты ее приложения γ можно вычислить по осциллограмме (рисунок 2). Для этого необходимо разбить отрезок AC на ряд $(25 \div 30)$ равных частей (точками K). В каждой такой точке необходимо провести соответствующую вертикальную линию Y_k . Из уравнений (1) и (2) необходимо подставить полученные значения в выражение (3) и определить искомые величины

$$R = m \sum_l^k Y_k \cos\left(180^\circ \frac{OK}{l} - \gamma\right); \quad (5)$$

$$\gamma = \frac{180^\circ}{l} \frac{\sum_l^k Y_k \cdot OK}{\sum_l^k Y_k}, \quad (6)$$

где m – масштаб сигнала, определяемый при тарировке.

Выводы:

1. Методом тензометрии получены осциллограммы радиальных перемещений локализованных элементов дисков генератора волн, вызванные действием гибкого колеса при различной нагрузке волновой передачи.
2. В процессе обработки осциллограмм перемещений использовались среднеквадратичные данные показаний тензорезисторов, наклеенных на локализованные элементы трех дисков генератора волн, для одного и того же момента замера угла φ_k каждого из дисков. Регулирование нагрузки волновой передачи осуществлялось ступенчато, после каждой серии замеров.
3. Полученные результаты экспериментальных исследований силовых факторов в области взаимодействия дисков генератора волн с гибким колесом позволили установить характер распределения нормальной нагрузки, действующей на гибкое колесо со стороны генератора волн, а также определить зависимость радиальной силы R , действующей на диск генератора волн, от величины крутящего момента M_2 на тихоходном валу.

Список литературы: 1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184с. 2. Шувалов С.А. Основные критерии работоспособности волновых зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1976. – №11. – С.17-20. 3. Шувалов С.А. Расчет волновых передач с учетом податливостей звеньев. – Вестник машиностроения. – 1974. – №6. – С.46-51. 4. Александров В.А., Скударь Г.М., Панков В.А., Стрельников В.Н. Волновые зубчатые передачи в тяжелом и металлургическом машиностроении. – М.: Машиностроение, 1991. – 166с. 5. Долинский Е.Ф. Обработка результатов измерений по способу наименьших квадратов. – М.: Издательство комитета стандартов, мер и измерительных приборов при СМ СССР, 1971. – 111с.

Поступила в редколлегию 16.04.11