



Механізація, електрифікація

УДК 621.664
© 2019

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ПИТОМОГО РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

М.І. Черновол¹, Ю.В. Кулешков²

¹доктор технічних наук, член-кореспондент НААН

²доктор технічних наук

Центральноукраїнський національний технічний університет
пр. Університетський, 8, м. Кропивницький 25006, Україна
e-mail: ¹rector@kntu.kr.ua, ²kul090455@gmail.com

Надійшла 08.10.2018

Мета. Виявити ефект, який виникає в процесі оптимізації параметрів зубчастого зачеплення насоса шестеренного (НШ). **Методи.** Теоретико-експериментальні методи дослідження. **На основі розробленої математичної моделі процесу подачі шестеренного насоса запропоновано методику розрахунку оптимальних параметрів зубчастого зачеплення, де параметр оптимізації — коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень. Результати.** В процесі адаптації (до умов виробництва) конструкції експериментального насоса зі збільшеним питомим робочим об'ємом [21] виявили можливість зменшення ширини шестерні при збереженні робочого об'єму насоса, відповідного стандартним значенням. Це забезпечило можливість знизити навантаження на підшипники насоса, які, головним чином, відповідають за надійність насоса. Запропоновано нову залежність для розрахунку навантаження на підшипники насоса, яка багато в чому, як виявилось, визначається коефіцієнтом перекриття зубчастого зачеплення. У процесі проектування шестеренного насоса з оптимальними параметрами і адаптації його експлуатаційних параметрів до стандартних значень виявили синергетичний ефект, а саме: зменшення габаритних розмірів і маси спроектованого насоса. **Висновки.** Розроблена методика розрахунку параметрів зубчастого зачеплення качаючого вузла шестеренного насоса дала можливість спроектувати конструкцію НШ зі збільшеними питомим 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. Це зумовило синергетичний ефект, який реалізується в зменшенні габаритних розмірів і маси спроектованого насоса.

Ключові слова: шестеренний насос, робоча рідина, зубчасте зачеплення, робочий об'єм насоса, питомий робочий об'єм насоса, синергетичний ефект.

<https://doi.org/10.31073/agrovisnyk201901-08>

У багатьох роботах дослідники моделювали робочі процеси подачі шестеренного насоса [1–18]. В окремих працях дослідження були спрямовані на підвищення робочого об'єму шестеренного насоса [2–4, 8, 9, 11, 12–18]. Але акцентованої уваги дослідженням підвищення саме питомого робочого об'єму насоса шестеренного (НШ) учені не приділяли.

У наших публікаціях [19–22] зазначалося, що перспективним напрямом підвищення технічного рівня НШ є збільшення питомого робочого об'єму насоса (ПРОН).

На основі вивчення робочих процесів подачі робочої рідини в НШ розроблено математичну модель, яка більш детально описує ці процеси, та розроблено методику розрахунку зубчастого зачеплення (ЗЗ) качаючого вузла НШ з оптимальними параметрами.

Під оптимальними параметрами ЗЗ НШ розумітимемо таке зачеплення, яке забезпечує максимальне значення робочого об'єму насоса (РОН) для заданих умов проектування, зокрема габаритних розмірів насоса.

В якості параметра оптимальності приймаємо коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень [19–22].

Математична модель коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень K_v являє собою відношення робочого об'єму насоса до об'єму, що займають вінці шестерень насоса, тобто

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

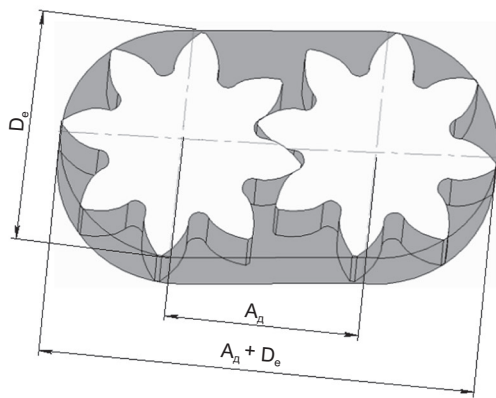
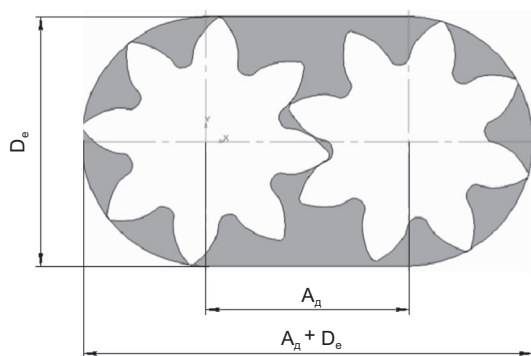
де V_0 — робочий об'єм насоса, мм³; D_e — діаметр вершин зубів шестерень, мм; A_d — міжосьова відстань, мм.

Геометричну інтерпретацію коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень наведено на рисунку.

З рисунка бачимо, що вінці шестерень (незафарбовані елементи) займають частину простору, який з бічної поверхні обмежується двома циліндричними поверхнями і двома паралельними площинами з боків у зоні міжосьового простору. Робоча рідина (на рисунку позначена темним кольором) займає частину цього простору в міжзубцевих западинах шестерень. Хоча шестерні й є активними елементами і перекачують робочу рідину з камери всмоктування до камери нагнітання, але вони займають значну частину простору качаючого вузла і тим самим зменшують об'єм робочої рідини. З цього витікає, що якщо нам вдасться зменшити об'єм, який займають шестерні, то тим самим ми зможемо збільшити робочий об'єм насоса, не змінюючи габаритних розмірів качаючого вузла насоса в цілому.

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

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



Геометрична інтерпретація коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень

де t_0 — крок зачеплення по основній окружності, мм.

Із зазначеного вище бачимо, що ПРОН залежить від параметрів ЗЗ шестерень НШ з відповідними обмежуючими умовами, визначає технічний рівень ЗЗ качаючого вузла насоса і може бути критерієм оптимізації ЗЗ НШ по подачі.

На основі запропонованої методики розраховано, спроектовано і виготовлено експериментальний НШ зі збільшеним ПРОН, при конструюванні якого використано результати теоретичних і експериментальних досліджень. Розраховане за пропонуваною методикою ЗЗ і відповідна конструкція НШ зі збільшеним ПРОН, дає можливість істотно збільшити РОН і подачу без зміни габаритних розмірів і маси насоса. Але який вираш від цього отримає виробник і споживач НШ?

Мета досліджень — визначити за рахунок чого підвищення ПРОН НШ забезпечить отримання технічного та економічного ефектів. Відповідь на це питання на перший погляд тривіальна: підвищення питомих показників веде до зменшення габаритних розмірів і масових характеристик технічної системи при збереженні або навіть збільшенні її експлуатаційних параметрів.

Підтвердженням тому такі факти. Габаритні розміри експериментального насоса НШ-32-Е, спроектованого за пропонуваною методикою зі збільшеним ПРОН, 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, РОН досяг значення 36,33 см³, що на 14,6% більше, ніж у серійного, а питома потужність, тобто потужність, що припадає на одиницю маси експериментального НШ-32-Е, на 17% більша порівняно з серійним насосом [19, 21].

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

Шестеренний насос у процесі проектування і виготовлення являє собою відкриту технічну систему. Крім того, відповідно до результатів досліджень [19, 21] установлено, що залежність параметра, який досліджується

(коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень), від параметрів ЗЗ носить нелінійний характер. В процесі проектування і виготовлення всі конструктивні параметри НШ взаємодіють між собою. Зазначені факти свідчать про те, що існують необхідні умови для виникнення синергетичного ефекту. У виявленні останнього і полягає завдання цього дослідження.

Адаптація конструкції експериментального НШ зі збільшеним питомим робочим об'ємом до умов виробництва. У світовій практиці з метою підвищення ефективності організації виробництва всі насоси, що виробляються, розбивають на типорозмірні ряди. В Україні використовують такі типорозмірні ряди: 1, 2, (2,5), 3, 4 і 5. Кожний типорозмірний ряд відрізняється своїм типом ЗЗ. Найбільш масово виробляються насоси 3-го типорозмірного ряду з РОН $V_0=20\ldots 50$ см³, а серед них виділяються насоси з РОН $V_0=32$ см³. Перехід від одного типорозміру до іншого всередині типорозмірного ряду здійснюють зміною ширини вінця шестерні — b .

У процесі оптимізації ЗЗ качаючого вузла отримали НШ, у якого РОН становить $V_0=36,33$ см³. Для приведення РОН експериментального НШ до стандартного значення $V_0=32$ см³ слід зменшувати ширину шестерні. Зменшення ширини шестерень призводить до зниження навантаження на підшипники ковзання, що створює об'єктивні передумови для зменшення їх довжини, а значить і висоти всього насоса, тобто непередбаченого 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 спрощеною формулою визначають відповідно до емпіричної залежності [8–10, 23, 24]:

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

де p — тиск, що розвивається насосом, Па; b — ширина шестерні, м; D_e — зовнішній діаметр шестерень, м; $K=0,75\ldots 0,85$ — коефіцієнт пропорційності.

Існують й інші оцінки коефіцієнта пропорційності $K=0,65\ldots 1,15$. Однак, в літературі відсутні відомості про принципи вибору цього коефіцієнта, а такий великий діапазон значень коефіцієнта K пояснюється його експериментальним визначенням для різних типорозмірів насосів. Відповідно до формули

(3) для всіх 33, незалежно від їх параметрів, дається одна й та сама оцінка коефіцієнта пропорційності: $K=0,85$ [8–10, 23, 24].

Для відповіді на це поставимо собі запитання, чому коефіцієнт пропорційності K не дорівнює одиниці? Відповідь очевидна — це пояснюється тим, що частина площі шестерні, на яку впливають гідравлічні сили, закривається від їх впливу шестернею, що сполучається з нею. Іншими словами коефіцієнт пропорційності K у формулі (3) визначається коефіцієнтом перекриття зубчастого зачеплення НШ.

Нами пропонується залежність для визначення усередненого навантаження на шестерню, яка б враховувала вплив на це навантаження коефіцієнта перекриття 33 НШ

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

де A — міжосьова відстань, мм; G — довжина більшої осі НШ, мм; D_e — зовнішній діаметр шестерень, мм; b — ширина шестерень, мм.

Ступінь впливу коефіцієнта перекриття 33 враховуватиметься автоматично для кожного розглянутого 33. Це можна зрозуміти з таких міркувань. Коефіцієнт перекриття 33 можна визначити із залежності [23, 24]

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

де d_0 — діаметр основного кола, мм; α — кут зубчастого зачеплення, град; t_0 — крок зубчастого зачеплення, мм.

Із залежності (5) міжосьову відстань можна знайти за виразом

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

Або з урахуванням того, що крок зубчастого зачеплення виражається, як

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

де m — модуль зубчастого зачеплення (мм), залежність (6) запишемо у вигляді

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

З урахуванням [23, 24] того, що

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

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

де z — кількість зубів шестерень; γ_e — кут вершини евольвенти профілю зуба, град;

α_0 — кут вихідного контуру, град., після нескладних перетворень, одержимо

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

Зусилля від гідравлічних сил, що впливають на шестеренні насоси, можна визначити відповідно до залежності (4). Тоді, підставивши у вираз (4) вираз (11), після відповідних перетворень з урахуванням (9), отримаємо остаточно

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

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

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

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

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

З наведених розрахунків пропонується залежність (13) дає дещо завищену оцінку навантаження (на 6,5%), що попереджає недооцінку навантаження шестерень.

Із зазначеного вище випливає припущення про те, що, приводячи РОН 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, можна очікувати зменшення навантаження на цапфи шестерень, що дасть можливість зменшити їх довжину. Тиск на цапфи шестерень було запропоновано визначати відповідно до залежності

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

де $d_{\text{ц}}$ — діаметр цапф, мм; $L_{\text{ц}}$ — довжина однієї цапфи, мм.

Результати розрахунків параметрів насоса наведено в таблиці. Аналізуючи отримані дані бачимо, що при приведенні РОН 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, й висоту насоса загалом.

Зменшення сумарної довжини цапф із 54 до 47 мм (див. табл.) дає можливість

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

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

вирівняти навантаження на цапфи шестерень до рівня, що відповідає серійному насосу. Таким чином, завдяки оптимізованим параметрам пропонуваного ЗЗ вдалося зменшити висоту шестерень на 10 мм, а це значить, що висоту кожної втулки можна також зменшити на 3,5 мм, а висоту корпусу — на 10 мм. З цього випливає, що ЗЗ з оптимальними параметрами, що пропонується, дає змогу знизити матеріаломісткість, енергоємність і собівартість виготовлення НШ за рахунок зменшення його габаритних розмірів і розмірів його елементів не менше ніж на 10%.

Із зазначеного вище випливає, що в процесі адаптації конструкції експериментального НШ створено достатні умови для отримання синергетичного ефекту: завдяки збільшенню питомого РОН стало можливим зменшити ширину шестерень, що дало можливість знизити навантаження на цапфи шестерень і, відповідно виникла можливість зменшити їх довжину. Зменшення довжини цапф дало змогу знизити

як габаритні розміри, так і масу насоса. Тобто використання ЗЗ з оптимальними параметрами дає змогу зменшити ширину шестерні на 3 мм (13,6%), що становить 4,17% від висоти качаючого вузла. Але це, в свою чергу, зменшує площу на яку діють гідравлічні сили, що додатково дає можливість зменшити довжину цапф ще на 7 мм (14%) у сумі на 2 цапфи, що становить 9,7% висоти качаючого вузла. А загалом висоту качаючого вузла, що комплектується з шестернями з оптимальними параметрами, можна знизити на 10 мм, (13,89%), у чому й полягає виникнення синергетичного ефекту.

Розрахунковий річний економічний ефект від впровадження запропонованих змін в конструкцію НШ становить 25–40 грн у розрахунку на один насос. Економічний ефект досягається за рахунок зменшення витрат на матеріали і на виготовлення деталей НШ зі зменшеними розмірами: ширини вінця і цапф шестерень, що дає можливість знизити висоту втулок, корпусу і насоса загалом.

Висновки

Розроблена методика розрахунку параметрів зубчастого зачеплення качаючого вузла шестеренного насоса дала можливість спроектувати конструкцію НШ зі збільшеним питомим робочим об'ємом і подачею. При цьому коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень експериментального насоса зріс до значення

0,3323, що на 11% більше, ніж у серійного насоса, а РОН досяг значення $36,33 \text{ см}^3$, що на 14,6% більше, ніж у серійного, питома потужність — на 17% більша порівняно з серійним насосом.

У процесі проектування шестеренного насоса з оптимальними параметрами і адаптації його експлуатаційних

параметрів до стандартних значень виявлено синергетичний ефект, який реалізується в зниженні габаритних розмірів і маси проектного насоса на величину істотно більш значиму, ніж очікувалося.

Розрахунковий річний економічний ефект

Черновол М.І.¹, Кулешков Ю.В.²

Центральноукраїнський національний технічний університет, пр. Университетский, 8, г. Кропивницький, 25006, Україна; e-mail: ¹rector@kntu.kr.ua, ²kul090455@gmail.com

Исследование эффективности повышения удельного рабочего объема шестеренного насоса

Цель. Обнаружить эффект, который возникает в процессе оптимизации параметров зубчатого зацепления насоса шестеренного (НШ). **Методы.** Теоретико-экспериментальные методы исследования. На основе разработанной математической модели процесса подачи НШ предложена методика расчета оптимальных параметров зубчатого зацепления, где параметр оптимизации — коэффициент использования объема венцов шестерен. **Результаты.** В процессе адаптации (к условиям производства) конструкции экспериментального насоса с увеличенным удельным рабочим объемом [21] выявили возможность уменьшения ширины шестерни при сохранении рабочего объема насоса, соответствующего стандартным значениям. Это дало возможность снизить нагрузку на подшипники насоса, которые главным образом отвечают за надежность насоса. Предложена новая зависимость для расчета нагрузки на подшипники насоса, которая во многом, как оказалось, определяется коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления. В процессе проектирования шестеренного насоса с оптимальными параметрами и адаптации его эксплуатационных параметров к стандартным значениям обнаружили синергетический эффект, а именно: уменьшение габаритных размеров и массы спроектированного насоса. **Выводы.** Разработанная методика расчета параметров зубчатого зацепления качающего узла шестеренного насоса дала возможность спроектировать конструкцию НШ с увеличенным удельным рабочим объемом и подачей. При этом коэффициент использования объема венцов шестерен экспериментального насоса вырос до значения 0,3323, что на 11% больше, чем у серийного насоса, а рабочий объем насоса достиг значения 36,33 см³, что на 14,6% больше чем у серийного насоса. Это обусловило синергетический эффект, который реализуется в снижении габаритных размеров и массы спроектированного насоса.

Ключевые слова: шестеренный насос, рабочая жидкость, зубчатое зацепление, рабочий объем насоса, удельный рабочий объем насоса,

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

синергетический эффект.

<https://doi.org/10.31073/agrovisnyk201901-08>

Chernovol M.¹, Kuleshkov Yu.²

Central Ukrainian National Technical University, Prospekt Universytetskyi, 8, Kropyvnytskyi, 25006, Ukraine; e-mail: ¹rector@kntu.kr.ua, ²kul090455@gmail.com

Increase of the functional parameters of the gear pump of agricultural machinery by increasing its specific working volume

The purpose. To detect effect which originates during optimization of parameters of toothing of gear pump (GP). **Methods.** Theoretical-experimental methods of probe. On the basis of the developed mathematical model of process of feed of GP the design procedure is offered of optimum parameters of toothing, where parameter of optimization is the coefficient of use of volume of wreaths of sprockets. **Results.** During adaptation (to production conditions) of the construction of experimental pump with the augmented specific working volume they determined an opportunity of decreasing width of a cone at saving working volume of pump matching standard norms. It made it possible to reduce load on bearings of pump which primarily were responsible for reliability of the pump. New dependence is offered for account of load on bearings of pump, which in many aspects is determined by coefficient of overlapping of toothing. During designing the gear pump with optimum parameters and adaptation its operation parameters to standard norms they found synergetic effect, namely: decrease of overall dimensions and mass of the designed pump. **Conclusions.** The developed design procedure of parameters of toothing of rocking node of gear pump made it possible to design construction of GP with augmented specific working volume and feed. Thus coefficient of use of volume of wreaths of sprockets of the experimental pump grew up to 0,3323, that on 11% was more than at serial pump, and working volume of pump reached 36,33 cm³, that on 14,6% was more than at serial pump. It stipulated synergetic effect which was implemented in lowering overall dimensions and mass of the designed pump.

Key words: gear pump, hydraulic fluid, toothing, working volume of pump, specific working volume of pump, synergetic effect.

<https://doi.org/10.31073/agrovisnyk201901-08>

Бібліографія

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. Кудряцев 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 гидропередатчиков; под ред. В.Н. Прокофьева. Москва: Высшая школа, 1968. 399 с.
6. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа. Теория, конструкция, проектирование. Москва: Машиностроение, 1971. 207 с.
7. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. 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. *Вибрации в технике и технологиях*. 2003. № 3 (29). С. 9–13.
12. The theoretical Flow ripple of an external gear Pump. A Thesis presented to 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.jfaps.jp/proceedings/toyama2008/pdf/p1-05.pdf>
14. Vacca A. Projects GearUnits. 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. Casoli P., Vacca A., Berta G.L. 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., Guidetti M. Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications. 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. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація»*. Кіровоград, КНТУ, 2008. № 20. С. 253–262.
21. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В., Гуцул В.І., Осин Р.А. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зацеплення. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація»*. Вип. 23. Кіровоград, 2010. 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*. V. 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.