

УДК 621.664

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2018.48.118-127>

Ю.В. Кулешков, проф., д-р. техн. наук, **Т.В. Руденко**, доц., канд. техн. наук, **М.В. Красота**, доц., канд. техн. наук, **Р.А. Осін**, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна
e-mail: krasotamv@ukr.net

Зниження масогабаритних показників шестеренного насоса оптимізацією параметрів зубчатого зачеплення

В статті розглянуті питання зниження маси і габаритів шестеренних насосів шляхом оптимізації параметрів зубчатого зачеплення. Оптимізація проводилась в напрямку підвищення питомих показників насоса: робочого об'єму і подачі. Підвищення питомих показників дозволило знизити габарити вузла насоса, що качає, шляхом зменшення ширини шестерень при збереженні робочого об'єму насоса, що в кінцевому результаті привело до зниження габаритних розмірів і маси зпроектованого насоса.
шестеренний насос, робоча рідина, зубчасте зачеплення, робочий об'єм насоса, питомий робочий об'єм насоса, синергетичний ефект

Ю.В. Кулешков, проф., д-р. техн. наук, **Т.В. Руденко**, доц., канд. техн. наук, **М.В. Красота**, доц., канд. техн. наук, **Р.А. Осін**, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

Снижение масогабаритных показателей шестеренного насоса оптимизацией параметров зубчатого зацепления

В статье рассмотрены вопросы снижения массы и габаритов шестеренных насосов путем оптимизации параметров зубчатого зацепления. Оптимизация проводилась в направлении повышения удельных показателей насоса: рабочего объема и подачи. Повышение удельных показателей позволило снизить габариты качающего узла насоса путем уменьшения ширины шестерён при сохранении рабочего объема насоса, что в конечном результате привело к снижению габаритных размеров и массы спроектированного насоса.
шестеренный насос, рабочая жидкость, зубчатое зацепление, рабочий объем насоса, удельный рабочий объем насоса, синергетический эффект

Постановка проблеми. Шестеренні насоси (НШ) володіють технічним потенціалом, який до кінця не розкритий. Підвищення технічного рівня НШ дозволить збільшити питомі показники насосу, а отже розширити галузь їх використання.

Для розширення галузі використання НШ необхідно проводити удосконалення їх конструкції у напрямку підвищення тиску, надійності, підвищення питомих характеристик, зниження питомої ваги та габаритів. В даній роботі приведено результати досліджень, спрямовані на оптимізацію параметрів зубчатого зачеплення НШ, що дозволило підвищити питомі показники насосу, і, як наслідок, знизити його масогабаритні показники при збереженні функціональних параметрів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Моделювання робочих процесів подачі шестеренного насоса виконувалося багатьма дослідниками та викладено в наукових працях [1-18]. В деяких роботах дослідження були спрямовані на підвищення робочого об'єму шестеренного насоса [2-4, 8, 9, 11, 12-18]. Однак, в більшості робіт не було акцентовано увагу саме на підвищенні питомого робочого об'єму насоса.

© Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, Р.А. Осін, 2018

В той же час, в наших публікаціях [19-22] було встановлено, що підвищення питомого робочого об'єму є перспективним напрямком підвищення технічного рівня НШ. В цих публікаціях була розроблена математична модель, яка детально описує процес подачі робочої рідини в НШ. На основі даної математичної моделі авторами була розроблена методика розрахунку оптимального зубчастого зачеплення НШ.

Оптимізація зубчастого зачеплення НШ дозволила отримати максимальне значення робочого об'єму насоса для заданих умов проектування. При цьому, в якості параметра оптимізації приймався коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень [19-22].

Постановка завдання. Мета виконаних досліджень полягає у зниженні масогабаритних показників НШ при збереженні його технічних характеристик та відповідно забезпечення технічного та економічного ефекту.

Викладення основного матеріалу. Коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень являє собою відношення робочого об'єму насоса до об'єму, що займають вінці шестерень насоса, тобто

$$K_V = \frac{V_0}{D_e (0,25 \pi D_e + A)}, \quad (1)$$

де V_0 – робочий об'єм насоса, мм³;

D_e – діаметр вершин зубів шестерень, мм;

A – міжосьова відстань, мм.

Графічна інтерпретація коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень представлена на рис. 1.

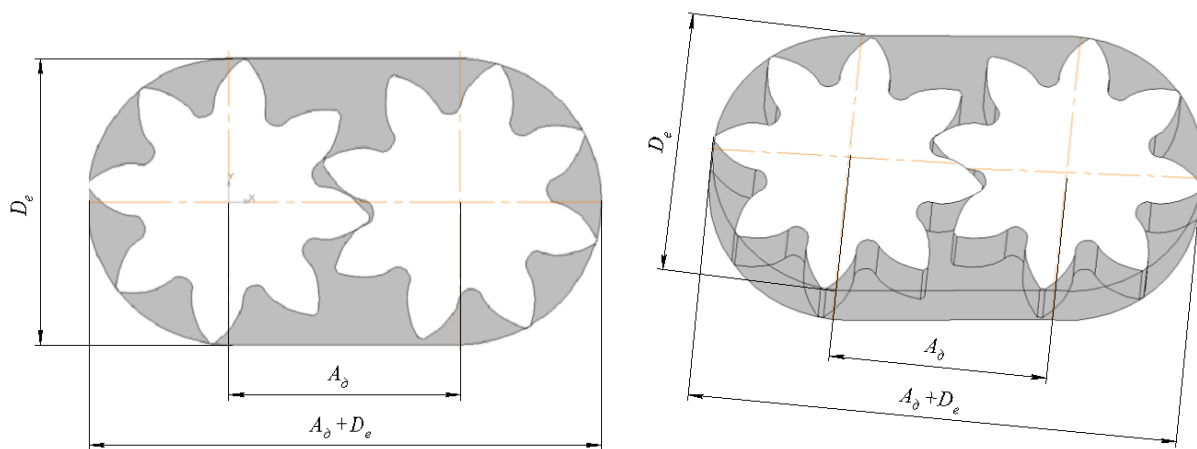


Рисунок 1 – Графічна інтерпретація коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень

Джерело: розроблено автором

На рис. 1 видно, що вінці шестерень (не зафарбовані елементи) займають частину простору, який з бічної поверхні обмежується двома циліндричними поверхнями і двома паралельними площинами з боків в зоні міжосьового простору. Об'єм, що займається робочою рідиною (позначений темним кольором) обмежується вінцями шестерень та поверхнями корпусу та кришки насоса.

На рис. 1 видно, що, хоча шестерні і є активними елементами і перекачують робочу рідину з камери всмоктування до камери нагнітання, але вони займають значну частину простору вузла НШ, що качає, і тим самим, визначають об'єм робочої рідини, яка перекачується. З цього витікає, що при зменшенні об'єму, який займають шестерні

у вузлі, що качає, можливо збільшити робочий об'єм насоса не змінюючи габаритних розмірів НШ.

Робочий об'єм насоса можна визначити відповідно до залежності [23, 24]:

$$V_0 = 0,5 \pi \left(D_e^2 - A^2 - \frac{t_0^2}{3} \right), \quad (2)$$

де t_0 – крок зачеплення по основному колу, мм.

З виразу 2 видно, що робочий об'єм залежить від параметрів зубчатого зачеплення шестерень НШ з відповідними обмежувачими умовами, визначає технічний рівень вузла насоса, що качає, та може служити критерієм оптимізації зубчатого зачеплення НШ по подачі.

В результаті оптимізації параметрів зубчатого зачеплення НШ був розрахований, спроектований і виготовлений експериментальний насос НШ-32Е зі збільшеним питомим робочим об'ємом. Розроблена конструкція насоса дозволяє істотно підвищити робочий об'єм і подачу без зміни габаритних розмірів і маси насоса.

Відомо, що підвищення питомих показників приводить до зниження габаритних розмірів і масових характеристик технічної системи при збереженні або навіть збільшенні її експлуатаційних параметрів.

Габаритні розміри експериментального насоса НШ-32Е, спроектованого за запропонованою методикою зі збільшеним питомим робочим об'ємом, залишилися практично без зміни. Але, при цьому коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень експериментального насоса зріс до значення 0,3323, що на 11% більше, ніж у серійного насоса, а робочий об'єм досяг значення 36,33 см³, що на 14,6% більше ніж у серійного. Питома потужність, тобто потужність, що припадає на одиницю маси експериментального НШ-32Е, збільшилася на 17% в порівнянні з серійним насосом [19, 21].

Таке істотне збільшення функціональних параметрів експериментального насоса НШ-32Е стало можливим завдяки використанню запропонованої методики розрахунку зубчатого зачеплення з оптимальними параметрами та відповідного проектування НШ.

Шестеренний насос в процесі проектування і виготовлення являє собою відкриту технічну систему. Крім того, відповідно до результатів досліджень викладених у роботі [19, 21] було встановлено, що залежність параметра, який досліджується – коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень від параметрів зубчатого зачеплення носить нелінійний характер.

В процесі проектування і виготовлення всі конструктивні параметри НШ є взаємопов'язаними та впливають один на одного. Таким чином, можливо стверджувати, що існують необхідні умови для виникнення синергетичного ефекту.

Після проектування експериментального насоса НШ-32Е зі збільшеним питомим робочим об'ємом було виконано адаптацію його конструкції до умов виробництва.

У світовій практиці з метою підвищення ефективності організації виробництва всі насоси, що виробляються, розбиваються на типорозмірні ряди. В Україні використовують такі типорозмірні ряди: 1, 2, (2,5), 3, 4 і 5. Кожен типорозмірний ряд насосів відрізняється параметрами зубчатого зачеплення. Найбільш масово виробляються насоси 3-го типорозмірного ряду з робочими об'ємами $V_0 = 20...50$ см³, а серед них виділяється насос з робочим об'ємом $V_0 = 32$ см³. Перехід від одного типорозміру до іншого всередині типорозмірного ряду здійснюють зміною ширини вінця шестерні b .

В процесі оптимізації зубчатого зачеплення вузла, що качає, був отриманий НШ, у якого робочий об'єм становить $V_0 = 36,33 \text{ см}^3$. Для приведення робочого об'єму експериментального НШ до стандартного значення $V_0 = 32 \text{ см}^3$ слід зменшувати ширину шестерні.

Зменшення ширини шестерень, крім зниження робочого об'єму, призводить до зниження навантаження на підшипники ковзання, що створює об'єктивні передумови для зменшення їх довжини, а отже і висоти всього насоса, тобто зменшення габаритів і маси НШ.

Відомо, що підшипники є найважливішими елементами, які в першу чергу відповідають за технічний ресурс НШ. Навантаження на підшипники НШ за визначаються за наступною емпіричною залежністю [8, 9, 10, 23, 24]:

$$F = K p b D_e, \quad (3)$$

де p – тиск, що розвивається насосом, Па;

b – ширина шестерні, м;

D_e – зовнішній діаметр шестерень, м;

$K = 0,75 \dots 0,85$ – коефіцієнт пропорційності.

Існують і інші дані по величині коефіцієнта пропорційності, а саме $K = 0,65 \dots 1,15$. Однак, в літературі відсутні відомості про принципи вибору цього коефіцієнта, а такий великий розкид значень коефіцієнта K пояснюється його експериментальним визначенням для різних типорозмірів насосів. При цьому, відповідно до формули (3) для всіх зубчатих зачеплень незалежно від їх параметрів дається одна і та ж оцінка коефіцієнта пропорційності: $K = 0,85$ [8-10, 23, 24].

Водночас коефіцієнт пропорційності не може дорівнювати одиниці. Це пов'язано з тим, що частина поверхні шестерні, на яку впливають гідравлічні сили, закривається другою шестернею. Іншими словами, коефіцієнт пропорційності K в (3), визначається коефіцієнтом перекриття зубчастого зачеплення НШ.

Пропонується залежність для визначення усередненого навантаження на шестерню, яка б враховувала вплив на це навантаження коефіцієнта перекриття зубчатого зачеплення НШ:

$$F = \frac{p \cdot b \cdot G}{2} = p \cdot b \cdot \frac{A + D_e}{2}, \quad (4)$$

де A – міжосьова відстань, м;

G – довжина більшої осі НШ, м;

D_e – зовнішній діаметр шестерень, м;

b – ширина шестерень, м.

При цьому ступінь впливу коефіцієнта перекриття буде враховуватися автоматично для кожного розглянутого зубчатого зачеплення.

Коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення можливо визначити відповідно до залежності [23, 24]:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A \sin \alpha}{t_0}, \quad (5)$$

де D – зовнішній діаметр шестерень насоса, мм;

d_0 – діаметр основного кола, мм;

A – міжосьова відстань, мм;
 α – кут зубчастого зачеплення, град;
 t_0 – крок зубчастого зачеплення, мм.

Із залежності (5) міжосьову відстань можливо виразити наступним чином

$$A = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - \varepsilon \cdot t_0}{\sin \alpha}. \quad (6)$$

Так як крок зубчастого зачеплення визначається як

$$t_0 = m \pi \cos \alpha_0, \quad (7)$$

m – модуль зубчастого зачеплення, мм.

Залежність (6) запишемо у вигляді

$$A = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - \varepsilon m \pi \cos \alpha_0}{\sin \alpha}, \quad (8)$$

З урахуванням того, що [23, 24]:

$$D_e = \frac{d_0}{\cos \gamma_e}; \quad (9)$$

$$d_0 = m z \cos \alpha_0, \quad (10)$$

де m – модуль зубчастого зачеплення, мм;

z – число зубів шестерень;

γ_e – кут вершини евольвенти профілю зуба, град;

α_0 – кут вихідного контуру, град.

Після нескладних перетворень, отримаємо

$$A = m \cos \alpha_0 \frac{z \operatorname{tg} \gamma_e - \varepsilon \pi}{\sin \alpha}. \quad (11)$$

Зусилля від гідравлічних сил, що впливають на шестерні насоса можна визначити за формулою (4). Тоді, підставивши в (4) вираз (11), після відповідних перетворень з урахуванням (9), отримаємо остаточно

$$F = 0,5 p b \left(m \cos \alpha_0 \frac{z \operatorname{tg} \gamma_e - \varepsilon \pi}{\sin \alpha} + D_e \right), \quad (12)$$

або

$$F = 0,5 p b m z \cos \alpha_0 \left(\frac{\operatorname{tg} \gamma_e - \varepsilon \pi}{\sin \alpha} + \frac{1}{\cos \gamma_e} \right). \quad (13)$$

Розрахувавши навантаження на шестерні насоса НШ-32УК за формулою (3) при $K = 0,85$ і відповідно до отриманої залежності (12) або (13) відповідно, отримаємо:

$$F_1 = 0,85 \cdot 16 \cdot 22 \cdot 55 = 16\,456 \text{ Н};$$

$$F_2 = 16 \cdot 22 \frac{45 + 55}{2} = 17\,600 \text{ Н}.$$

Як бачимо, з наведених розрахунків, запропонована залежність (12) дає дещо завищену оцінку навантаження (на 6,5%), що запобігає недооцінюванню навантаження шестерень.

З вищевикладеного випливає припущення, що приводячи робочий об'єм експериментального НШ з розрахункового $V_0 = 36,33 \text{ см}^3$ до стандартного $V_0 = 32,0 \text{ см}^3$ шляхом зменшення ширини шестерні з 22 мм до 19 мм можливо очікувати зменшення навантаження на цапфи шестерень, що дасть можливість зменшити їх довжину.

Тиск на цапфи шестерень було запропоновано визначати за формулою:

$$P_{ц} = \frac{p b (A + D_e)}{4 d_{ц} L_{ц}}, \quad (14)$$

де $d_{ц}$ – діаметр цапф, мм;

$L_{ц}$ – довжина однієї цапфи, мм.

Результати розрахунків параметрів насоса представлені в табл. 1. Аналізуючи отримані дані бачимо, що при приведенні робочого об'єму експериментального насоса до рівня серійного шляхом зменшення ширини шестерні до 19 мм, навантаження на шестерні, а відповідно і на цапфи шестерень зменшується на 13%. Це дає можливість пропорційно зменшити довжину цапф шестерень, а отже і висоту насоса вцілому.

Таблиця 1 – Основні технічні характеристики адаптованого експериментального НШ 32–Е зі збільшеним питомим робочим об'ємом в порівнянні з серійним насосом

Найменування технічного параметра	Технічні параметри	
	серійного насоса	експериментального насоса
1. Марка шестеренного насоса	НШ-32-3 УК	НШ-32Е
2. Діаметр шестерень, D_e , мм	55,0	56,0
3. Діаметр цапф $d_{ц}$, мм	25	25
4. Довжина більшої осі $G = A + D_e$, мм	100	101
5. Робочий об'єм насоса V_0 , см^3	31,7	31,7
6. Ширина шестерень b , мм	22,0	19,0
7. Номінальний тиск, МПа	16,0	16,0
8. Довжина цапф сумарна 27 x 2, мм	54	54
9. Навантаження на шестерні, Н	17600	15352
10. Тиск на цапфи шестерень, МПа	13,04	11,37
11. Довжина цапф після коригування їх довжини, сумарна, мм	54	47
12. Тиск на цапфи шестерень після коректування, МПа	13,04	13,07

Джерело: розроблено автором

Зменшення сумарної довжини цапф з 54 мм до 47 мм (табл. 1) дозволяє привести навантаження на цапфи шестерень до значень, що відповідають серійному насосу. Таким чином, завдяки оптимізованим параметрам вдалося зменшити висоту шестерень на 10 мм, а це значить, що висоту кожної втулки можна теж скоротити на 3,5 мм, а висоту корпусу на 10 мм. З цього випливає, що зубчате зачеплення з оптимальними параметрами, що пропонується, дозволяє знизити матеріалоємність, енергоємність і собівартість виготовлення НШ за рахунок зменшення його габаритних розмірів і розмірів його елементів не менше ніж на 10%.

Таким чином, адаптація насосу по робочому об'єму дозволила реалізувати синергетичний ефект, а саме: завдяки збільшенню питомого робочого об'єму стало можливим зменшити ширину шестерень, що дозволило знизити навантаження на цапфи шестерень і, відповідно виникла можливість зменшити їх довжину. Зменшення довжини цапф дозволило істотно знизити як габаритні розміри, так і масу насоса.

Тобто, використання зубчатого зачеплення з оптимальними параметрами дає змогу зменшити ширину шестерні на 3 мм (13,6%), що становить 4,17% від висоти вузла, що качає. Це, в свою чергу, зменшує площу, на яку діють гідравлічні сили, що дозволяє зменшити довжину цапф ще на 7 мм (14%) в сумі на дві цапфи, що становить 9,7% від висоти вузла, що качає. В кінцевому випадку, висоту, що качає, який комплектується шестернями з оптимальними параметрами можливо знизити на 10 мм, (13,89%).

Попередні розрахунки показують, що очікуваний економічний ефект від впровадження запропонованих змін в конструкцію НШ становить 25...40 грн. на один насос. Економічний ефект досягається за рахунок зниження витрат на матеріали і на виготовлення деталей НШ зі зменшеними розмірами: ширини вінця і цапф шестерень, що дозволяє знизити висоту втулок, корпусу і насоса в цілому.

Висновки. В результаті оптимізації параметрів зубчатого зачеплення шестеренного насоса спроектовано конструкцію НШ із підвищеними питомими робочим об'ємом і подачею. При цьому коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень експериментального насоса виріс до значення 0,3323, що на 11% більше, ніж у серійного насоса, а робочий об'єм насоса досяг значення 36,33 см³, що на 14,6% більше ніж у серійного насоса.

В процесі адаптації конструкції експериментального насоса зі збільшеним питомим робочим об'ємом до умов виробництва виявили можливість зменшення ширини шестерні при збереженні робочого об'єму насоса, що відповідає стандартним значенням. Це дало можливість знизити навантаження на підшипники насоса, при цьому запропоновано нову залежність для розрахунку навантаження на підшипники насоса, яка визначається коефіцієнтом перекриття зубчатого зачеплення.

У процесі проектування шестеренного насоса з оптимальними параметрами і адаптації його експлуатаційних параметрів до стандартних значень виявили можливість зменшення габаритних розмірів і маси спроектованого насоса.

Розрахунковий річний економічний ефект від впровадження запропонованих змін в конструкцію НШ становить 25...40 грн. в розрахунку на один насос. Економічний ефект досягається за рахунок зниження витрат на матеріали і на виготовлення деталей НШ зі зменшеними розмірами.

Список літератури

1. Прокофьев В.Н. Коловратные роторные насосы: энциклопедический справочник машиностроителя. Машгиз, 1948. Т. 12. С. 398 - 401.
2. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. Москва: Машгиз, 1960. 189 с.
3. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин. Москва-Киев: Машгиз, 1960. 226 с.
4. Кудрявцев П.Р. Повышение точности определения теоретической производительности шестеренных насосов. Труды ГОСНИТИ, 1963. Т.2. С. 51 – 68.
5. Кулагин Л.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков А.А. Основы теории и конструирования объемных гидропередаточ / под ред. д.т.н., проф. В.Н Прокофьева. Москва: Высшая школа, 1968. 399 с.
6. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины колдовратного типа. Теория, конструкция, проектирование. Москва: Машиностроение, 1971. 207 с.

7. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Башта Т.М. и др. Москва: Машиностроение, 1982. 593 с.
8. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. / 4-е изд. Москва: Машиностроение, 1967. 495 с.
9. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов. Москва:Машиностроение, 1974. 606 с.
10. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие. Москва: Машиностроение, 1977. 672 с.
11. Лурье З.Я., Коваленко И.В. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации. *Вибрації в техніці та технологіях*, 2003. № 3 (29). С.9-13.
12. The theoretical Flow ripple of an external gear Pump. A Thesis presented lo the Faculty of the Graduate School University of Missouri-Columbia In Partial Fulfillment Of the Requirements for the Degree Master of Science By suresh babu kasaragadda Dr. Noah D. Manring. Thesis Supervisor december 2003.
13. Casoli P., Vacca A., Berta G. L. OPTIMIZATION OF RELEVANT DESIGN PARAMETERS OF EXTERNAL GEAR PUMPS. Department of Industrial Engineering, University of Parma Viale G. P. Usberti 181/A, 43100 Parma, Italy. URL: <http://www.jfps.jp/proceedings/toyama2008/pdf/p1-05.pdf>.
14. Andrea Vacca Projects GearUnits / A. Vacca - Purdue University, 2006. URL: https://engineering.purdue.edu/Maha_AVteam/research%20projects/ProjectsGearUnitsSept16.pdf.
15. Kinematic Displacement Optimization of External Helical Gear Pumps Kuo Jao Huang and Chih Chieh Chen. Department of Mechanical Engineering. *Chung Hua University*. No. 707, Sec.2, Wu-Fu Rd., Hsinchu, Taiwan, 300 R.O.C.
16. A NUMERICAL MODEL FOR THE SIMULATION OF EXTERNAL GEAR PUMPS. Paolo CASOLI, Andrea VACCA and Germano FRANZONI Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma Parco Area delle Scienze 181/A, 43100 Parma, Italy.
17. P. Casoli, A. Vacca, G.L. Berta. A numerical model for the simulation of flow in hydraulic external gear machines [Tener]: Power Transmission and Motion Control. 2006.-P. 147-165.
18. Andrea V. Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications / Andrea V., Guidetti M. - MAHA Fluid Power Research Center, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, CASAPPA SPA, Cavalli di Collecchio, Parma, Italy – 2011. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1569190X11001018>
19. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки. *Вісник аграрної науки*, 2008. № 8. С. 52 - 54.
20. Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту*. Кіровоград: КНТУ. 2008. № 20. С. 380–262.
21. Кулешков Ю.В. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення. / Кулешков Ю.В. та ін. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту*. Кіровоград: КНТУ, 2010. Вип. 23. С. 278 – 390.
22. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А., Повышение удельной подачи шестеренного насоса. *MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture*. Vol. 11A. Simferopol – Lublin 2009. S.193 – 206.
23. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / 2-е изд. перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1964. 236 с.
24. Чиняев И.А. Роторные насосы: справочное пособие. Ленинград.: Машиностроение, 1969. 216 с.

References

1. Prokof'ev, V.N. (1948). Kolovratnye rotornye nasosy [Rotary rotary pumps]. Moscow: Mashgiz, Vol. 12, 398 - 401. [in Russian].
2. Rybkin, E.A., Usov, A.A.(1960). Shesterennye nasosy dlja metallozhushhikh stankov [Gear pumps for machine tools]. Moscow: Mashgiz [in Russian].
3. Leonov A.E. (1960). Nasosy gidravlicheskih sistem i mashin [Pumps of hydraulic systems and machines]. Moscow - Kiev: Mashgiz [in Russian].
4. Kudrjavcev P.R. (1963). Povyshenie tochnosti opredelenija teoreticheskoy proizvoditel'nosti shesterennyh nasosov [Improving the accuracy of determining the theoretical performance of gear pumps]. *Trudy GOSNITI, Vol.2*, 51 – 68 [in Russian].
5. Kulagin, L.V., Demidov, Ju.S., Prokof'ev, V.N., Kondakov, A.A. (1968). Osnovy teorii i konstruirovaniya

- ob#emnyh gidroperedach [Fundamentals of the theory and design of volumetric hydraulic transmissions]. V.N Prokof'eva (Ed.). Moscow: Vysshaja shkola [in Russian].
6. Osipov, A.F. (1971). Ob#emnye gidravlicheskie mashiny kolovratnogo tipa. Teoriya, konstrukcija, proektirovanie [Volumetric hydraulic machines kolovratnogo type. Theory, construction, design]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
 7. 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].
 8. Bashta, T.M. (1967). Gidravlicheskie privody letatel'nyh apparatov [Aircraft hydraulic drives]. (4-d ed.). Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
 9. Bashta, T.M. (1974). Ob#emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem [Displacement Pumps and Hydraulic Hydraulic Motors]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
 10. Bashta T.M. (1977). Mashinostroitel'naja gidravlika [Engineering hydraulics]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
 11. Lur'e, Z.Ja., Kovalenko, I.V. (2003). Matematicheskaja model' kachajushhego uzla shesterennogo nasosa, kak ob#ekta mnogokriterial'noj optimizacii [Mathematical model of a pumping unit of a gear pump as an object of multi-criteria optimization]. *Vibracii v tehnikе i tehnologijah*, 3 (29), 9-13.[in Russian].
 12. The theoretical Flow ripple of an external gear Pump. A Thesis presented lo the Faculty of the Graduate School University of Missouri-Columbia In Partial Fulfillment Of the Requirements for the Degree Master of Science By Suresh Babu Kasaragadda Dr. Noah D. Manring. Thesis Supervisor December 2003. [in English].
 13. Casoli, P., Vacca, A., Berta, G. L. Optimization of Relevant Design Parameters of External Gear Pumps. Department of Industrial Engineering, University of Parma Viale G. P. Usberti 181/A, 43100 Parma, Italy Retrieved from <http://www.jfps.jp/proceedings/toyama2008/pdf/p1-05.pdf> [in English].
 14. Andrea Vacca Projects GearUnits / A. Vacca - Purdue University, 2006. *engineering.purdue.edu*. Retrieved from https://engineering.purdue.edu/Maha_AVteam/research%20projects/ProjectsGearUnitsSept16.pdf. [in English].
 15. Kinematic Displacement Optimization of External Helical Gear Pumps Kuo Jao Huang and Chih Chieh Chen. Department of Mechanical Engineering, Chung Hua University No. 707, Sec.2, Wu-Fu Rd., Hsinchu, Taiwan, 300 R.O.C. [in English].
 16. A Numerical Model for the Simulation of External Gear Pumps. Paolo Casoli, Andrea Vacca and Germano Franzoni Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma Parco Area delle Scienze 181/A, 43100 Parma, Italy. [in English].
 17. P. Casoli, A. Vacca, G.L. Berta. A numerical model for the simulation of flow in hydraulic external gear machines [Tener]: Power Transmission and Motion Control. 2006.-P. 147-165. [in English].
 18. Andrea V. Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications / Andrea V., Guidetti M. - MAHA Fluid Power Research Center, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, CASAPPA SPA, Cavalli di Collecchio, Parma, Italy – 2011. Режим доступа к работе: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1569190X11001018> [in English].
 19. Chernovol, M.I., Kulieshkov, Yu.V. (2008). Osnovni napriamy vdoskonalennia shesterennykh nasosiv sil'skohospodars'koi tekhniky [Main directions of improvement of gear wheels of agricultural machinery]. *Visnyk ahrarnoi nauky*, 8, 52 – 54 [in Ukrainian].
 20. Kuleshkov Ju.V., Osin R.A., Rudenko T.V., Matvienko A.A. (2008). Usovshenstvovanie matematicheskoi modeli mgnovennoj podachi shesterennogo nasosa [Improving the mathematical model of the instantaneous gear pump]. *Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia, Vol. 20*, 253–262. [in Russian].
 21. Kuleshkov, Yu.V., Chernovol, M.I., Rudenko, T.V. Hutsul, V.I., Osin, R.A. (2010). Doslidzhennia povedinky matematychnoi modeli pytomoho robochoho ob'iemu shesterennoho nasosa typu NSh vid parametriv zubchastoho zacheplennia [Investigation of the behavior of mathematical models of specific working volume gear pump type on the parameters of NSh gear]. *Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia, Vol. 23*, 380 – 390 [in Ukrainian].
 22. Kuleshkov, Ju.V., Rudenko, T.V. Osin, R.A., (2009). Povyshenie udel'noj podachi shesterennogo nasosa [Increase specific gear pump feed]. *MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture, Vol. 11A*, 193 – 206 [in Russian].
 23. Judin, E.M. (1964). Shesterennye nasosy. Osnovnye parametry i ih raschet [Gear pumps. Basic parameters and their calculation]. (2d ed.). Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
 24. Chinjaev I.A. (1969). Rotornye nasosy [Rotary pumps] . L.: Mashinostroenie [in Russian].

Yuriy Kuleshkov, Prof., DSc., **Timofey Rudenko**, Assoc. Prof., Phd tech. sci., **Mikhail Krasota**, Assoc. Prof., Phd tech. sci., **Ruslan Osin**, Assoc. Prof., Phd tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Decreasing of Mass and Dimensions Gear Pump Parameters by Optimizing Gear-tooth System Parameters

The object of the completed research is reducing mass and dimensions parameters of gear pump with saving of its technical characteristics and realization technical and economical effect.

As the result of the optimization gear-tooth system parameters of gear pump, the construction of gear pump with increased specific working volume and output was designed.

In the process of adapting the construction of an experimental pump with increased specific working volume to the production conditions, the possibility of decreasing of the gear width with keeping specific working volume, which corresponds to the standard value, was set. This made it possible to reduce the load on the pump bearings, with an offer of new dependence for calculating of the load on the pump bearing, which is determined by the gear-tooth system overlap coefficient.

In the process of designing a gear pump with optimal parameters and the adaptation to its operating parameters to standard values, was found the possibility of reducing the dimensions and mass of the designed pump.

gear pump, hydraulic oil, toothing, swept volume, megascopic specific volume, synergistic effect

Одержано (Received) 12.12.2018

Прорецензовано (Reviewed) 17.12.2018

Прийнято до друку (Approved) 20.12.2018

УДК 621.9.048.4

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2018.48.127-134>

О.Ф. Сіса, доц., канд. техн. наук, **В.В. Пукалов**, доц., канд. техн. наук, **В.В. Юр'єв**, асп.

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: sisaoleh@gmail.com

Розмірна обробка електричною дугою бічної поверхні зносостійкого інструменту

Виконано обґрунтування технологічної схеми формоутворення зовнішньої бічної поверхні пуансону, способом розмірної обробки електричною дугою з урахуванням особливостей фізичних механізмів їх утворення та гідродинамічних явищ в міжелектродному проміжку. Встановлені аналітичні зв'язки технологічних характеристик процесу розмірної обробки електричною дугою твердого сплаву ВК8 з режимами обробки і геометричними параметрами.

електрична дуга, пуансон, твердий сплав, інструмент, технологія, обладнання

О.Ф. Сіса, доц., канд. техн. наук, **В.В. Пукалов**, доц., канд. техн. наук, **В.В. Юр'єв**, асп.

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

Размерная обработка электрической дугой боковой поверхности износостойкого инструмента

Выполнено обоснование технологической схемы формообразования внешней боковой поверхности пуансона, способом размерной обработки электрической дугой с учетом особенностей физического механизма образования и гидродинамических явлений в межэлектродном промежутке. Установлены аналитические связи технологических характеристик процесса размерной обработки электрической дугой твердого сплава ВК8 с режимами обработки и геометрическими параметрами.

электрическая дуга, пуансон, твёрдый сплав, инструмент, технология, оборудование

© О.Ф. Сіса, В.В. Пукалов, В.В. Юр'єв, 2018