

УДК 621.822.6

**ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛУ ГІДРОМАШИНИ
НА ЙОГО РЕСУРС ЯК ЕЛЕМЕНТ МОДЕЛІ УПРАВЛІННЯ
ПРОЕКТУВАННЯМ ЇЇ ОПТИМАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ**

О.С. Єлізаров,

Одеський національний політехнічний університет

С.П. Єлізаров

Одеський державний аграрний університет

Розглянуто вплив деяких параметрів опорного вузлу аксіально-поршньової гідромашини на розподілення навантажень між підшипниками та їх ресурс. Показано, що за рахунок раціонального вибору посадочних зазорів підшипників і зазорів їх дуплексування можливо вирівняти діючі на підшипники навантаження і суттєво звищити їх довговічність. Також показано, що перекося та деформації, які мають місце у підшипниках, слід враховувати не тільки при розрахунку самих підшипників, а і при оцінці працездатності інших вузлів гідромашини. Запропонована залежність для визначення коефіцієнту, враховуючого вплив змащувального режиму на довговічність підшипників.

Ключові слова: підшипник кочення, гідромашина, розподіл навантажень між підшипниками, нерівномірність навантажень, ресурс підшипника, посадочний зазор, зазор дуплексування, перекося кілець, качаючий вузол гідромашини, змащувальний режим, управління проектом.

Вступ. Різноманіття конструктивних схем опорних вузлів кочення, підшипників що в них застосовуються та нелінійність розподілу навантажень не дозволяють розробити єдині рекомендації щодо вибору їх оптимальних параметрів. Проте, маючи точні методи розрахунку підшипникових вузлів у якості інструмента дослідження, можливо знайти, як впливають основні параметри вузла на розподіл в ньому навантажень та його розрахункову довговічність. Такий багатофакторний аналіз дозволяє вибрати оптимальні значення вказаних параметрів та, по суті, є фактором управління проектом створення оптимальної конструкції пристрою в цілому з точки зору поєднання габаритів і довговічності.

Проблема. Підшипникові вузли (ПВ) аксіально-поршньових гідромашин (АПГ) часто складаються з трьох та більше підшипників кочення, розподіл навантажень між якими є далеким від рівномірності, що є нераціональним з точки зору габаритів і ресурсу роботи ПВ і АПГ в цілому.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. В сучасних довідниках, підручниках і учбово-науковій літературі приводяться спрощені залежності для розрахунку підшипників, які часто дають занадто неточні результати. Крім того, вони не дають змоги оцінити вплив зазорів у підшипниках і перекося їх кілець

на очікуваний ресурс та працездатність суміжних вузлів. Це не дозволяє проводити багатofакторний аналіз ПВ, особливо що складаються з багатьох підшипників кочення, з метою визначення параметрів вузла що забезпечують оптимальне поєднання його габаритів і довговічності, а також працездатність інших вузлів машини.

Мета досліджень: Дослідити вплив істотних факторів на розподіл навантажень і ресурс ПВ для одної з найбільш розповсюджених конструктивних схем, застосовуваних в АПГ з нахиленим блоком.

Результати досліджень. Визначення розподілу навантажень в опорному вузлі АПГ, а також аналіз впливу на нього деяких параметрів, проводилося на підставі відомої системи рівнянь [1] для розрахунку багатоопорного підшипникового вузла у загальному випадку його навантаження.

1.Вплив посадочних зазорів у корпусі і точності дуплексування підшипників.

На розподіл навантажень у дуплексованому підшипнику істотний вплив надає зазор дуплексування $t_z = \Delta_2 - \Delta_1$ [2], де Δ_j ($j = 1, 2$) – виступання кілець підшипників. Для врахування в розрахунках він вводиться в приведені переміщення Δ_{zk} для усіх тіл кочення ближнього до фланцю вала підшипника (індекс 1). В радіальні переміщення Δ_{xk} , Δ_{yk} вводяться поправки, зв'язані з зазором між зовнішніми кільцями підшипників та корпусом АПГ. При наявності цього зазора Δ_K відповідний нахил вала під навантаженням складе

$$\varphi_\Delta = \Delta_K / l,$$

що відповідає переміщенню зовнішніх кілець підшипників 1, 2, 3 (при відстанях між опорами l, l_2) $t_1 = \Delta_K$, $t_2 = \Delta_K l_2 / l$, $t_3 = 0$,

які вводяться через відповідні складові в рівняння [1]. На рис. 2 представлені розраховані залежності довговічності підшипників L_{h1} , L_{h2} в дуплексированому вузлі гідромашини 210.25 (конструкція див. рис. 1) від зазорів дуплексування $t_z = -10...+10$ мкм при різних посадочних зазорах Δ_K у корпусі. Діапазон зазорів приймався у відповідності з технологічними зазорами, ухваленими для цих ПВ. З приведених залежностей видно, що характер дуплексування підшипників опорних вузлів АПГ істотно впливає на їх довговічність. Для підшипника, розташованого у фланця вала, дуплексування у розглянутому діапазоні дає змогу змінити його ресурс вдвічі, а для другого підшипника ресурс може бути змінений вшестеро. Слід відмітити, що при від'ємних значеннях t_z слабкою опорою, визначаючою ресурс ПВ, є підшипник 2, а при позитивних значеннях – підшипник 1. При від'ємних зазорах дуплексування зазор у корпусі більше впливає на довговічність підшипника 1, а при позитивних зазорах – на довговічність опори 2. При цьому зазор у корпусі зменшує довговічність дуплексованого підшипника 1 і збільшує довговічність підшипника 2. Точка перетину кривих, відповідна однаковим значенням довговічності дуплексованих підшипників, знаходиться в області від'ємних значень. Залежності ресурсу першого підшипника від посадочного зазора Δ_K , приведені на рис. 3, показують,

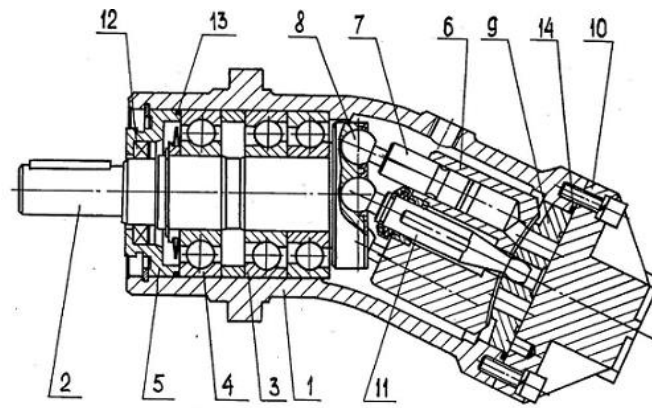


Рис. 1. Нерегульована АПГ з нахиленим блоком циліндрів (БЦ). 1 – корпус; 2 – вал; 3 – радіально-упорний підшипник; 4 – радіальний підшипник; 5 – кришка; 6 – блок циліндрів; 7 – поршень; 8 – шатун; 9 – розподільник; 10 – кришка; 11 – центральний шип; 12, 13, 14 – ущільнення.

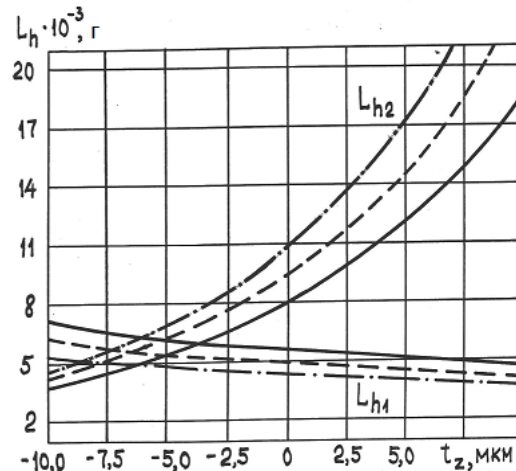


Рис. 2. Ресурс опор L_{h1} , L_{h2} при різних зазорах t_z : — $\Delta_K = 0$; - - - $\Delta_K = 15$ мкм; — · — $\Delta_K = 30$ мкм.

що він, якщо порівнювати з впливом зазорів дуплексування, є менш впливовий на ресурс ПВ. При цьому залежність має приблизно лінійний характер. Зі зменшенням зазора дуплексування підшипників t_z вплив зазора у корпусі Δ_K на його довговічність L_{h1} зростає.

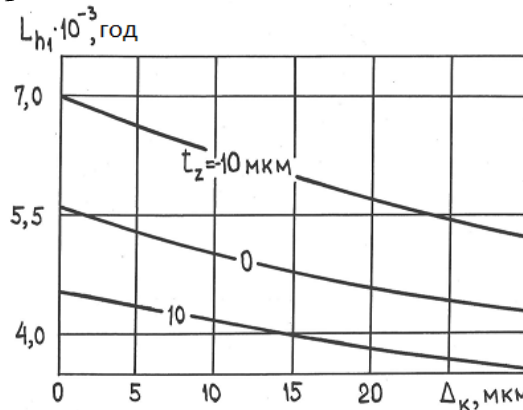


Рис. 3. Залежність ресурсу L_{h1} від посадочного зазора Δ_K .

Врахування зазорів в ПУ інших компоновок може бути проведено аналогічно.

2. Вплив перекосів кілець підшипників.

Перекося внутрішніх кілець підшипників відносно зовнішніх є неминучими внаслідок технологічних допусків на виготовлення деталей та збирання машини, а також прогинів вала при навантаженні. Перекося кілець призводять до порушення кінематики руху тіл кочення і нормальних умов роботи сепаратора, зростання шуму, вібрації, а також несприятливому зміні розподіла навантаження між тілами кочення. Усі ці негативні фактори призводять до передчасного виходу опорного вузлу з ладу або зменшення його довговічності. Враховуючі складний характер навантажень, діючих на ПВ, дійсні кути перекося опор в АПГ повинні бути менш ніж ті що допустимі, призначені в залежності від типорозміру опори, її вантажопід'ємності та діючих зовнішніх навантажень. Значення допустимих перекося, рекомендовані фірмами виробниками підшипників за умови скорочення розрахункової довговічності не більш ніж на 10-20%, приведені в багатьох джерелах. Для кількісної оцінки впливу перекося на очікуваний ресурс підшипників слід користуватися аналітичними залежностями щодо визначення коефіцієнта зниження ресурсу, або графічними. Залежності коефіцієнта зниження ресурсу підшипників кочення від перекося кілець показані на рис. 4. Для шарикопідшипників наведені залежності для легкої, середньої та важкої серій. Крива для шарикопідшипників йде тим вище, чим важче серія. З цих залежностей видно, що допустимі перекося для роликових підшипників у декілька разів менше ніж для шарикових, тому вимоги відносно точності виготовлення та монтажу вузлів з роликовими підшипниками мають бути значно вище ніж для шарикопідшипникових вузлів. Для шарикових підшипників важких серій дозволені значно вищі перекося ніж для шарикових підшипників легких серій.

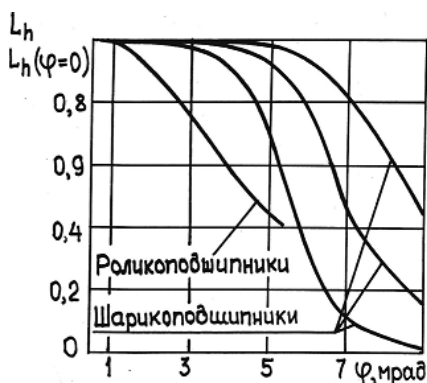


Рис. 4. Зменшення довговічності підшипників при перекосі кілець.

За результатами проведених розрахунків опорних вузлів АПГ з нахиленим блоком циліндрів були визначені сумарні кути перекося підшипників в припущенні, що неспіввісність посадочних поверхонь дорівнює нулю, за співвідношенням $\varphi_m = [(\varphi_x + \varphi_{0xm})^2 + (\varphi_y + \varphi_{0ym})^2]^{1/2}$. Результати розрахунку наведені в таблиці 1, з якої випливає, що для усіх опор кути перекося не перевищують 1

мрад, при чому коефіцієнти зниження розрахункового ресурсу $k_\phi=1,0$. При форсованих режимах, зв'язаних зі звищенням тиску p' зростають перекоси у підшипниках і необхідне коригування розрахунку у вигляді

$$\phi_m' = \{[\phi_x(p'/p)^{1/n} + \phi_{0xm}p'/p]^2 + [\phi_y(p'/p)^{1/n} + \phi_{0ym}p'/p]^2\}^{1/2},$$

де $n=1,5$ для шарикових підшипників и $n=1,0$ для роликових.

Таблиця 1. Перекоси в опорах аксіально-поршньових гідромашин.

Гідромашина	Номер опори, m	Кут перекосу ϕ_m , мрад
210.25	1	0,615
	2	0,491
	3	0,432
223.25 секція	1	0,329
	2	0,166
	3	0,102
223.25 секція	1	0,647
	2	0,525
	3	0,514
210.32	1	0,488
	2	0,463
	3	0,439
310.224	1	0,623
	2	0,523
	3	0,498
	4	0,485

Деформації та перекоси підшипників у АПГ з нахиленим БЦ слід враховувати при розрахунку інших вузлів машини. В гідромашинах з шатунним веденням БЦ для забезпечення працездатності утворюючого механізму є необхідним щоб кут нахилу вісі шатуна до вісі поршня не перевершував дозволеного значення, тому перекоси опор слід враховувати при кінематичних розрахунках утворюючого механізму. Допустимі значення куту нахилу шатуна $\Delta\alpha_{шт}$ в зоні ведення для АПГ с нахиленим БЦ типорозмірів 16, 20, 25, 32 відповідно складають 5', 7', 19', и 21' и залежать від їх конструктивних и технологічних особливостей. При великих кутах нахилу шатуна може виникнути заклинювання утворюючого механізму. При цьому «небезпечними» є ведучі шатуни які знаходяться поблизу зони найбільшого зносу розподільника (90° від мертвих точок). Переміщення головки «небезпечного» шатуна в напрямку вісі x складе $\delta_{ведх} = f_x + (\phi_y + \phi_{0y1}) \cdot z_{вед}$, при цьому додадковий нахил шатуна

$$\Delta\alpha_{шт} = \delta_{ведх} / l_{шт},$$

где $l_{шт}$ – довжина шатуна.

Для АПГ типа 210.25 и 223.25 з врахуванням розрахованих переміщень величина додаткового нахилу шатуна складає $\Delta\alpha_{шт} = -0,5'$ и $\Delta\alpha_{шт} = -0,75'$ відповідно. Знак «мінус» вказує на зростання допустимого куту нахила шатуна и відповідного зносу розподільника (див. рис. 1). Аналогічним чином виконано

врахування перекосу підшипників качаючих вузлів при розрахунку зубчастих коліс вбудованих редукторів багатопоточних АПГ.

3. Вплив режиму змащування підшипників.

Довговічність підшипників також залежить від режиму їх змащування, який визначається товщиною масляної плівки і шорсткістю контактуючих поверхонь. Для оцінки довговічності підшипників використовується безрозмірний параметр масляної плівки $\lambda_{\text{п}}$ що дорівнює відношенню її товщини $h_{\text{п}}$ до висоти мікронерівностей контактуючих поверхонь [2]. Значення $h_{\text{п}}$ і $\lambda_{\text{п}}$ визначаються за відомими співвідношеннями [2] і залежать від типу контакту, геометрії, частоти обертів підшипників, діючих нагрузок, а також параметрів змащування. В АПГ змащенням в ПВ є робоча рідина гідросистеми, вибір якої в основному визначається типом гідромашини і режимами роботи гідравличного приводу. Тиск в полості гідромашини дорівнює тиску дренажу у гідросистемі. На рис. 5 наведена залежність коефіцієнту a_3 , враховуючого вплив змащувального режиму на довговічність підшипника в залежності від безрозмірного параметра $\lambda_{\text{п}}$, яка була здобута в результаті численних експериментальних досліджень. Для врахування режиму змащування в аналітичних розрахунках є достатньою для інженерних розрахунків точністю її можна апроксимувати функцією вигляду:

$$a_3 = 0,87\lambda_{\text{п}} - 0,4\sin 2,2\lambda_{\text{п}},$$

яка дає достатньо точні значення коефіцієнта a_3 для найбільш характерних значень параметра $\lambda_{\text{п}} = 0,6 \dots 4,0$.

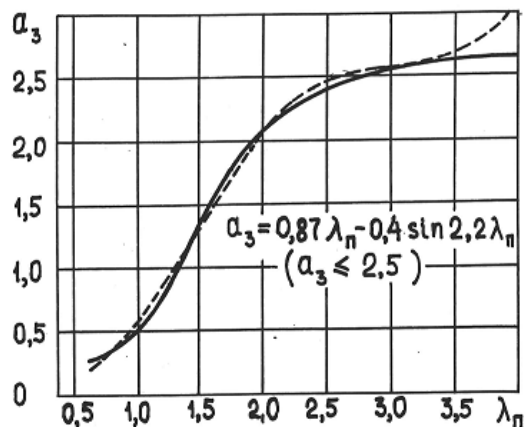


Рис. 5. Залежність коефіцієнту змащувального режиму від параметра масляної плівки.

Провідні зарубіжні компанії з виробництва підшипників у коефіцієнті режиму смазки у той же час враховують і матеріал деталей контактуючих поверхонь, приводячи графіки для визначення коефіцієнту a_{23} такого врахування в залежності від відношення фактичної в'язкості мастила ν , використаного для змащування у робочих умовах, до базової в'язкості ν_1 що забезпечує повне розділення контактуючих поверхонь еластогідродінамічним шаром мастила. Модифікований розрахунок підшипників АПГ з врахуванням коефіцієнтів a_3 і a_{23} показує значно вищу довговічність порівняно з розрахунками без врахування

режиму змащування. При модифікованому розрахунку здобуті значення довговічності підшипників добре узгоджуються з її фактичним рівнем.

Висновки: При проектуванні аксіально-поршньової гідромашини окрім точного розрахунку її підшипникового вузла з метою коректного визначення його очікуваної довговічності, необхідно також враховувати зазори у підшипниках і посадочні зазори, які істотно впливають на роботу не тільки самого підшипникового вузла, але також на роботу інших вузлів машини.

ЛІТЕРАТУРА

1. Єлізаров С.П., Артемов В.А., Савченко О.Я. Розрахунок навантажень та деформацій що мають місце у багатоопорних вузлах кочення // Аграрний вісник Причорномор'я. – 2007. №40. – С. 98-104.
2. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных подшипников. – М.: Машиностроение. – 1980. – 373 с.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА ГИДРОМАШИНЫ НА ЕГО РЕСУРС КАК ЭЛЕМЕНТ МОДЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЕМ ЕЁ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

А.С. Елизаров, С.П. Елизаров

Ключевые слова: подшипник качения, гидромашина, распределение нагрузок между подшипниками, неравномерность нагружения, ресурс подшипника, посадочный зазор, зазор дуплексирования, перекосы колец, качающий узел гидромашины, смазочный режим, управление проектом.

Резюме

Исследовано влияние некоторых параметров опорного узла аксиально-поршневой гидромашины на распределение нагрузок между подшипниками и их ресурс. Показано, что за счет рационального выбора посадочных зазоров подшипников и зазоров их дуплексирования можно выровнять действующие на подшипники нагрузки и повысить их долговечность. Также показано, что перекосы и деформации, в подшипниках надо учитывать не только при расчете самих подшипников, а и при оценке работоспособности других узлов гидромашины.

INFLUENCE OF A HYDRO-MACHINE BEARING ARRANGEMENT PARAMETERS ON ITS LIFE AS AN ELEMENT OF A PROJECT MANAGEMENT MODEL TO MAKE ITS DESIGN OPTIMUM

A.S. Yelizarov, S.P. Yelizarov

Key words: rolling element bearing, hydro-machine, load distribution, distribution unevenness, bearing life, housing clearance, duplex clearance, ring misalignment, pumping unit, lubrication conditions, project management.

Summary

Influence of some parameters of axial-piston hydro-machine bearing arrangement on a load distribution within it is researched. It's demonstrated that providing reasonable housing and bearing duplex clearances can make bearing loads even to

considerably increase the arrangement life. Also shown that deformations and misalignments are to be taken into account not only when calculating bearings themselves but when estimating efficiency of other units as well.