

На протяжении пяти лет мотор-редукторы 3МЦ2С-63Н имеют стабильное качество, низкий уровень шума и устойчивый спрос у потребителей Украины, России и стран СНГ.

Список литературы: 1. ТУ У29.2-002224828-351-2004. "Мотор-редукторы цилиндрические двухступенчатые типоразмера 3МЦ2С-63Н. Технические условия". – 44с. 2. SEW-EVRODRIVE. Мотор-редукторы. Каталог АЗ.Д01. 2008. – 786с. 3. BONFIGLIOLI RIDUTORI. Каталог. 2008. – 402с. 4. Getriebebau NORD. G1000. 2006.

Поступила в редколлегию 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 зацеплення 7-Gf ГОСТ 9178-72.

СХЗП має трихвильовий тридисковий генератор, що містить три диски, зміщені на 120° 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.

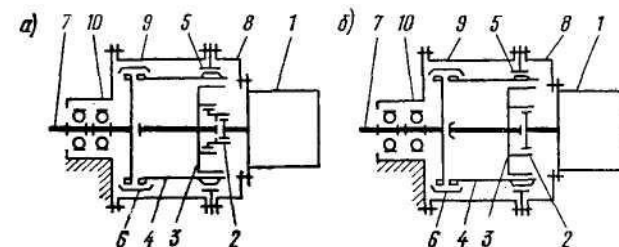


Рисунок 1 – Кінематичні схеми механізму із хвильовою передачею

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

вимірів тензодатчика Д1 (див. рисунок 4).

На рисунку 2,а представлена загальна картина розподілу напружень по периметру гнучкого колеса навантаженої хвильової передачі. Стрілка показує напрямки обертання генератора хвиль, H_c-H_k – положення його великої осі. При цьому H_c відповідає зоні деформації гнучкого колеса середнім диском генератора хвиль, а H_k – крайніми дисками.

На даному рисунку можна розмежувати зони огинання гнучким колесом середнього диска генератора хвиль I і крайніх дисків V (напруження розтягування), зони огинання жорсткого колеса IV й VIII (напруження стиску), зони виходу зубців із зачеплення II й VI (напруження розтягування) і зони вільної деформації гнучкого колеса III й VII (напруження стиску).

Дані проведених досліджень хвильової передачі показують, що при постійному навантаженні має місце зміна напружень у різних зонах деформації гнучкого колеса залежно від положення датчика при записі. Для визначення величини й характеру зміни цих напружень здійснювався вимір деформацій у гнучкому колесі протягом його обороту. За цей час датчик займав різні положення по периметру колеса.

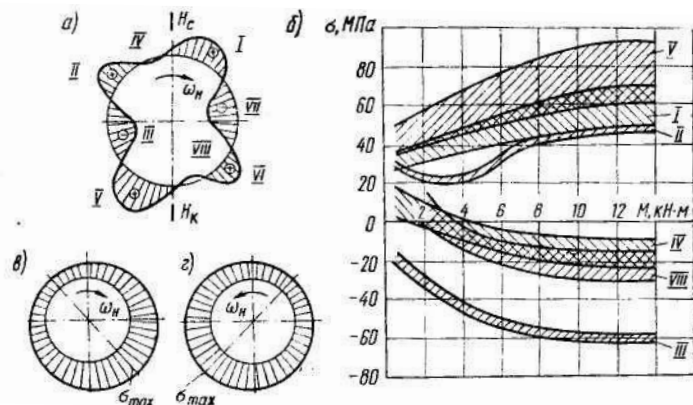


Рисунок 2 – Розподіл напружень по периметру гнучкого колеса

На рисунку 2,б наведений графік розташування областей зміни максимальних значень напружень у різних зонах деформації гнучкого колеса хвильової зубчастої передачі без надлишкових зв'язків залежно від моменту на вихідному валу. Області зміни напружень у зонах VI й VII не наведені, тому що вони практично збігаються з областями II й III, відповідно.

Із даного рисунка видно, що найбільші зміни напружень по периметру гнучкого колеса мають місце в зонах I, IV, V й VIII, тобто в зонах взаємодії гнучкого колеса з генератором хвиль і жорстким колесом. Через ці ділянки гнучкого колеса відбувається замикання сил інерції й сил ваги ланок, що самовстановлюються, на жорстке колесо. Зміна результуючих від цих сил, оче-

видно, і впливає на зміну напружень по периметру гнучкого колеса.

Збільшене значення напружень у зонах V й VIII, у порівнянні з напруженнями в зонах I й IV, відповідно пояснюється шириною рознесення крайніх дисків генератора хвиль, які визначають деформації гнучкого колеса на більшій його довжині, чим середній диск. Отже, у районі середнього диска повинне раніше початися зниження напружень по довжині гнучкого колеса, й тому тензодатчик Д1 вимірює зменшені величини деформацій у зонах I й IV. Крім того, менший нахил утворюючого гнучкого колеса в районі його деформації крайніми дисками сприяє зменшенню перекосу зубців у зачепленні, що приводить до збільшення навантаження на ділянці зубців гнучкого колеса, розташованого поруч із тензодатчиком.

Аналіз даних випробувань хвильової зубчастої передачі показує, що присутня певна закономірність зміни максимальних значень напружень у зонах I, IV, V й VIII по периметру гнучкого колеса, що наведена на рисунку 2,в,г. Як видно із цих рисунків, максимальні значення напружень мають місце в нижній частині гнучкого колеса, при цьому максимум зміщений у сторону, протилежну обертанню генератора хвиль. На цій ділянці результуючі сили інерції й ваги генератора хвиль впливають на зони його взаємодії із гнучким колесом, які розташовані перед великою віссю його деформації. Це підтверджує припущення про вплив горизонтального розташування хвильової зубчастої передачі на зміну напружень по периметру гнучкого колеса.

Вплив надлишкових зв'язків у горизонтально розташованій хвильовій передачі на зміну максимальних напружень у зонах V й III, які визначають величину амплітудних напружень у гнучкому колесі, показане на рисунку 3,а. Області 1 відповідають хвильовій передачі без надлишкових зв'язків (див. рисунок 3,а), а області 2 – із двома надлишковими зв'язками (див. рисунок 3,б).

З рисунку 3,а виходить, що наявність надлишкових зв'язків веде до збільшення максимальних напружень розтягування й стиску в гнучкому колесі, а також до збільшення області зміни максимальних напружень у зоні входу зубців у зачеплення.

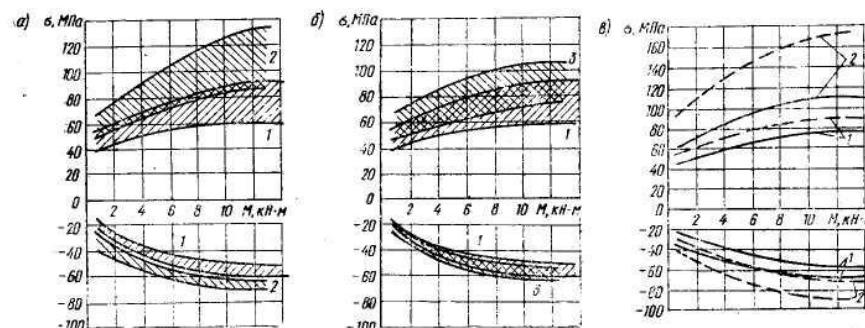


Рисунок 3 – Зміна напружень у гнучкому колесі, до прироблення; після прироблення

Експериментальне дослідження хвильової передачі з надлишковими зв'язками показує, що області зміни максимальних напружень у зонах I, IV й VIII також збільшуються.

Для визначення впливу частоти обертання генератора хвиль на напружений стан гнучкого колеса були проведені дослідження хвильової передачі із двигуном, що має номінальну частоту обертання 145с^{-1} . На рисунку 3,б наведені області зміни максимальних напружень у зонах V й III гнучкого колеса хвильової передачі без надлишкових зв'язків при частотах обертання генератора хвиль $n_n=72\text{с}^{-1}$ (області 1) і $n_n=145\text{с}^{-1}$ (області 3). Як видно з даного рисунка, збільшення частоти обертання генератора веде до збільшення напружень розтягування в зоні V. У зоні вільної хвилі деформації гнучкого колеса напруження не змінюються.

На рисунку 3,б приведено порівняння впливу припрацювання під навантаженням на зміну напружень у гнучкому колесі при відсутності (криві 1) і при наявності надлишкових зв'язків (криві 2) у хвильовому редукторі. Криві побудовані на підставі усереднених значень зміни максимальних напружень у зонах V й III, які визначають амплітудні значення напружень у гнучкому колесі.

З аналізу даного графіка виходить, що припрацювання під навантаженням має більше значення для хвильової передачі з надлишковими зв'язками. У цій передачі відбувається значне зменшення напружень розтягання в зоні V гнучкого колеса, що пояснюється, очевидно, наявністю інтерференції зубців на вході в зачеплення до припрацювання передачі під навантаженням.

Визначення впливу різних факторів на характер розподілу напружень по довжині гнучкого колеса виконується за допомогою 12 тензодатчиків, розташованих рівномірно по довжині гладкої зовнішньої поверхні колеса (рисунок 4). Запис показань всіх датчиків реєструвався одночасно. Ділянки кривих 2' відображають напружений стан неприробленого під навантаженням гнучкого колеса у хвильовій передачі із двома надлишковими зв'язками. Після прироблення гнучкого колеса під навантаженням спостерігається значне падіння напружень у районі зубчастого вінця (криві 2).

Як видно з даного рисунка, зміна величини моменту на вихідному валу чинить найбільший вплив на величини максимальних напружень у районах зубчастих вінців і гладкої частини гнучкого колеса, що прилягає до них. При цьому в районі зубчастого з'єднання зовнішні шари гнучкого колеса можуть почати працювати тільки на стиск.

З аналізу рисунка 4 витікає, що виключення надлишкових зв'язків у хвильовій передачі й зменшення частоти обертання генератора хвиль дозволяє значно знизити максимальні напруження розтягання в районі зубчастого вінця хвильового зачеплення й гладкої частини гнучкого колеса, що прилягає до нього. Це веде до найбільш рівномірної зміни максимальних напружень по довжині гнучкого колеса.

Таким чином, на напружений стан гнучкого колеса і його працездатність істотно впливають наявність надлишкових зв'язків, сили ваги й сили інерції ланок хвильової зубчастої передачі, що варто враховувати при проектуванні цих передач.

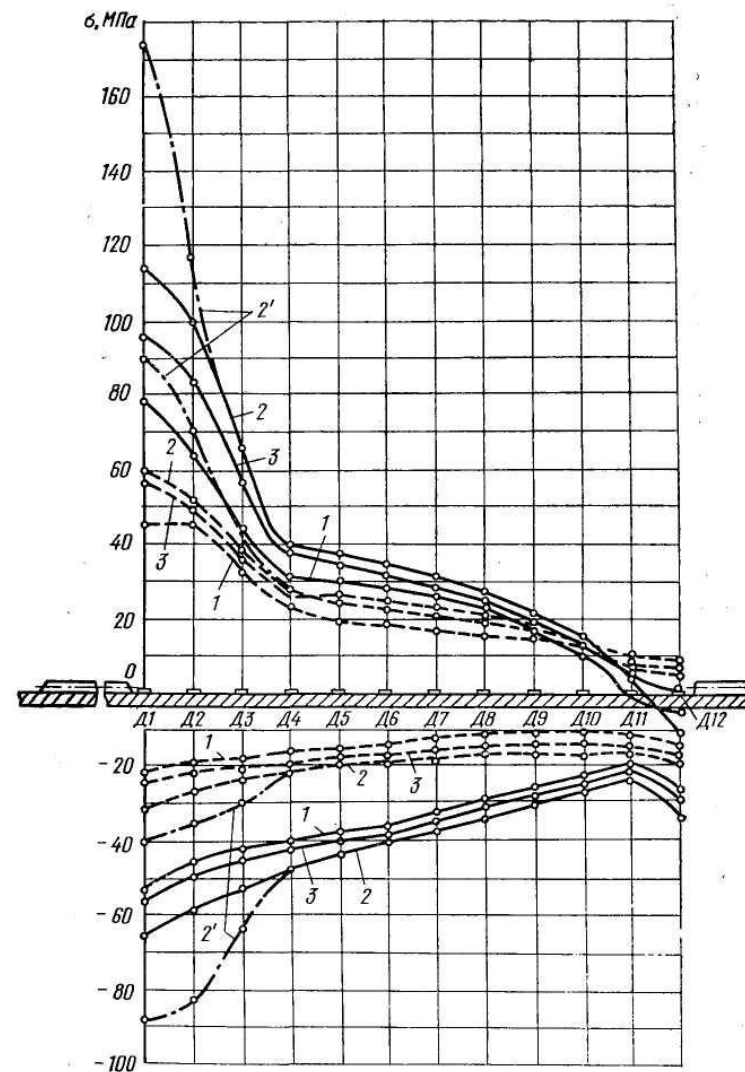


Рисунок 4 – Розподіл максимальних напружень (розтягання й стиску) по довжині гнучкого колеса:

- при $M_T=1,5M_H$; - - - - - при $M_T=0,06M_H$;
- 1 – $n_n=72\text{с}^{-1}$, без надлишкових зв'язків;
- 2 – $n_n=72\text{с}^{-1}$, при наявності надлишкового зв'язку;
- 3 – $n_n=145\text{с}^{-1}$, без надлишкових зв'язків;
- 2' – до прироблення під навантаженням

Припрацьовуваність зубчастих коліс хвильової передачі. Завданням дослідження приробки зубців гнучких і жорстких коліс хвильової передачі з дисковим генератором є, по-перше, визначення впливу зубчастих вінців, що приробляються, на ресурс роботи хвильової зубчастої передачі, а, по-друге, вивчення факторів, що впливають на прироблення, з метою їхнього врахування при проектуванні передачі.

Відомо, що швидкість зношування деталей залежить від їхньої твердості. У наш час найбільш уживана термічна обробка гнучких коліс – поліпшення до твердості 28...32 HRC, а для жорстких коліс – загартування до твердості 40...45 HRC. Однак, з метою збільшення ресурсу роботи гнучкого колеса, іноді застосовується зміцнююча термообробка до більшої твердості. Проведені в галузевій лабораторії механічних передач ХДТУБА експериментальні роботи дозволили визначити залежність ресурсу хвильової передачі від твердості гнучкого колеса після термообробки. Ця залежність наведена на рисунку 5 для передачі з параметрами: крутний момент на гнучкому колесі $M_{\text{ном}}=10\text{кН}\cdot\text{м}$; частота обертання вала генератора хвиль $n_n=100\text{с}^{-1}$; передатне відношення 152; модуль зачеплення $m=1\text{мм}$; коефіцієнти зміщення гнучкого й жорсткого коліс $x_r=x_{\text{ж}}=2,5$. Геометрія зубчастого зачеплення досліджуваних передач була обрана відповідно до рекомендацій [1]. Крива 1 (рисунк 1) характеризує число циклів навантаження до руйнування гнучкого колеса залежно від його твердості, крива 2 побудована для зубчастих пар гнучке колесо – жорстке колесо, що пройшли попереднє прироблення зубців (при твердості гнучкого колеса 28...32 HRC) до остаточної термообробки гнучкого колеса. Розходження в ресурсі прироблених і не прироблених пар можна пояснити різною формою зубців загартованих гнучких коліс й у зв'язку із цим різною їх завантаженістю. На рисунку 6,а показане зношування робочої поверхні зубця в процесі роботи. Точки В відображають зношування вершини зубця, а точки К контакту робочих поверхонь при сполученні осі жорсткого колеса й гнучкого колеса – знос робочої поверхні зубця. Форма зубця була отримана при 50-кратному збільшенні свинцевих відбитків, знятих із зубчастих вінців гнучкого колеса.

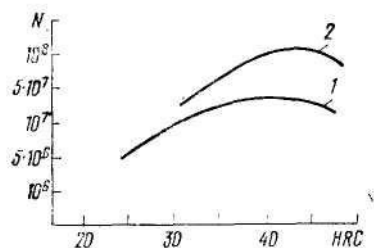


Рисунок 5 – Залежність ресурсу гнучкого колеса хвильової передачі зі сталі 30ХГСА від твердості

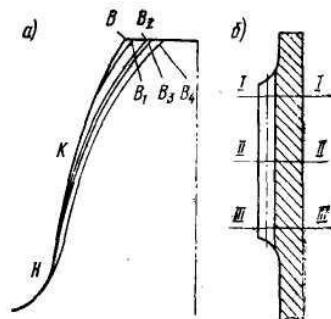


Рисунок 6 – Характер зношування зубців гнучкого колеса

Лінія ВН відповідає профілю, що не працював, поверхні зубця; В₁Н – профілю загартованого колеса (HRC 44) після $N=5\cdot 10^7$ циклів навантаження. Лінія В₂Н характеризує профіль поліпшеного колеса (HRC 31) після періоду прироблення, що відповідало $N=5\cdot 10^6$ циклам навантаження. Надалі експлуатація гнучкого колеса з такою твердістю приводила до рівномірного зношування всієї робочої поверхні зубця до лінії В₄Н ($N=5\cdot 10^7$). Лінія В₃Н відповідає профілю загартованого гнучкого колеса з первісним приробленням при загальній кількості циклів навантаження, рівній $1,2\cdot 10^8$. Твердість жорстких коліс для всіх перерахованих випадків перебувала в межах 41...44 HRC. Як видно з рисунка 6,а, у початковий період роботи відбувається зміна форми зубця, а потім рівномірне зношування всієї робочої поверхні зубця. На рисунку 6,б показані перетини, в яких замірялася форма зубця. Ці виміри дозволили визначити просторову форму зношування зубчастого вінця гнучкого колеса. Графічно швидкість зношування зубців гнучкого колеса зображена на рисунку 7. Тут по осі абсцис відкладена кількість циклів навантаження, а по осі ординат – зношування зубця в точці В (див. рисунок 6,а). Криві 1 й 2 (рисунк 7) показують знос зубця поліпшеного гнучкого колеса, причому крива 2 відноситься до перетину І-І (рисунк 6,б), а крива 1 – до перетину ІІІ-ІІІ. Ці лінії близькі одна до одної, що вказує на те, що нахил утворюючого гнучкого колеса дуже малий і для даної передачі не перевищує значення 0,002 модуля зачеплення. Крива 3 (рисунк 7) характеризує зношування зубців загартованого гнучкого колеса.

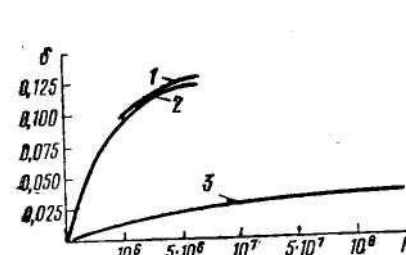


Рисунок 7 – Швидкість зношування зубців гнучкого колеса

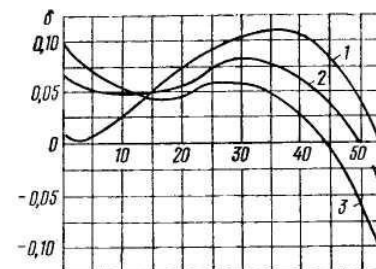


Рисунок 8 – Розподіл нормальних бічних зазорів

Зміна форми зубця в період прироблення викликана як евольвентним характером роботи хвильового зачеплення, так і наявністю інтерференції при вході зубців гнучкого колеса в западини жорсткого колеса. У роботі [2] наведені рівняння для визначення зазорів між зубцями гнучкого й жорсткого коліс і за допомогою ЕОМ побудовані графіки цих зазорів для різних параметрів зачеплення. Для розглянутої передачі результати такого розрахунку зображені на кривій 1 (рисунк 8). Тут по осі абсцис відкладена кількість пар зубців, що беруть участь у зачепленні, а по осі ординат – зазори й натяги бічних поверхонь зубців. Крива 1 показує, що теоретично інтерференції зубців у цій передачі бути не повинно. Однак, як уже вказувалося раніше, по зношуванню зубців видно, що інтерференція була. Наявність інтерференції викликана тим, що в реаль-

ній передачі через деформативності ланок величина деформації гнучкого колеса була не такою, як при теоретичному підрахунку ($W=m$), а значно менше. Розширюючи завдання, поставлене в роботі [2], можна написати рівняння для розрахунку бічних зазорів при різній глибині входу зубців гнучкого колеса в западини жорсткого. Рішення цього завдання дає ряд кривих для різних величин глибини заходу зубців хвильової передачі. Ці криві представлені на рисунку 8. Порівняння результатів виміру зношування зубчастих вінців з розрахунковими кривими в зоні негативних зазорів (натягів) зубців гнучкого й жорсткого коліс показує, що точка максимального натягу (крива 3) відповідає зміні профілю зубця гнучкого колеса за період приробітку. Деформація генератора хвиль при статичному навантаженні хвильового редуктора номінальним моментом дорівнювала 0,26мм. Це значення приблизно відповідає різниці розрахункових деформацій гнучкого колеса для кривих 1 і 3. На підставі сказаного можна прийти до висновку, що реальні зазори між зубцями гнучкого і жорсткого коліс описуються кривою 3. При використанні гнучких коліс невеликої твердості розбіжність розрахункових параметрів зачеплення з дійсними не грає великої ролі, тому що зуби гнучкого колеса порівняно швидко притираються.

У випадку застосування загартованих коліс великої твердості зубці погано притираються. Тому при проектуванні хвильової передачі із загартованими гнучким і жорстким колесами необхідно вибирати більший запас по інтерференції 2-го роду, наприклад, мінімальний зазор при вході зубців гнучкого колеса в западини жорсткого повинен вибиратися в межах $j_{\min}=(0,08...0,1)m$. Перевірка зачеплення по інтерференції 2-го роду спроектованої передачі повинна виконуватися з урахуванням деформацій генератора хвиль під номінальним навантаженням, при цьому мінімальний зазор повинен бути більше $j_{\min}>0,04m$.

Висновки.

1. Виключення надлишкових в'язей (зв'язків) в СХЗП ц зменшення частоти обертання генератора хвиль дозволяє значно знизити напруження розтягу в зоні зубчастого вінця гнучкого колеса.
2. На працездатність гнучкого колеса істотно впливають надлишкові зв'язки, сили ваги та інерції ланок СХЗП, що слід враховувати при проектуванні таких передач.
3. Встановлено вплив приробляння зубців СХЗП на призначений ресурс роботи цих передач.
4. Для запобігання інтерференції 2-го роду в СХЗП встановлено, що мінімальний зазор в хвильовому зубчастому зачепленні повинен бути більше $j_{\min}>0,04m$.

Список літератури: 1. *Приймаков О.Г.* Розрахунок та проектування силових хвильових зубчастих передач. – Харків: Вид-во ХУПС ім. І. Кожедуба, 2004. – 216с. 2. *Полетучий А.И.* Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов. – Харьков: Изд-во НАКУ "ХАИ" им. Н.Е. Жуковского, 2005. – 675с. 3. *Маргулис М.В., Волков Д.П.* Динамический анализ приводов с волновыми зубчатыми передачами// Вестник машиностроения. – 1988. – №5. – С.23–25. 4. *ГОСТ 24439-80.* Мотор-редукторы волновые зубчатые типа МВз. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 20с.

Надійшла до редколегії 15.04.10

УДК 621.825.5/7

В.О. ПРОЦЕНКО, магістр, аспірант ХНТУ, м. Херсон
В.О. НАСТАСЕНКО, к.т.н, доцент ХДМІ, м. Херсон
М.Е. ТЕРНЮК, д.т.н., директор ІМіС, м. Харків

ПРОГНОЗУВАННЯ РОЗВИТКУ РУХОМИХ ПРУЖНО-КОМПЕНСУЮЧИХ МУФТ З МЕТАЛЕВИМИ ПРУЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

В статті запропонована нова система класифікації рухомих пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами, що розроблена на базі системного підходу до створення можливих конструкцій методом морфологічного аналізу. На основі запропонованої класифікації виконане прогнозування розвитку муфт. Запропонований напрямок розвитку рухомих пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами.

The new system of classification movable elastic-compensating muffts with metal elastic elements which is developed on the base of the system approach to creation of possible designs by a method of the morphological analysis is proposed in article. On the base of the proposed classification the forecasting of development of muffts is executed. The direction of development movable elastic-compensating muffts with metal elastic elements is proposed.

Сучасні тенденції до побудови машин модульної та агрегатованої конструкції, спрямовані на зосередження великих потужностей в одному агрегаті, викликають постійний ріст вимог до технологічності виготовлення, складання і ремонтоздатності, машин [1-3]. Найбільш важливою з вимог є ріст довговічності складових частин машин, а особливо таких відповідальних з них, як рухомі пружно-компенсуючі муфти, що вимагає розвитку існуючих і пошуку нових технічних рішень у даній галузі.

Для потреб сучасного машинобудування, що стрімко ростуть за рахунок збільшення експлуатаційної швидкості та потужності машин, особливо актуальним є пошук шляхів розвитку рухомих пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами для розширення сфери їх застосування.

Аналіз відомих конструкцій [1-3, 8-25] показав, що дотепер створена значна кількість конструкцій рухомих пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами. Однак без використання системних методів прогнозування розвитку технічних систем, немає можливості дати вичерпну відповідь, чи повністю охоплюють відомі технічні рішення всі можливі варіанти конструкцій муфт? Це також зменшує можливості науково обґрунтованого прогнозування їх майбутнього розвитку.

Розв'язання даних проблем являється актуальним та важливим для розвитку техніки і становить головну мету даної роботи.

Пошук шляхів удосконалення муфт в даній статті здійснено за рахунок прогнозування, розвитку рухомих пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами з використанням системного методу морфологічного аналізу.