

П.Т. Мельянцов, О.М. Лосіков, В.С. Назарець, В.К. Сидоренко

**СТАБІЛІЗАЦІЯ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ В КАЧАЮЧОМУ ВУЗЛІ
НАСОСА ПІДЖИВЛЕННЯ УДОСКОНАЛЕННЯМ КОНСТРУКЦІЇ
ВТУЛКИ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ**

Анотація. Проводиться експериментальне дослідження забезпечення стабілізації радіального зазору в качаючому вузлі насоса підживлення з зовнішнім зачепленням, за рахунок покращення умов роботи та зменшення зношення деталей, які формують радіальний зазор в підшипниках ковзання качаючого вузла насоса: «цапфа ведучого вала - отвір втулки», «цапфа веденої вісі – отвір втулки», впровадженням комбінованої втулки в підшипнику ковзання.

Ключові слова: насос підживлення, радіальний зазор, підшипник ковзання, момент сили тертя, площа контакту, рідинне тертя, граничне тертя, комбінована втулка, зношення.

Постановка проблеми

В гідравлічних трансмісіях мобільним машин гірничо-металургійного комплексу широке застосування знайшли аксіально-поршневі гідронасоси і гідромотори. В аксіально-поршневих гідронасосах, для регулювання їх робочого об'єму та компенсації об'ємних втрат в гідравлічній трансмісії, встановлюються насоси підживлення шестеренного типу з зовнішнім зачепленням.

В умовах експлуатації насоси такої конструкції, як правило втрачають роботоздатність в результаті гідроабразивного зношення деталей качаючого вузла в спряженнях: «торець шестерні-верхня кришка», «торець шестерні-нижня кришка», «колодязь корпусу-зуб шестерні», що підтверджується результатами досліджень в роботах [1, 2].

Вказані спряження качаючого вузла насоса формують відповідно торцевий і радіальний зазори, які суттєво впливають на об'ємні втрати робочої рідини та на об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса. В роботах [3, 4] автори детально розглянули конструктивні заходи для компенсації об'ємних втрат через торцевий зазор, за рахунок його стабілізації.

Водночас питанням стабілізації радіального зазору «колодязь корпусу-зуб шестерні» для насосів підживлення з зовнішнім зачепленням приділено не достатньо уваги. В значній мірі такий стан справи обумовлюється тим, що формування радіального зазору та його подальша динаміка росту в значній мірі обумовлюється технічним станом деталей, які формують радіальний зазор в підшипниках ковзання качаючого вузла насоса: «цапфа ведучого вала - отвір втулки», «цапфа веденої вісі – отвір втулки». Є очевидним, що зростання радіального зазору в даних спряження буде обумовлювати відповідно і зростання радіального зазору між зубом ведучої та веденої шестерні та колодязем корпусу насоса.

Таким чином, для зменшення об’ємних втрат в качаючому вузлі насоса виникає необхідність розроблення конструктивних заходів, які забезпечать стабілізацію радіального зазору в підшипниках ковзання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Насос підживлення з зовнішнім зачепленням аксіально-поршневої гідромашини за конструктивними рішеннями являється подібним до шестеренних насосів модифікації НШ-У. У яких, для забезпечення жорсткості в підшипникових вузлах ковзання застосовують втулки із алюмінієвого матеріалу, які безпосередньо встановлюються в корпус гідронасоса і мають значні геометричні розміри, що забезпечує їх міцнісні показники [5].

У насосів підживлення втулки підшипників ковзання виготовлено з алюмінієвого сплаву (АК9М2 ГОСТ 158-93), які запресовано в отвори верхньої і нижньої кришок насоса (рис. 1).

Між валом 1 і втулкою 2, (рис. 1), при відсутності зовнішнього навантаження і за умови концентричного розміщення цапфи вала формується радіальний зазор ε :

$$\varepsilon = r_1 - R, \quad (1)$$

де r_1 – внутрішній радіус втулки, мм.; R – радіус ведучого вала, мм.

В результаті прикладення навантаження на привідний вал виникає крутний момент, який обумовлює перекошення вала і приводить до зближення поверхонь вала і втулки, що приводить до появи зростання об’ємної деформації втулки (виготовленої з алюмінієвого сплаву АК9М2 ГОСТ 158-93) і

виникненню контурної площі дотику A_K , яка відповідає центральному куту контакту $2\varphi_0$ (рис. 1) і визначається за виразом [6]:

$$A_K = 2\varphi_0 \times l \times R, \quad (2)$$

де A_K – контурна площа дотику поверхонь цапфи ведучого вала та внутрішньої поверхні втулки, мм^2 , l – довжина підшипника (цапфи вала), мм .

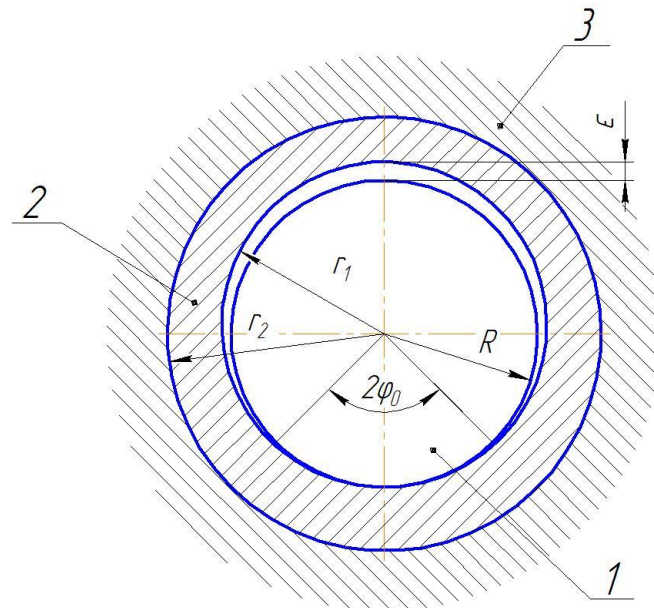


Рисунок 1 – Схема підшипника ковзання для визначення контурних тисків в підшипнику ковзання: 1 – ведучий вал; 2 – втулка кришки насоса; 3 – кришка насоса

Таким чином, внутрішні робочі поверхні втулок будуть сприймати зусилля від цапф ведучого валу, в результаті його перекошення, з силою, яка визначається за виразом:

$$F_{ц.в.} = P \times A_K, \quad (3)$$

де P – нормальне навантаження поверхні цапфи вала на поверхню втулки, МПа .

Величина нормального навантаження (P) цапф вала на поверхню втулки обумовлюється крутним моментом, який приводить в рух ведучий вал насоса. Є очевидним, що в процесі запуску насоса сила нормального навантаження на втулку має максимальне значення (пікове), що обумовлюється тривалим контактом деталей в стані спокою, який характеризується зростанням площі металевого контакту між їх поверхнями.

А в режимі нормальної експлуатації проходить стабілізація нормального навантаження, що обумовлюється зростанням площі рідинного тертя між поверхнями та зменшенням площі граничного. Величина приводного моменту, як правило знаходиться в визначеному діапазоні і відповідає технічним вимогам в відповідності до конструкції насоса. Звідси, можна зробити припущення, що величина сили нормального навантаження (P) також буде мати визначені значення, як для запуску насоса так і для умов нормальної експлуатації. Тоді значення сили ($F_{ц.в.}$), що діє на робочі поверхні втулок через ведучий вал, буде залежати від величини площини дотику поверхонь (A_K).

Із аналізу виразу (2) випливає, що площа дотику поверхонь (A_K) буде залежати від величини кута (φ_0), тому що такі параметри, як довжина цапфи (підшипника) (l) та радіус вала ведучої шестерні (R) практично являються не змінними. Разом з тим в роботі [6], автори відмічають, що кут (φ_0) знаходиться в функціональній залежності від прикладеного нормального навантаження в відповідності до виразу:

$$P = \frac{E \times r_1 \times l \times (r_1 - R)}{(r_2 - r_1) \times (1 - \mu^2) \times (1 - 2\mu)} \times \left(\frac{\varphi_0}{\cos \varphi_0} - \sin \varphi_0 \right), \quad (4)$$

де E – модуль пружності матеріалу втулки; μ – коефіцієнт Пуассона; r_2 – радіус втулки по зовнішньому діаметру.

Модуль пружності матеріалу втулки (E) також являється постійною величиною. Таким чином, можна висунути робочу гіпотезу, що зменшення кута (φ_0), який вказує на границі контакту поверхонь тертя в спряженні «цапфа ведучого вала - отвір втулки», обумовлює зменшення площі тіл тертя, які будуть працювати в умовах граничного тертя і збільшення площі тіл, що будуть працювати в умовах рідинного тертя. За таких умов суттєво покращується робота підшипника ковзання за рахунок зменшення сил тертя, а також зменшується деформація і зношення робочих поверхонь вала і втулки.

Виникає необхідність визначення мінімального значення кута (φ_0). В роботі [7] автори рекомендують в відповідності до виразу (4) ввести позначення $\psi = \varphi_0 / \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0$. Отримана ними функціональна залежність $\psi = f(\varphi_0)$ представлена в вигляді графіка на рис. 2.

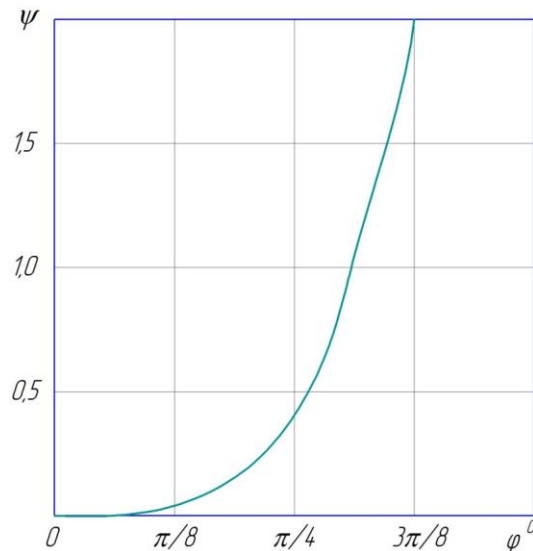


Рисунок 2 – Графічна залежність $\psi = f(\varphi_0)$ [7]

Із наведеної графічної залежності (рис. 2) видно, що при не значних кутах контакту, які відповідають інтервалу $0 < \varphi_0 \leq \pi/8$ або $0^\circ < \varphi_0 \leq 22,5^\circ$, параметр (ψ) змінюється на не значну величину. Зі зростанням значення (φ_0) до інтервалу $\pi/8 < \varphi_0 \leq \pi/4$ або $22,5^\circ < \varphi_0 \leq 45,0^\circ$, параметр (ψ) збільшується на 75 %. Подальше зростання кута (φ_0) приводить до інтенсивного зростання параметра (ψ). Проведений аналіз функціональної залежності $\psi = f(\varphi_0)$ показав, що ефективна робота підшипника ковзання «цапфа ведучого вала – отвір втулки» буде виконуватись, за умови коли кут контакту поверхонь тертя не буде перевищувати $\varphi_0 \leq 22,5^\circ$.

Зменшення кута контакту поверхонь тертя в спряженнях, які формують підшипники ковзання («цапфа ведучого вала – отвір втулки», «цапфа вісі веденої шестерні - отвір втулки») в насосі підживлення можливо за рахунок конструктивних змін втулки.

Мета дослідження

Мета дослідження – забезпечення стабілізації радіального зазору в качаючому вузлі насоса підживлення розробленням конструктивних заходів по зниженню зношення деталей в його підшипниках ковзання.

Викладення основного матеріалу дослідження

В роботі [8], автори рекомендують застосувати комбіновану втулку для підшипника ковзання насоса підживлення. Загальний вид насоса з комбінованими втулками представлено на рис. 3.

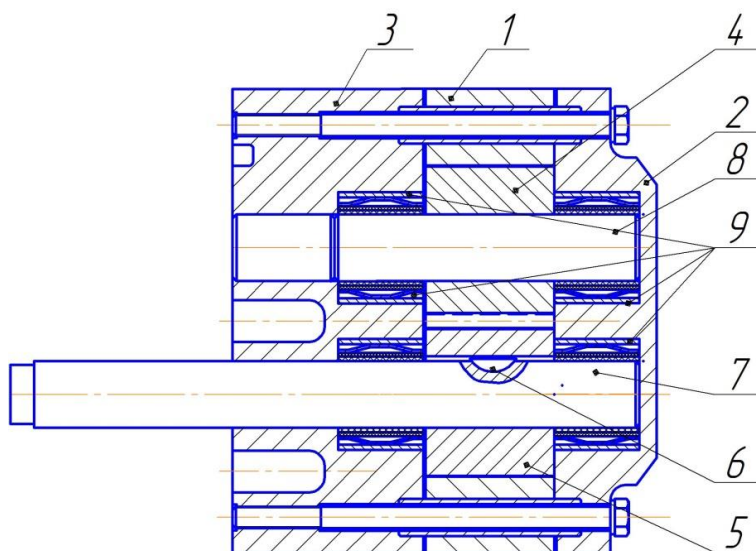


Рисунок 3 - Загальний вид експериментального насоса підживлення з комбінованими втулками: 1 – корпус; 2 – верхня кришка; 3 – нижня кришка; 4 – ведена шестерня; 5 – ведуча шестерня; 6 – шпонка; 7 – вал ведучий; 8 – вісь веденої шестерні; 9 – комбіновані підшипникові втулки

Конструктивні особливості комбінованої втулки наводяться на рис. 4.

Комбіновані втулки, що виконують роль підшипників ковзання для валу ведучої шестерні і вісі веденої, складаються (рис. 4) з робочої і напрямної втулок, між якими встановлено пружнодемпфуючий елемент у сферичних каналах якого додатково розташовані компенсаційні пружини, які розміщені по колу через 60° .

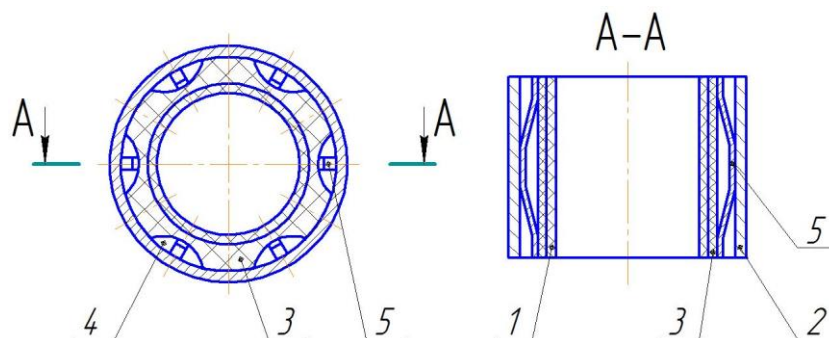


Рисунок 4. - Конструкція комбінованої втулки для підшипника ковзання: «цапфа ведучого вала - отвір втулки» насоса: 1 – робоча внутрішня втулка; 2 – напрямна втулка; 3 – пружнодемпфуючий елемент; 4 - сферичні канали; 5 - компенсаційні пружини

Із аналізу проведених досліджень випливає, що при значеннях кута $\varphi_0 \leq 22,5^\circ$ площа контакту вала з поверхнею втулки буде мінімальною, що забезпечить зменшення сили тертя між валом і втулкою. В зв'язку з цим, проведемо конструктивні зміни комбінованої втулки, розмістивши

компенсаційні пружини по колу через $22,5^0$. Загальний вид комбінованої втулки даної конструкції представлено на рис. 5.

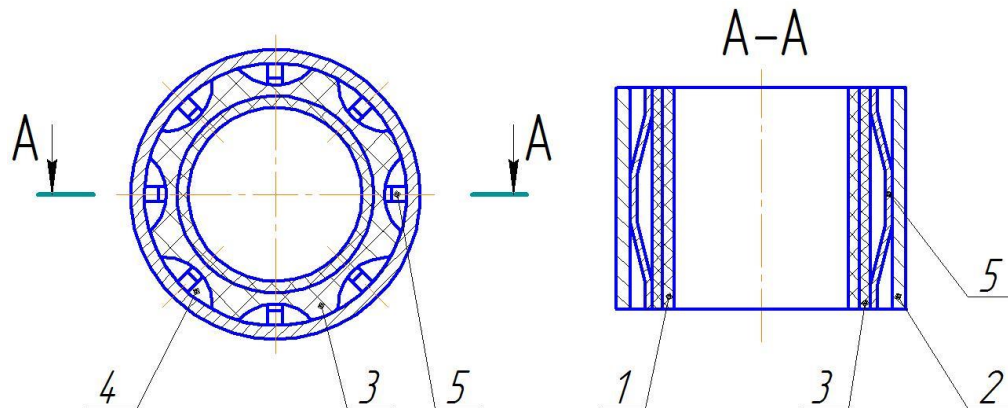


Рисунок 5. - Конструкція комбінованої втулки для підшипника ковзання: «цапфа ведучого вала - отвір втулки» насоса з розміщенням компенсаційні пружини по колу через $22,5^0$

При запуску насоса підживлення ведучий вал сприймає крутний момент та отримує швидкісне навантаження від валу основного насосу, що обумовлює появу перекошення валу в втулках і приводить до зростання контурної площі контакту A_K , зростання кута (φ_0) і відповідно зростання сили ($F_{ц.в.}$). За умови, коли $\varphi_0 > 22,5^0$ починає інтенсивно зростати площа контакту деталей, що приводить до інтенсивного зношення деталей підшипника за рахунок зростання моменту сил тертя, який визначається за виразом:

$$M_m = \sum_{i=1}^{n_r} T_i \times R_i, \quad (5)$$

де T_i - сила тертя, яка виникає в зоні фактичного контакту випадкової мікронерівності поверхні вала, Н; R_i - відстань від лінії дії сили T_i до вісі обертання вала, мм; n_r - число мікронерівностей, які вступають в контакт між валом і втулкою.

З аналізу умов роботи підшипника ковзання відомо, що зовнішнє тертя має молекулярно-механічну природу [9]. Тобто сила тертя буде дорівнювати сумі опорів, обумовлених міжмолекулярними взаємодіями (молекулярна складова сили тертя) та деформуванням поверхневих шарів мікронерівностей, які вступили в контакт (деформаційна складова сили тертя),

тобто сила тертя на кожній мікронерівності. Тоді силу тертя можна представити в наступному вигляді:

$$T_i = T_{mi} + T_{di}, \quad (6)$$

де T_{mi} – молекулярна складова сили тертя; T_{di} – деформаційна складова сили тертя.

Молекулярна складова сили тертя, яка виникає між поверхнями тертя, буде залежати від в'язкості робочої рідини, температурного режиму роботи спряження, та величиною тиску між деталями.

Деформаційна складова сили тертя в даному випадку обумовлюється гістерезисними втратами, які виникають при деформації поверхневого шару менш жорсткого тіла при відносному ковзанні.

Таким чином, зменшення сили тертя можливе за рахунок зменшення контурних тисків та збільшення площі рідинного тертя між поверхнями деталей.

Із виразу (4) також впливає, що при стабілізації показника (R_i) момент сили тертя буде залежати від величини (T_i).

Стабілізація відстані (R_i) (від лінії дії сили T_i до вісі обертання валу) забезпечується наступними конструктивними заходами. В момент запуску насоса, компенсаційні пружини 5 комбінованої втулки (рис. 5) сприймають через робочу поверхню внутрішньої втулки 1 нормальні навантаження (P), при цьому, зусилля їх пружності ($P_{к.н.}$) відповідає наступним умовам:

$$P_{к.н.} \leq (0,93...0,96) \times E_{\text{вм}}, \quad (7)$$

де $P_{к.н.}$ – сила пружності компенсаційної пружини, МПа; $E_{\text{вм}}$ – модуль пружності матеріалу втулки, МПа.

При таких умовах забезпечується зменшення площі контакту між цапфою вала і внутрішньою поверхнею втулки, так як остання, опираючись на компенсаційні пружини під дією нормальних навантажень (P), переміщується разом з валом за рахунок стискання пружин і одночасно стабілізує відстань (R_i). Такі умови роботи підшипника, для періоду запуску насоса, характеризуються мінімальним контактом металевих поверхонь, в результаті проскальзування валу по мікронерівностям поверхні втулки та створенням умов рідинного тертя для подальшої роботи підшипника ковзання.

При зникненні пікових навантажень на вал, що виникають в процесі запуску насоса, та після проскальзування валу в зоні компенсаційних пружин,

проходить зменшення нормальних навантажень на втулку, і вал, частково під дією сил пружності компенсаційних пружин ($P_{к.н.}$) та сил пружності пружнодемпфуючого елементу втулки ($P_{н.д.} \leq (0,96...0,98) \times E_{вм}$), які поглинають вібраційні рухи валу, старається розміститися концентрично по відношенню до вісі втулки, що характеризується мінімальною площею контакту тіл тертя, постійним показником (R_f) та створює умови стабілізації структурних параметрів деталей підшипника ковзання.

Аналітично визначити сили тертя, які виникають в підшипнику ковзання «цапфа ведучого вала – комбінована втулка», і залежать від нормальних навантажень (P), кута (φ_0), зони фактичного контакту мікронерівностей поверхонь, площі рідинного тертя між поверхнями дуже складно. В зв'язку з цим, виникає необхідність проведення експериментальних досліджень з ефективності роботи підшипника ковзання з застосуванням комбінованих втулок.

Триботехнічні порівняльні випробування зразків проводили для визначення наступних вихідних характеристик: величина моменту від сил тертя, зношування в одиницях маси.

Випробування для пари тертя «цапфа ведучого вала – комбінована втулка» проводили на машині тертя СМТ-1 за схемою «ролик-колодка» в відповідності до відомих методик [10].

В якості ролика використовувалася цапфа шестерні насоса (сталь 40Х ГОСТ 4543-71), оброблена відповідно до технічних умов, а колодка вирізувалася з втулок насоса (алюмінієвий сплав АК9М2 ГОСТ 1583-93).

Для оцінки різних варіантів втулок було приготовлено три види зразків втулок (колодок), які наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Зразки втулок (колодок) для випробовування на машині тертя

№ з/п	Зразки виготовлені із нових еталонних втулок і комбінованих втулок з пружнодемпфуючими елементами.
1	Втулка нова, алюмінієвий сплав АК9М2.
2	Комбінована втулка: внутрішня робоча і напрямна втулки нові з алюмінієвого сплаву АК9М2, між якими встановлено пружнодемпфуючий елемент та компенсаційні пружини, розміщені по колу через 60^0 .
3	Комбінована втулка: внутрішня робоча і напрямна втулки нові з алюмінієвого сплаву АК9М2, між якими встановлено пружнодемпфуючий елемент та компенсаційні пружини, розміщені по колу через $22,5^0$.

Випробування на тертя та знос проводилися при постійній частоті обертання ролика, яка дорівнювала 500хв^{-1} .

Контактний тиск у парі становив $6,0\text{ МПа}$ при навантаженні $P=1000\text{Н}$ і протягом 3 годин знімалися показання моменту від сил тертя. Пуск машини здійснювався за відсутності навантаження на зразки. Вал машини тертя з встановленим роликом обертався близько 3...5 хвилин, що обумовлювало створення масляної плівки на ролику, після чого протягом 2 хвилин навантаження плавно доводили до встановленої величини. Зразки зважувалися до початку експерименту та після його завершення. По різниці значень судили про зношування зразків, вираженому в одиницях маси.

Результати зміни моменту сили тертя наводяться на рисунку 6.

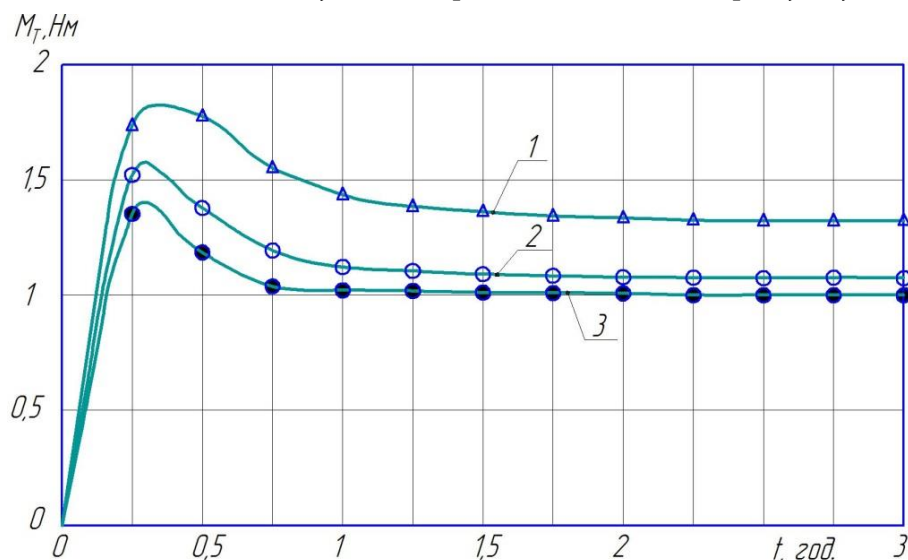


Рисунок 6 – Зміна моменту сили тертя в парі «цапфа ведучого вала – комбінована втулка»: 1 – «еталонна» пара тертя «втулка (алюміній АК9М2) – вал (сталь 40Х)»; 2 – пара тертя «втулка (алюміній АК9М2), з пружньодемпфуючим елементом та компенсаційними пружинами, розміщеними по колу через 60^0 - вал (сталь 40Х)»; 3 - пара тертя «втулка (алюміній АК9М2), з пружньодемпфуючим елементом та компенсаційними пружинами, розміщеними по колу через $22,5^0$ - вал (сталь 40Х)»

Із рисунку 6 видно, що момент сили тертя під час випробування досліджуваних зразків змінюється неоднаково і відрізняється за величиною і часом стабілізації.

На початку випробувань на протязі 0,5 години максимальний момент сили тертя (M_m) для «еталонної» пари, варіант 1, становив $M_m=1,8\text{Нм}$, а для комбінованих втулок відповідно, варіант 2 – $M_m=1,6\text{Нм}$ та варіант 3 – $M_m=1,34\text{Нм}$. З порівняльної оцінки випливає, що момент сили

тертя при застосуванні комбінованих втулок в 1,12 рази менший для комбінованої втулки варіант 2, та в 1,34 рази менший для варіанту 3 конструкції комбінованої втулки.

Інтенсивне зниження моменту сили тертя пов'язано зі зменшенням площі контакту поверхонь зразків, так як наявність у комбінованих втулках компенсаційних пружин зменшує адгезійне схоплювання вала з втулкою і деформаційна складова сили тертя формується на вершинах мікронерівностей поверхні втулки, так як пружність пружин на 4% менша від модуля пружності матеріалу втулки.

На протязі останніх 2-х годин випробовувань проходить стабілізація моменту сили тертя і в кінці випробовувань він становить 1,4 Нм для «еталонної» пари тертя і відповідно 1,1 Нм для комбінованої втулки – варіант 2, та 1,01 Нм для комбінованої втулки – варіант 3, що на 39% менше в порівнянні з «еталонною» парою тертя.

Стабілізація моменту сили тертя для еталонної пари характеризується зменшенням мікронерівностей на поверхнях зразків та формуванням мікрогеометрії поверхонь. У комбінованих втулках менше значення моменту сили тертя на кінець випробовувань пояснюється постійним поглинанням вібраційних навантажень пружнодемпфуючими елементом, пружність якого на 2% менша від модуля пружності матеріалу втулки. За таких умов роботи зменшується площа тіл, що контактують, та забезпечується стабільність відстані від вісі обертання валу до лінії дії сил тертя.

Результати зношення зразків пари тертя «цапфа ведучого вала - комбінована втулка» представлені на рис. 7.

Аналіз результатів зношення пар тертя (рис. 7) показує, що сумарне зношення експериментальної пари тертя з комбінованою втулкою, у якій компенсаційні пружини розміщені по колу через $22,5^0$ на 29,8 % має менше зношення в порівнянні з «еталонною» парою. Для комбінованої втулки з компенсаційними пружинами, які розміщені по колу через 60^0 , показник сумарного зношення зменшується на 19,6%, що обумовлюється зменшенням площі контакту валу зі втулкою в зоні максимальних значень сил тертя та стабілізацією розміру (R_i).

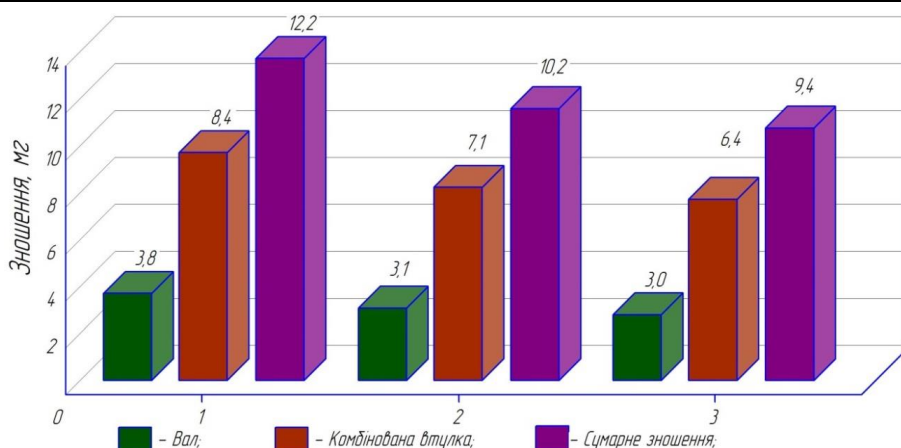


Рисунок 7 - Зношування зразків пари тертя «цапфа ведучого вала – комбінована втулка»: 1 – «еталонна» пара тертя «втулка (алюміній АК9М2) – вал (сталь 40Х)»; 2 – пара тертя «втулка (алюміній АК9М2), з пружнодемпфуючим елементом та компенсаційними пружинами, розміщеними по колу через 60^0 - вал (сталь 40Х)»; 3 – пара тертя «втулка (алюміній АК9М2), з пружнодемпфуючим елементом та компенсаційними пружинами, розміщеними по колу через $22,5^0$ - вал (сталь 40Х)»

Являється очевидним, що зменшення інтенсивності зношення деталей в підшипниках ковзання, забезпечить стабілізацію структурних параметрів технічного стану деталей, які формують радіальний зазор в качаючому вузлі насоса.

Висновки

1. Зростання радіального зазору «колодязь корпусу-зуб шестерні» для насосів підживлення з зовнішнім зачепленням обумовлюється технічним станом деталей, які формують радіальний зазор в підшипниках ковзання качаючого вузла насоса: «цапфа ведучого вала - отвір втулки», «цапфа веденої вісі – отвір втулки».

2. Із аналізу проведених дослідження випливає, що ефективна робота підшипника ковзання «цапфа ведучого вала - отвір втулки» буде виконуватись, за умови, коли кут контакту поверхонь тертя не буде перевищувати $\varphi_0 \leq 22,5^0$.

3. Зменшення кута контакту поверхонь тертя в спряженнях, які формують підшипники ковзання («цапфа ведучого вала - отвір втулки», («цапфа вісі веденої шестерні - отвір втулки») в насосі підживлення можливо за рахунок застосування комбінованої втулки, що складається з робочої і напрямної втулок, між якими встановлено пружнодемпфуючий елемент у сферичних

каналах якого додатково розташовані компенсаційні пружини, які розміщені по колу через $22,5^0$.

4. Момент сили тертя при застосуванні комбінованої втулки з компенсаційними пружинами, розміщеними по колу через $22,5^0$, в 1,34 рази менший в порівнянні з «еталонною» втулкою, що пояснюється формуванням деформаційної складової сили тертя на вершинах мікронерівностей поверхні втулки, так як пружність пружин на 4% менша від модуля пружності матеріалу втулки.

5. Менше значення моменту сил тертя на кінець випробовувань пояснюється постійним поглинанням вібраційних навантажень пружнодемпфуючим елементом, пружність якого на 2% менша від модуля пружності матеріалу втулки, що також зменшує площу тіл, що контактують.

6. Сумарне зношення експериментальної пари тертя з комбінованою втулкою, у якій компенсаційні пружини розміщені по колу через $22,5^0$ на 29,8% має менше зношення в порівнянні з «еталонною» парою, що обумовлюється зменшенням площі контакту валу зі втулкою в зоні максимальних значень сил тертя та стабілізацією розміру (R_f).

ЛІТЕРАТУРА

1. Лосіков О. М. «Вид та характер зношення деталей качаючого вузла насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини». *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2015.-№7.-С.170-173.
2. Мельянцов П. Т., Лосіков О. М. «Вплив торцевого зазору качаючого вузла насоса підживлення гідроприводу трансмісії ГСТ-90 на сумарні об'ємні втрати». *Металлургическая и горнорудная промышленность*. -2015.-№7.-С.174-177.
3. Мельянцов П. Т., Лосіков О. М., Мовчан В. Ф. Конструктивні рішення по зниженню об'ємних втрат робочої рідини в шестеренних насосах підживлення аксіально-поршневих гідромашин. *Сучасні проблеми металургії. Наукові вісті*. 2019 № 22. С. 52-61.
4. Мельянцов П. Т. Підвищення післяремонтної довговічності насосів підживлення аксіально-поршневих гідромашин / О. М. Лосіков, В. С. Назарець, В. К. Сидоренко // *Сучасні проблеми металургії. Наукові вісті* -2021. № 24- С. 69-80.
5. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. - М.: Машиностроение, 1964.- 235 с.
6. Ремизов Д. Д. К расчету пластмассовых подшипников скольжения (анализ теорий расчета и рекомендации). / Д. Д. Ремизов, В. С. Бочков, В. А. Брагинский // В. кн.: машины и технологии обработки полимеров – Л.: Химия, 1974. С. 160-171.
7. Крагельский И. В. Узлы трения машин: Справочник. / И. В. Крагельский, Н. М. Михин – М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.
8. Насос підживлення аксіально-поршневої гідромашини. Мельянцов П.Т., Лосіков О.М.: пат. 98751 Україна: МПК F04B 1/20 (2006.01). № u201411141; заявл. 13.10.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9.
9. Михин Н. М. Внешние трение твердых тел – М.: Наука, 1977. – 222с.

10. ГОСТ 23.224-86. Обеспечение износостойкости изделий. Методы оценки износостойкости восстановленных деталей. – Изд-во стандартов, 1987 – 139 с.

REFERENCES

1. Losikov O.M. "Type and nature of wear of parts of the oscillating unit of the booster pump of axial-piston hydraulic feed pumps". Metallurgical and mining industries. - 2015.-№7.-p.170-173.
2. Melyantsov P.T., Losikov O.M. "The influence of the end clearance of the oscillating unit of the booster pump of transmission hydraulic drive GST-90 on total volume losses." Metallurgical and mining industries. - 2015.-№7.-p.174-177.
3. Melyantsov P.T., Losikov O.M., Movchan V.F. Design solution for reduction of volume losses of hydraulic fluid in the gear booster pumps of axial-piston hydraulic feed pumps. Current problems in metallurgy. Science news. 2019 No. 22. p. 52-61.
4. Melyantsov P. T., Losikov O. M., Nazarets V. S., Sidorenko V. K. Improvement of repair life of pumps in the maintenance of axial-piston hydromachines // Modern problems of metallurgy. Science News -2021. No. 24- S. 69-80.
5. Yudin E.M. Gear pumps. - М.: Mashinostroenie, 1964.- 235 p.
6. Remizov D.D. On the calculation of plastic plain bearings (analysis of theories of calculation and recommendations). / D. D. Remizov, V. S. Bochkov, V. A. Braginsky // V. book: machines and technologies for processing polymers - L.: Chemistry, 1974. P. 160-171
7. Kragelsky I.V. Friction units of machines: a Handbook. / I. V. Kragelsky, N. M. Mikhin - М.: Mashinostroenie, 1984. - 280 p.
8. Axial-piston hydraulic machine pump. Melyantsov P.T., Losikov O.M.: Pat. 98751 Ukraine: IPC F04B 1/20 (2006.01). No. u201411141; dec. 10/13/2014; publ. 05/12/2015, Bull. No. 9.
9. Mikhin N.M. External friction of solids - М.: Nauka, 1977. - 222p.
10. GOST 23.224-86. Ensuring product durability. Methods for assessing the wear resistance of restored parts. - Publishing house of standards, 1987 - 139 p.

Received 06.02.2022.

Accepted 21.02.2022.

UDC 629.7:658.512.2

P. Melyantsov, O. Losikov, V. Nazarets, V. Sidorenko

STABILIZATION OF THE RADIAL CLEAR IN THE PUMPING ASSEMBLY OF THE SUPPLY PUMP IMPROVEMENT BY IMPROVING THE STRUCTURE OF THE SLIDE BEARING BUSHING

The performance of axial-piston hydraulic feed pumps depends on the technical condition of the coupling parts that form a radial gap in the pumping unit of the pump. The dynamics of its growth is largely due to the technical condition of parts that form a radial gap in the plain bearings of the pumping pump assembly: «drive shaft pin - bushing hole», «driven axle pin - bushing hole». Stabilization of a radial backlash in sliding bearings is possible by carrying out constructive improvement of the plug which will provide reduction of a contact angle of surfaces of friction of details in couplings.

The aim of the work is to ensure the stabilization of the radial clearance in the pumping unit of the feed pump by developing constructive measures to reduce wear

of parts in its plain bearings. From the analysis of the operating conditions of the plain bearing it is established that the reduction of the friction force is possible due to the reduction of the contour pressures and the increase of the area of liquid friction between the surfaces of the parts. Providing such conditions is possible by using combined bushings, which consist of working and guide bushings, between which is installed an elastic damping element in the spherical channels of which are additional compensation springs, which are placed in a circle through $22,5^{\circ}$.

The reduction of the friction force when using a combined sleeve with compensating springs is explained by the formation of the deformation component of the friction force at the vertices of the microroughness of the sleeve surface, as the spring elasticity is 4% less than the modulus of elasticity of the sleeve material. The lower value of the moment of friction forces at the end of the test is due to the constant absorption of vibration loads by the elastic damping element, the elasticity of which is 2% less than the modulus of elasticity of the sleeve material, which also reduces the contact area. The total less wear of the experimental friction pair is due to the reduction of the contact area of the shaft with the sleeve in the area of maximum values of friction forces.

Keywords: feed pump, radial clearance, sliding bearing, moment of friction force, contact area, liquid friction, limiting friction, combined sleeve, wear.

Мельянцов Петро Тимофійович – к.т.н., доцент, кафедра надійності і ремонту машин, Дніпровський державний аграрно-економічний університет.

Лосіков Олександр Михайлович – старший викладач, кафедра колісних та гусеничних транспортних засобів, Український державний університет науки і технологій.

Назарець Віктор Семенович – к.т.н., доцент, кафедра колісних та гусеничних транспортних засобів, Український державний університет науки і технологій.

Сидоренко Віктор Кононович – старший викладач, кафедра колісних та гусеничних транспортних засобів, Український державний університет науки і технологій.

Melyantsov Petr, Ph.D., associate professor, department of reliability and repair of machines, Dnipro State Agrarian-Economic University.

Losikov Olexander, senior lecturer, department of wheeled and full-track vehicles, Ukrainian State University of Science and Technologies.

Nazarets Viktor, Ph.D., associate professor, department of wheeled and full-track vehicles, Ukrainian State University of Science and Technologies.

Sidorenko Viktor, senior lecturer, department of wheeled and full-track vehicles, Ukrainian State University of Science and Technologies.