

стенд буде призначено для вище згаданих експериментальних досліджень процесу контурної обробки зубчастих коліс, а також інших деталей з періодичними і неперіодичними профілями дисковим інструментом.

**Список літератури:** 1. *Лапшев С.И., Юликов М.И.* Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с применением ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1975. – 392с. 2. *Пантелов И.Н., Метев Х.Ц., Куманов И.В., Динев С.Д.* Нарязване на зъбни на зъбни кола в върху обработващи центри // Известия на ТУ-Габрово. – Т.30. – 2004. – С.121–134. 3. *Коганов И.А.* Прогрессивная обработка зубчатых профилей и фасонных поверхностей. – Тула: Приокское книжн. изд-во, 1970. – 180с. 4. Формообразование рабочего профиля сателлита трохонидной передачи // *Dr. Eng. Jankevich M., Ass. Dziatkovich V.*, National Academy of Science – Minsk, Belarus. Опубликовано в Интернеті: <http://www.gears.ru/transmis/zaprogramata/2.139.pdf>. 5. *Грицай І.Є., Благут Е.М., Яворський В.З.* Синусоїдальні зубчасті колеса та новий ефективний метод їх виготовлення // УІЦ "Наука. Техника. Технологія". – К., 2004. – С.47–50. 6. *Кривошея А.В., Данильченко Ю.М., Мельник В.Е., Благут Э.М.* Перспективы применения твердосплавных отрезных дисковых фрез при обработке цилиндрических зубчатых колес // Резание и инструмент в технологических системах: Межд. научн.-техн. сборник. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – Вып.69. – С.115–120. 7. *Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Пастернак С.І., Короткий С.В.* Кінематика формоутворення циліндричних зубчастих коліс з заданим профілем дисковим інструментом // Вестник НТУУ "КПИ", сер. Машиностроение. – 2005. – №46. – С.104–108. 8. *Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Пастернак С.І.* Математичне моделювання законів руху дискового інструменту при обробці зубчастих коліс довільного профілю // Вестник НТУУ "КПИ", сер. Машиностроение. – 2006. – №49. – С.104–108. 9. *Пастернак С.І., Данильченко Ю.М., Сторчак М.Г., Кривошея А.В.* Економічне обґрунтування методу контурної обробки деталей з періодичними профілями дисковим інструментом // Вісник НТУ "ХПИ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПИ", 2009. – №19. – С.118–126. 10. *Heisel, U.; Pasternak, S.; Storchak, M., Stehle, T.*: Jede Verzahnung mit einem Werkzeug herstellbar. *dima*, 2009, Nr. 5, 44-45. 11. *Решетов Д.Н., Портман В.Т.* Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с.

Надійшла до редколегії 30.04.10

УДК 621.833

**І.В. ПЕНЗОВА**, президент правління ОАО "Агрегат", г. Славянск  
**Н.И. ПОНОМАРЕВ**, головний інженер ОАО "Агрегат"  
**В.М. ФЕЙ**, головний інженер АОЗТ "НИИ "Редуктор", г. Киев

### ОПЫТ ПРОИЗВОДСТВА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ МОТОР-РЕДУКТОРОВ С ПЕРЕДАЧАМИ НОВИКОВА НА ОАО "АГРЕГАТ"

Розглянуто досвід виробництва циліндричних мотор-редукторів з передачами Новикова на ВАТ "Агрегат".

Experience of production of cylindrical reducing motor-gears with the Novikov gears on JSC "Агрегат" is considered.

С целью расширения номенклатуры и увеличения объема производства механических приводов на Славянском ОАО "Агрегат" в 2004г. была завер-

шена ОКР и начато производство цилиндрических двухступенчатых редукторов с передачами Новикова типоразмера 3МЦ2С-63Н по документации, разработанной АОЗТ "Научно-исследовательский институт "Редуктор" [1].

Мотор-редукторы (см. рисунок) имеют широкий диапазон передаваемых мощностей (0,25-3кВт), частот вращения выходного вала (28-400 об/мин), конструктивных исполнений по способу монтажа и современный технический уровень. Сравнительные данные мотор-редукторов 3МЦ2С-63Н с лучшими зарубежными образцами [2-4] приведен в таблице 1.



Рисунок – Мотор-редуктор 3МЦ2С-63Н

Таблица 1 – Сравнительные данные мотор-редукторов 3МЦ2С с передачами Новикова (твердость зубьев HRC 28...32) с лучшими зарубежными образцами с эвольвентными передачами высокой твердости (HRC 58...63)

Технические данные	3МЦ2С-63Н-56 НИИРедуктор, Украина, 2004-2009 [1]	C31290S4 Bonfiglioli Италия, 2008 [2]	R4790S4 SEW-EVRODRIVE Германия, 2008 [3]	SK22-90L4 NORD Германия, 2006 [4]
Мощность двигателя	1,1	1,1	1,1	1,1
Частота вращения выходного вала, об/мин	56	56	56	59
Крутящий момент на выходном валу, Н·м	160	132	147	139
Масса, кг	22,7	18-23	28	40
Габаритные размеры, L×B×H, мм	520×220×260	490×190×235	589×246×187	542×240×216
Удельная масса, кг/Н·м	0,14	0,14-0,17	0,19	0,286
Допускаемая радиальная консольная нагрузка на выходном валу, Н·м	3350	5180	4290	3440
Диаметр выходного вала, мм	28	30	30	30
Высота оси вращения, мм	140	110	115	125

На протяженні п'яти лет мотор-редуктори 3МЦ2С-63Н мають стабільне якість, низький рівень шуму і стійкий спосіб у користувачів України, Росії і країн СНГ.

**Список літератури:** 1. ТУ У29.2-002224828-351-2004. "Мотор-редуктори циліндричні двохступенчаті типорозміра 3МЦ2С-63Н. Технічні умови". – 44с. 2. SEW-EVRODRIVE. Мотор-редуктори. Каталог А3.Д01. 2008. – 786с. 3. BONFIGLIOLI RIDUTORI. Каталог. 2008. – 402с. 4. Getriebebau NORD. G1000. 2006.

Поступила в редакцію 16.03.10

УДК 621.833.7

**О.Г. ПРИЙМАКОВ**, к.т.н., професор ХДТУБА, м. Харків  
**О.В. УСТИНЕНКО**, к.т.н., доц., с.н.с. каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ", м. Харків  
**Г.О. ПРИЙМАКОВ**, аспірант НТУ "ХПІ"

### ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТРИХВИЛЬОВИХ СИЛОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ БЕЗ НАДЛИШКОВИХ В'ЯЗЕЙ

Метою статті є визначення напружено-деформованого стану силових хвильових зубчастих передач (СХЗП) за трихвильовою схемою, що не містять надлишкових в'язей. Особливий інтерес викликає дослідження припрацьовуваності зубчастих коліс таких передач.

The purpose of the article is definition of stress-strain state for the power wave gears (PWG) with a three-waves scheme, which do not contain surplus bracings. The special interest is caused by research of wear-in of gear-wheels of such transmissions.

**Вступ.** При проектуванні сучасних хвильових зубчастих передач рекомендується використовувати принцип виключення надлишкових зв'язків [1], що знижує вплив технологічних похибок виготовлення й деформацій ланок на працездатність механізму.

В горизонтально розташованих хвильових передачах без надлишкових зв'язків на характер взаємодії їхніх елементів повинні впливати сили ваги й сили інерції ланок, що самовстановлюються. Це може відбитися на напруженому стані гнучкого колеса, міцність якого є одним з основних критеріїв працездатності хвильових зубчастих передач. Тому вивчення впливу надлишкових зв'язків на напружений стан гнучкого колеса при горизонтальному розташуванні хвильової передачі становить великий інтерес.

**Експериментальні дослідження напружень у гнучкому колесі.** Дослідження проводилися на експериментальному зразку хвильової зубчастої передачі механізму повороту барабана самохідного кабельного пересувача [1-3].

Параметри передачі наступні: номінальний момент на гнучкому колесі  $M_n=8500\text{Н}\cdot\text{м}$ ; передатне відношення 249; модуль 0,6мм; ексцентриситет вала генератора хвиль 3мм; коефіцієнти зміщення вихідного контуру гнучкого й жорсткого коліс 5,23 й 5,26 відповідно; потужність приводу 4,0 кВт; номінальна частота обертання вала генератора хвиль  $72,5\text{с}^{-1}$ ; ступінь точності виготовлення зубчастих вінців хвильового зачеплення 7-Gf ГОСТ 9178-72.

СХЗП має трихвильовий тридисковий генератор, що містить три диски, зміщені на  $120^\circ$  один відносно одного.

На рисунку 1,а наведена конструктивна схема механізму із хвильовою передачею, у якій виключені надлишкові зв'язки. Фланець двигуна 1 прикріплений до кришки редуктора 8. Вал двигуна з'єднаний за допомогою подвійної зубчастої муфти 2 з генератором хвиль 3, а гнучке колесо 4 – з вихідним валом 7 за допомогою подвійної зубчастої муфти 6. Це дозволяє генератору хвиль і гнучкому колесу самовстановлюватися щодо жорсткого колеса 5. Реактивний момент із жорсткого колеса передається на опору 10 через корпус редуктора 9.

Для визначення впливу надлишкових зв'язків на напружений стан гнучкого колеса в конструкції механізму була передбачена можливість з'єднання вала двигуна й генератора хвиль за допомогою одинарної зубчастої муфти 11 (рисунк 1,б). Це веде до появи двох надлишкових зв'язків відповідно до розрахунку, проведеного за методикою, запропонованою в роботі [2].

При експериментальних дослідженнях здійснювалось визначення нормальних напружень в осьових перерізах гнучкого колеса, які значно перевершують напруження в розрізах, нормальних до утворюючого колеса, і відрізняються від головних не більш ніж на 5% [3]. Вимір деформацій, що відповідають обумовленим напруженням, здійснювався за допомогою тензодатчиків, які були розташовані перпендикулярно утворюючим гнучкого колеса на його гладкій зовнішній поверхні. Напруження у внутрішньому шарі колеса не визначалися, тому що вони близькі по величині розглянутим напруженням у зовнішньому шарі і протилежні за знаком.

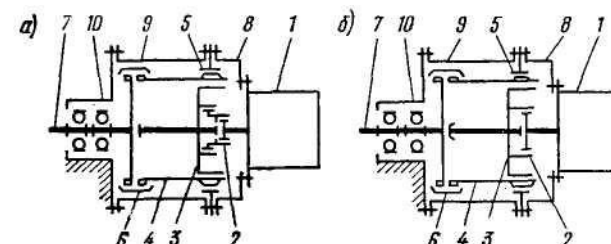


Рисунок 1 – Кінематичні схеми механізму із хвильовою передачею

Найбільші значення вимірюваних деформацій у гнучкому колесі мали місце поблизу зубчастого вінця хвильового зачеплення. Тому далі при розгляді напруженого стану по периметру гнучкого колеса використовуються дані