

Рисунок 9 – Напряжения в шпинделе после окончания статического анализа при внешней нагрузке 10000 [N]

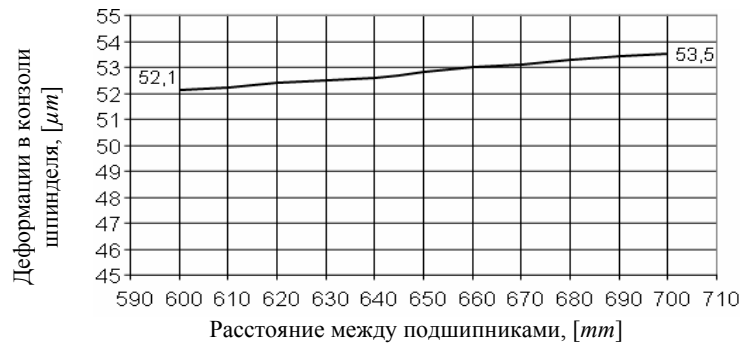


Рисунок 10 – Деформации в переднем конце шпинделя при внешней нагрузке 10000 [N]



Рисунок 11 – Деформации в шпинделе между опорами при внешней нагрузке 10000 [N]

Список литературы: 1. Чернавский П.М., Повышение жесткости шпиндельных узлов // Известия ВУЗов, Машиностроение. – 1980. – №3. 2. Иванов, И.Д. и др. Свременно механизми и елементи в машиностроенето. – София: Изд. "Техника", 1985. – 109с. 3. Реиетов Д.Н. Детали машин и механизмы для металлорежущих станков. Том 2. – М.: Машиностроение, 1972. – С.212–217. 4. Левина З.М., Астафьев А.М. Расчеты при проектировании шпиндельных. – СИ. – 1981. – №6. – С.4–6.

Поступила в редколлегию 22.05.2009

УДК.621.833

В.О. МАЛАЩЕНКО, д.т.н., проф. НУ "Львівська політехніка"
І.Є. КРАВЕЦЬ, к.т.н., Добротвірська ТЕС
В.В. МАЛАЩЕНКО, аспірант кафедри ЕРАТ НУ "Львівська політехніка"

КОМП'ЮТЕРНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ СПРАЦЮВАННЯ ЗУБЦІВ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ МЛІНІВ

Розглянуто питання з визначення величини спрацювання зубців великогабаритних зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів компютерно-експериментальним методом. Проведено визначення глибини спрацювання зубців колеса передачі для заданих умов роботи.

Рассмотрено вопросы по определению величины износа зубьев передач больших габаритов для углерозмелювальных мельниц компютерно-експериментальным методом. Определена величина глубины изнашивания зубьев колеса передачи для заданных условий работы.

Постановка задачі. Продовження терміну роботи зубчасті передачі дає завжди позитивний ефект та матеріальні вигоди. Для відкритих зубчастих передач вирішальним критерієм довговічності часто є спрацювання робочих поверхонь профілів зубців. Це першою чергою стосується великогабаритних зубчастих передач, наприклад, млинів для розмелювання вугілля, що працюють у дуже важких умовах та передають великі обертальні моменти. Тому питання, що пов'язані з продовженням терміну служби таких елементів механічних приводів, є актуальними та мають практичне значення для різних галузів машинобудування [3].

Зв'язок даної задачі з відомими дослідженнями. З огляду на те, що зубчасті передачі відносяться до широко розповсюджених пристроїв, вони є під постійною увагою багатьох вчених країни. Теоретичними та експериментальними дослідженнями зубчастих передач у різні часи займалися багато вітчизняних і закордонних дослідників та науковців. Більш широко відомі роботи [1–3, 6–8], де повніше досліджувались геометричні та кінематико-силові характеристики різноманітних зубчастих передач. Дана робота є продовженням задачі, перша частина якої експериментально розв'язано у роботах [3–5]. Поставлена

тут задача відповідає також проблемам машинобудування різних країн і її розв'язок буде певним доповненням до відомих результатів та підґрунтям подальших досліджень великогабаритних відкритих зубчастих передач.

Виклад основного матеріалу. У роботах [4-5] визначено експериментально глибину спрацювання зубців великогабаритної зубчастої передачі, яка працює у певних виробничих умовах, а в статті [3] розв'язано подібну задачу для виробничих потреб Добротвірської ТЕС на основі пропорційності питомої роботи сил тертя та глибини спрацювання робочих поверхонь зубів. Ця методика є більш універсальною, а її достовірність підтверджується конкретним прикладом проведення теоретично кількісного аналізу.

Розв'язок задачі базується на відомих рівняннях, що описують евольвенту кола в Декартових координатах у вигляді:

$$\begin{aligned} x &= r_b \cos \varphi + r_b \varphi \sin \varphi; \\ y &= r_b \sin \varphi - r_b \varphi \cos \varphi. \end{aligned} \quad (1)$$

Для комп'ютерної побудови профілів зубців рівняння (1) необхідно звести до вигляду:

$$\begin{aligned} x &= r_b (\cos(\varphi - \delta) + \varphi \sin(\varphi - \delta)); \\ y &= r_b (\sin(\varphi - \delta) - \varphi \cos(\varphi - \delta)), \end{aligned} \quad (2)$$

де r_b – радіус початкового кола; φ – кут нахилу відрізка, що проведений від осі зубчастого колеса до дотичної початкового кола; δ – кут нахилу евольвенти до осі X , який вибирається для зручності побудови евольвенти.

Для конкретного випадку необхідно знати радіуси початкових кіл шестірни та колеса, що в даному випадку відповідно дорівнюють:

$$\begin{aligned} r_{b1} &= 0,5d_1 \cos \alpha = 0,5 \cdot 580 \cdot \cos 20^\circ = 272,511 \text{ мм}; \\ r_{b2} &= 0,5d_2 \cos \alpha = 0,5 \cdot 4400 \cdot \cos 20^\circ = 2067,324 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (3)$$

Використовуючи систему рівнянь (2), визначалась висота зубця та відповідно половина його товщини у різних перерізі. З метою підвищення точності обчислень та побудови відповідних кривих розроблено відповідну програму розрахунку товщини зубців шестірни та вінця колеса. Для цього застосовувались електронні таблиці "Microsoft Excel". Для використання обчислень у програму вносились основні параметри шестірни та колеса: ділильні діаметри d_1 і d_2 , діаметри виступів d_{a1} і d_{a2} , діаметри впадин d_{f1} і d_{f2} [3], кути φ і δ . Точність обчислень евольвенти профілю зубців контролювалась і погоджувалась з товщиною зубців, що наведено в технічних характеристиках на проектних кресленнях шестірни та колеса.

Значення кута δ для шестірни та колеса вибирались методом підбору. Його величина контролювалась товщиною зубця, що визначалось за другим

рівнянням залежностей (2), і порівнювалась з технічними характеристиками, що наведені в кресленнях шестірни і колеса. Для даної передачі проводилась за такою послідовністю. На відстані від вершини зубця шестірни $h_1=32,7$ мм довжина хорди повинна знаходитись в межах $S_1=39,76\dots 39,92$ мм, а для зубчастого колеса на відстані від вершини зубця $h_2=4,36$ мм довжина хорди повинна знаходитись в межах $S_2=18,73\dots 19,03$ мм. Внаслідок цього для шестірни отримано кут $\delta=4,847^\circ$, а для колеса – $\delta=1,136^\circ$.

Отримані результати розрахунків після обробки зведено в таблицю 1, де жирним шрифтом виділено значення результатів комп'ютерних обчислень профілю зубців шестірни та колеса на їх ділильних діаметрах. Результати вимірювань та обчислень дозволили побудувати графіки профілів стандартних евольвентний та профілі спрацьованих поверхонь зубців для трьох площин (рисунки 1 і 2).

Таблиця 1 – Результати комп'ютерних обчислень профілю зубців шестірни і колеса

Шестірня		Колесо	
Висота зубця, мм	Ширина зубця, мм	Висота зубця, мм	Ширина зубця, мм
0	45,515	0	45,931
5	43,934	5	42,923
10	41,645	10	39,828
13	39,979	15	36,647
15	38,755	20	33,381
20	35,323	25	30,032
25	31,382	30	26,600
30	26,955	35	23,088
35	22,054	37	21,661
40	16,687	40	19,496
45	10,855	45	15,824

За рисунком 1 можна легко оцінити величину спрацювання зубців шестірни як різниця між наведеними профілями. Верхня і нижня криві – це теоретичні профілі зубця шестірни, а крива між ними – робоча поверхня спрацьовано зубця. Розбіжність між теоретичними підрахунками глибини спрацювання профілів зубців і експериментальними значеннями не перевищує 7...9%.

Подібно до попереднього побудовано профілі зубців колеса (рисунок 2).

Подібно до шестірни за рисунком 2 легко оцінювати величину спрацювання робочих поверхонь зубців колеса, де верхня і нижня криві – це евольвентні профілі зубця зубчастого вінця, а дві середні криві окреслюють профілі спрацьованого зубця колеса.

Величиною спрацювання зубців шестірни та колеса є різниця обчисленої та виміряної товщини зубців. Одержані при цьому значення спрацювання профілів зубців шестірни та колеса занесено в таблицю 2.

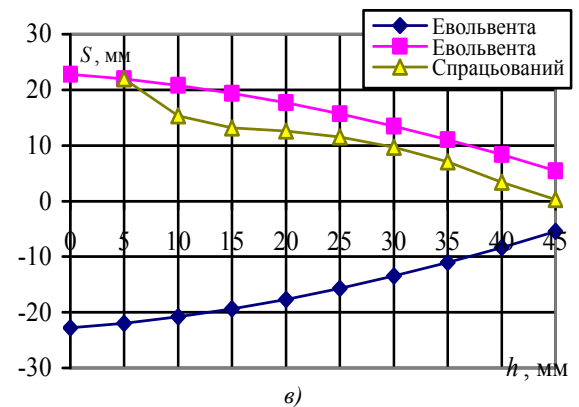
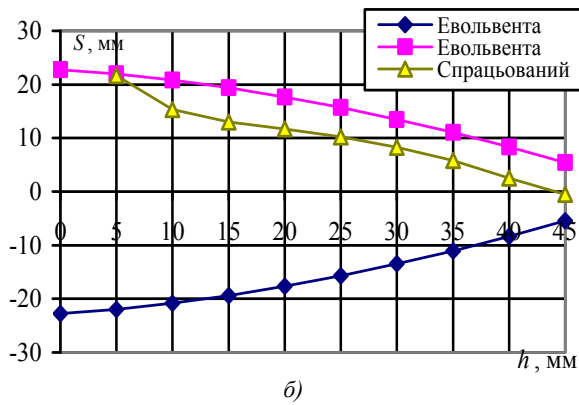
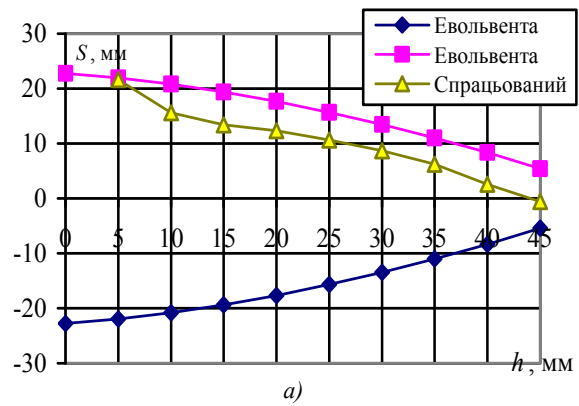


Рисунок 1 – Профілі зубця шестірні на площинах:
а) і в) – на краях зубців; б) –по його середині

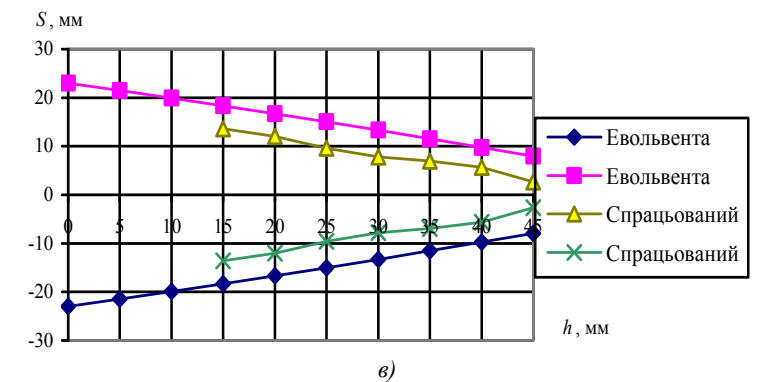
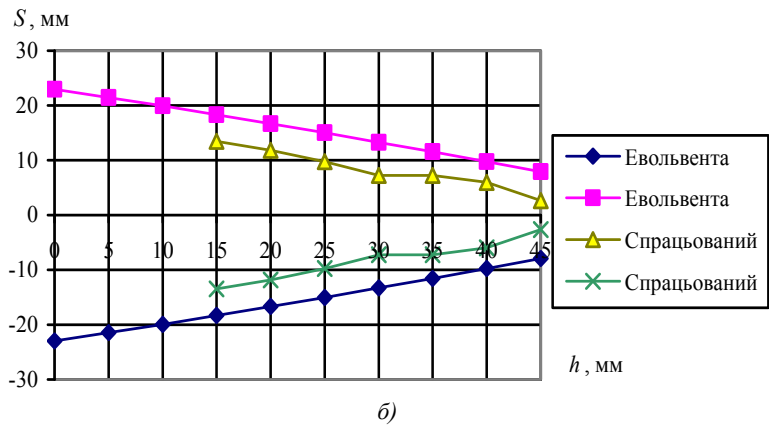
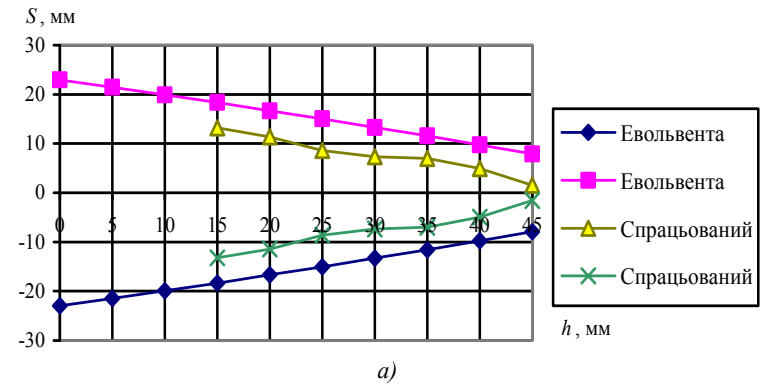


Рисунок 2 – Стандартні та спрацьовані профілі зубця вінця колеса на відповідних до шестірні площинах

Таблиця 2 – Величина спрацювання профілів зубців шестірни і колеса

Висота зубця, мм	Шестірна			Колесо		
	Початок	Середина	Кінець	Початок	Середина	Кінець
5	0,301	0,267	0,001	–	–	–
10	5,212	5,478	5,512	–	–	–
15	5,955	6,355	6,222	10,180	9,847	9,480
20	5,356	5,990	5,090	10,581	9,781	9,348
25	5,049	5,482	4,149	12,865	10,632	10,832
30	4,789	5,122	3,822	11,967	11,134	10,967
35	4,821	5,221	3,988	9,055	9,255	9,222
40	5,754	5,854	4,920	9,562	7,696	8,196
45	6,022	6,122	5,288	12,691	10,491	10,491
13	5,612	5,846	5,012	8,328	8,228	8,394

Для більшої наочності та зручності практичного використання за даними таблиці 2 побудовано графіки спрацювання робочих профілів зубців шестірни і колеса (рисунк 3), що дозволяють оцінити величину спрацювання робочих поверхонь зубців за їх висотою та довжиною, із яких випливає, що профіль зубців шестірни більше спрацьовується посередині довжини зубця, а профіль зубців колеса – на площині наближеної до торця, що підтверджує теоретичні положення, які наведено вище.

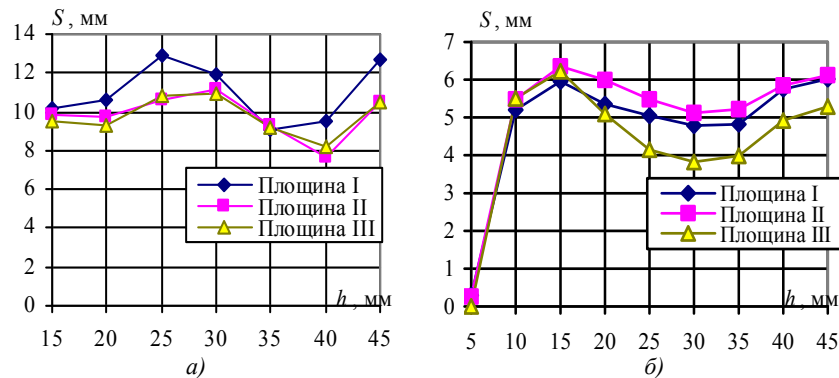


Рисунок3 – Графіки спрацювань зубців: а) – шестірни; б) – колеса

Окрім того одержані графіки дозволяють установити залежності величини спрацювання зубців за їх висотою та довжиною. Вони підтверджують теоретичні положення стосовно більш інтенсивного спрацювання зубців шестірни біля їх кореня та біля вершин, в той час як зубці зубчастого вінця колеса більш інтенсивно спрацьовуються біля полюса зачеплення та вершин. Це підтверджується також оглядом інших пар зубчастих коліс млинів Ш-12, що відпрацювали свій термін.

Висновки.

Комп'ютерно-експериментальний метод уможливило пришвидшувати проведення кількісного аналізу спрацювань профілів зубчастих коліс і першою чергою великогабаритних передач важконавантажених механічних приводів.

Запропонована методика апробована на конкретному прикладі з визначенням величини і місця інтенсивнішого спрацювання зубців шестірни та колеса.

Отримані результати можуть бути підґрунтям для подальших досліджень і вони показують, що є необхідність у продовженні подібних робіт.

Список літератури: 1. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Зависимость между параметрами зацепления в эвольвентной передаче // Вісник НТУ "ХП". – Харків, 2006. – №22. – С.24–28. 2. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эвольвентным зацеплением // Вестник НТУ "ХП". – Харьков, 2004. – №30. – С.153–157. 3. Малащенко В.О., Кравець І.С., Малащенко В.В. Спрацювання зубців великогабаритної зубчастої передачі млинів барабанного типу // Вісник НТУ "ХП". – Харків, 2007. – №21. – С.7–11. 4. Малащенко В.О., Кравець І.С., Сороківський О.І. Проблеми довговічності великогабаритних відкритих зубчастих передач вуглерозмельовальних млинів // Вісник НТУ "ХП". – Харків, 2006. – №22. – С.81–85. 5. Малащенко В.О., Куновський Г.П., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Визначення глибини спрацювання зубців великогабаритної прямозубої передачі млинів // Збірник наукових праць асоціації "Автобус". – Вип.4. – Львів, 2000. – С.67–70. 6. Носко П.Л., Мухоматий А.А., Шишова Н.В. Критерии работоспособности прямозубых цилиндрических передач с геометрией зубьев общего вида // СУНУ, Науковий журнал. – Луганск, 2003. – №12(70). – С.19–26. 7. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 8. Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Філь П.В. Висконавантажені циліндричні передачі з двоопукло-угнутими зубцями. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2005. – 216с.

Надійшла в редколегію 24.05.09

УДК 621.833

П.Л. НОСКО, д.т.н., зав. каф. машинобудування ВНУ ім. В. Даля, г. Луганск
А.В. ЧЕРНИКОВ, д.т.н., зав. каф. інженерної графіки ХНАДУ "ХАДИ"
А.И. ПАВЛОВ, к.т.н., доц. каф. інженерної графіки ХНАДУ "ХАДИ"

ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЮТНОГО ЗАЧЕПЛЕНИЯ

Розглядаються варіанти побудови передач з еволютним зачепленням, яке характеризується тим, що лінія зачеплення має еволюту. Вид еволютного зачеплення залежить від початкових умов (кута зачеплення в полюсі передачі) та величини коефіцієнту різноманітності.

Variants of construction of the evolute gearings which is characterized by that the line of gearing has an evolute are considered. The kind of the evolute gearings depends on entry conditions (a corner of gearing in a pole of transfer) and size of factor of a version.

Постановка вопроса. Зубчатое зацепление чаще всего определяется линией взаимодействия зубьев (линией зацепления) в плоскости зацепления. Если эта линия – прямая, то зацепление называется эвольвентным, а если –