

УДК 621.664

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).2.86-96](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).2.86-96)

Ю.В. Кулешков, проф., д-р. техн. наук, **М.В. Красота**, доц., канд. техн. наук,
Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, **Р.А. Осін**, доц. канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький,
Україна*

Ю.Б. Євсейчик, доц., канд. фіз.-мат. наук

Національний транспортний університет, м. Київ, Україна

e-mail: kul090455@gmail.com

Визначення раціонального радіального зазору в шестеренному насосі гідросистем автотракторної техніки

В статті розглянуто вплив величини радіального зазору між корпусом та шестернями шестеренного насоса гідросистеми автотракторної техніки. Наведені результати досліджень залежності втрат робочої рідини через радіальний зазор між зубами шестерень та корпусом шестеренного насоса. Визначені основні параметри, що впливають на величину втрат та раціональні значення радіального зазору, за яких вони будуть мінімальними. Запропоновано підвищити довговічність шестеренного насоса гідросистем автотракторної техніки наступними шляхами: зменшенням початкового зносу корпусу; виключення подальшого зносу деталей радіального з'єднання використанням ефекту фрикційної складової руху робочої рідини в радіальному зазорі.

шестеренний насос, радіальний зазор, втрати робочої рідини

Постановка проблеми. В гідросистемах автотракторної техніки широке розповсюдження отримали насоси шестеренного типу. Даний агрегат багато в чому визначає ефективність виконання навантажувально-розвантажувальних робіт спеціальних автомобілів, а також операцій з сільськогосподарськими машинами, що входять до складу машино-тракторного агрегату та приводяться в дію від гідросистеми трактора.

Працездатність та довговічність шестеренного насоса в значній мірі залежить від величини радіального зазору.

Під радіальним зазором розуміють зазор між корпусом і вершинами зубів шестерень. В більшості випадків, за оцінкою різних авторів [1-13], втрати робочої рідини через радіальні зазори складають 20...25%. І, незважаючи на те, що втрати робочої рідини через радіальні зазори не є основними, вони відіграють значну роль в довговічності шестеренного насоса. Цей факт пояснюється наступним.

При виготовленні шестеренного насоса для підвищення коефіцієнта подачі намагаються виконати радіальний зазор мінімальним. Цього досягають тим, що для створення нульового радіального зазору в з'єднанні «корпус - шестерні» обробку ділянки розділення робочих порожнин на стінках колодязів корпусу здійснюють врізанням зубів шестерень в стінки його корпусу під дією тиску робочої рідини на стадії обкатування насоса [13].

Створення нульового радіального зазору таким способом призводить до початкового зносу корпусу шестеренного насоса ще на стадії його виготовлення, що знижує його довговічність.

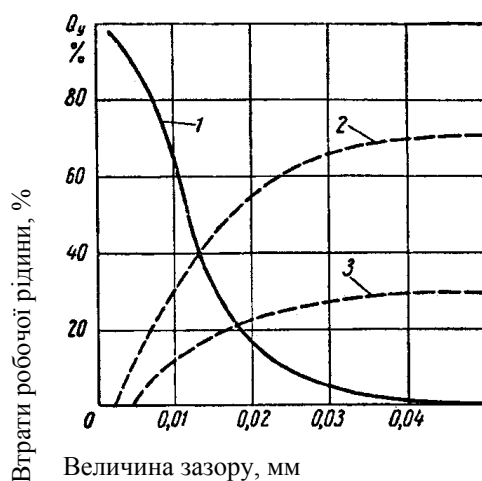
Аналіз останніх досліджень і публікацій. Втрати робочої рідини через зазори в з'єднаннях деталей відіграють ключову роль в зниженні коефіцієнта подачі шестеренного насоса. Постає питання про співвідношення втрат через різні зазори шестеренного насоса. Існуючі в даному напрямку дослідження по-різному вирішують це питання.

Так, Т.М. Башта [1-5] вважає, що на торцеві втрати робочої рідини припадає 75...80% сумарних втрат в шестеренному насосі. Однак, ці дані автор наводить для шестеренних насосів, у яких відсутня автокомпенсація торцевих зазорів. Щодо залежності втрат робочої рідини від величини зазорів дослідник наводить такі дані: при збільшенні торцевого зазору на 0,1 мм коефіцієнт подачі знижується приблизно на 20%, а при збільшенні радіального зазору у з'єднанні «корпус – шестерні» - на 0,1 мм коефіцієнт подачі зменшується приблизно на 0,25%.

Є.М. Юдін [6] розподіляє обсяг втрат робочої рідини за значимістю аналогічно Т.М. Башті: торцеві втрати, втрати через радіальні зазори і втрати через нещільність міжзубового контакту.

В результаті експериментального визначення втрат робочої рідини Рибкін Є.А., Усов А.А. у роботі [7] представили результати своїх досліджень у вигляді графічних залежностей, наведених на рис. 1.

Виходячи з отриманих залежностей, автори роблять висновок, що втрати робочої рідини через зазор у міжзубовому контакті є суттєвими тільки в насосах з дуже малими величинами торцевих і радіальних зазорів, а вже при зазорах 0,02 – 0,03 мм домінуючими стають втрати через торцеві зазори.



1 – втрати через зазор в міжзубовому контакті; 2 – втрати через торцевий зазор;
3 – втрати робочої рідини через радіальний зазор

Рисунок 1 – Залежність втрат робочої рідини від зазорів в шестеренному насосі
Джерело: розроблено [7]

Савунов М.П. [8] найбільш значимими вважає втрати робочої рідини через торцеві і радіальні зазори. При цьому, втрати робочої рідини через міжзубовий контакт, на його думку, незначні, тому що в місцях контакту розвивається значний тиск, який викликає деформацію і підвищує щільність прилягання профілів. Крім того, герметичність міжзубового контакту в процесі експлуатації насоса не погіршується, а може навіть покращуватися внаслідок поступового припрацювання поверхонь зубів, що контактують.

Згідно з Калашниковим В.І. [9], порядок значимості втрат робочої рідини в шестеренному насосі такий: втрати через торцеві, радіальні зазори, через міжзубовий

контакт та через радіальні зазори між втулками та цапфами шестерень. При цьому, він вважає, що величина втрат робочої рідини через міжзубовий контакт у 2 рази менша ніж торцевих.

Ібрагімов Р.А. у роботі [10] наводить кількісний розподіл втрат робочої рідини через зазори в основних з'єднаннях шестеренного насоса. При цьому, він стверджує, що втрати робочої рідини через зазори в основних з'єднаннях шестеренного насоса залежать від тиску та температури робочої рідини. Найбільші втрати робочої рідини доводяться на радіальний зазор – 44...75%, торцеві зазори – 18,6...44% та через міжзубовий контакт 3,5...8,2% [10].

В роботі [11] запропоновано оригінальний підхід до визначення розподілу втрат робочої рідини через відповідні зазори, а саме визначено темп втрат робочої рідини залежно від величини зазору. Були отримані такі результати: темп втрат через міжзубовий зазор 100 %, через торцеві зазори 15,7 %, через радіальний зазор 5,14%.

В статті [12] пропонується математична модель втрат робочої рідини через радіальні зазори, яка враховує те, що в зоні ущільнення радіального зазору за один цикл роботи насоса знаходиться різна кількість зубів шестерень.

В публікації [13] наведено аналіз існуючих моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор. Велике різноманіття виразів для підрахунку втрат робочої рідини між дуговою поверхнею корпусу і зовнішньою циліндричною поверхнею шестерні вказує на те, що немає єдиної думки дослідників в даному питанні. Це стало однією з причин того, що нові шестеренні насоси вже після обкатування і випробування мають знос в зоні отвору всмоктування внаслідок того, що радіальний зазор формується шляхом навмисного "врізання" шестерень в корпус. Такий стан справ не може задовольняти сучасні вимоги насособудування. Тому, подальші дослідження закономірностей втрат робочої рідини через радіальний зазор [12] безумовно є актуальними.

З вищенаведеного витікає, що не існує єдиної думки про втрати робочої рідини через зазори в з'єднаннях шестеренного насоса. Однак, всі дослідники одноставно стверджують, що понад 75...90 % втрат робочої рідини доводяться на торцеві та радіальні зазори.

Постановка завдання. Метою досліджень є зниження втрат робочої рідини через радіальний зазор шляхом визначення раціонального радіального зазору між зубами шестерень та корпусом шестеренного насосу.

Викладення основного матеріалу. В даній роботі пропонується підвищити довговічність шестеренного насоса наступними шляхами: зменшенням початкового зносу корпусу; виключення подальшого зносу деталей радіального з'єднання використанням ефекту фрикційної складової руху робочої рідини в радіальному зазорі.

Втрати робочої рідини через радіальний зазор можливо описати наступною залежністю [13]

$$q_p = \left(\frac{\Delta P \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l_z} - \frac{r_a \cdot \omega \cdot \delta_p}{2} \right) \cdot b, \quad (1)$$

де δ_p – радіальний зазор, м;

ΔP – перепад тиску між камерами всмоктування і нагнітання, Па;

μ – в'язкість робочої рідини, Па·с;

l_z – довжина зони ущільнення вершин зубів шестерень корпусом, м;

r_a – зовнішній радіус шестерні, м;

ω – кутова швидкість обертання шестерень насоса, с⁻¹;

b – ширина шестерень, м.

або через частоту обертання враховуючи, що

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n, \quad (2)$$

де n - частота обертання шестерень насоса, об/с,

отримаємо залежність для визначення втрат робочої рідини через радіальний зазор між корпусом і вершинами зубів шестерень

$$q_p = \left(\frac{\Delta P \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l_z} - r_a \cdot \pi \cdot n \cdot \delta_p \right) \cdot b. \quad (3)$$

Тоді, сумарні втрати робочої рідини через радіальні зазори для ведучої і веденої шестерень за один оберт насоса складуть

$$q_{1p} = \left(\frac{\Delta P \cdot \delta_p^3}{6 \cdot \mu \cdot l_z \cdot n} - 2 \cdot r_a \cdot \pi \cdot \delta_p \right) \cdot b. \quad (4)$$

Розрахунки за (4) будемо проводити з вихідними даними, що відповідають шестеренному насосу типу НШ-32: $\delta_p = 0,035 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta P = 16$ МПа; $\mu = 53,4$ Па·с $l_z = 1 \cdot 10^{-3} \dots 3 \cdot 10^{-3}$ м; $r_a = 27,5 \cdot 10^{-3}$ м; $n = 10 \dots 40$ об/с, $b = 22 \cdot 10^{-3}$ м; $V_0 = 32 \cdot 10^{-6}$ м/с.

Залежність втрат робочої рідини через радіальні зазори від частоти обертання для шестерень з різною шириною вершин $l_{z1} = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{z2} = 2 \cdot 10^{-3}$ м і $l_{z3} = 3 \cdot 10^{-3}$ м представлена на рис. 2.

Аналізуючи (4), бачимо, що керувати втратами робочої рідини через радіальні зазори можливо зміною трьох параметрів, а саме ширини вершин шестерень l_z , частоти обертання шестерень n і зовнішнього радіуса шестерень r_a .

З рис. 2 та (4) бачимо, що втрати робочої рідини через радіальні зазори змінюються по гіперболічній залежності. Більш чутлива залежність втрат робочої рідини через радіальний зазор (4) для шестерень з меншою шириною вершини зуба.

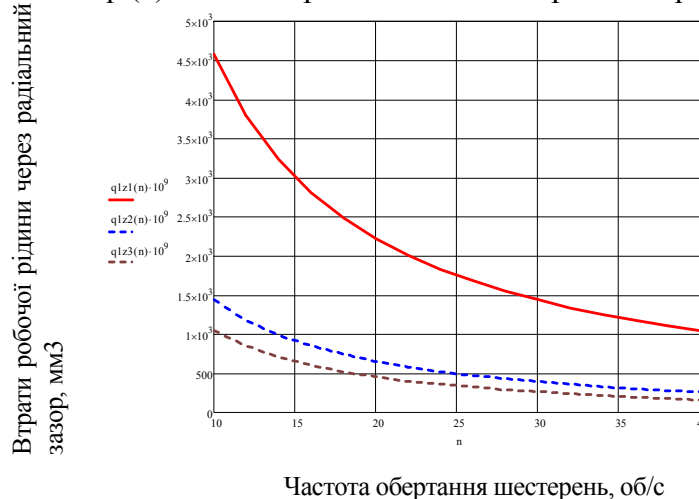


Рисунок 2 - Залежність втрат робочої рідини через радіальні зазори від частоти обертання для шестерень з різною шириною вершин $l_{z1} = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{z2} = 2 \cdot 10^{-3}$ м і $l_{z3} = 3 \cdot 10^{-3}$ м.

Джерело: розроблено авторами

Аналізуючи (1), (3) і (4) з точки зору фізики процесу втрат робочої рідини через радіальний зазор бачимо, що перший доданок формул (1), (3) і (4) – це напірна складова втрат робочої рідини. Тобто, причиною втрат робочої рідини через радіальний зазор, є тиск робочої рідини, що створюється насосом, і спрямовуються вони назустріч обертанню шестерень.

Другий доданок в цих формулах являє собою фрикційну складову руху втрат

робочої рідини через радіальний зазор. Як видно з залежностей (1), (3) і (4) фрикційна складова втрат робочої рідини направлена в бік, протилежний напрямку втрат робочої рідини дією тиску, тобто співпадає з напрямком подачі насоса. При цьому, як видно з (3) вона пропорційна частоті обертання шестерень n , зовнішньому радіусу шестерні r_a і величині радіального зазору δ_p .

Рух робочої рідини в радіальному зазорі підпорядкований двом протилежно діючим силам. З одного боку, в напрямку з камери нагнітання до камери всмоктування діє сила гідравлічного тиску, а з іншого боку в протилежному напрямку на цю ж робочу рідину діє фрикційна сила, яка виникає через рух шестерень у в'язкій робочій рідині. Результат дії цих сил у вигляді характеру розподілу швидкості робочої рідини залежно від положення частки рідини на радіусі радіального зазору наочно представлений на рис. 3.

На рис. 3 видно, що робоча рідина біля вершини зуба шестерні має швидкість, що дорівнює лінійній швидкості руху шестерні. При пересуванні по радіусу фрикційна складова руху робочої рідини складається з руху робочої рідини під впливом перепаду тисків. В певний момент ця сума дорівнює нулю. Величина зазору в цій точці є раціональним зазором, при якому подача і коефіцієнт подачі насоса будуть максимальні. При подальшому просуванні по радіусу, швидкість часток робочої рідини знижується досягаючи нуля на корпусі насоса.

Логічно припустити, що існує таке співвідношення між частотою обертання шестерень і радіальним зазором, при якому фрикційна складова перевищує другий доданок. В цьому випадку втрати робочої рідини відповідно до (1), (3) і (4) стають позитивними і додаються, а не, як звичайно, віднімаються від подачі шестеренного насоса.

Тобто, збільшуючи частоту обертання шестерень, можливо не лише зменшити втрати робочої рідини через радіальний зазор, але й забезпечити збільшення як подачі, так і коефіцієнта подачі шестеренного насоса.

Цей феномен, з точки зору фізики, можна пояснити тим, що завдяки такій властивості робочої рідини як в'язкість, вона прилипає до твердих стінок. Її частина, що знаходиться в радіальному зазорі, захоплюється вершинами шестерень, що обертаються, і переноситься з камери всмоктування до камери нагнітання. Тобто, по суті зростає об'єм робочої камери насоса, причому за межі її геометричних розмірів. Як відомо, геометричні розміри робочої камери шестеренного насоса обмежуються діаметром вершин шестерень.

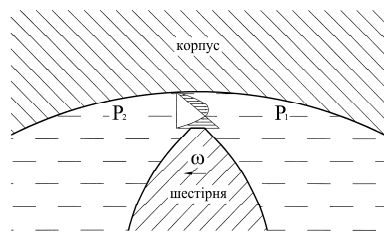


Рисунок 3 – Схема швидкостей руху робочої рідини через радіальний зазор при перепаді тиску між камерами нагнітання і всмоктування Δp і обертанні кутовій швидкості обертання шестерень $\omega > 0$.

Джерело: розроблено авторами

Прирівнявши (3) до нуля отримаємо рівняння

$$\frac{\Delta P \cdot \delta_p^2}{6 \cdot \mu \cdot l_z} - 2 \cdot r_a \cdot \pi \cdot n = 0. \quad (5)$$

Розв'язавши рівняння відносно частоти обертання n , отримаємо

$$n = \frac{\Delta P \cdot \delta_p^2}{12 \cdot \mu \cdot l_z \cdot r_a \cdot \pi} \quad (6)$$

Тобто при частоті обертання шестерень, що визначається з рівняння (5) втрати робочої рідини через радіальні зазори будуть відсутні.

Графічна ілюстрація розв'язання рівняння (6) наведена на рис. 4.

З (6) бачимо, що параметри, якими можливо керувати частотою обертання, залежать від радіального зазору δ_p , радіуса шестерень r_a і від товщини вершини зуба шестерні l_z .

Розглянемо вплив на втрати робочої рідини радіального зазору δ_p .

Вплив радіуса шестерень r_a на втрати робочої рідини через радіальний зазор суперечливий. З одного боку, збільшення радіуса шестерень r_a призводить до зменшення втрат робочої рідини через радіальний зазор, а з іншого боку до активації процесів кавітації, що викликає необхідність пропорційно зменшити частоту обертання шестерень.

З наведених залежностей бачимо, що збільшення товщини вершин зубів шестерень l_z пропорційно зменшує напірну складову втрат робочої рідини. Однак, експериментально встановлено, що працездатність зубчастого зачеплення зберігається лише при умові

$$\frac{r_a}{l_z} < 10. \quad (7)$$

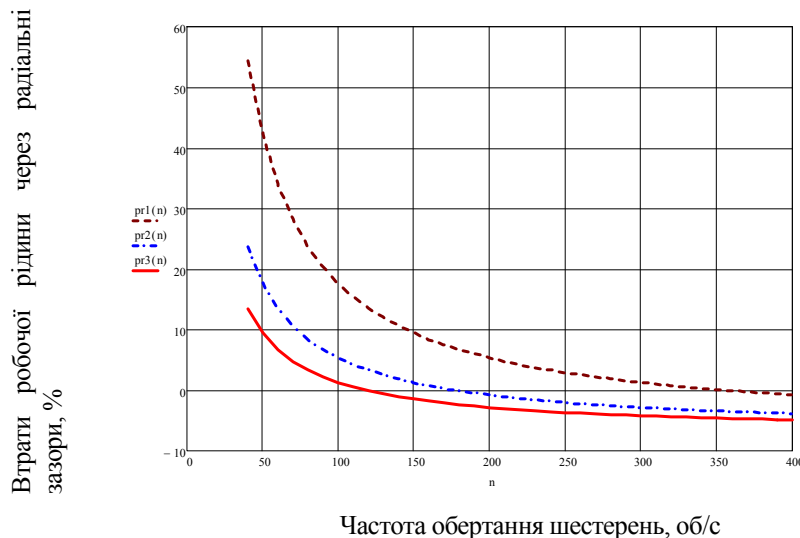


Рисунок 4 – Залежність втрат робочої рідини через радіальні зазори від частоти обертання для шестерень з різною шириною вершин $l_{z1} = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{z2} = 2 \cdot 10^{-3}$ м і $l_{z3} = 3 \cdot 10^{-3}$ м у відсотках від об'єму робочої камери можна визначити за формулою

Джерело: розроблено авторами

Перші насоси, які випускалися промисловістю мали низьку частоту обертання шестерень, що і спонукало до створення мінімального нульового радіального зазору шляхом врізання шестерень в корпус шестеренного насоса.

Частота обертання сучасних шестеренних насосів зросла в 3...4 рази, що дає можливість збільшити радіальний зазор без підвищення втрат робочої рідини.

Розрахунки за (6), що наведені в табл. 1 і на рис. 4 були здійснені за вихідними даними, що відповідають шестеренному насосу НШ-32.

Таблиця 1 – Частоти обертання шестерень та радіального зазору, при яких відсутні втрати робочої рідини через радіальний зазор

Товщина вершини зубів шестерень, м	Частота обертання шестерень, при якій втрати робочої рідини через радіальний зазор будуть відсутні, об/с
$l_{z1} = 1 \cdot 10^{-3}$ м	354,0
$l_{z2} = 2 \cdot 10^{-3}$ м	118,0
$l_{z3} = 3 \cdot 10^{-3}$ м	88,5

Джерело: розроблено авторами

Отримані результати мають більш теоретичне, ніж практичне значення, бо отримані частоти обертання на практиці поки що не реалізуються. Однак, при цьому з графіків, представлених на рис. 4 видно, що при частоті обертання шестерень $n = 50$ об/с, втрати робочої рідини через радіальні зазори мінімальні. І, в першу чергу, це стосується шестерень з шириною вершин $l_{z2} = 2 \cdot 10^{-3}$ м і $l_{z3} = 3 \cdot 10^{-3}$ м.

Звичайно, коефіцієнт подачі серійних насосів складає $\eta_v = 94\%$, тобто втрати робочої рідини через зазори в насосі складають 6%. Тоді, втрати робочої рідини через радіальні зазори у відсотках від об'єму робочої камери можна визначити за формулою

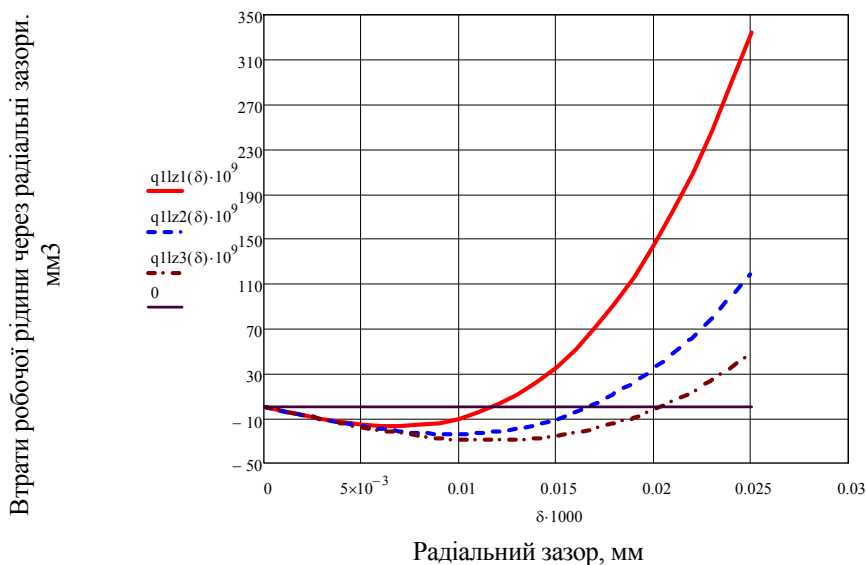
$$pr(n) = \frac{q_{1p}}{0,06 \cdot V_0} \cdot 100, \quad (8)$$

де V_0 – об'єм робочої камери насоса, $V_0 = 32 \cdot 10^{-6}$ м³.

Графіки залежності (8) представлені на рис. 5.

На рис. 5 наведено графічні залежності втрат робочої рідини через радіальний зазор для шестерень з шириною вершини зуба $l_{z1} = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{z2} = 2 \cdot 10^{-3}$ м і $l_{z3} = 3 \cdot 10^{-3}$ м від величини радіального зазору δ_p .

З рис. 5 видно, що при малих частотах обертання шестерень втрати робочої рідини через радіальні зазори дуже великі, однак із збільшенням частоти обертання вони знижуються за гіперболічною залежністю і стають, навіть нижчими нуля. Таке можливо, коли фрикційна складова втрат робочої рідини перевищує напірну.

Рисунок 5 – Графіки втрат робочої рідини через радіальний зазор для шестерень з шириною вершини зуба $l_{z1} = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{z2} = 2 \cdot 10^{-3}$ м і $l_{z3} = 3 \cdot 10^{-3}$ м від величини радіального зазору δ_p .

Джерело: розроблено авторами

Таким чином, іншим методом, яким можливо досягти зниження втрат робочої рідини через радіальний зазор є використання шестерень із збільшеною шириною вершин зубів. Це дозволить збільшити фрикційну складову втрат робочої рідини через радіальний зазор.

З рис. 5 видно, що у випадку коли фрикційна складова перевищує напірну, втрати робочої рідини через радіальний зазор можуть бути від'ємними. Цьому сприяє збільшення частоти обертання шестерень, а також певний раціональний зазор.

Визначити раціональний зазор можливо з рівняння

$$\frac{dq_{1p}(\delta)}{d\delta} = 0. \quad (9)$$

Рівняння (9) в розгорнутому вигляді має вигляд

$$\frac{\Delta P \cdot \delta_p^2}{4 \cdot \mu \cdot l_z \cdot n} - \pi \cdot r_a = 0. \quad (10)$$

Тоді, розв'язок рівняння (10) буде мати вигляд

$$\delta_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot n \cdot \mu \cdot l_z \cdot r_a}{\Delta P}}. \quad (11)$$

З (11) видно, що на раціональний радіальний зазор δ_p впливає п'ять параметрів. Однак, з них істотно впливають лише два, це частота обертання шестерень n та протяжність зони ущільнення радіального зазору l_z .

В табл. 2 наведені результати розрахунків раціонального радіального зазору у відповідності до залежності (11), при яких фрикційна складову має найбільший вплив на втрати робочої рідини через радіальний зазор. При цьому, втрати робочої рідини через радіальний зазор можуть мати навіть від'ємне значення.

Таблиця 2 – Результати визначення раціонального радіального зазору від протяжності зони ущільнення радіального зазору l_z та частоти обертання шестерень n , при якій втрати робочої рідини через радіальний зазор від'ємні.

Частота обертання шестерень n , об/с (об/хв.)	Ширина вершини зуба шестерні l_{z1} , мм		
	$l_{z1} = 1$	$l_{z2} = 2$	$l_{z3} = 3$
8,33 (500)	3,1 мкм	4,38 мкм	5,37 мкм
16,66 (1000)	4,38 мкм	6,20 мкм	7,59 мкм
32 (1920)	6,07 мкм	8,59 мкм	10,52 мкм
40(2400)	6,79 мкм	9,61 мкм	11,76 мкм
50 (3000)	7,59 мкм	10,74 мкм	13,15 мкм
60 (3600)	9,32 мкм	11,76 мкм	14,41 мкм
100 (6000)	10,74 мкм	15,18 мкм	18,6 мкм

Джерело: розроблено авторами

З рис. 5 і табл. 2 видно, що досягнення зазначених радіальних зазорів цілком реальне, що теоретично повинно збільшити, як коефіцієнт подачі, так і подачу шестеренного насоса при незмінних геометричних розмірах вузла, що качає.

Для прикладу розрахуємо відсоток втрат робочої рідини через радіальний зазор для існуючих параметрів шестеренного насоса НШ–32 $\delta_p = 28$ мкм і $n = 40$ об/с і $l_{z1} = 1$ мм відсоток втрат робочої рідини через радіальний зазор складає $pr_0 = 25,9$ %, а для параметрів, що рекомендується $\delta_p = 14,4$ мкм і $n = 50$ об/с і $l_{z1} = 3$ мм всього

$pr_0 = 2,83 \%$, тобто майже на порядок менше.

Висновки. За результатами проведених досліджень можливо зробити наступні висновки.

1. Аналіз джерел науково-технічної інформації показав суперечливість результатів теоретичних та експериментальних досліджень, щодо співвідношення втрат робочої рідини через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса. Але майже одноставною є думка про те, що втрати через радіальні зазори є одними із превалуючих.

2. Запропоновано новий підхід до визначення умов, при яких втрати робочої рідини через радіальні зазори мінімальні. Зазначені моделі враховують наявність напірної і фрикційної (в'язкісної) складової втрат.

3. Виявлені основні параметри, що дозволяють керувати втратами робочої рідини через радіальні зазори. До них відносяться ширина вершин зубів шестерень, частота обертання шестерень і зовнішній радіус шестерень.

4. Результати досліджень визначення раціонального радіального зазору дозволяють підвищити ефективність технології виготовлення шестеренного насоса за рахунок оптимізації допусків на виготовлення деталей насоса.

Список літератури

1. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Башта Т.М. и др.. М.: Машиностроение, 1982. 593 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для машин-ых вузов / Башта Т.М. др. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
3. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств / 3-е изд. перераб. и доп. М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. 475 с.
4. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справ. пособ. М.: Машиностроение, 1977. 672 с.
5. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учеб. для вузов. М.:Машиностроение, 1974. 606 с.
6. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1964. 236 с.
7. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. Г.: Машгиз, 1960. 189 с.
8. Савунов М.П. Исследование работоспособности агрегатов гидросистем сельскохозяйственных тракторов: дис. ... канд. техн. наук. Горки, 1970. 197 с.
9. Калашников В.И. Исследование эксплуатационной надежности гидронасосов типа НШ 32. Дис. канд. техн. наук. Киев 1968. 167 с.
10. Ибрагимов Р.А. Повышение работоспособности отремонтированных насосов гидросистем машин, эксплуатируемых в условиях хлопководства: дис. ... канд. технич. наук. Янгиль, 1984. 252 с.
11. Кулешков Ю.В., Саловский В. С. Оценка влияния зазоров в сопряжениях шестеренного насоса на величину его внутренних утечек. *Конструирование и технология производства с.х. машин. Республиканский межведомственный научно-технический сборник*. 1993. Вып. 23. С. 28 – 32.
12. Матвієнко О.О. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ .. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ*. 2005. Вип. 16. С.235-240.
13. Ю.В. Кулешков, Матвієнко О.О. Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ . *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ*. 2006. Вип. 17. С. 205 - 207.

References

1. Bashta, T.M., Rudnev, S.S., Nekrasov, B.B. et al. (1982). *Gidravlika, gidravlicheskie mashiny i gidravlicheskie privody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
2. Bashta, T.M., Rudnev, S.S., Nekrasov, B.B. et al. (1982). *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. (2d ed.). Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
3. Bashta, T.M. (1961). *Raschety i konstrukciya samoletnyh gidravlicheskih ustroystv* [Calculations and design of aircraft hydraulic devices]. (3d ed.). Moscow: Gos. nauchno-tekhnich. izdat. Oborongiz [in Russian].
4. Bashta, T.M. (1977). *Mashinostroitel'naya gidravlika*: [Mechanical engineering hydraulics]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
5. Bashta, T.M. (1974). *Ob'emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem* [Displacement pumps and hydraulic motors for hydraulic systems]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
6. YUdin, E.M. (1964). *Shesterennye nasosy. Osnovnye parametry i ih raschet* [Машиностроительная гидравлика]. (2d ed.). Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
7. Rybkin, E.A. & Usov, A.A. (1960). *Shesterennye nasosy dlya metallovezhushchih stankov* [Gear pumps for machine tools]. G.: Mashgiz, [in Russian].
8. Savunov, M.P. (1970). *Issledovanie rabotosposobnosti agregatov gidrosistem sel'skohozyajstvennyh traktorov* [Investigation of the performance of units of hydraulic systems of agricultural tractors]. *Candidate's thesis*. Gorki [in Russian].
9. Kalashnikov, V.I. (1968). *Issledovanie ekspluatatsionnoj nadezhnosti gidronasosov tipa NSH 32* [Study of the operational reliability of hydraulic pumps type NSH 32]. *Candidate's thesis*. Kiev [in Russian].
10. Ibragimov, R.A. (1984). *Povyshenie rabotosposobnosti otremonirovannyh nasosov gidrosistem mashin, ekspluatiruemyyh v usloviyah hlopkovodstva*. *Candidate's thesis*. YAngiyul'. [in Russian].
11. Kuleshkov, Yu.V. & Salovskiy, V. S. (1993). *Ocenka vliyaniya zazorov v sopryazheniyah shesterennogo nasosa na velichinu ego vnutrennih utechek* [Evaluation of the effect of clearances in the interfaces of a gear pump on the magnitude of its internal leakage]. *Konstruirovaniye i tekhnologiya proizvodstva s.h. mashin. Respublikanskij mezhdomeystvennyy nauchno-tekhnicheskij sbornik – Design and production technology of s.kh. machines. Republican interdepartmental scientific and technical collection, Vol. 23, 28 – 32* [in Russian].
12. Matvienko, O.O. (2005). *Matematichna model' vtrat robochoi ridini cherez radial'niy zazor shesterennogo nasosa tipu NSH* [Mathematical model of losses of the working fluid due to the radial clearance of the gear pump type NSH]. *Zbirnik naukovih prac' KNTU. Tekhnika v sil'skogospodars'komu virobnictvi, galuzeve mashinobuduvannya, avtomatizatsiya – Collected Works of Kirovohrad National Technical University. Machinery in Agricultural Production, Industry Machine Building, Automation, Issue 16, 235-240* [in Ukrainian].
13. Kuleshkov, Yu.V. & Matvienko, O.O. (2006). *Analiz matematichnih modelej vtrat robochoi ridini cherez radial'niy zazor shesterennogo nasosa tipu NSH* [Analysis of mathematical models of losses of the working fluid due to the radial clearance of the gear pump of the NSH type]. *Zbirnik naukovih prac' Kirovohrads'kogo nacional'nogo tekhnicheskogo universitetu tekhnika v sil'skogospodars'komu virobnictvi, galuzeve mashinobuduvannya, avtomatizatsiya – Collected Works of Kirovohrad National Technical University. Machinery in Agricultural Production, Industry Machine Building, Automation, Issue. 17 205 - 207* [in Ukrainian].

Yuriy Kuleshkov, Prof., **Mykhailo Krasota**, Assoc. Prof., Phd tech. sci., **Timofey Rudenko**, Assoc. Prof., Phd tech. sci., **Ruslan Osin**, Assoc. Prof., Phd tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine
Yuriy Evseichik, Assoc. Prof., Phd phys.-math. sci.
National Transport Universit, Kyiv, Ukraine

Measuring Rational Radial Clearance in Gear Pump Hydraulic Systems of Auto and Tractor Machinery

The research goal is working liquid losses decreasing through the radial clearance in the way of measuring the rational radial clearance between gear teeth and gear pump body.

In this research was considered the radial clearance value influences the body and gears of gear pump hydraulic systems of auto and tractor machinery.

Given research results of working liquid losses dependency through the radial clearance between teeth and gear pump body.

Offered a new way for condition determination in which working liquid losses through radial clearance are minimal. Received terms for working liquid losses measuring, which include the presence of pressurized and friction (viscous) part of losses.

Determined main parameters, which allow for management of working liquid losses through radial clearance, such as gear teeth top wideness, gear rotational speed, and gear outer radius.

The research of rational radial clearance measuring results allows increasing gear pump manufactory technology efficiency due to optimization of pump details manufactory.

Determined main parameters, which influence on losses value and rational radial clearance value and due of which they will be minimal.

Offered to increase the durability of gear pump hydraulic systems of auto and tractor machinery work in the next ways: decreasing of starting body deterioration, exclusion further deterioration of radial details connection by using friction part of working liquid movement in radial clearance effect.

gear pump, radial clearance, working liquid losses

Одержано (Received) 26.04.2022

Прорецензовано (Reviewed) 06.05.2022

Прийнято до друку (Approved) 30.05.2022