

УДК 621.833.6



Г.О. Оборський,
д.т.н., професор,
Одеський національний
політехнічний університет



Б.О. Моргун,
к.т.н., доцент,
Одеський національний
політехнічний університет



Ю.Б. Моргун,
асистент,
Одеський національний
політехнічний університет

ПЛАНЕТАРНІ МЕХАНІЗМИ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Г.О. Оборський, Б.О. Моргун, Ю.Б. Моргун. Планетарні механізми вітроенергетичних установок. Розроблено конструкцію кулькового планетарно-фрикційного мультиплікатора, що дозволяє виключити передачу розсунного зусилля через сепаратори, зменшує відповідне тертя між сепараторами й кульками в осьовому напрямі й забезпечує значне підвищення ККД механізму та підвищує продуктивність вітроенергетичної установки.

G.A. Oborsky, B.A. Morgun, J.B. Morgun. Planetary mechanisms of wind turbines. The design of the planetary ball friction multiplier, which allows to exclude the transfer of force through the expandable cages, reduces the friction between the balls and cages in the axial direction and provides a significant increase in efficiency of engine and increases the efficiency of wind energetic complex.

Вступ. Планетарний механізм вітроенергетичної установки є мультиплікатором, який підвищує відносно низьку швидкість ротора до швидкості генератора. Його використання дуже відповідальне та потребує ретельного розгляду навантажень для того, щоб гарантувати адекватну навантажувальну спроможність в межах обмежень по розмірам та масі. обмеженій доступності для технічного обслуговування надійність та обслуговування є важливими факторами. Експлуатаційне довколишнє середовище потребує, щоб мультиплікатори були витривалі до екстремальних показників температур, забруднення та корозії. Більшість виробників вітроенергетичних установок використовують стандартний монтаж мультиплікаторів на валу або монтаж на лапах. Це пояснюється тим, що ці мультиплікатори не є спеціально спроектованими для використання в вітроенергетичних установках, деякі конструкції

підшипників не можуть бути адекватними для умов динамічних навантажень. Також корпуса можуть бути недостатньо жорсткими, щоб забезпечити відповідне положення підшипників та зубчатих коліс. Тому рекомендується провести випробовування з повним навантаженням усіх типів планетарно-фрикційних мультиплікаторів перед використанням в вітроенергетичних установках.

При проектуванні необхідно брати до уваги вимоги ДСТУ ISO 81400-4. Вітрові установки. Ч. 4. Конструкція і технічні умови редукторів.

Навантаження повинні включати:

- гістограму крутячий момент – частота, враховуючи усі робочі та перехідні процеси;

- співвідношення крутячий момент – швидкість;

- інші навантаження, що впливають на конструкцію редуктора, наведені в кількості циклів, що базуються на втомі.

Покупець (замовник) повинен вказати в документі навантажень окремі коефіцієнти безпеки та похибки, що використовуються для встановлення навантажень;

- вимоги до сертифікації, довколишнього середовища, спостереження та контролю, кваліфікаційних випробовувань, транспортування та монтажу редукторів;

- вимоги до встановлення показників складових частин, нормування довговічності зубчатих передач, термічної потужності, встановлення підшипників та їх змазки, довговічності валів, корпусів та ущільнень;

- вимоги до елементів зубчатих передач (коефіцієнту ширини зубчатого вінця, зсуву вихідного контуру, модифікації профілю, товщини обідку сателіта, матеріалів зубчатих коліс та їх термічної обробки, точності, шорсткості робочої поверхні зуба);

- рекомендації по вибору підшипників та їх установці в редуктор;

- вимоги до валів, шпонок та шліців (матеріалу, безшпоночних з'єднань, просадкам);

- вимоги до корпусів, у т.ч. розташуванні складових частин редуктора, матеріалу, деформації, точності, оглядових отворів, кришок та з'єднань складових частин;

- вибір, використання та контроль змазки редуктора (тип та в'язкість змазки, метод змазування, температура масла, мінімальна кількість масла в системі, регулювання температури, контроль стану змазки, чистоти масла, масляні фільтри, пробки злива та залива, масло вказівник, віддушина та ін.);

- вимоги до інших важливих елементів редуктора (ущільнень, з'єднуючих пристроїв, кріпильних виробів, покриттів);

- вимоги до гарантії якості редуктора.

Відомими недоліками конструкцій планетарних зубчастих мультиплікаторів, що використовуються в вітродвигунах, є складність й висока вартість виготовлення передач необхідного ступеня точності, значні габарити, підвищений рівень шуму при роботі, необхідність оберігання від поломок при перенавантаженнях від поривів вітру.

Матеріал і результати дослідження. Перспективними представляються розробки, дослідження й використання в вітродвигунах оригінальних конструкцій планетарно-фрикційних мультиплікаторів на основі стандартних кулькових підшипників, що відрізняються високою технологічністю й низькою собівартістю виготовлення, компактністю конструкції, безшумністю при роботі й самозбереженням від перенавантажень [1].

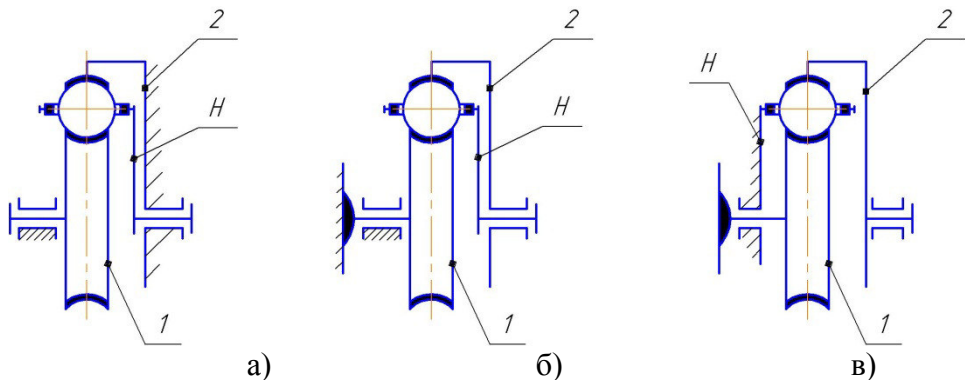
Підшипники, що використовуються в кулькових планетарно-фрикційних мультиплікаторах (КПФМ), в кінематичному відношенні подібні до планетарних механізмів типу 2К-Н, в яких кульки, що обертаються одночасно навколо власних осей й вісі вала, є сателітами, зовнішнє й внутрішнє кільця – центральними колесами, а сепаратор – водило. В залежності від розміру підшипника й того, яке з кілець підшипника буде нерухомо закріплено, отримують планетарну передачу з одним ступенем свободи й різними передаточними відношеннями.

Для кожного ступеня кулькового планетарно-фрикційного механізму (КПФМ) з загальмованим зовнішнім кільцем передаточне число визначається за формулою Вілліса:

$$i = \frac{D_B + D_H}{D_B},$$

де D_B і D_H - діаметр доріжки кочення відповідно зовнішнього та внутрішнього кільця підшипника.

Для кожної із ступенів КПФМ на основі стандартних підшипників передаточні відношення, що конструктивно реалізуються, знаходяться в діапазоні значень $-3,0 < i_{1H} < -2,3$.



1 – внутрішнє кільце підшипника; 2 – зовнішнє; Н – сепаратор (водило)
Рис. 1. – Кінематичні схеми механізмів передач планетарної (а, б)
і рядної (в)

При навантаженні ПФМ осьовим навантаженням спостерігається відхилення передаточного відношення від номінального значення, що є результатом комплексної дії наступних чинників:

- пружного ковзання внаслідок пружних деформацій в контактах фрикційних пар;
- ковзання внаслідок зміни напрямку обертання тіл кочення під дією осьових навантажень;
- ковзання тіл кочення по сепараторові в умовах великих відносних швидкостей основних ланок (навіть при невеликих тисках на сепараторі втрати на тертя стають значними);
- ковзання тіл кочення в масляній ванні, залежного від внутрішнього тертя шарів мастила і її властивостей, що змінюються залежно від числа оборотів, навантаження, температури та ін.;
- пружних деформацій і проміжків в підшипниках кочення, що змінюють первинний кут контакту β і, отже, діаметри D_n ш D_v .

Розроблена конструкція двохступеневого КПФМ для вітрогенераторів складається з вихідного вала 1, корпусу 2, в якому встановлені підшипники 4 і 6, повідків 3 і 5, що входять в зачеплення з сепараторами підшипників 4 і 5, кришки 7, що піджимає зовнішнє кільце підшипника 6, вихідного вала 8, на якому жорстко сидить внутрішнє кільце підшипника 6, й упорного підшипника 9, що впирається в пружину 10 (рис. 2). Зовнішні кільця підшипників 4 і 6 фіксуються від повороту гвинтів. При повороті кришки 7, зовнішнє кільце підшипника 6 переміщується вздовж вісі мультиплікатора й через кульки та внутрішнє кільце разом з вихідним валом 8 стискає пружину 10 [2].

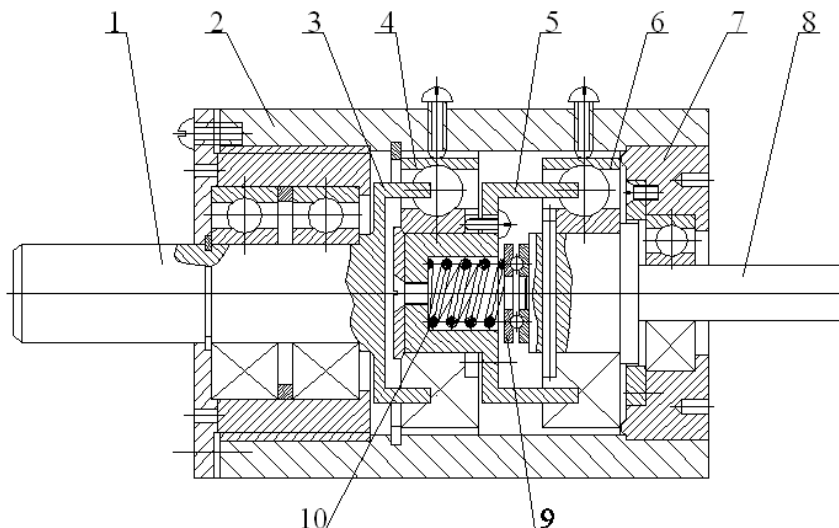


Рис. 2. - Схема дослідної конструкції КПФМ

Так як зовнішнє кільце підшипника зафіксоване, пружина 10 розтискає з певним зусиллям внутрішні кільця підшипників 4 і 6, створюючи в них необхідний натяг, що дозволяє передавати крутячий момент за рахунок тертя кульок о кільце.

При обертанні вхідного вала 1, повідець 3 обертає сепаратор з кульками підшипника 4. Обертання передається на внутрішнє кільце підшипника 4 з повідком 5 з передаточним відношенням $i_M = i_1 i_2$, де i_1, i_2 - передаточні відношення 1-го та 2-го ступеня.

Далі обертання передається на сепаратор підшипника 6 й через його внутрішнє кільце передається вихідному валу. Так як внутрішні кільця підшипників 4 і 6 обертаються з різними швидкостями, то між вихідним валом й пружиною 10, що створює натяг, встановлено упорний підшипник 9.

Розглянемо кінематику мультиплікатора. Кожна з його планетарних передач має передаточне число

$$i_m = i_{1H_1} = \frac{D_{B_1} + D_{H_2}}{D_{B_1}};$$

Загальне для мультиплікатора:

$$i_m = i_{1H_1} \cdot i_{3H_2} = \frac{D_{B_1} + D_{H_2}}{D_{B_1}} \cdot \frac{D_{B_3} + D_{H_4}}{D_{B_3}}.$$

При однакових типорозмірах підшипників :

$$i_{.M} = \left(\frac{D_{B_1} + D_{H_2}}{D_{B_1}} \right)^2.$$

У загальному випадку, для ступінчастого КПФМ при однакових типорозмірах підшипників максимальне передаточне число визначається по рівнянню:

$$i_{.M} = \left(\frac{D_B + D_H}{D_B} \right)^{n-1}.$$

Рівняння відповідає умові, що кут контакту β тіл кочення з доріжками дорівнює нулю для радіальних і каталожному значенню для радіально-упорних підшипників. Наявність радіальних проміжків в кожному з ФПМ, а також пружних деформацій під дією осевого зусилля призводить до того, що дійсний кут контакту β відрізняється від номінального. Оскільки діаметри кіл контакту кульок з кільцями в кожному з підшипників залежать від величини кута β , остільки при зміні цього кута змінюється загальне передаточне відношення КПФМ і відповідний режим технологічної обробки.

Для кулькових підшипників діаметри кіл точок контакту кульок з кільцями визначаються геометричними співвідношеннями для зовнішнього кільця:

$$D'_H = D_H - 2r_{ж} (1 - \cos \beta);$$

для внутрішнього:

$$D'_B = D_B - 2r_{ж} (1 - \cos \beta),$$

де $r_{ж}$ – радіус жолоба доріжки кочення.

Варіації передаточного відношення $\delta i_{.M}$ при зміні кута контакту на величину $\delta\beta$ отримані на підставі диференційного рівняння у вигляді:

$$\delta i_{.M} = \delta \left[\left(1 + \frac{D'_H}{D'_B} \right)^{n-1} \right] = (n-1) \cdot \left[\frac{D'_B \delta D'_H - D'_H \delta D'_B}{(D'_B)^2} \right]^{n-2}.$$

Радіус жолоба доріжки кочення для кулькових підшипників:

$$r_{\text{ж}} = \frac{1,04 \cdot d_{\text{ш}}}{2} = 0,26 \cdot (D_{\text{н}} - D_{\text{в}}),$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр кульки.

Отже:

$$\delta i_m = 0,52 \frac{D_{\text{н}}^2 + D_{\text{в}}^2}{D_{\text{н}}^2} (1 - \cos \beta) = 0,52 \cdot [1 - (i_m - 1)^2] \cdot (1 - \cos \beta).$$

Відносна зміна величини i_m рівна:

$$\Delta = \frac{\delta i_m}{i_m} = \frac{0,52 \cdot [1 - (i_m - 1)^2] \cdot (1 - \cos \beta)}{i_m}.$$

Висновки. Розроблена конструкція КПФМ дозволяє виключити передачу розсувного зусилля через сепаратори, зменшує відповідне тертя між сепараторами й кульками в осьовому напрямі й, в результаті, забезпечує значне підвищення ККД механізму.

Література

1. Гутыря, С.С. Кинематика планетарно-фрикционных коробок скоростей / С.С. Гутыря, Ю.Б. Моргун, Б.А. Моргун, А.Г. Оборская // Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. праць. – Вип. 13. – Дніпропетровськ: ІМА-прес. – 2009. – С. 43 – 49.
2. Гутыря С.С. Шариковый планетарно-фрикционный мультипликатор для ветродвигателей / С.С. Гутыря, Ю.Б. Моргун, А.М. Ляшевский, А.Г.Белозеров // – Одесса, МНК «Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении, 2014. – С. 23-37.

Надійшла до редакції 20.01.2017