

## ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.664

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.6\(37\).1.23-29](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.6(37).1.23-29)

**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*

## Особливості утворення радіального зазору в шестеренних насосах гідросистем автотракторної техніки

В статті наведені результати досліджень впливу способу формування радіального зазору шестеренного насоса, що використовується в гідравлічних системах автотракторної техніки, врізанням шестерень в корпус насоса під час обкатування на його технічні характеристики. Розглянуто основні переваги та недоліки даного способу, та встановлено, що існуючий спосіб формування радіального зазору врізанням шестерні в корпус на сьогоднішній день не відповідає вимогам, що висуваються до насосів. Використання способу врізання шестерень негативно позначається на коефіцієнті подачі і довговічності насоса.

В роботі запропоновано спосіб формування радіального зазору, що полягає у отриманні мінімального радіального зазору між шестернями та корпусом за рахунок більш точного виготовлення шестерень по діаметру вершин. Даний метод не передбачає врізання шестерень в корпус насоса, що забезпечує збільшення довговічності насоса цілому.

**шестеренний насос, радіальний зазор, втрати робочої рідини, гідросистема**

**Постановка проблеми.** В гідромашинах об'ємного типу, що застосовуються в гідросистемах автотракторної техніки, завжди при виготовленні і складанні прагнуть забезпечити якомога мінімальні зазори в з'єднаннях деталей. Особливо це актуально при недостатній точності виготовлення деталей.

Втрати робочої рідини через зазори у з'єднаннях деталей об'ємних насосів є одвічною проблемою. Одним з найбільш відповідальних з'єднань деталей, що забезпечують працездатність шестеренного насоса є з'єднання «корпус - шестерні», які утворюють радіальний зазор. В період становлення виробництва шестеренного насоса було винайдено дуже ефективний метод забезпечення мінімального радіального зазору, який остаточно формували на стадії обкатування шестеренного насоса. Цей метод з успіхом компенсував недостатню точність виготовлення деталей насоса. На виробництві тривалий час використовувався спосіб забезпечення мінімального радіального зазору методом врізання зміцнених до твердості HRC 55...58 вершин зубів шестерень в м'який алюмінієвий корпус НВ 87...110 в період обкатування насосів. Однак, цей спосіб поряд зі своєю унікальністю має певні недоліки, які приводять до зниження коефіцієнту подачі і довговічності насоса.

З часом вказані недоліки у виготовленні шестеренного насоса було усунено і в реаліях сучасного виробництва усталений погляд на формування радіального зазору необхідно змінювати.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Втрати робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса оцінюються дослідниками по – різному.

В роботах Т.М. Башти [1-5] стверджується, що на торцеві втрати робочої рідини припадає 75...80% сумарних втрат в шестеренному насосі.

В роботі Є.М. Юдін [6] вважається, що розподіл обсягу втрат робочої рідини за значимістю відбувається аналогічно Т.М. Башті: торцеві втрати, втрати через радіальні зазори і втрати через нещільність міжзубового контакту.

У роботі [7] Рибкіним Є.А. та Усов А.А. наведено результати експериментального визначення втрат робочої рідини.

В роботі Савунова 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 дослідженнями Калашникова 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.

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% .

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.

В роботі [14], було проведено детальний аналіз останніх досліджень і публікацій присвячених втратам робочої рідини через радіальний зазор.

**Постановка завдання.** Метою даного дослідження є аналіз існуючого методу утворення радіального зазору в з'єднанні деталей шестеренного насоса «корпус – вершини зубів шестерень», що забезпечує мінімальний розмір радіального зазору при невисокій точності виготовлення зазначених деталей та запропонування іншого раціонального методу утворення радіального зазору.

**Викладення основного матеріалу.** Технологія виготовлення шестеренних насосів передбачає після складання насоса його обкатування на спеціальному стенді з метою перевірки працездатності. В період обкатування, як зазначено вище, відбувається врізання вершин зубів шестерень в корпус з утворенням так званої «постілі», яка повинна забезпечувати ущільнення радіального зазору.

Така механічна обробка корпусу шестеренного насоса пов'язана з певними негативними явищами:

- по-перше, відбувається суттєве первинне зношування корпусу шестеренного

насоса, що призводить до зниження довговічності насоса;

- по-друге, багато металевих часток залишаються в насосі, який надходить споживачу, а потім нагнітає в високоточні гідравлічні системи ці металеві частки, що також сприяє зниженню довговічності;

- по-третє, це призводить до забруднення робочої рідини на стендах заводу–виробника і передчасної заміни фільтрів і ремонту стендів.

Зазначена вище механічна обробка корпусу шестеренного насоса під час обкатування стає можливою внаслідок спеціального підбирання розмірів деталей в з'єднанні «корпус – вершини зубів шестерень», які відповідають за кінцеву величину радіального зазору між дуговою поверхнею корпусу і вершинами зубів шестерень (рис. 1).

На рис. 1 наведено схему взаємного розташування деталей вузла, що качає, шестеренного насоса з відповідними зазорами. На рис. 1, а показано радіальний зазор  $\delta_1$  між внутрішнім діаметром отвору втулки і діаметром цапфи шестерні.

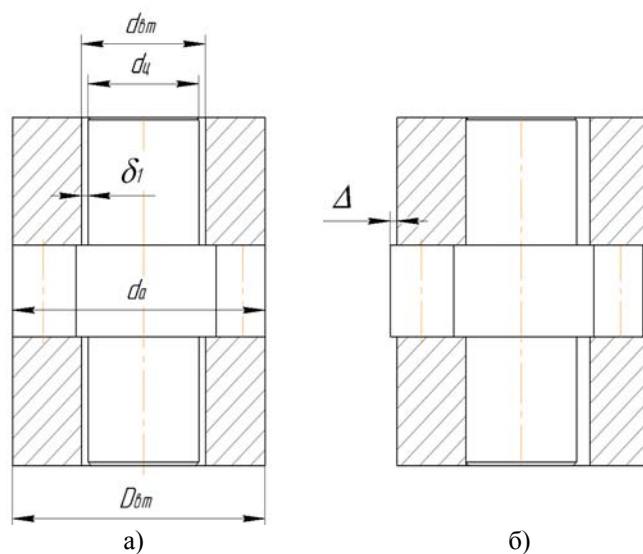


Рисунок 1 – Схема взаємного розташування деталей шестеренного насоса

Джерело: розроблено авторами

В період обкатування під дією гідравлічних сил, що виникають внаслідок зростання тиску в шестеренному насосі, шестерні зміщуються, вибираючи зазор в з'єднанні «втулка – цапфа шестерні», як показано на рис. 1, б. При цьому, зазори в з'єднаннях деталей спроектовані таким чином, що вінець шестерні виступав за межі зовнішнього діаметру втулок на величину  $\Delta$  (рис. 1 б) і зношував корпус. Тобто, при роботі насоса шестерня зміщується під дією тиску в бік камери всмоктування на величину зазору  $\delta_1$  з'єднання «втулка-цапфа» (рис. 1 б).

В табл. 1 наведені розміри деталей вузла, що качає на прикладі шестеренного насоса типу НШ-32 (табл. 1).

Таблиця 1 – Розміри деталей, що впливають на величину радіального зазору, мм

Зовнішній діаметр втулки	$D_{om} = 55^{+0,02}_{-0,04}$
Зовнішній діаметр вінця шестерні	$d_a = 55^{+0,030}_{-0,076}$
Внутрішній діаметр втулки	$d_{om} = 26^{+0,015}$
Діаметр цапфи шестерні	$d_y = 26^{+0,080}_{-0,095}$

Джерело: розроблено авторами

Врізання шестерні в корпус на величину  $\Delta$  відбудеться, якщо шестерня вийде за межі втулки.

Отже, можна записати:

$$\Delta = \frac{D_{em} - d_a}{2} - \delta_1,$$

$$\Delta = \frac{D_{em} - d_a}{2} - \frac{d_{em} - d_u}{2}. \quad (1)$$

Однак, шестерня зміщується не на всю величину зазору  $\delta_1$ , так як при роботі насоса між цапфою шестерні і втулкою, як і в будь-якому підшипнику ковзання, залишається шар мастила  $h_{min}$ . Крім того, при роботі насоса має місце прогин цапф шестерень  $Y$ . Отже, врахувавши ці фактори, можливо остаточно записати формулу визначення зносу корпусу:

$$\Delta = \frac{D_{em} - d_a}{2} - \frac{d_{em} - d_u}{2} + h_{min} - Y. \quad (2)$$

Методика розрахунку  $h_{min}$  і  $Y$  приведена в [6]. Керуючись цією методикою, знаходимо, що  $h_{min} = 0,005 \dots 0,008$  мм, а величина  $Y$  для насоса НШ-32 дуже мала (менше 1 мкм), якою можна знехтувати.

Визначимо максимально і мінімально можливий знос корпусу:

$$\Delta_{max} = \frac{D_{em\ min} - d_{a\ max}}{2} - \frac{d_{em\ max} - d_{u\ min}}{2} + h_{min} - Y, \quad (3)$$

$$\Delta_{min} = \frac{D_{em\ max} - d_{a\ min}}{2} - \frac{d_{em\ min} - d_{u\ max}}{2} + h_{min} - Y. \quad (4)$$

Щоб врахувати максимально можливий знос корпусу, приймаємо  $h_{min} = 0,005$  мм.

$$\Delta_{max} = \frac{54,960 - 54,970}{2} - \frac{26,015 - 25,905}{2} + 0,005, \quad (5)$$

$$\Delta_{min} = \frac{54,980 - 54,924}{2} - \frac{26,000 - 25,920}{2} + 0,005. \quad (6)$$

В результаті розрахунків було отримано  $\Delta_{max} = -0,055$  мм;  $\Delta_{min} = -0,007$  мм.

З підрахунків видно, що допуски на деталі виконані таким чином, що при зміщенні вузла, що качає, шестерні завжди будуть «вигризати» корпус, залишаючи сліди зносу в області камери всмоктування ще на стадії першого випробування насоса в на заводі-виробнику. Очевидно, створення саме таких допусків продиктовано прагненням виконати як можна менший радіальний зазор, щоб звести до мінімуму втрати робочої рідини через цей зазор. Це також видно з того, що в різні роки на шестерню були різні допуски, в той час як допуски на решту деталей залишались сталими.

Так, на підприємстві «Завод ВАТ Гідросила» м. Кропивницький шестерню виконують з розміром  $d_a = 55_{-0,076}^{-0,030}$ , а до цього її розмір мав величину  $d_a = 55_{-0,145}^{-0,095}$ . В той же час на Вінницькому заводі тракторних агрегатів шестерня має розмір  $d_a = 55_{-0,115}^{-0,090}$ . Але, незважаючи на таке різноманіття допусків на розмір шестерні, в усіх цих випадках шестерня буде зношувати корпус.

Зношування металу шестернею в корпусі при першому запуску насоса назвали процесом припрацювання, а сліди зносу – «постіллю», в межах якої нібито і повинна працювати шестерня. Крім того, на багато років мала місце думка, що наявність

«постелі» обов'язкова і якщо її не буде, то насос матиме неприпустимо малий коефіцієнт об'ємної подачі.

Для спростування цієї думки було проведено експеримент. Його суть полягала в шліфуванні шестерні по зовнішній циліндричній поверхні до розміру, який забезпечив би відсутність зносу перед випробуванням насоса. Цей розмір можна визначити, порівнявши в формулі (2)  $\Delta = 0$ , в результаті отримуємо.

$$d_a = D_{em} - (d_{em} - d_u) + 2h_{min} - 2Y. \quad (7)$$

Після цього насоси склали і відправляли на випробування на стенді. Випробування проводили на спеціальному стенді при наступних режимах:

- тиск, що розвиває насоса  $\Delta P = 16,0$  МПа;
- частота обертання  $n = 40$  об/с (2400 об/хв.).

Всього було виготовлено і випробувано три експериментальні насоса з нульовим радіальним зазором  $\delta_p = 0$ . Були отримані результати, що перевершили сподівання, а саме середнє значення коефіцієнта об'ємної подачі склало  $K_q = 0,95$ .

Розбирання експериментальних насосів після випробування показало, що ніякого натяку на «постіль» немає. Таким чином, можливо зробити висновок, що для нормальної роботи насоса зовсім необов'язково, щоб шестерня врізалась у корпус.

Поява верстатів з більшою можливістю щодо точності виготовлення деталей дає можливість відмовитися від існуючого методу формування радіального зазору. Підтвердженням цього є, як результати теоретичних, так і експериментальних досліджень.

З вищенаведеного витікає, що на сучасному етапі розвитку техніки ефективним методом формування радіального зазору є більш точне виготовлення та складання деталей насосів.

Більш того, результати попередніх експериментальних досліджень дозволяють висловити припущення (гіпотезу), що збільшення радіального зазору до певних розмірів, суттєво не позначиться на коефіцієнті подачі насоса. Однак, зазначена гіпотеза потребує експериментальної перевірки.

#### **Висновки.**

1. Існуючий метод формування радіального зазору врізанням шестерні в корпус на сьогоднішній день не відповідає сучасним вимогам, що позначається на зниженні коефіцієнта подачі і довговічності насоса.

2. Поява верстатів з вищою точністю виготовлення деталей надає можливість використати інші методи формування радіального зазору, що позбавлені зазначених недоліків.

3. Пропонується на даному етапі формувати радіальний зазор підвищенням точності виготовлення і складання деталей насоса.

4. Попередні результати експериментальних досліджень підтверджують припущення, щодо раціональності запропонованого методу формування радіального зазору.

5. Отримані результати є підставою для проведення більш масштабних експериментальних досліджень для вивчення впливу радіального зазору на технічні показники шестеренного 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 машиностр. вузов / Башта Т.М. и др. 2-е изд., переаб. 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. пособие. 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.: Mashgiz, 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. / Калашников Виктор Иванович. Киев 1968. 167 с.
10. Ибрагимов Р.А. Повышение работоспособности отремонтированных насосов гидросистем машин, эксплуатируемых в условиях хлопководства: дис. ... канд. техн. наук. Янгиюль , 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*. Вып. N 23, Київ, "Техніка", 1993. 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*. Вип. 16. 2005. С.235-240.
13. Кулешков Ю.В., 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 Кіровоградського нац. техн. ун-ту*. Вип. 17. 2006. 205 - 207 с.
14. Визначення раціонального радіального зазору в шестеренному насосі гідросистем автотракторної техніки. / Ю.В. Кулешков та ін. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. Вип. 5(36), ч. II. 2022. 205 - 207 с.

## References

1. Bashta, T.M., Rudnev, S.S. & Nekrasov, B.B. et al. (1982). *Hydravlyka, hydravlycheskye mashyni y hydravlycheskye pryvodi* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow: Mashynostroeniye [in Russian].
2. Bashta, T.M., Rudnev, S.S., Nekrasov, B.B. et al. (1982). *Hydravlyka, hydromashyni y hydropryvodi: [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]* .(2d ed.). Moscow: Mashynostroeniye [in Russian].
3. Bashta, T.M. (1961). *Rascheti y konstruktsiya samoletnikh hydravlycheskykh ustroystv* [Calculations and construction of aircraft hydraulic devices]. (3d ed.). Moscow: Hos. nauchno-tekhnich. yzdat. Oboronhyz [in Russian].
4. Bashta, T.M. (1977). *Mashynostroytelnaia hydravlyka* [Machine-building hydraulics] . Moscow: Mashynostroeniye [in Russian].
5. Bashta, T.M. (1974). *Objemnie nasosi y hydravlycheskye dvyhately hydrosystem* [Volumetric pumps and hydraulic engines of hydrosystems] . Moscow: Mashynostroeniye [in Russian].
6. Iudyn, E.M. (1964). *Shesterennie nasosi. Osnovnie parametri y ykh raschet* [Gear pumps. Basic parameters and their calculation]. (2d ed.). Moscow: Mashynostroeniye [in Russian].
7. Ribkyn, E.A. & Usov, A.A. (1960). *Shesterennie nasosi dlia metallorezhushchykh stankov* [Gear pumps for metal cutting machines]. H.: Mashhyz [in Russian].
8. Savunov, M.P. (1970). *Yssledovanye rabotosposobnosti ahrehatov hydrosystem selskokhoziaistvennikh traktorov* [Research on the performance of aggregates of hydraulic systems of agricultural tractors]. *Candidate's thesis*. Savunov Mykhayl Petrovych. Horky [in Russian].
9. Kalashnykov, V.Y. (1968). *Yssledovanye ekspluatatsyonnoi nadezhnosti hydronasosov typa NSh 32* [Investigation of the operational reliability of hydropumps type NSh 32 Diss]. *Candidate's thesis*. Kyev [in Russian].
10. Ybrahymov, R.A. (1984). *Povishenye rabotosposobnosti otremonyrovannikh nasosov hydrosystem mashyn, ekspluatyruemikh v uslovyakh khlopkovodstva* [Increasing the performance of repaired pumps

- of hydraulic systems of machines operated in cotton farming conditions]. *Candidate's thesis*. Yanhyiul [in Russian].
11. Kuleshkov Yu.V. & Salovskyi V.S. (1993).- Otsenka vliyaniya zazorov v sopriazheniyakh shesterennoho nasosa na velychynu eho vnutrennykh utechek. [Estimation of the influence of clearances in gears of a gear pump on the magnitude of internal leakage] . *Konstruyrovanye y tekhnolohiya proyzvodstva s.kh. mashyn. Respublykanskiy mezhvedomstvennii nauchno-tekhnycheskyi sbornyk – Construction and technology of agricultural production. cars Republican interdepartmental scientific and technical collection. Issue 23*, 28 – 32 [in Russian].
  12. Matviienko, O.O. (2005). Matematychna model vtrat robochoi ridyny cherez radialnyi zazor shesterennoho nasosa typu NSh [Mathematical model of losses of the working fluid due to the radial gap of the gear pump of the NSh type]. *Zbirnyk naukovykh prats KNTU. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia – Collection of scientific papers of KNTU. Machinery in agricultural production, industrial engineering, automation, Issue 16*, 235-240 [in Ukrainian].
  13. Kulieshkov, Yu.V. & Matviienko, O.O. (2006). Analiz matematychnykh modelei vtrat robochoi ridyny cherez radialnyi zazor shesterennoho nasosa typu NSh [Analysis of mathematical models of losses of the working fluid due to the radial gap of the gear pump of the NSh type]. *Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia – Collection of scientific works of the Kirovohrad National Technical University, technician in agricultural production, industrial engineering, automation, Issue 17*, 205 - 207. [in Ukrainian].
  14. Kuleshkov, Iu.V., Krasota, M.V., Rudenko, T.V., Osin, R.A. & Yevseichyk, Yu.B. (2022). Vyznachennia ratsionalnoho radialnoho zazoru v shesterennomu nasosi hidrosystem avtotraktornoj tekhniky. [Determination of the rational radial gap in the gear pump of hydraulic systems of auto-tractor machinery] . *Tsentral'noukrains'kyj naukovyj visnyk. Tekhnichni nauky – Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences. Issue 5 (36), part II*, 205 - 207 [in Ukrainian].

**Yuriy Kuleshkov**, Prof., DSc., **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*

### **Radial Clearance in Gear Pump Hydraulic Systems of Auto and Tractor Machinery Forming Features**

The research goal is the analysis of the existing radial clearance forming method in gear pump details connection “body – gear teeth”, which provides the minimal size of radial clearance with the low accuracy of manufacturing details and offers another rational method of radial clearance creating.

In this research was considered creating radial clearance between body and gears of gear pump hydraulic systems of auto and tractor machinery.

The technology of gear pump manufacturing after pump folding provides it's enabling on a special stand in order to disability verification. During the period of enabling, as mentioned before, gear teeth cutting into the body happens with forming a so-called «bed», which must provide a radial clearance seal.

Given research results of way of radial gear pump clearance forming influence, which is used in hydraulic systems of auto and tractor machinery, gears cutting in pump body during enabling for technical characteristics. Considered the main advantages and disadvantages of this method, and found, that existed way of radial clearance forming by cutting gear into the body, today does not comply with the requirements for pumps. Using the method of gear cutting negatively impacts the supply rate and pump durability.

Offered a new way of radial clearance forming, which consists of getting a minimal radial clearance between gears and body due to more accurate gears manufacturing top diameter. This method does not provide gears cutting into the pump body, which increases pump durability.

An effective method of radial clearance forming is more accurate manufacturing and folding pump details. The results of experimental research show that increasing radial clearance to certain sizes does not influence on pump supplying rate significantly.

**gear pump, radial clearance, working liquid losses, hydraulic system**

*Одержано (Received) 05.09.2022*

*Прорецензовано (Reviewed) 14.09.2022*

*Прийнято до друку (Approved) 26.09.2022*