

КАСКАДНИЙ СПОСІБ ВСТАНОВЛЕННЯ КІЛЬКОХ РАДІАЛЬНО-УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Володимир Дудніков

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7115-7086>

Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, Дніпро, Україна

Вступ

До складу конструкції сучасних технічних систем в машинобудуванні входить безліч підшипникових вузлів з підшипниками кочення. Працездатність, а саме надійність і довговічність таких систем, значною мірою визначається працездатністю зазначених підшипникових вузлів. Підшипникові вузли, як правило, навантажені комбінованим навантаженням, тобто радіальним й осьовим. Співвідношення цих навантажень міняється від вузла до вузла.

Практика проектування й експлуатації опор різних механізмів і машин показує, що в умовах дії значних по величині осьових навантажень добре себе виправдують послідовно здвоєні чи строєні радіально-упорні кулькові підшипники зі спрямованими в них в одну сторону лініями контактних тисків тіл кочення. Найбільшу стійкість такий комплект підшипників здобуває в тих випадках, коли під дією осьового навантаження в кожному окремо узятому підшипнику виникають більш-менш однакові контактні напруги.

Аналіз контактних напруг, що виникають у підшипниках здвоєного чи строєного комплекту, довільно складеного без попередньої добірки чи доведення їх по торцях додатковим шліфуванням, показує, що такий спосіб довільного комплектування неприпустимий, тому що в цьому випадку напруги розподіляються між підшипниками вкрай нерівномірно і стійкість комплексу мізерно мала.

МЕТА І ЗАДАЧА ДОСЛІДЖЕННЯ

Підвищення ефективності підшипникового вузла з багаторядною установкою радіально-упорних підшипників, а саме, підвищення навантажувальної здатності й довговічності за рахунок забезпечення більше рівномірного розподілу зовнішнього однобічного осьового навантаження між підшипниками.

За рахунок виключення впливу зношування підшипників у процесі експлуатації на стабільність цього розподілу, а також підвищення технологічності підшипникових вузлів за рахунок зниження точності

виготовлення деталей і виключення деяких підготовчих операцій перед їх зборкою.

ОСНОВНА ЧАСТИНА ДОСЛІДЖЕННЯ

Відомий підшипниковий вузол, у якому використаний “каскадний” спосіб встановлення декількох однорядних радіально-упорних підшипників, коли вузький торець зовнішнього кільця одного підшипника впирається в широкий торець зовнішнього кільця іншого підшипника [1, с. 14, рис. в; 2, с. 39, рис. 20]. Рівномірний розподіл осьового навантаження між підшипниками досягається точністю розмірів й однаковістю осьової жорсткості підшипників.

Відомий також підшипниковий вузол, що містить корпус, вал, два й більше радіально-упорних підшипники кочення, встановлених за схемою “тандем” так, що їхні внутрішні кільця разом з розподільними дистанційними втулками жорстко змонтовані на валу, а між зовнішніми кільцями, розташованими між двома жорсткими упорами корпусу, встановлені проміжні елементи у вигляді твердих втулок, що забезпечують за рахунок підбора їхніх довжин розподіл зовнішнього осьового однобічного зусилля між підшипниками в комплекті [3, с. 240, фіг. VI.30].

При такій установці підшипників потрібне експериментальне визначення їх осьової контактної жорсткості, підбір підшипників з однаковою жорсткістю, узгодження довжин дистанційних втулок між внутрішніми й зовнішніми кільцями підшипників, висока точність їхнього виготовлення. Тільки за таких умов можна домогтися приблизно рівномірного розподілу осьового навантаження між підшипниками в комплекті. Все це знижує ефективність використання відомого підшипникового вузла з багаторядною установкою підшипників, робить регулювання підшипників утрудненим і нетехнологічним.

Поставлена задача вирішується тим, що в підшипниковому вузлі, що містить корпус, вал, два й більше радіально-упорних підшипники кочення, встановлених за схемою “тандем” так, що їх внутрішні кільця разом з розподільними дистанційними втулками жорстко змонтовані на валу, а між зовнішніми кільцями, розташованими між двома жорсткими упорами корпусу, встановлені проміжні елементи, що забезпечують розподіл зовнішнього осьового однобічного зусилля між підшипниками, проміжні елементи виконані пружними, наприклад, у вигляді пружин стиску, і попередньо стислі, створюючи на зовнішні кільця двох суміжних підшипників розпірне зусилля, що визначається за формулою:

$$F_k = \frac{A}{n} \cdot k,$$

де F_k – розпiрне зусилля, яке створює k – та пружина;

A – зовнiшне осьове зусилля, що дiє на пiдшипниковий вузол;

n – число пiдшипникiв у вузлi;

k – порядковий номер пружного промiжного елемента, що вiдраховується вiдносно валу в напрямку зовнiшнього осьового зусилля, а самi зовнiшнi кiльця встановленi в корпусi з можливистю осьового перемiщення назустрiч одне одному.

Суть запропонованого технiчного рiшення пояснюється кресленнями, на яких пiдшипниковий вузол зображений у поздовжньому розрiзi. На рис. 1 показано взаємне розташування тiл кочення, зовнiшнiх i внутрiшнiх кiлець пiдшипникiв пiд дiєю розпiрних зусиль iз боку пружин при вiдсутностi зовнiшнього осьового зусилля A . На рис. 2 показано взаємне розташування тих же елементiв конструкцiї при навантаженi зовнiшнiм осьовим зусиллям A .

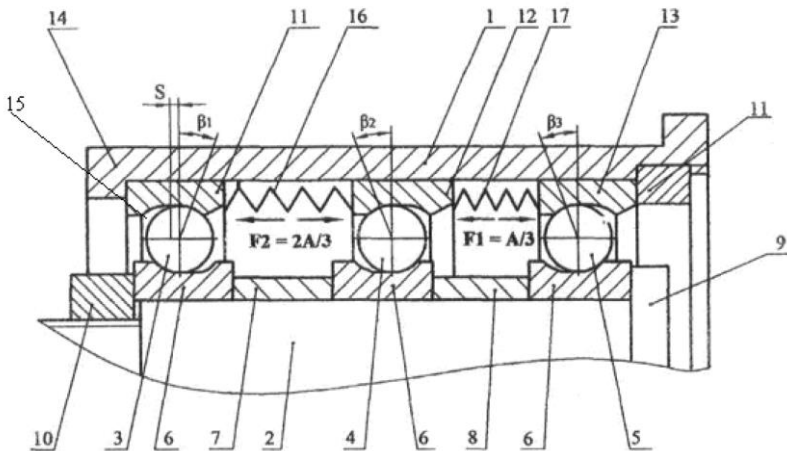


Рисунок 1 – Пiдшипниковий вузол без зовнiшнього навантаження

Пiдшипниковий вузол складається з корпусу 1, валу 2, трьох рiдiально-упорних пiдшипникiв кочення 3, 4, 5. Внутрiшнi кiльця 6 пiдшипникiв роздiленi мiж собою жорсткими дистанцiйними втулками 7, 8 i затиснутi на валу 2 мiж жорстким упором 9 i гайкою 10. Зовнiшнi кiльця 11, 12, 13 пiдшипникiв 3, 4, 5 вiдповiдно встановленi мiж жорстким упором 14 корпусу 1 i гайкою 15. Мiж зовнiшнiми кiльцями 11, 12, 13 установленi попередньо стислi пружнi промiжнi елементи 16,

17, виконані у вигляді циліндричних пружин стиску. Елемент 17 створює розпірне зусилля на зовнішні кільця 12, 13 підшипників 4, 5, що дорівнює по величині $F1 = A/3$, де A – експлуатаційне осьове зусилля на підшипниковий вузол. Елемент 16 створює розпірне зусилля на зовнішні кільця 11, 12 підшипників 3, 4, що дорівнює по величині $F2 = 2A/3$. Як видно на рисунку, зовнішнє кільце 11 підшипника 3 навантажено зусиллям $F2 = 2A/3$ і притискається до упору 14 корпусу 1, при цьому воно виявляється зміщеним уліво щодо свого внутрішнього кільця 6 на величину осьової гри S з утворенням кута контакту $\beta1$, який спрямований протилежно зовнішньому осьовому зусиллю A .

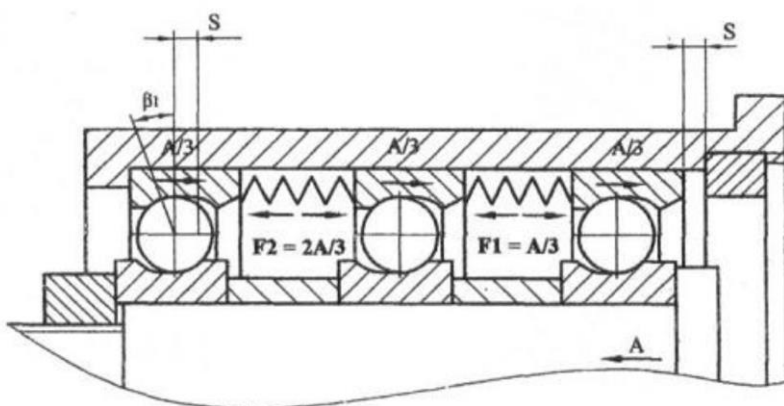


Рисунок 2 – Підшипниковий вузол під дією осьового навантаження

Зовнішнє кільце 12 підшипника 4 перебуває під дією двох розпірних зусиль, ліворуч $F2 = 2A/3$, праворуч $F1 = A/3$. Сумарне зусилля на це кільця становить $A/3$ і спрямоване в напрямку підшипника 5, тобто в напрямку, протилежному зовнішньому осьовому зусиллю A . Кут контакту $\beta2$ у цьому підшипнику 4 спрямований в напрямку зовнішнього осьового зусилля A . Зовнішнє кільце 13 підшипника 5 навантажено зусиллям $F1 = A/3$, притискається до гайки 15 з утворенням кута контакту $\beta3$, спрямованим в напрямку зовнішнього осьового зусилля A .

Працює вузол наступним чином. При навантаженні підшипникового вузла зовнішнім осьовим зусиллям A (рис. 2) воно через упор 9 валу 2 передається внутрішнім кільцям 6 підшипників 3, 4, 5. Зусилля A через внутрішні кільця 6 підшипників 4, 5, тіла кочення (кульки) передається зовнішнім кільцям 12, 13 відповідно. Кільця 12, 13, з

іншого боку, навантажені розпірними зусиллями з боку пружин 16, 17, що дорівнюють по величині $A/3$.

Якщо зовнішнє зусилля не перевершує величини $2A/3$, то взаємне розташування елементів конструкції не змінюється. Якщо ж зовнішнє зусилля досягає величини A , то весь вал 2 із закріпленими на ньому внутрішніми кільцями 6 і дистанційними втулками 7, 8 переборює розпірні зусилля пружин, що діють на кільця 12, 13, і зміщується вліво на величину осьової гри S підшипника 3 до упору в зовнішнє кільце 11 з утворенням кута контакту β_1 , що спрямований вже в напрямку зовнішнього осьового зусилля. При цьому кільце 13 відходить від гайки 15 і створює зазор розміром S . Кожен підшипник виявляється навантаженим осьовим зусиллям $A/3$, тобто зовнішнє навантаження розподіляється рівномірно.

Внаслідок цього довговічність комплекту із трьох радіально-упорних підшипників при дії тільки осьового навантаження збільшується в 27 (кулькові тіла кочення) й 39 (роликові тіла кочення) разів відповідно. При заданій довговічності L й осьовому зусиллі A можуть бути зменшені габарити підшипникового вузла. Знос підшипників не впливає на рівномірність розподілу зовнішнього осьового зусилля між підшипниками в комплекті. Вал 2 зміщується вліво на величину зносу, при цьому довжини стислих пружин 16, 17 залишаються незмінними, а, отже, і величини створюваних ними розпірних зусиль.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Запропонований підшипниковий вузол забезпечує рівномірний розподіл зовнішнього осьового навантаження між підшипниками кочення в комплекті, внаслідок чого довговічність комплекту підшипників при дії тільки осьового зовнішнього навантаження збільшується в n^3 разів, де n – кількість підшипників.

Крім того, виключається вплив зносу підшипників на стабільність рівномірності цього розподілу. Усувається необхідність у витратних за часом підготовчих операціях по визначенню осьової жорсткості підшипників, комплектуванні їх за однаковою величиною осьової жорсткості, підборі й припасуванні за місцем довжин дистанційних втулок, що дозволяє знизити вимоги до точності виготовлення втулок, а, отже, знизити їхню вартість.

Все це досягається за рахунок виконання проміжних елементів між зовнішніми кільцями пружними, наприклад, у вигляді пружин стиску, і попередньо стислими, які, особливо при пологій механічній характеристиці, добре компенсують всі погрішності виготовлення, забезпечують самовстановлення елементів конструкції, а також

пружний зв'язок підшипників, крім одного, з корпусом, що сприяє зм'якшенню ударних навантажень.

Таким чином, запропонований пристрій перевершує прототип по ефективності, надійності, простоті реалізації, тобто технологічності.

ВИСНОВКИ

Розроблено конструкція підшипникового вузла, що відрізняються значним підвищенням довговічності і здатності навантаження при дії зовнішньої осевого навантаження. Це забезпечується за рахунок багаторядний установки підшипників кочення і рівномірності розподілу зовнішньої осевого навантаження між ними. Основним елементом системи, що забезпечує рівномірний розподіл навантаження, є пружини стиснення. Пружини встановлюються при складанні підшипникового вузла в попередньо стиснутому стані. Наведено рекомендації по вибору величини зусилля попереднього стиснення пружин. Конструкція підшипникового вузла захищена патентом на корисну модель [4].

ПОСИЛАННЯ

1. Скуратовський, А. К. (2018). *Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники*. Київ: КПП ім. Ігоря Сікорського. <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/582c501b-4764-43f0-b6f0-c7be435056bd/content>

2. Проектування обладнання галузевого машинобудування: Шпindelні вузли на опорах кочення. (2020). Київ: КПП ім. Ігоря Сікорського. <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/38401>

3. Бейзельман, Р. Д., & Цыпкин, Б. В. (1960). *Подшипники качения. Справочник*.

4. Дудніков, В. С. (2015). *Підшипниковий вузол* (патент України №99440). Державна служба інтелектуальної власності України. <https://uapatents.com/6-99440-pidshipnikovij-vuzol.html>

5. Дудніков, В. (2023). Підшипникові вузли робототехнічних систем. *Виклики та проблеми сучасної науки, 1*, 276-282. <https://cims.fti.dp.ua/j/article/view/53>