

УДК 621.22; 621.7

Я. Скібінський, магістрант

В. Селехова, асистент

Центральноукраїнський національний технічний університет

ЗМЕНШЕННЯ ЗНОСУ РОБОЧИХ ПРОФІЛІВ ДЕТАЛЕЙ ЦИКЛОЇДАЛЬНИХ ГІДРОМОТОРІВ

У статті розглянуто конструкції безкарданних циклоїдальних гідромоторів, зокрема з гіпоциклоїдальними передачами. Вивчено переваги цих конструкцій, а також методики розрахунку робочого профілю корінного статора та його інших конструктивних елементів. Основна увага приділена технології виготовлення та дослідженню зносу робочих профілів.

циклоїдальні гідромотори, знос робочих поверхонь, коефіцієнт тертя, металополімерні підшипники

Постановка проблеми. Гідравлічні мотори знаходять широке застосування в гідравлічних системах сільськогосподарської та іншої техніки. Останнім часом популярність набули безкарданні циклоїдальні гідромотори, в яких ротор виконує лише обертальний рух, а планетарний рух виконує корінний статор. Для ефективної роботи таких гідромоторів необхідно забезпечити високу точність виготовлення основних деталей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У літературі зустрічаються конструкції гідромоторів у яких основні деталі є цільними і при роботі таких гідромоторів має місце тертя ковзання спряжених профілів, що призводить до їх підвищеного зносу і як наслідок до погіршення основних робочих показників гідромоторів. Відомі методики побудови циклоїдального профілю, не є універсальними і не дозволяють побудувати профіль зуба при зміні геометричних параметрів передачі. Це створює потребу у розробці нових конструкцій передач та методик для розрахунку їх робочих профілів.

Метою цього дослідження є створення такої конструкції основних деталей гідромотора, де тертя ковзання можна замінити на тертя кочення, або поєднання тертя кочення з тертям ковзання, а також розробки методики розрахунку робочого профілю корінного статора та інших конструктивних елементів безкарданного гідравлічного мотора. Завдання дослідження включають розробку нових конструкцій робочих деталей гідромоторів, технології виготовлення цих деталей для зменшення зносу і підвищення довговічності гідромоторів.

Об'єктом дослідження є безкарданні циклоїдальні гідравлічні мотори з гіпоциклоїдальними передачами.

Предметом дослідження є конструкція ротора та корінного статора гідравлічних моторів, а також методи зменшення зносу цих профілів.

Виклад основного матеріалу. В гідравлічних системах сільськогосподарської та іншої техніки знайшли застосування гідравлічні мотори різноманітних типів в тому числі і гідравлічні мотори в яких робочим органом є циклоїдальні передачі внутрішнього зачеплення. Останнім часом частіше застосовуються так звані безкарданні циклоїдальні гідромотори, в яких ротор, що з'єднаний із вихідним валом виконує лише обертальний рух (замість планетарного як це має місце в карданних конструкціях). Планетарний рух в цьому випадку виконує корінний статор. Зазначенні конструкції гідромоторів мають ряд переваг:

- високий коефіцієнт корисної дії;
- можливість створення великого крутного моменту при малій кількості обертів;
- передача крутного моменту здійснюється через центральний вал;

- можливість керування витісненням рідини;
- невелика кількість рухомих частин;
- мінімальна кількість поверхонь спряження;
- високий пусковий момент;
- компактність конструкції.

Всі зазначені переваги мають місце при високій точності виготовлення основних, функціональних деталей без карданного гідравлічного мотору, та їх найменшого зношування.

Тому робота присвячена вирішенню питань зменшення зношування робочих профілів основних деталей гідромотору.

На рис. 1 показано конструкцію гідромотору типу MZK, який може сприймати більші осьові та радіальні навантаження, завдяки застосування роликових підшипників.

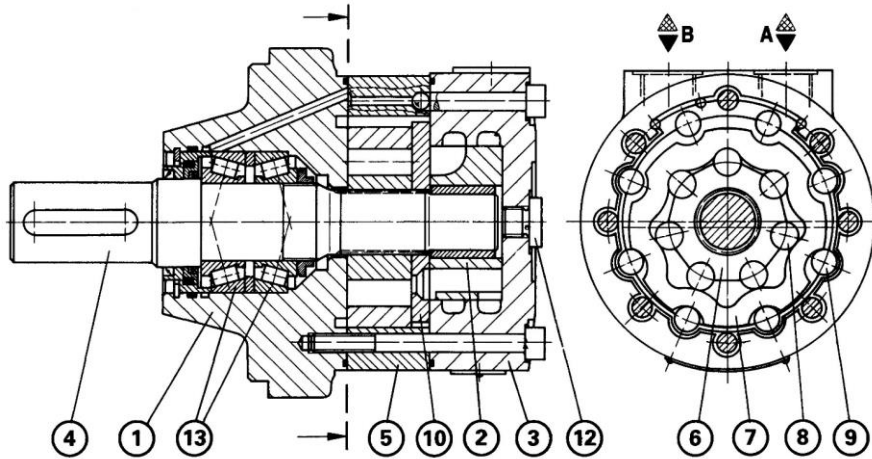


Рис. 1 - Конструкція циклоїдального без карданного гідромотору типу MZK:

- 1- кришка верхня; 2- колектор; 3- кришка нижня; 4- вал; 5- зовнішнє цівкове колесо; 6- ротор; 7- корінний статор (корінна центральна шестерня); 8- цівки ротора; 9- цівки зовнішнього цівкового колеса; 10- розподільник; 12- різьбова пробка; 13- роликові підшипники.

Методика утворення робочого профілю корінного статора та визначення його інших конструктивних параметрів (розміщення та величина радіусних виточок) у наявній літературі не зустрічається (зокрема для гідромоторних цівкових передач). Зустрічаються методика побудови робочого циклоїдального профілю, але вона не є універсальною і при зміні геометричних параметрів передачі (кількість зубців) побудувати профіль зуба не є можливим.

Тому актуальною є задача створення методики розрахунку робочого профілю корінного статора та його інших конструктивних елементів.

Робочий профіль статора окреслений еквідистантою до гіпоциклоїдальної кривої (рис. 2), а робочий профіль цівок внутрішнього колеса (ротора) окреслений дугами кола. Різниця між кількістю цівок внутрішнього колеса $Z_{ц.к.}$ і зуб'їв статора $Z_{з.к.}$ дорівнює одиниці.

В основу профілювання зуб'їв статора покладено подовжену гіпоциклоїду ABC (або вкорочену гіпоциклоїду в залежності від способу її утворення), а фактичний профіль зовнішнього колеса являється еквідистантним до гіпоциклоїди A'B'C' (знаходиться як огинаюча системи кіл цівок радіусом r , коли центр цівки переміщується по подовженій гіпоциклоїді).

При проектуванні циклоїдального зачеплення ексцентриситет e передачі, кількість цівок внутрішнього колеса $Z_{ц.к.}$, коефіцієнт позациентроїдності передачі f та радіус цівки r призначаються виходячи із конструктивних міркувань.

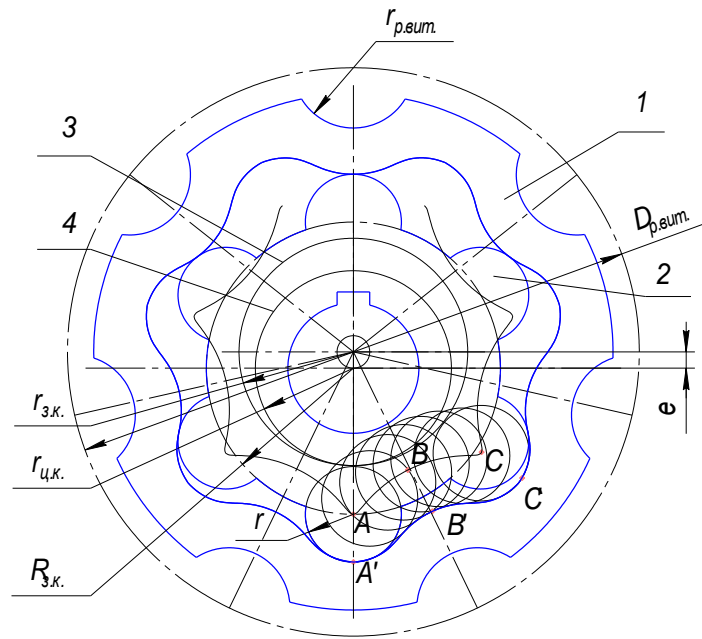


Рис. 2 Параметри гіпоциклоїдальної передачі

внутрішнього зачеплення: 1 – корінний статор; 2 – внутрішнє цівкове колесо (ротор); 3 – центроїда статора; 4 – центроїда внутрішнього колеса (ротора); ABC – гіпоциклоїдальна крива; A'B'C' – еквідистанта до гіпоциклоїдальної кривої; r – радіус цівки внутрішнього колеса (ротора); $r_{з.к.}$ – радіус центроїди статора; $r_{ц.к.}$ – радіус центроїди внутрішнього колеса (ротора); $R_{з.к.}$ – радіус діляльного кола статора; e – величина ексцентриситету циклоїдальної передачі; $D_{р.вит.}$ – діаметр центрів радіусних виточок; $r_{р.вит.}$ – радіус радіусних виточок

$$x = e \cdot \sin \phi + R_{з.к.} \cdot \sin \frac{\phi(r_{з.к.} - r_{ц.к.})}{r_{ц.к.}} - r \cdot \sin \left[\beta - \frac{\phi(r_{з.к.} - r_{ц.к.})}{r_{ц.к.}} \right] \quad (1)$$

$$y = R_{з.к.} \cdot \cos \frac{\phi(r_{з.к.} - r_{ц.к.})}{r_{ц.к.}} - e \cdot \cos \phi + r \cdot \cos \left[\beta - \frac{\phi(r_{з.к.} - r_{ц.к.})}{r_{ц.к.}} \right] \quad (2)$$

Гіпоциклоїдальні передачі мають ряд переваг над епіциклоїдальними передачами. Завдяки виконанню профілю внутрішнього колеса цівковими є можливість підвищити його міцність. Оскільки цівка внутрішнього колеса гіпоциклоїдальної передачі має більші розміри і більшу робочу поверхню, на відміну від зуба зубчастого колеса епіциклоїдальної передачі. Це призводить до того, що гіпоциклоїдальні передачі мають більшу довговічність ніж епіциклоїдальні передачі, а також більшу перевантажувальну здатність.

Головною причиною виходу із ладу цівкових епіциклоїдальних-гіпоциклоїдальних передач є зношення їх робочих поверхонь. Це, насамперед, пов'язано із тим, що в процесі роботи позацентроїдних цівкових передач, відбувається перекошування спряжених профілів з одночасним значним ковзанням одного профілю по іншому.

В основу розрахунку величини зносу покладено питомий тиск та питоме ковзання. Тому при проектуванні передач, однією з основних задач є раціональний підбір параметрів зачеплення з метою досягнення мінімальних значень питомого тиску та питомого ковзання.

Питоме ковзання являється основною причиною виникнення роботи тертя та зносу зубців. При дослідженні питання про вплив роботи тертя на знос зубців необхідно знати розподіл сил тертя по окремим елементам робочої поверхні зубця.

Зменшення величини коефіцієнту тертя приведе до зменшення питомої роботи тертя та зменшення зносу робочих профілів передач.

Крім того, важливою характеристикою гідромоторів є момент зрушення, що створюється тиском рідини, яка підводиться і визначається при заторможеному валі гідромотора ($n=0$).

Значення зрушуючого крутного моменту, виміряного в процесі росту тиску при заторможеному валі гідромотора, менше його значення при обертанні. Пояснюється це тим, що в стані спокою на подолання тертя витрачається більше енергії, ніж при обертанні.

Для зменшення величини зрушуючого моменту, потрібно прийняти міри по зменшенню сил тертя.

Загальний коефіцієнт корисної дії гідромотору дорівнює добутку об'ємного ККД та механічного ККД.

Враховуючи вище сказане, можна зробити висновок, що задача зменшення коефіцієнту тертя в позacentроїдних цівкових передачах, або заміна тертя ковзання тертям кочення є актуальною задачею.

На рис. 3 представлено конструкції передач ковзання із цільним ротором 1, та зі збірним ротором 2. В корпусі ротора 2 розміщено металополімерні підшипники ковзання 3, які закріплюються до корпусу за допомогою склеювання. В отворах підшипників розміщуються цівки 4. Корінний статор 5 має робочий профіль окреслений еквідистантою до гіпоциклоїди, статор 6 має робочий профіль окреслений цівками.

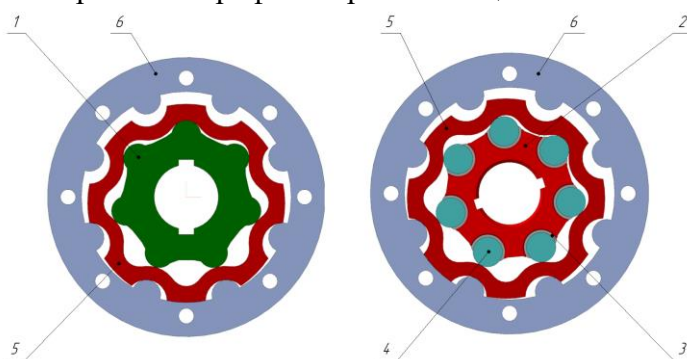


Рис. 3 – Конструкції передач: 1- цільний ротор; 2- збірний ротор; 3- підшипник металополімерний; 4- цівка збірного ротора; 5- корінний статор; 6- статор

Застосування металополімерних підшипників ковзання німецької компанії Glacier Garlock Bearings (рис. 4), яка є найбільш потужним в світі виробником метал-полімерних підшипників ковзання дає можливість знизити коефіцієнт тертя ковзання із 0,15 (сталь по сталі) до 0,05. Компанія пропонує продукцію в самих різноманітних видах: втулки, втулки з фланцем, упорні підшипники, а також спеціальні вироби у відповідності з вимогами замовника.

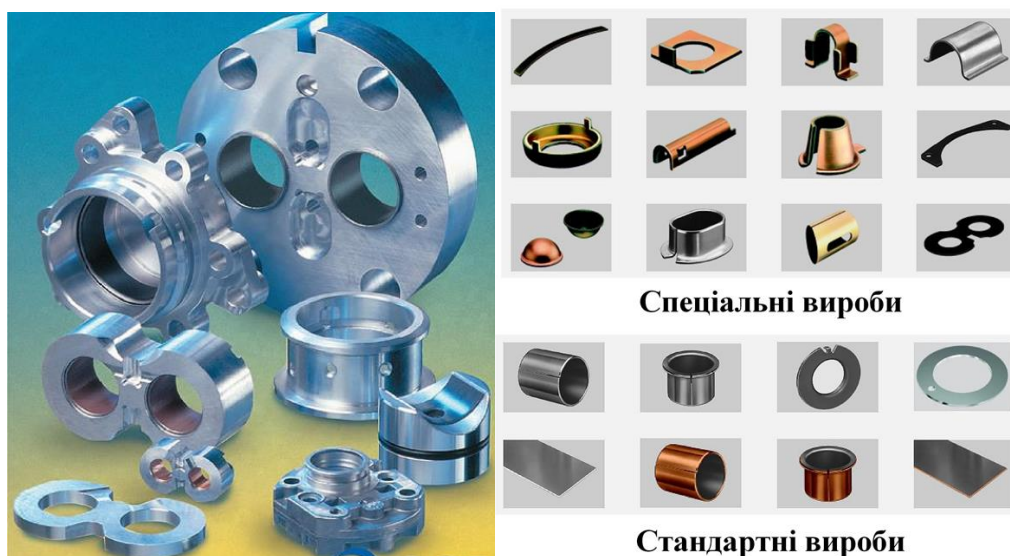


Рис. 4 - Метал-полімерні підшипники ковзання німецької компанії Glacier Garlock Bearings

Для зручності аналізу конструкцій цівкових передач, прийємо ряд припущень:

Силу тертя ковзання, визначаємо за формулою:

$$F=Nf \quad (3)$$

Силу тертя кочення визначаємо за формулою:

$$F_{\text{коч}} = N \delta/r \quad (4)$$

де δ - коефіцієнт тертя кочення; r – радіус кола по якому котяться цівки.

коефіцієнт тертя кочення для роликових підшипників становить 0,005;

коефіцієнт тертя ковзання сталь по сталі – 0,15;

коефіцієнт тертя ковзання сталь-метало-полімерний матеріал – 0,05.

У випадку використання конструкції передачі із цільним ротором та конструкції передачі ковзання із цільним цівковим колесом маємо тертя ковзання між робочими поверхнями ротора, корінного статора та статора. Силу тертя визначаємо за формулою:

$$F=Nf = 0,15 N$$

У випадку використання передачі ковзання кочення із збірним ротором, силу тертя визначаємо за формулою:

$$F_{\text{заг}} = Nf + N \delta/r = (f+\delta/r)N=0,055 N$$

У випадку використання конструкції передачі кочення із збірним статором, силу тертя визначаємо за формулою:

$$F_{\text{заг}} = 3 N \delta/r = 0,015 N$$

Завдяки застосуванню конструкції передачі із збірним ротором вдалося зменшити силу тертя приблизно в 10 разів. Завдяки застосуванню конструкції передачі ковзання-кочення із збірним цівковим колесом вдалося зменшити силу тертя приблизно в 2,7 рази. Це в свою чергу дозволить зменшити знос робочих профілів деталей передач, зменшити значення моменту зрушення гідромоторів та підвищить їх загальний коефіцієнт корисної дії.

Висновки. Запропонована конструкція передачі ковзання-кочення із збірним ротором дозволяє значно зменшити силу тертя і, як наслідок, знос робочих профілів деталей передач. Це дозволяє зменшити значення моменту зрушення гідромоторів та підвищити їх загальний коефіцієнт корисної дії. Технологія виготовлення основних деталей гідромотору є ключовим фактором для підвищення довговічності та ефективності гідравлічних моторів.

Список літератури

1. Скібінський О. І. До визначення профілю інструменту для обробки ротора героторної передачі в умовах обкату / О. І. Скібінський, В. І. Гуцул, А. О. Гнатюк // Вісник НТУУ «КПІ». Серія: Машинобудування. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – № 1. – С. 114-120. (Index Copernicus, Google Scholar, PИИЦ, Open Academic Journals Index (OAJI), WorldCat, BASE, EBSCO).
2. Radzevich S. P. Gear cutting tools. Fundamentals of design and computation / Radzevich. – Printed in the United States of America: Taylor & Francis Group, 2010. – p. 788.
3. Шевцов Е. Н. К определению геометрических параметров зацепления планетарно-роторного гидромотора [Текст] / Е. Н. Шевцов, Р. А. Барбарук // Аграрний вісник Причорномор'я: Збірник наукових праць. – Одеса, 2008. – Вип.45: Технічні науки. – С.111-118.
4. Гидропривод. Основы и компоненты: Учебный курс по гидравлике. Том 1. – Издание №2 (на русском языке). – Издатель: Бош Рексрот АГ Сервис. Автоматизация. Дидактика. – 2003. – 323 с.