

УДК 621.711.06

Бобух И. А.
Бобух А. И.
Клеваник Е. А.
Клеваник Д. С.

ПЕРСПЕКТИВЫ ЗУБЧАТЫХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРОКАТНЫХ СТАНАХ

В прокатных станах в настоящее время широко применяют эвольвентные зубчатые передачи в редукторах, шестерённых клетях, зубчатых муфтах и в универсальных шпинделях при малых углах наклона [1].

Шестеренные валки выполняются, как правило, шевронными, с завышенным отношением длины нарезки зубьев к делительному диаметру, зубчатые зацепления станových редукторов выполняются как шевронными, так и косозубыми с несколько меньшим отношением длины зубьев к делительному диаметру ведущей шестерни.

Большие длины зубчатых эвольвентных передач вынужденные, они объясняются желанием проектировщиков уменьшить величину контактных напряжений, регламентируемых ГОСТом 21354-87 [2].

Как показывает опыт эксплуатации эвольвентных зубчатых передач индивидуального исполнения с изменяемой структурой передачи, работающие в зоне температурного воздействия, в большинстве случаев они выходят из строя вследствие поломки зубьев от напряжений изгиба, а не от начавшегося процесса выкрашивания их рабочих контактных поверхностей.

Индивидуальное производство изделий с эвольвентным зубчатым зацеплением связано с большим объёмом пригоночных работ и значительным временем на заводскую пригонку и обкатку этих изделий [3].

В зубчатых передачах, изготовленных в условиях массового производства и работающих в постоянных температурных условиях, поломки зубьев от напряжения изгиба очень редки. В условиях массового производства имеются средства и возможность исправить некоторые теоретические дефекты эвольвентной передачи. Например, с помощью преднамеренного отклонения профиля у вершины зуба от эвольвенты, так называемого, фланкирования. Утонение верхней части зуба способствует уменьшению динамических нагрузок, вызываемых погрешностями изготовления и деформациями, и снижает заедания.

Другим примером преднамеренного отклонения эвольвентного профиля от теоретического является придание зубьям бочкообразной формы, при котором толщина зуба неодинакова по его длине – у торцов зуба она меньше, чем в середине.

Следует отметить тот факт, что проектирования нового металлургического оборудования под новые более современные технологии всегда связано с более высокими требованиями к изделиям, включающие зубчатые зацепления. Так было при проектировании универсального стана 2500 горячей прокатки для Новолипецкого металлургического комбината в 80–90 годы прошлого столетия. Аналогичная ситуация складывается и в настоящее время при реконструкции стана 2500 горячей прокатки Магнитогорского металлургического комбината. Совершенствования технологий в металлургической отрасли требует более современного оборудования с более высокими эксплуатационными характеристиками.

В прокатных станах наряду с шарнирами на вкладышах скольжения и шарнирами Гукка [1] при больших углах наклона шпинделей (до 6°) применяют универсальные шпиндели с неэвольвентным зубчатым зацеплением – роликовые [4, 5].

Конструкция роликовой муфты [4, 5] содержит головку и обойму с кольцевой проточкой для выхода инструмента при нарезании полуцилиндрических пазов, между которыми установлены бочкообразные ролики, выполненные с хвостовиками, размещенными в указанной проточке. Головка и обойма контактируют по сферическим поверхностям, а образующая бочкообразных роликов выполняется переменным радиусом.

Согласно техническим решениям [4, 5] выполнена документация и изготовлены шпиндели с неэвольвентным зубчатым зацеплением (роликовым) дрессировочных станков 1700 металлургического завода «Запорожсталь», которые превысили наработку шпинделей с эвольвентным зацеплением более чем в 15 раз при тех же условиях эксплуатации и тех же технологических нагрузках [6, 7].

В работах [6–9] показано, что роликовое неэвольвентное зубчатое зацепление, по сравнению с эвольвентным, имеет качественно новое свойство, а именно, силовая цепь: полуцилиндрический паз ведущей детали – бочка ролика – полуцилиндрический паз ведомой детали – постоянно замкнута. Названные элементы находятся в постоянном контакте благодаря изменяющемуся углу свободного контакта [10].

В работах [6–9] изложены основы теоретической модели неэвольвентного зубчатого (роликового) зацепления.

Следует отметить, что нарезание полуцилиндрических пазов на ведущем и ведомом зубчатых колесах не представляет трудности с использованием технических решений [11, 12] и может быть реализовано на любом машиностроительном заводе, имеющем зубонарезной парк станков.

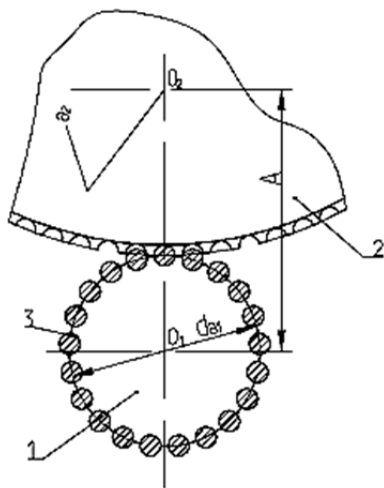


Рис. 1. Схема неэвольвентной зубчатой передачи:

1 – ведущее зубчатое колесо с числом зубьев z_1 ; 2 – ведомое зубчатое колесо с числом зубьев z_2 ; 3 – ролики в пазах ведущего колеса

приводного колеса. Угол контакта ψ криволинейных образующих бочкообразных роликов, находящихся в зацеплении в плоскости максимального радиуса ролика и оси зацепления находится в интервале $30^\circ < \psi < 75^\circ$, где ψ – угол между осью зацепления неэвольвентной зубчатой передачи и линией силовой цепи максимального радиуса ролика и профильными пазами.

Целью настоящей работы является анализ основных параметров неэвольвентной (роликовой) передачи, влияющих на ее кинематику и структуру.

Основными проектными параметрами для роликовой передачи являются:

- межцентровое расстояние – A ;
- длина бочки роликов – L ;
- расчетный зазор роликовой передачи;
- угол между профильными полуцилиндрическими пазами – α ;
- передаточное отношение зубьев ведущего z_1 и ведомого колеса z_2 ;
- требуемые энергосиловые параметры роликовой передачи.

В результате анализа рассмотренных выше работ пришли к созданию неэвольвентной зубчатой передачи [13] внешнего зацепления, с широким диапазоном передаточных отношений z_1 / z_2 меньших 1 с высокой нагрузочной способностью, не восприимчивой к значительным перегрузкам, технологическим погрешностям и относительно низкой себестоимостью (рис. 1).

Теоретическая модель неэвольвентного зубчатого роликового зацепления с заданными параметрами, в том числе, длиной бочки ролика L , углом наклона α между образующими полуцилиндрических пазов и радиусом их расточек r_p описана в работе [14].

Отличительной особенностью технического решения [13] является то, что бочкообразные ролики удерживаются в профильных пазах приводного зубчатого колеса взаимодействием хвостовиков роликов с фиксаторами, закрепленными на торцевых проточках

Проектирование энергоемкого и материалоемкого устройства, такого как роликовая передача, включает, как минимум три стадии: эскизный, технический и рабочий проект.

На первом этапе проектирования определяются параметры A , z_1 , z_2 , расчетный зазор роликовой передачи, исключающий заклинивание ведущего зубчатого колеса и ведомого зубчатого колеса, взаимодействующих между собой только с помощью роликов.

На втором этапе проектирования задача состоит в определении оптимальных параметров:

α – угла между прямолинейными образующими профильных полуцилиндрических пазов;

L – оптимальной длины бочки;

RR – радиусов расточки полуцилиндрических пазов;

R_0 – радиуса продольной кривизны бочки ролика на торце бочки;

ρ_m – радиус кривизны на торце роликов.

dd – гарантированный зазор роликовой передачи, исключающий заклинивание в силовой цепи и обеспечивающий в силовой цепи требуемый диапазон угла контакта между осью зацепления неэвольвентной зубчатой передачи и линией силовой цепи максимального радиуса бочки ролика и профильными пазами.

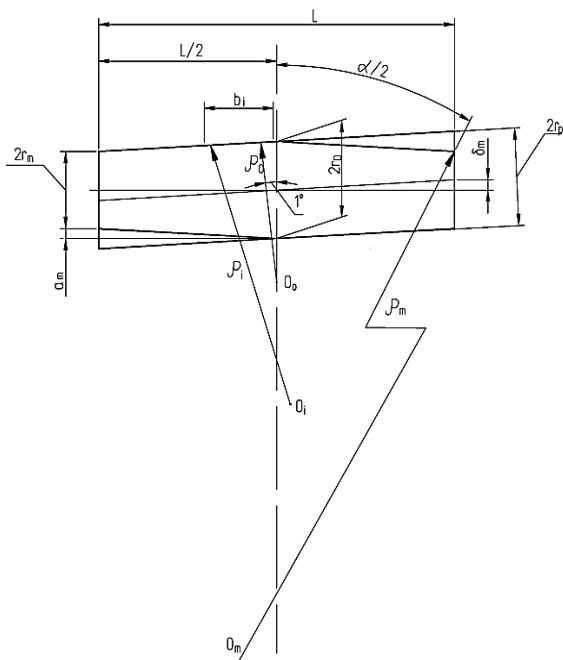


Рис. 2. Схема расчета основных параметров ролика

В процессе анализа параметров роликовой передачи было определено, что угол α между профильными пазами пары силовых деталей, не контактирующих между собой и взаимодействующих посредством бочки роликов, является определяющим для профиля бочки и его поперечных размеров в нормальных сечениях к оси ролика. Это происходит в силу того, что для неэвольвентной роликовой зубчатой передачи внешнего зацепления очень важным параметром является величина δ_m (рис. 2), которая характеризует отклонение от оси роликов геометрического места точек центров полуцилиндрических расточек, в нормальном сечении которые выполнены радиусом окружности. Так как ось ролика устанавливается симметрично образующим полуцилиндрических пазов, то ось ролика всегда отклонена от образующей ведомого колеса и ведущего колеса на угол $\alpha/2$. Величина δ зависит от двух параметров неэвольвентной зубчатой передачи:

$$\delta_m = \frac{L}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (1)$$

где L – длина роликов, равная ширине неэвольвентной зубчатой передачи;

α – суммарный угол между прямолинейными образующими полуцилиндрических пазов ведомого и ведущего зубчатых колес.

Другим не менее важным параметром передачи является величина a_i и ее максимальное значение a_m (рис. 2). Величина a_i характеризует отклонение от максимального радиуса бочки ролика r_0 геометрических мест точек на криволинейной поверхности бочки ролика вдоль ее продольной оси, а величина a_m характеризует максимальную стрелу прогиба криволинейной образующей ролика на его торце.

В работе [14] предложена инженерная методика определения параметров неэвольвентного роликового зацепления и параметров его силовых деталей, причем, кривизна бочки на торце ролика ρ_m , обеспечивающая a_m на уровне δ_m определяется методом итерации с большим объемом вычислений, навыков специалистов и затратой времени.

В число решаемых задач входит разработка автоматизированной программы оперативного расчета размеров криволинейной образующей бочки ролика в зависимости от угла α между профильными (полуцилиндрическими) пазы пары деталей, взаимодействующих посредством бочки роликов. Такая программа оперативного расчета разработана, ее использование не только ускоряет выполнение указанных выше этапов проектирования, но и выполнение конструкторской документации, и, кроме этого, предлагается для использования при производстве деталей силовой цепи роликовой передачи.

В машиностроении, особенно в индивидуальном и мелкосерийном, вместо пригонки нескольких деталей при сборке, используют вспомогательную деталь в размерной цепи, собираемых деталей, которая компенсирует недостающее звено в размерной цепи [15]. Компенсирующая деталь должна быть проста по конструкции, легко обрабатываемая и с низкой трудоемкостью. Пара зубчатых колес ведущего и ведомого с профильными полуцилиндрическими пазы значительно сложнее в изготовлении, чем бочкообразные ролики. Нарезание полуцилиндрических пазов с противоположным наклоном β относительно осей вращения зубчатых колес является наиболее сложной технологической операцией. Отклонение угла наклона полуцилиндрических пазов от проектного в случае эвольвентного зацепления ведет к трудоемкой операции пригонки боковых поверхности зубьев и, связанных с этим, увеличением трудоемкости.

В случае неэвольвентной роликовой передачи выполнение силовых зубчатых деталей с фактическими углами наклона β_1 и β_2 к соответствующим осям вращения ведущего колеса и ведомого колеса требует всего-навсего только выполнение продольных образующих бочек роликов в соответствии с автоматизированной программой расчета суммарного угла $\alpha = \beta_1 + \beta_2$ между полуцилиндрическими пазы. Такое выполнение бочки роликов включает подгонку силовых деталей, снижает время на механообработку, трудоемкость и время на изготовление зубчатой передачи. Применение одной из деталей в качестве компенсирующей в силовой цепи зубчатой неэвольвентной роликовой передачи меняет способ производства передач, существенно улучшает их технические характеристики.

Бочкообразный ролик, с расчетными параметрами продольной образующей бочки, выполненной по автоматизированной программе, является идеальной компенсирующей деталью, так как он изготавливается на токарных станках с числовым программным управлением (ЧПУ). Предполагается, что разработанная автоматизированная программа параметров бочки роликов с учетом суммарного угла α будет связана с ЧПУ обрабатывающего ролик станка в режиме реального времени:

$$\alpha = \beta_1 + \beta_2, \quad (2)$$

где β_1 – фактический угол наклона образующей полуцилиндрического пазы к оси вращения ведущего колеса с роликовым зацеплением, в град;

β_2 – фактический угол наклона образующей полуцилиндрического пазы к оси вращения ведомого колеса с роликовым зацеплением, в град.

Покажем результаты расчетов по разработанной автоматизированной программе для случая редуктора со следующими параметрами:

$A = 850$ мм – межцентровое расстояние;

$z_2 / z_1 = 4$;

$L = 240$ мм – ширина зубчатых венцов – длина бочки роликов.

1. Исходные данные для программы расчета:

$\alpha = 5,6667^\circ (5^\circ 40')$ – суммарный угол между образующими полуцилиндрических пазов;

$R_0 = 450$ мм – радиус продольной кривизны по оси симметрии ролика;

$L/2 = 120$ мм – полудлина бочки ролика;

ρ_m – радиус продольной кривизны бочки ролика на ее торце;

$RR = 30$ мм – радиус расточки полуцилиндрических пазов;

$dd_i = 0,6$ мм – расчетный зазор передачи;

$dd = 0,4$ мм – гарантированный зазор передачи.

2. Полученные результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Полученные результаты

b_i	3,24	15,107	28,191	40,606	52,606	64,306	75,774	87,050	98,166	109,144	120
r_i	29,408	28,841	28,215	27,621	27,047	26,488	25,939	25,4	24,868	24,343	23,824

В табл. 1:

b_i – текущие точки на оси абсцисс полудлины бочки ролика, мм;

r_i – текущие значения на оси ординат точек криволинейной образующей бочки (радиусов) ролика, мм.

Чувствительность автоматизированной программы расчета поперечных размеров ролика, в зависимости от угла между профильными полуцилиндрическими пазами, взаимодействующих посредством бочки роликов силовых деталей, а также возможность компенсации отклонений по величине углов β между полуцилиндрическими пазами и осями их вращения (β_1 и β_2), продемонстрируем на числовом примере расчета параметров бочки ролика лабораторного устройства для исследования силовых характеристик незельвольвентной роликовой передачи:

1. Исходные данные для расчета:

суммарный угол между образующими полуцилиндрических пазов задается для четырех вариантов: $\alpha = 3,00^\circ$, $3,03334^\circ$, $4,00^\circ$, $5,00^\circ$;

$R_0 = 175$ мм – радиус продольной кривизны по оси симметрии ролика;

$L/2 = 16$ мм – полудлина бочки ролика;

$\rho_m = 850$ мм – радиус продольной кривизны бочки ролика на ее торце;

$RR = 4,0$ мм – радиус расточки полуцилиндрических пазов;

$dd_i = 0,15$ мм – расчетный зазор передачи;

$dd = 0,1$ мм – гарантированный зазор передачи.

2. Полученные результаты приведены в табл. 2–5.

В таблицах 2, 3, 4, 5:

b_i – текущие точки на оси абсцисс полудлины бочки ролика, мм;

r_i – текущие значения на оси ординат точек криволинейной образующей бочки (радиусов) ролика, мм;

r_{pi} – текущие значения на оси ординат точек сближения полуцилиндрических пазов и бочки ролика, мм;

ΔF_i – текущая величина сближения, мм.

Приведенные результаты расчетов по автоматизированной программе показывают, что отступление (при изготовлении) в величине α всего на 2' (две минуты) автоматизированная программа чувствует и реагирует на изменение текущей величины r_i , то есть текущих радиусов бочки ролика.

Таблица 2

Расчет параметров бочки ролика при
 $\alpha = 3,00^\circ$

b_i	r_{pi}	r_i	ΔF_i
0,432	3,989	3,889	0,100
2,014	3,947	3,852	0,095
3,759	3,902	3,812	0,090
5,414	3,858	3,774	0,084
7,014	3,816	3,737	0,079
8,574	3,775	3,701	0,075
10,103	3,735	3,666	0,070
11,607	3,696	3,631	0,065
13,089	3,657	3,597	0,060
14,553	3,619	3,563	0,056
16,000	3,581	3,530	0,051

Таблица 3

Расчет параметров бочки ролика при
 $\alpha = 3,03334^\circ$

b_i	r_{pi}	r_i	ΔF_i
0,432	3,989	3,889	0,100
2,014	3,947	3,852	0,095
3,759	3,900	3,811	0,090
5,414	3,857	3,772	0,084
7,014	3,814	3,735	0,079
8,574	3,773	3,698	0,075
10,103	3,732	3,663	0,070
11,607	3,693	3,628	0,065
13,089	3,653	3,593	0,060
14,553	3,615	3,559	0,056
16,000	3,576	3,525	0,051

Таблица 4

Расчет параметров бочки ролика при
 $\alpha = 4,00^\circ$

b_i	r_{pi}	r_i	ΔF_i
0,432	3,985	3,884	0,101
2,014	3,930	3,834	0,096
3,759	3,869	3,778	0,091
5,414	3,811	3,725	0,086
7,014	3,755	3,675	0,081
8,574	3,701	3,625	0,076
10,103	3,647	3,576	0,071
11,607	3,595	3,529	0,066
13,089	3,543	3,481	0,062
14,553	3,492	3,435	0,057
16,000	3,441	3,389	0,052

Таблица 5

Расчет параметров бочки ролика при
 $\alpha = 5,00^\circ$

b_i	r_{pi}	r_i	ΔF_i
0,432	3,981	3,879	0,102
2,014	3,912	3,815	0,098
3,759	3,836	3,744	0,092
5,414	3,764	3,677	0,087
7,014	3,694	3,612	0,082
8,574	3,626	3,549	0,077
10,103	3,559	3,487	0,072
11,607	3,493	3,426	0,068
13,089	3,429	3,366	0,063
14,553	3,365	3,306	0,058
16,000	3,301	3,248	0,054

В случае отклонения суммарного угла α от проектного на 2° (два градуса) полученные результаты компенсируют ошибку изменением соответствующих размеров бочки роликов. В этом случае бочка ролика успешно служит компенсатором.

Вопрос снижения несущей способности роликовой передачи при исправлении таких ошибок не входит в объем настоящей статьи и будет рассмотрен по результатам лабораторных исследований на испытательном стенде.

ВЫВОДЫ

Выполнен анализ основных параметров неэвольвентного роликового зацепления и доказана возможность компенсации отступлений при изготовлении силовых деталей соответствующими размерами бочки ролика. Значение параметров a_i , характеризующих геометрическое место точек на криволинейной поверхности бочки ролика вдоль ее продольной оси и максимальную стрелу прогиба криволинейной образующей на торце a_m и ее взаимосвязь с параметром δ_m , определяет разработанная автоматизированная программа расчетов.

Величина кривизны торцевого радиуса ρ_m и текущих радиусов ρ_i криволинейной поверхности бочки, обеспечивающая требуемую величину a_m , определяется по автоматизированной программе расчетов.

Оптимальный зазор неэвольвентной зубчатой передачи и его разделение на две неравные части: постоянную часть и переменную часть, величина максимального радиуса ролика r_0 на оси его симметрии, величина переменного радиуса r_i определяются по автоматизированной программе расчетов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката / [Целиков А. И., Полухин П. И., Гребенник В. М. и др.]. – М. : Металлургия, 1988. – 80 с.*
2. *ГОСТ 21354-87(СТ СЭВ 5744-80). Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Москва : ГОСКОМ СССР по СТАНДАРТАМ. – 127 с.*
3. *Тевс Н. Г. Редукторостроение на Новокраматорском машиностроительном заводе / Н. Г. Тевс, Н. С. Ковердяев, С. Д. Рахтер. – Машигиз, 1946.*
4. *Пат. 21908 Украина, МПК В21В 35/14, С1 В21В3514. Роликовая муфта / Бобух І. О., Коновалов О. Д., Плахтін В. Д. і др.; заявник і патентовласник ЗАТ «Новокраматорський машинобудівний завод». – № 93006909 ; заявл. 03.12.93 ; опуб 30.04.98, Бюл. № 2.*
5. *Пат. на корисну модель 21946 И МПК В21В35114(2007.01) Украина. Шарнір універсального шпинделя / Бобух І. О., Бобух В. І., Ростовський К. Л., Антонюк Є. Я. ; заявник і патентовласник ЗАТ «Новокраматорський машинобудівний завод». – № И200611348 ; заявл. 27.10.2006 ; опубл. 10.04.2007, Бюл. № 4.*
6. *Бобух В. І. Влияние параметров роликовых шпинделей прокатных станов на эксплуатационную надежность / В. І. Бобух // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : тематичний збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2006. – С. 476–479.*
7. *Бобух І. А. Исследование демифирующей способности роликовых шпинделей / И. А. Бобух, В. І. Бобух, Л. А. Нечаева // Металлургические процессы и оборудование. – 2008. – № 3(13). – С. 6–11.*
8. *Антонюк Е. Я. Исслед ПАО «НКМЗ»ование роликовых шарниров с завышенными углами перекося / Е. Я. Антонюк, В. І. Бобух, А. Ф. Гончаренко // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудування : тематичний збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2004. – С. 620–625.*
9. *Бобух І. А. Расчет силовых элементов роликовых изделий на долговечность / И. А. Бобух, В. І. Бобух, А. Н. Федоренко // Захист металургійних машин від поломок : міжвузівський тематичний збірник наукових праць. – Маріуполь, 2009. – Випуск № 11. – С. 118–124.*
10. *Бейзельман Р. Д. Подшипники качения. Справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цинкин, Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1975. – 572 с.*
11. *Пат. 27500 В23F 5/12 Україна. Спосіб нарізання зубчатих виробів з зовнішнім та внутрішнім невольвентним зацепленням / Бобух І. О., Коновалов О. Д., Плахтін В. Д. ; заявник і патентовласник ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод». – 95020440 ; заявл. 20.02.1995 ; опубл. 15.04.2000, Бюл. № 4.*
12. *Пат. на корисну модель 43044 МПК (2009) В23F21/00 Україна. Спосіб нарізування зубчатих виробів з зовнішнім та внутрішнім невольвентним зацепленням / Бобух І. О., Коновалов О. Д., Федорінов В. А. та ін. ; заявник і патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № И20092977 ; 30.03.2009 ; опубл. 27.07.2000, Бюл. № 14.*
13. *Пат. 55901 МПК(2009) F16Н1/00 України. Неевольвентна зубчаста передача / Бобух І. О., Федорінов В. А., Бобух В. І., Бобух О. І., Бекленіцев О. П. ; заявник і патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № И201008222 ; заявл. 01.07.2010 ; опубл. 27.12.2010, Бюл. № 24.*
14. *Применение неэвольвентных зубчатых передач в приводе прокатных станов / Бобух І. А., Бобух В. І., Клеваник Е. А., Бекленіцев О. П. // Захист металургійних машин від поломок : міжвузівський тематичний збірник наукових праць. – Маріуполь, 2011. – Випуск № 13. – С. 24–35.*
15. *Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов / М. П. Новиков. – М. : Машиностроение, 1980. – 592 с.*

Бобух І. А. – ст. преп. кафедри АММ ДГМА;

Бобух А. І. – вед. спец. ПАО «НКМЗ»;

Клеваник Е. А. – ассистент каф. ПМ ДГМА;

Клеваник Д. С. – студент ДГМА.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

ПАО «НКМЗ» – Публичное акционерное общество «Новокраматорский машиностроительный завод», г. Краматорск.

E-mail: amm@dgma.donetsk.ua

Статья поступила в редакцию 01.03.2012 г.