

Міністерство освіти і науки України

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

**Васильєв Євген Анатолійович**

УДК 693.6.002.5

**Диференціальний розчинонасос із гідравлічним  
компенсатором пульсації тиску**

05.05.02 – Машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій

**Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук**

Полтава – 2009

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Полтавському національному технічному університеті імені Юрія Кондратюка Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор  
**Онищенко Олександр Григорович**,  
Полтавський національний технічний університет імені  
Юрія Кондратюка, завідувач кафедри будівельних машин  
та обладнання, заслужений працівник вищої освіти  
України

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Назаров Леонід Володимирович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет, професор кафедри підйомно-транспортних,  
будівельних, дорожніх машин та обладнання, заслужений  
працівник освіти України;

кандидат технічних наук, доцент  
**Матвієнко Андрій Михайлович**,  
Полтавський національний технічний університет імені  
Юрія Кондратюка, доцент кафедри обладнання нафтових і  
газових промислів.

Захист відбудеться "16" грудня 2009 року, о 13<sup>30</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 44.052.01 Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка за адресою: 36011, м. Полтава, Першотравневий проспект, 24.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка за адресою: 36011, м. Полтава, Першотравневий проспект, 24.

Автореферат розісланий "9" листопада 2009 року.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради,  
канд. техн. наук, доцент



М.П. Нестеренко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** На даний час в Україні при зведенні будівель та споруд значну частину загальної трудомісткості (до 25%) складають штукатурні роботи. Вони переважно виконуються за допомогою штукатурних станцій, до основного обладнання яких сьогодні відносять поршневі розчинонасоси з тиском подачі до 4 – 6 МПа і продуктивністю 2 – 6 м<sup>3</sup>/год. Одним із важливих для виконання опоряджувальних робіт є завдання забезпечення низької пульсації тиску подачі у зв'язку з необхідністю подолання відскоків часток розчинної суміші від конструкцій, на котрі вона наноситься методом безкомпресорного соплування. Зниження пульсації тиску подачі також призводить до зменшення енерговитрат на трубопровідне транспортування будівельних розчинних сумішей.

Цим вимогам відповідають диференціальні розчинонасоси подвійної дії, які не потребують додаткового обладнання для зменшення пульсації тиску у вигляді компенсаторів пульсації тиску. Проте застосування цих пристроїв збільшує габарити конструкції та її вагу. До недоліків двопоршневих розчинонасосів зі зниженим рівнем пульсації, таких як КА-139 німецької фірми «Путцмайстер», РН-3,6 (ПолтНТУ), можна віднести складність транспортування, технічного обслуговування і поточного ремонту. Рациональне співвідношення між вагою конструкції, її складністю й ефективністю роботи забезпечують такі диференціальні розчинонасоси конструкції ПолтНТУ, як РН2:4, РН2:4А, РНГ-4 та ін.

Проаналізувавши ефективність вищенаведених конструкцій і оцінивши при цьому результати їх впровадження у будівельне виробництво, в дисертаційній роботі автор уперше запропонував спрощену конструкцію диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску. Його конструкція відрізняється від вищенаведених тим, що вісь ходу поршня є горизонтальною та збігається із центром закріплення кривошипа, що значно спрощує конструкцію й зменшує габарити привода. Вісь робочих камер виконана вертикальною для поліпшення роботи кульових клапанів. Гідравлічний компенсатор має таку конструкцію та розташування, що забезпечує мінімальні габаритні розміри розчинонасоса.

Таким чином, розчинонасос, який пропонується, забезпечує як малоімпульсну подачу розчинної суміші, так і достатньо високий об'ємний коефіцієнт корисної дії. Простота конструкції забезпечує надійність, легкість обслуговування та поточного ремонту.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тема даної дисертаційної роботи включена до розробленої Полтавським національним технічним університетом імені Юрія Кондратюка держбюджетної науково-дослідницької роботи №67/07 «Створення пересувного малогабаритного штукатурного агрегату нового покоління з розробленням комплексно-механізованої технології оштукатурювання» (номер державної реєстрації 0107 U 000938), яка затверджена Міністерством освіти і науки України й відповідає напряму наукових досліджень кафедри будівельних машин і обладнання.

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є поліпшення якості проведення оздоблювальних робіт та підвищення ефективності транспортування розчинних сумішей до місця їх проведення шляхом розроблення і наукового дослідження ефективної конструкції диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску, який поєднує в

собі позитивні характеристики вищевказаних типів розчинонасосів та позбавлений їх недоліків, для чого теоретично обґрунтовані й експериментально досліджені фактори, які впливають на ефективність роботи розчинонасоса, що створюється. Їх визначення дозволить розробити конструктивні елементи розчинонасоса для забезпечення малоімпульсності подачі.

Для досягнення визначеної мети в дисертаційній роботі необхідно розв'язати такі основні завдання:

1. Проаналізувати стан проблеми та визначити шляхи підвищення ефективності транспортування й нанесення за допомогою розчинонасосів будівельних розчинних сумішей на поверхні, що оброблюються.

2. Теоретично проаналізувати та експериментально дослідити механізм утворення незворотних втрат розчинної суміші в робочих камерах розчинонасоса, розробити загальну методику їх розрахунку для розчинонасосів з електромеханічним приводом.

3. Провести експериментальні дослідження впливу реологічних характеристик будівельних розчинних сумішей, конструктивних та кінематичних параметрів розчинонасоса на величину його об'ємного ККД.

4. Вивчити характер руху розчинних сумішей, що перекачуються, у робочих камерах різних конструкцій щодо розподілення траєкторій і швидкостей. Розробити форму й геометричні характеристики внутрішньої поверхні робочої камери, яка буде забезпечувати стабільну роботу розчинонасоса при перекачуванні малорухомих сумішей за рахунок зменшення величини місцевих гідравлічних опорів і надійного спрацювання кульових клапанів на закривання.

5. Теоретично визначити та експериментально підтвердити вплив рівня об'ємного ККД на таке співвідношення діаметрів поршня й перерізу його штока диференціального робочого органа, при якому подача розчинної суміші в обох тактах буде однаковою.

6. Дослідити процес заповнення камери гідравлічного компенсатора пульсації тиску робочою рідиною в необхідному об'ємі та автоматичного підтримання її кількості впродовж тривалої роботи розчинонасоса при можливих втратах робочої рідини через ущільнюючі пристрої поршня й штока для запобігання збільшенню пульсації тиску подачі.

7. Розробити метод керування електроприводом розчинонасоса для забезпечення закону руху робочого органа, наближеного до постійної швидкості, протягом циклу роботи з метою зменшення величини пульсації тиску подачі розчинної суміші.

8. На основі проведених досліджень створити нову конструкцію диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску, який поєднує простоту конструкції з ефективністю роботи. Упровадити результати дисертаційної роботи у будівельне виробництво та навчальний процес.

**Об'єкт дослідження** – диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску, який має горизонтальну насосну колонку та вертикально розташовану робочу камеру і призначений для перекачування будівельних розчинних сумішей різної рухомості до місць їх механізованого нанесення на оброблювані поверхні.

**Предмет дослідження** – робочі процеси диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску, які відбуваються в усмоктувальній та нагнітальній камерах у процесі транспортування розчинної суміші, а також механізм впливу сумарних втрат суміші й витоків рідини з порожнини гідравлічного компенсатора на загальну ефективність роботи.

**Методи дослідження.** Для оброблення вихідних даних, отриманих у процесі експериментів, використовувалися прийоми багатофакторного аналізу, математичного моделювання та комп'ютерної обробки даних шляхом застосування числових і символічних методів обчислень. Використання цих методів завдяки їх точності та загальноновизнаності забезпечило наукову обґрунтованість відповідних позицій щодо визначення раціонального робочого процесу запропонованого диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску.

Експериментальні дослідження роботи розчинонасоса проводилися у лабораторних та виробничих умовах із застосуванням його дослідної моделі.

Вплив властивостей розчинних сумішей і різних конструктивних виконань гідравлічного компенсатора при розробленні нового розчинонасоса на характер протікання його робочих процесів та загальну ефективність роботи досліджувався шляхом вивчення величини тиску потоку на різних ділянках розчинопроводу, руху кульки нагнітального клапана, вимірюванням фактичної продуктивності розчинонасоса на різних режимах його роботи.

Визначення ефективності роботи розчинонасоса виконувалося шляхом перекачування вапняно-піщаних розчинних сумішей складу 1:3 різної рухомості по розчинопроводах змінної довжини та складу – металевих і гумотканиних – при різній наповненості робочої камери гідравлічного компенсатора рідиною.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в тому, що вперше:

- теоретично досліджена й експериментально встановлена залежність ефективності роботи розчинонасоса та рівня пульсації тиску в напірній магістралі від ступеня наповненості камери гідравлічного компенсатора робочою рідиною;

- досліджений вплив рівня об'ємного ККД на оптимальне співвідношення діаметрів поршня та перерізу штока диференціального робочого органа, при якому пульсація тиску буде найменшою;

- вивчена можливість застосування електронного регулювання електропривода розчинонасоса для зміни закону руху робочого органа з метою зменшення пульсації тиску;

- досліджений характер руху розчинних сумішей, які перекачуються, в усмоктувальних робочих камерах різних конструкцій щодо розподілення траєкторій і швидкостей;

удосконалене:

- проведено зменшення «шкідливого» об'єму робочої камери шляхом зміни її конструктивних параметрів;

дістало подальшого розвитку:

– теоретичне розкриття механізму утворення незворотних втрат розчинної суміші впродовж циклу роботи при перекачуванні її розчинонасосом.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в наступному:

- розроблена конструкція гідравлічного компенсатора пульсації тиску, застосування якого в даному розчинонасосі забезпечує його роботу в диференціальному режимі;
- визначені геометричні параметри робочого органа розчинонасоса, що дозволяють зменшити рівень пульсації тиску подачі;
- за допомогою комп'ютерного моделювання на основі розподілення траєкторій і швидкостей руху розчинної суміші розраховані розміри та форма робочої камери розчинонасоса;
- на основі досліджень впливу величини витоків робочої рідини з гідравлічного компенсатора на рівномірність подачі розчинної суміші в тактах роботи розчинонасоса розроблений пристрій для автоматичного дозаповнення й подальшої компенсації втрат робочої рідини в камері гідравлічного компенсатора;
- розроблені пристрій та схема підключення розчинонасоса до регулятора частоти електричного струму, який керує частотою обертання електродвигуна, в результаті чого забезпечується режим роботи із зниженою пульсацією тиску подачі;
- на основі проведених наукових досліджень створений диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску;
- результати дисертаційної роботи впроваджені у будівельне виробництво, в узагальнення держбюджетної тематики, затвердженої Міністерством освіти і науки України (державний реєстраційний номер 0107 U 000938), у навчальному процесі при підготовці фахівців зі спеціальності «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання», а також у курсовому й дипломному проектуванні.

**Особистий внесок здобувача** полягає в теоретичному обґрунтуванні робочих процесів, дослідженні, розробленні й упровадженні у виробництво диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску, який має підвищений ККД і знижену пульсацію подачі. Розкриті механізми впливу розглянутих видів втрат розчинної суміші (зворотних витоків через клапанні вузли та втрат через стиснення і розширення сумішей, які містять розчинене та вільне повітря) на величину об'ємного ККД. Розроблена конструкція механізму дозаповнення, що дозволило розв'язати проблему автоматичного підтримання на необхідному рівні робочої рідини в гідравлічному компенсаторі пульсації тиску. Застосоване електронне регулювання частоти обертання електродвигуна розчинонасоса з метою зменшення пульсації тиску подачі розчинної суміші.

**Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій** забезпечується завдяки створеній математичній моделі, використанню стандартних припущень та відомих математичних методів і підтверджується збігом експериментальних та теоретичних досліджень при відхиленні розрахункових і фактичних даних не більше 5%. Достовірність експериментальних даних при проведенні досліджень забезпечувалася проведенням необхідної кількості повторів вимірів та позитивними результатами випробувань у виробничих умовах.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертації доповідались та були схвалені на наукових конференціях науково-педагогічного колективу ПолтНТУ

(2004, 2005, 2006, 2007, 2008 рр.); Міжнародній науково-технічній конференції «Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин» (м. Харків, 2004 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Транспорт. Дорожні та будівельні машини» (м. Кременчук, 2005 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Полтава, 2005 р.); Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Наука и образование – 2007» (<http://www.rusnauka.com>) та Міжнародній науково-технічній конференції «Створення й експлуатація нових машин та обладнання для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій» (м. Полтава, 2008 р.). Об'єкт дослідження було експоновано на X Міжрегіональній спеціалізованій будівельній виставці «ЕнергоДім» (м. Полтава, 7 – 9 вересня 2006 р.); VIII Міжрегіональній виставці «Полтава будівельна – 2007» (м. Полтава, 22 – 24 лютого 2007 р.); IX Міжрегіональній виставці «Полтава будівельна – 2008» (м. Полтава, 27 – 29 лютого 2008 р.); Загальнодержавній виставковій акції «Барвіста Україна» з 20 по 23 серпня 2008 р. в Національному комплексі «Експоцентр України» в експозиції Полтавської області. На диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску отримано акт упровадження.

**Публікації.** На тему дисертаційної роботи опубліковано 11 наукових робіт у фахових виданнях, у тому числі 9 статей у збірниках наукових праць, 2 – у науково-технічних журналах. За темою дисертації по результатах досліджень також одержано 5 деклараційних патентів України на корисну модель.

**Структура й обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел у кількості 148 найменувань та 10 додатків (69 с.). Загальний обсяг дисертації складає 131 с. машинописного тексту. Вона містить 59 рисунків і 4 таблиці.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційного дослідження, сформульовано мету дисертації, завдання і методи їх розв'язання, відзначено новизну запропонованих до захисту наукових положень та практичну цінність роботи, наведена інформація про результати їх апробації й упровадження у практику.

У **першому розділі** «Аналіз існуючих конструкцій розчинонасосів за літературними джерелами» виконаний аналіз схем існуючих розчинонасосів об'ємної дії, вивчена низка конструкцій цих машин, які розглядаються відносно властивостей будівельних розчинних сумішей, що перекачуються. Проаналізовані шляхи вдосконалення розглянутих конструкцій. Це дало змогу обґрунтувати вибір теми дисертаційного дослідження.

У розвиток теорії та практики перекачування будівельних розчинних сумішей трубопроводами за допомогою розчинонасосів значний внесок зробили колективи науково-дослідних, проектно-конструкторських і навчальних установ: КНТУБА, ПДАБА, ХДТУБА, ПолтНТУ та ін. Вагомий внесок у дослідження конструкцій розчинонасосів і систематизацію раніше отриманих знань зробили відомі вчені та інженери: М.І. Альошин, В.Л. Баладінський, Н.С. Болотських, С.С. Добронравов, В.М. Євстифєєв, І.А. Ємельянова, Г.Б. Івянський, Б.О. Коробко, О.М. Лівінський, В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, Л.В. Назаров, В.В. Нічке, О.Г. Онищенко, Є.П. Парфьонов, В.Й. Сівко, В.У. Уст'янцев, Л.А. Хмара й інші.

Проаналізовані основні особливості розчинних сумішей як середовища, яке перекачується, стосовно їх впливу на утворення незворотних втрат у процесі перекачування; абразивної дії на складові циліндро-поршневої групи та виникнення явища пробкоутворення.

При аналізі існуючих розчинонасосів вітчизняного й іноземного виробництва особлива увага приділена конструкціям, що забезпечують диференціальний режим роботи, оскільки саме він забезпечує помірну пульсацію тиску подачі розчинної суміші без необхідності застосування додаткових компенсаторів. Розглянуті різні конструктивні особливості розчинонасосів, які забезпечують диференціальний режим роботи, а саме: використання двох циліндрів, проточних поршнів, комбінованих приводів поршнів, гідравлічних приводів.

У попередніх дослідженнях зроблений вагомий внесок для розкриття механізму визначення об'ємного ККД розчинонасосів, але цей механізм і методика розрахунку охоплюють не всі види втрат розчинної суміші при перекачуванні її розчинонасосами та здебільшого можливі тільки для вже існуючих конструкцій, а не для тих, які знаходяться на стадії проектування.

Визначені основні напрями забезпечення вимог ефективної роботи розчинонасосів – зменшення пульсації подачі, поліпшення всмоктувальної здатності, зниження рівня незворотних втрат розчинної суміші, зменшення металоємності, поліпшення ремонтпридатності та надійності конструкції. Запропоновано конструкцію диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску, яка найбільш повно відповідає висунутим вимогам.

У **другому розділі** «Теоретичні передумови дослідження процесу і параметрів роботи диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску» запропонована конструктивна схема диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску (рис. 1).

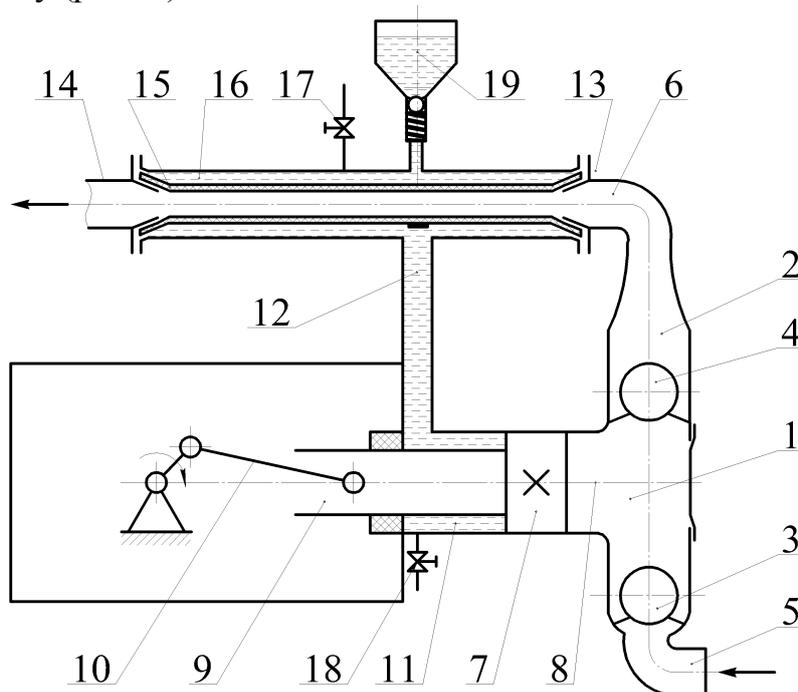


Рис. 1. Схема диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску

Розчинонасос працює таким чином. Під час усмоктувального ходу поршня в усмоктувальній робочій камері 1 створюється розрідження, внаслідок чого кульовий клапан 3 відкривається й розчинна суміш через патрубок 5 усмоктується в камеру 1. Одночасно робоча рідина 16 гідравлічного компенсатора 13 витискується зі штокової порожнини 11 в привідну камеру 12 і, стискаючи трубчасту гумотканинну діафрагму 15, витискає суміш у патрубок 14.

При нагнітальному ході поршня розчинна суміш з камери 1 через кульовий клапан 4, який відкрився, та патрубок 6 витискується в трубчасту діафрагму 15. При цьому одна частина розчинної суміші, котра надійшла до діафрагми, йде на її заповнення, що призводить до відповідного збільшення внутрішнього об'єму даного елемента за рахунок відтоку робочої рідини в штокову порожнину, котра розширюється, а друга частина витискується в патрубок 14.

Оскільки площі перерізів поршня й штока співвідносяться відповідно до залежності (5), то порції розчинної суміші, що перекачується, які надходять до патрубку 14 під час ходу поршня 8 в обидва боки, будуть однакові. Тобто диференціальний насос працюватиме за принципом подвійної дії. Пристрій для автоматичного дозаповнення робочої рідини 19 запобігає її витокам у процесі роботи. Заповнення гідравлічного компенсатора здійснюється через кран 17, а злив (у випадку забруднення робочої рідини абразивними частинками) – через кран 18.

Уперше обґрунтовані закономірності, які враховують чотири види втрат розчинної суміші, що виникають у процесі роботи, та дозволяють кількісно оцінити величину об'ємного ККД ще на етапі проектування

$$\eta_{об} = \frac{Q_o}{Q_m} \cdot 100, \% , \quad (1)$$

де  $\eta_{об}$  – об'ємний ККД;  $Q_o$  – дійсна подача розчинонасоса, м<sup>3</sup>/с;  $Q_m$  – теоретична подача розчинонасоса, м<sup>3</sup>/с.

Дійсна подача розчинонасоса за цикл роботи (один оберт кривошипа) менша від теоретичної на величину незворотних втрат розчинної суміші, які складаються із чотирьох видів,

$$\sum q_i = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \quad (2)$$

де  $q_1$  – втрати через неповне заповнення всмоктувальної робочої камери розчинною сумішшю у такті всмоктування внаслідок розширення під дією розрідження, м<sup>3</sup>;  $q_2$  – втрати через стиснення розчинної суміші в усмоктувальній робочій камері після закриття всмоктувального клапана під дією надлишкового тиску подачі, м<sup>3</sup>;  $q_3$  – зворотні витoki розчинної суміші із всмоктувальної робочої камери на початку такту нагнітання через усмоктувальний клапан, м<sup>3</sup>;  $q_4$  – зворотні витoki розчинної суміші з нагнітальної робочої камери до всмоктувальної робочої камери через нагнітальний клапан при його закритті на початку такту всмоктування, м<sup>3</sup>.

Розрахунок складових  $q_1$  та  $q_2$  очевидний і полягає в добутку величини максимального та мінімального об'єму робочої камери на відповідні коефіцієнти розширення  $\varepsilon_p$  і стиснення  $\varepsilon_{стисн}$  будівельної розчинної суміші.

Складова  $q_3$  визначається із залежності

$$q_3 = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \int_0^{\varphi_3} \left( r \cdot \sin(\varphi) - \frac{r^2 \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) - \pi \left( R - \sqrt{R^2 - r_c^2} \right)^2 \left( R - \frac{R - \sqrt{R^2 - r_c^2}}{3} \right) + V_B, \quad (3)$$

де  $D_n$  – діаметр поршня, м;  $\varphi_3$  – кут повороту кривошипа, якому відповідає момент закриття всмоктувального клапана, рад;  $r$  – радіус кривошипа, м;  $R$  – радіус кульки клапана, м;  $r_c$  – радіус сідла клапана, м;  $V_B$  – підклапанний «мертвий» об'єм, м<sup>3</sup>.

Механізм утворення і методика розрахунку втрат  $q_4$  аналогічна методиці розрахунку втрат  $q_3$ , різниця між ними полягає в тому, що зазвичай нагнітальний клапан є підпружиненим, що призводить до більш швидкого його закривання і, як наслідок, до зменшення втрат розчинної суміші через нього. Це враховується значенням величини  $\varphi_3$  у формулі (3).

За допомогою аналізу моделі всмоктувальної робочої камери в програмі скінченно-елементного аналізу ANSYS 8.1<sup>1</sup> були визначені кути найбільшого тиску  $\varphi_m$  на кульку клапана для різних випадків висоти робочої камери (рис. 2), які характеризувалися відношенням відстані від осі поршня до центра кульки усмоктувального клапана в його найвищому положенні  $l_{max}$  до діаметра кульки  $d_k$ .

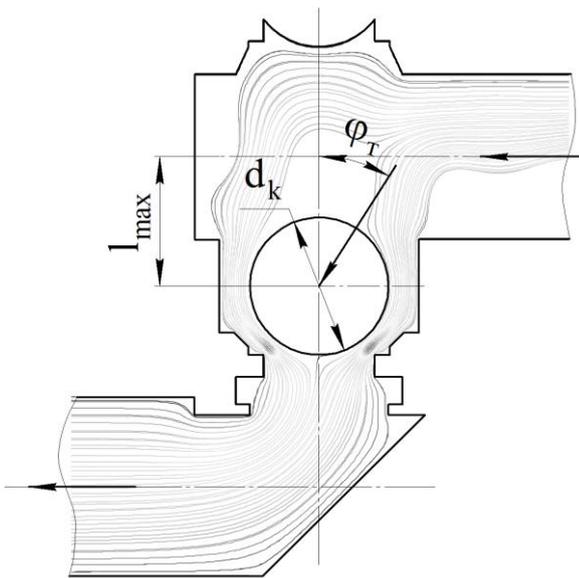


Рис. 2. Усмоктувальна робоча камера з кутом найбільшого тиску  $\varphi_m$

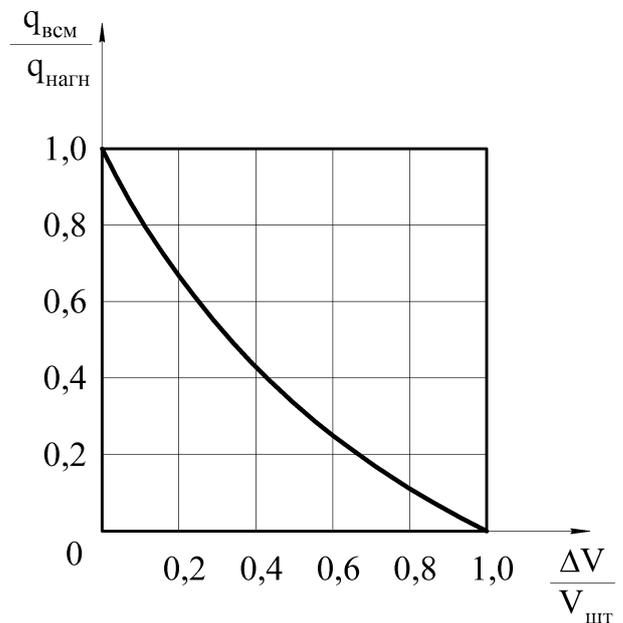


Рис. 3. Графік залежності відношення подач у тактах усмоктування і нагнітання  $q_{всм} / q_{нагн}$  від величини витоків робочої рідини  $\Delta V / V_{шт}$

Ці кути ( $\varphi_m$ ) показують, в якому напрямі буде рухатися кулька клапана в момент закриття. Встановлено, що чим менша висота робочої камери, що, у свою чергу, забезпечує

<sup>1</sup> <http://www.ansys.com>

мінімальний «шкідливий» об'єм, тим більший цей кут. Велике значення кута найбільшого тиску призводить до погіршення спрацювання клапана на закриття та може призвести до «зависання» кульки клапана при перекачуванні розчинних сумішей зниженої рухомості.

Для нормальної роботи диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску важливу роль відіграє заповнення камери компенсатора, гідравлічно пов'язаної зі штоковою порожниною робочого циліндра, достатньою кількістю робочої рідини.

У випадку, якщо втрати робочої рідини з компенсатора відбулися через спрацювання манжетних ущільнень, то поршень деяку частину шляху, залежно від кількості втрат робочої рідини, не буде створювати робочого тиску на трубчасту діафрагму, а рухатиметься вхолосту, компенсуючи розрідження, що викликає дисбаланс у порціях подачі розчинної суміші в напірний трубопровід у тактах усмоктування та нагнітання (рис. 3), а через це збільшиться пульсація тиску подачі.

Відношення подач розчинної суміші в тактах залежно від витоків робочої рідини з камери гідравлічного компенсатора описується залежністю

$$\frac{q_{всм}}{q_{нагн}} = \frac{(D_n^2 - d_{шт}^2) \cdot \left(1 - \frac{\Delta V}{V_{шт}}\right)}{D_n^2 - (D_n^2 - d_{шт}^2) \cdot \left(1 - \frac{\Delta V}{V_{шт}}\right)}, \quad (4)$$

де  $q_{всм}$ ,  $q_{нагн}$  – подача розчинної суміші до магістралі відповідно в такті усмоктування та нагнітання, м<sup>3</sup>;  $D_n$  – діаметр поршня, м;  $d_{шт}$  – діаметр штока, м;  $V_{шт}$  – об'єм штокової порожнини, м<sup>3</sup>;  $\Delta V$  – об'єм витоків, м<sup>3</sup>.

У диференціальних розчинонасосах подача розчинної суміші до нагнітального трубопроводу здійснюється як у такті всмоктування, так і в такті нагнітання. Вважалося, що подача розчинної суміші в обох тактах роботи диференціального розчинонасоса однакова, якщо площа поршня вдвічі більша від площі перерізу його штока, але на практиці цього не спостерігалося. Це справедливо лише для теоретичного випадку, коли об'ємний ККД розчинонасоса дорівнює одиниці. У дійсності об'ємний ККД розчинонасосів різних конструкції з урахуванням перекачування розчинних сумішей різної рухомості може коливатися в широких межах – від 0,4 до 0,9. Тому для забезпечення рівномірності подачі розчинної суміші в тактах необхідно враховувати значення ККД при проектуванні діаметрів поршня і штока розчинонасоса. Розрахункова залежність для диференціального розчинонасоса має вигляд

$$d_{шт} = \frac{D_n \sqrt{-2 \cdot \eta_{всм} (-2 \cdot \eta_{всм} + \eta_{нагн})}}{2 \cdot \eta_{всм}}, \quad (5)$$

де  $d_{шт}$  – діаметр штока, м;  $D_n$  – діаметр поршня, м;  $\eta_{всм}$  – об'ємний ККД у такті всмоктування;  $\eta_{нагн}$  – об'ємний ККД у такті нагнітання.

Розчинонасоси, що приводяться в дію від електромеханічного привода, до складу якого входить кривошипно-шатунний механізм, мають суттєвий недолік, а саме: ос-

кільки закон руху такого механізму є близьким до синусоїдального, то поблизу від «мертвих» точок швидкість руху робочого органа дуже незначна, що в результаті призводить до виникнення помітної пульсації, яка зумовлена різницею у величинах подачі впродовж такту та поблизу від «мертвих» точок.

Для запобігання даному явищу в роботі запропоноване електронне регулювання частоти обертання робочого органа розчинонасоса за допомогою регулятора частоти електричного струму в межах циклу ходу поршня. Високий ККД регулятора, порівняно невисока вартість та можливість збереження обертового моменту при зміні частоти в значному діапазоні обертання дозволяє суттєво полегшити вирішення задачі зміни частоти обертання електродвигуна і, як наслідок, зміни продуктивності розчинонасоса. Крім того, можливою є зміна частоти обертання електродвигуна для наближення до постійної швидкості руху поршня під час робочого циклу подачі розчинонасоса, шляхом прискорення частоти його обертання при переході поршня через «мертві» точки та уповільнення її в середині циклу.

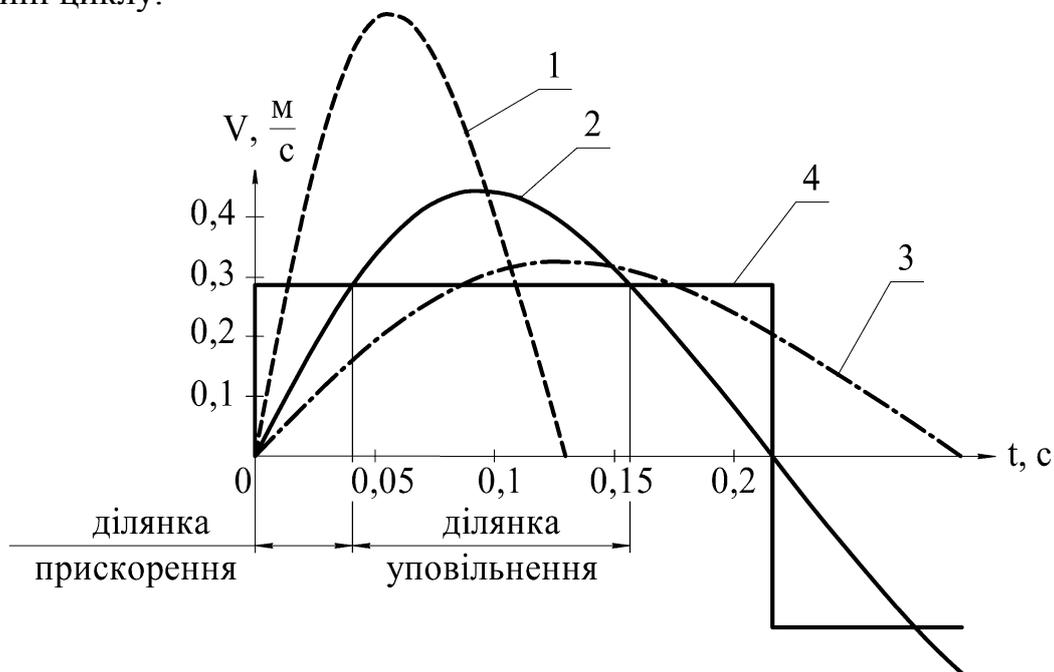


Рис. 4. Схема розташування ділянок змін швидкості руху поршня для досягнення малоімпульсної подачі розчинної суміші: 1 – прискорення; 2 – номінальна частота; 3 – уповільнення; 4 – бажаний закон руху

На рис. 4 наведена схема, яка демонструє принцип заміни однієї частоти на декілька попередньо заданих із метою забезпечення бажаного закону руху робочого органа використанням регулятора частоти електричного струму, наприклад моделі ABB ACS 300 та пристрою керування (рис. 5) із зворотним зв'язком, щой встановлюється на осі колінчастого вала розчинонасоса та підключається до цифрових входів указаного регулятора.

Регулятор дає можливість запрограмувати чотири будь-яких частоти струму і відповідно чотири різних частоти обертання кривошипа, та вмикати їх у потрібному порядку шляхом подачі постійної напруги +24В на цифрові входи регулятора частоти.

Аналіз кривої 1 (рис. 6) показує, що при застосуванні змінних частот обертання характер залежності швидкості поршня і відповідно подачі розчинної суміші від часу в циклі із синусоїдального, який мав місце без встановлення пристрою, прямує до постійного.

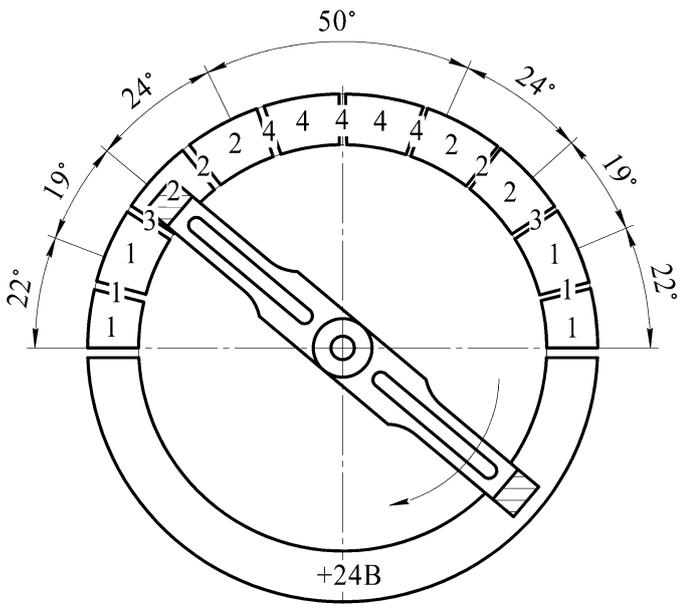


Рис. 5. Пристрій керування

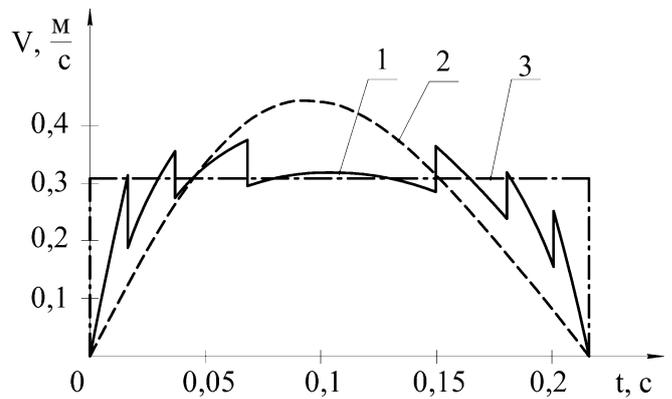


Рис. 6. Теоретична залежність швидкості поршня залежно від часу:  
 1 – при застосуванні пристрою та регулятора частоти; 2 – без нього;  
 3 – постійна швидкість

У третьому розділі «Програма і методика дослідження експериментальної установки розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску» наведена методика проведення експериментальних досліджень та їх результати для підтвердження достовірності запропонованих теоретичних залежностей, визначення раціональних конструктивних параметрів і режиму роботи диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску.

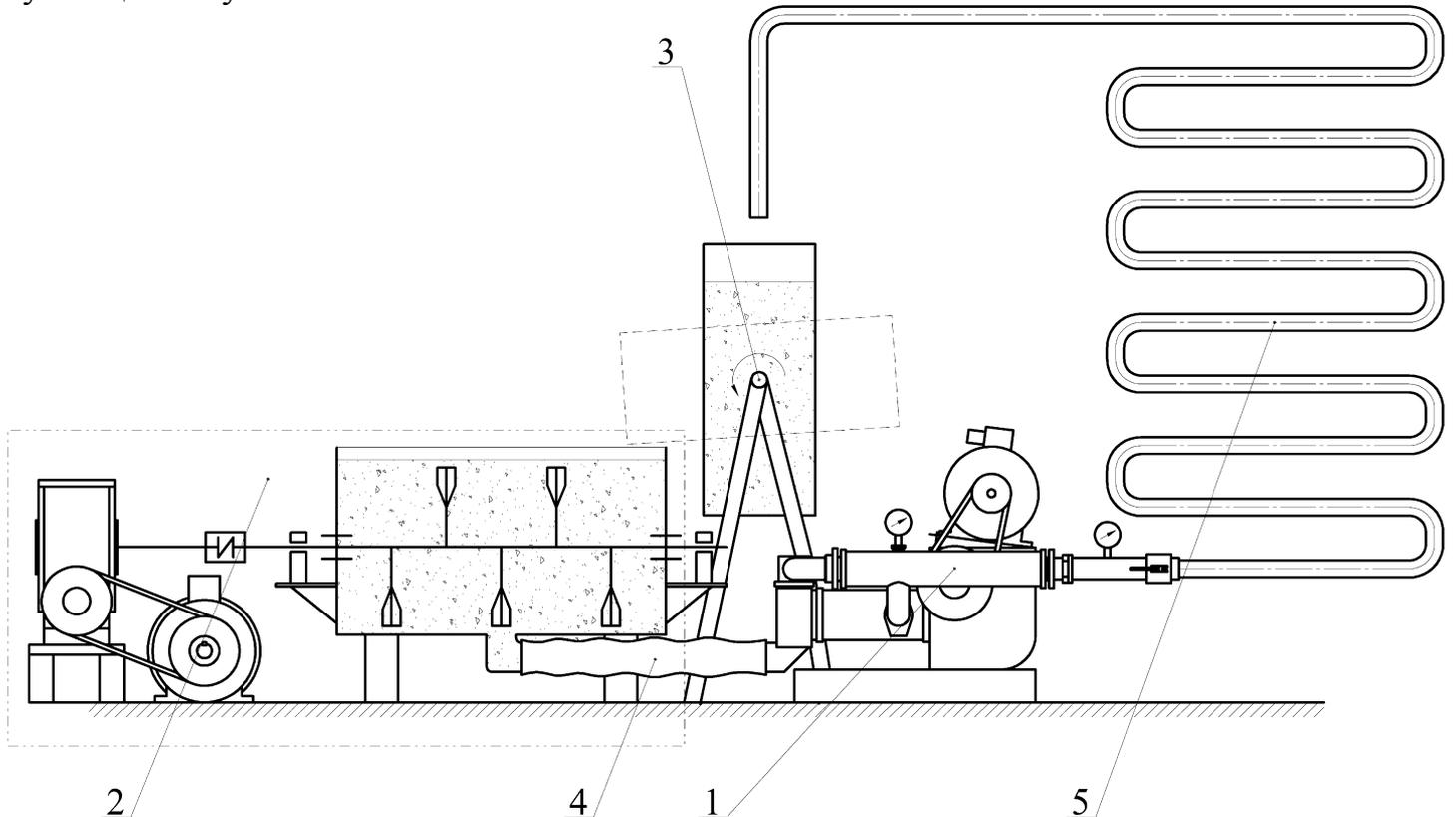


Рис. 7. Схема експериментальної установки для визначення об'ємного ККД розчинонасоса: 1 – розчинонасос; 2 – розчинозмішувач лопатевого типу; 3 – мірна місткість  $V=0,06 \text{ м}^3$ ; 4 – усмоктувальний трубопровід; 5 – напірний трубопровід

Для визначення об'ємного ККД розчинонасоса, який досліджується, використовува-лася експериментальна установка, схематично представлена на рис. 7. Вона складається з розчинонасоса 1, розчинозмішувальної установки 2 з робочим органом лопатевого типу та місткості для приймання розчинної суміші 3.

За допомогою армованого гумотканинного рукава 4 розчинозмішувач приєднується до розчинонасоса 1 з гідравлічним компенсатором пульсації тиску. Розчинна суміш на-пірним трубопроводом 5 (потрібної довжини) надходить до місткості 3, яка має об'єм до контрольної відмітки  $0,06 \text{ м}^3$ . Для визначення рухомості розчинної суміші використову-вався спеціальний пристрій зі стандартним конусом згідно ГОСТ 5802-86 «Растворы строительные. Методы испытаний». Температура розчинної суміші контролювалася спиртовим термометром ТС-60 (діапазон показань від 0 до  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ , ціна поділки  $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ), щоб визначити момент переходу в стабільний температурний режим. Очищення місткості 3 від залишків суміші відбувалося за допомогою скребка.

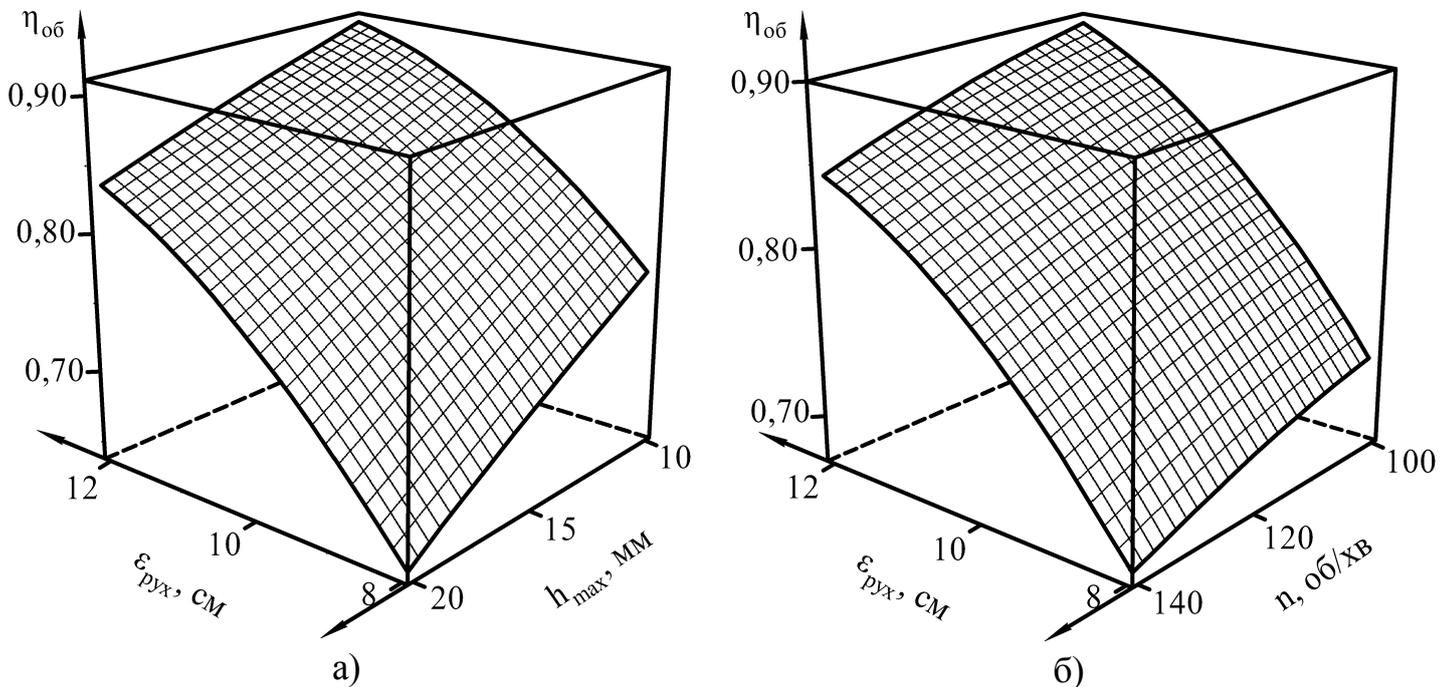


Рис. 8. Діаграми експериментальних залежностей об'ємного ККД розчинонасоса  $\eta_{об}$  від конструктивних параметрів клапанного вузла та реологічних параметрів розчинної суміші: а) від рухомості розчинної суміші  $\varepsilon_{рух}$  і максимальної висоти підйому кульки клапана  $h_{max}$ ; б) від рухомості розчинної суміші  $\varepsilon_{рух}$  та частоти обертання кривошипа  $n$

Для можливості прогнозування ефективності роботи розчинонасоса та визначення впливу діючих на неї факторів був проведений трифакторний аналіз другого порядку експериментально одержаних значень об'ємного ККД  $\eta_{об}$ . При цьому встановлена така функціональна залежність:

$$\eta_{об} = 0,81388 + 0,08450 \cdot \varepsilon_{рух} - 0,02460 \cdot n - 0,04760 \cdot h_{max} - 0,02295 \cdot \varepsilon_{рух}^2 - 0,00445 \cdot n^2 - 0,00245 \cdot h_{max}^2 + 0,01400 \cdot \varepsilon_{рух} h_{max}, \quad (6)$$

де  $\eta_{об}$  – об'ємний ККД розчинонасоса;  $\varepsilon_{рух}$  – рухомість розчинної суміші, см;  $n$  – частота обертання кривошипа, об/хв;  $h_{max}$  – максимальна висота підйому кульки клапана, м.

Одержані результати (рис. 8) показують, що об'ємний ККД розчинонасоса значною мірою залежить від рухомості розчинної суміші та максимальної висоти підйому кульки клапана над гніздом і меншою мірою від частоти обертання кривошипа.

З метою забезпечення автоматичного заповнення камери гідравлічного компенсатора робочою рідиною та запобігання погіршенню ефективності роботи внаслідок можливих її витоків запропонований пристрій для автоматичного поповнення робочої рідини (рис. 9). Його застосування дозволяє виконати не тільки процес початкового заповнення камери гідравлічного компенсатора робочою рідиною, а й виконувати автоматичне поповнення її рівня в разі виникнення витоків.

Для вдосконалення конструкції розчинонасоса були вивчені процеси, які відбуваються в його робочих камерах та в гідравлічному компенсаторі пульсації тиску, а також у напірній та всмоктувальній магістралі шляхом застосування методики запису діаграм зміни тиску залежно від часу.

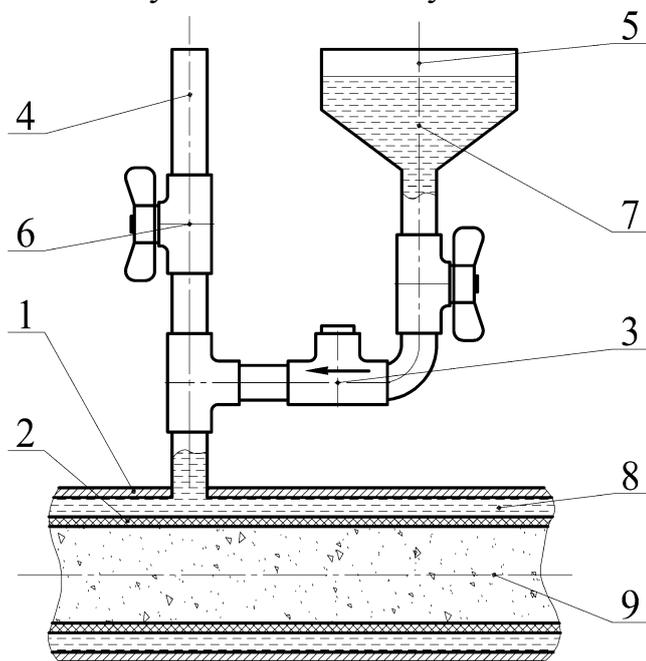


Рис. 9. Пристрій для автоматичного поповнення робочої рідини: 1 – корпус гідравлічного компенсатора; 2 – трубчаста гумотканинна діафрагма; 3 – зворотний клапан; 4 – трубка для випуску повітря; 5 – місткість для робочої рідини; 6, 7 – шарові крани; 8 – робоча камера компенсатора; 9 – магістраль із розчинною сумішшю

Для дослідження ефективності застосування пристрою керування для регулятора частоти (рис. 5) був проведений запис тиску розчинної суміші в нагнітальному трубопроводі. Аналіз отриманих діаграм (рис. 10) вказує, що за допомогою даного пристрою та регулятора частоти електричного струму забезпечується режим роботи диференціального розчинонасоса з механічним приводом, максимально наближений до режиму роботи розчинонасосів з постійною швидкістю робочого органу.

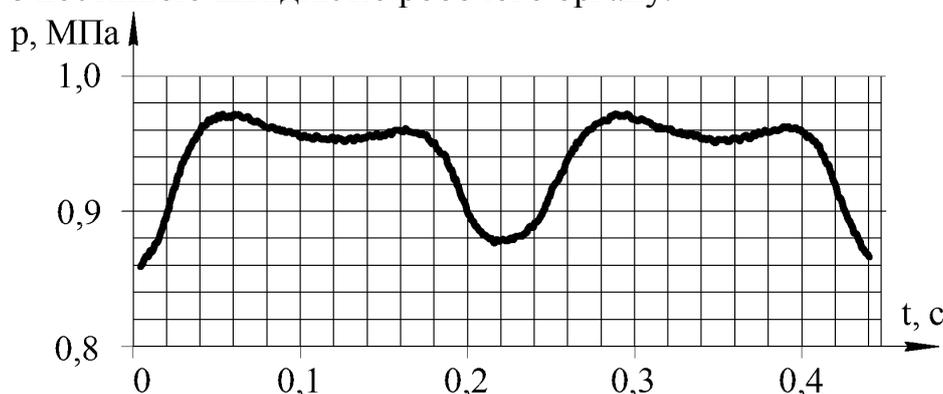


Рис. 10. Діаграма зміни тиску в нагнітальному трубопроводі за умови електронного регулювання швидкості руху поршня розчинонасоса

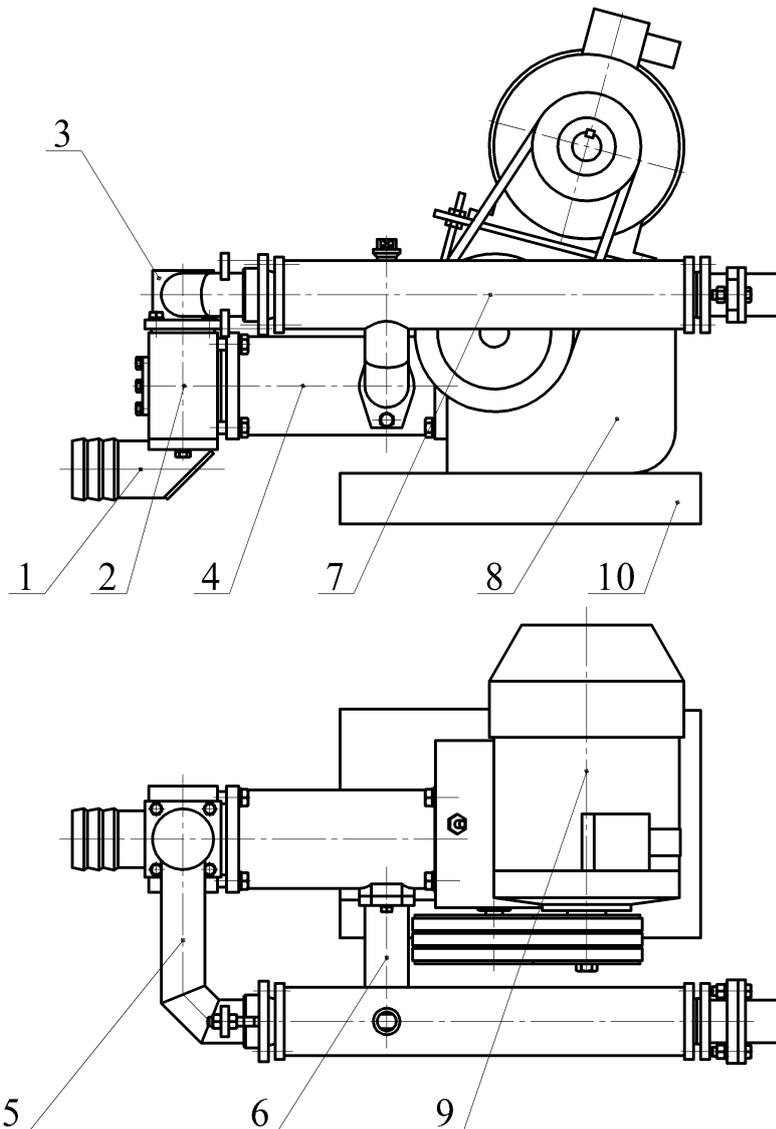


Рис. 11. Диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску РН-3,8А: 1 – усмоктувальний патрубок; 2 – робоча камера; 3 – нагнітальна камера; 4 – насосна колонка; 5 – нагнітальний патрубок; 6 – патрубок компенсатора; 7 – гідравлічний компенсатор; 8 – редуктор; 9 – асинхронний електродвигун; 10 – основа

У четвертому розділі «Впровадження результатів дослідження у виробничу практику» обґрунтована методика визначення основних конструктивних параметрів диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску (рис. 11), та наведені технічні характеристики створеного дослідного зразка.

Натурний зразок розчинонасоса пройшов випробування у реальних виробничих умовах у складі універсальної розчинозмішувальної установки для виконання опоряджувальних робіт на будівництві об'єктів громадського призначення у м. Полтава, по вул. Жовтневій, 50 – 52.

Дані, отримані в результаті випробувань на будівельних об'єктах, підтвердили високу всмоктувальну здатність розчинонасоса і незначний рівень пульсації тиску. Завдяки раціональним конструктивним параметрам була забезпечена малоімпульсна безперервна робота розчинонасоса при подачі й механізованому нанесенні розчинів низької рухомості на всі місця проведення оздоблювальних робіт. Під час випробувань не спостерігалось випадків зависання клапанів і утворення піщаних пробок у робочих камерах розчинонасоса.

## ВИСНОВКИ

1. Аналіз літературних джерел та виробничого досвіду використання розчинонасосів показав, що існуючі конструкції або складні (двопоршневі), або не забезпечують прийняттого рівня пульсації тиску подачі (однопоршневі одинарної дії). Відсутність науково-обґрунтованих методик розрахунку конструктивних параметрів розчинонасосів з урахуванням факторів, які можуть впливати на ефективність роботи, обмежує можливості її підвищення для розчинонасосів, що створюються.

2. На основі математичної моделі руху розчинів усередині робочих камер розчинонасоса розроблена методика розрахунку незворотних втрат розчинної суміші та шляхи зменшення цієї величини.

3. Здійснені експериментальні дослідження величини об'ємного ККД при перекачуванні розчинних сумішей різної рухомості. За результатами проведення трифакторного експерименту другого порядку отримана регресійна модель (вірогідність 95%), користуючись якою можна оцінити величину об'ємного ККД розчинонасоса залежно від рухомості розчинної суміші  $\varepsilon_{рух}$ , частоти обертання кривошипа  $n$  та максимальної висоти підйому кульки клапана  $h_{max}$ . Аналіз моделі показав, що найбільший вплив на величину об'ємного ККД спричиняє (в порядку зменшення величини впливу) – рухомість розчинної суміші  $\varepsilon_{рух}$ , максимальна висота підйому кульки клапана  $h_{max}$  та частота обертання кривошипа  $n$ .

4. Досліджені умови роботи кульових клапанів у робочих камерах розчинонасоса внаслідок руху розчинних сумішей. Запропоноване рішення зміни геометричних характеристик робочих камер для забезпечення стабільної роботи клапанів.

5. У результаті проведених розрахунків і досліджень отримане співвідношення діаметрів поршня та штока, яке забезпечує рівномірну подачу розчинної суміші за рахунок забезпечення однаковості порцій розчинної суміші в тактах усмоктування та нагнітання. Для значення об'ємного ККД  $\eta = 0,85$  діаметр штока буде складати  $d_{шт} = 0,743 \cdot D_n$ , а не  $0,707 D_n$ , як приймалося раніше.

6. Теоретично доведено та експериментально підтверджено, яким чином витоки робочої рідини з камери гідравлічного компенсатора впливають на характер роботи розчинонасоса, зокрема на величину пульсації тиску подачі розчинної суміші. Запропоноване конструктивне рішення, яке запобігає даному явищу і полягає в змінненні конструкції обмежувальної скоби клапанного гнізда відповідно до висоти робочої камери.

7. Запропонований метод використання регулятора частоти електричного струму зі спеціальним пристроєм разом із розчинонасосом для керування законом руху робочого органа. Це дає змогу забезпечити постійну швидкість поршня впродовж циклу, що позитивно позначається на зменшенні величини пульсації тиску подачі розчинної суміші.

8. Виходячи із встановлених закономірностей взаємодії середовища, яке перекачується, з елементами розчинонасоса розроблений, виготовлений та досліджений в лабораторних і виробничих умовах дослідний зразок диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску, який підтвердив свою ефективність та демонстрував безперебійну роботу.

9. Економічний ефект від упровадження розчинонасоса у будівельне виробництво становить 6639,52 грн. на рік за цінами 2009 року.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бугай В.В. Залежність техніко-економічної ефективності роботи розчинонасосів від характеру спрацьовування кульових клапанів / В.В. Бугай, Є.А. Васильєв, В.О. Онищенко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2002. – Вип. 10. – С. 5 – 9. *(Особистий внесок здобувача: проаналізовані діаграми ходу кульового клапана під час перекачування розчинів різної рухомості.)*
2. Онищенко О.Г. Малоімпульсний однопоршневий розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв, Д.М. Ткаченко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2003. – Вип. 11. – С. 9 – 12. *(Особистий внесок здобувача: здійснене порівняння нової та існуючих конструкцій розчинонасосів із зазначенням недоліків останніх.)*
3. Онищенко О.Г. Вплив комбінованого закону руху робочого органа розчинонасоса на ефективність роботи кульових клапанів / О.Г. Онищенко, Б.О. Коробко, Є.А. Васильєв // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2003. – Вип. 13. – С. 176 – 181. *(Особистий внесок здобувача: досліджена залежність об'ємного ККД від рухомості розчинної суміші та зроблені висновки щодо факторів, які мають найбільший вплив на його величину.)*
4. Онищенко О.Г. Однопоршневий розчинонасос РНЗ,8А з гідравлічним компенсатором пульсації тиску / О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янцев, Є.А. Васильєв // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2004. – Вип. 14. – С. 3 – 5. *(Особистий внесок здобувача: за допомогою скінченноелементного аналізу досліджені різні конструкції робочих камер у тактах усмоктування та нагнітання, вказані переваги й недоліки кожної конструкції.)*
5. Онищенко О.Г. Моделювання руху розчину через всмоктувальний клапан розчинонасоса РНЗ,8А / О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янцев, Є.А. Васильєв // Збірник наукових праць ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2004. – Вип. 27. – С. 160 – 162. *(Особистий внесок здобувача: за допомогою скінченноелементного аналізу вибрана конструкція робочої камери розчинонасоса, яка забезпечить мінімальний «шкідливий» об'єм.)*
6. Онищенко О.Г. Визначення впливу втрат розчину на об'ємний ККД розчинонасоса за допомогою математичної моделі / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв, В.У. Уст'янцев // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 15. – С. 11 – 16. *(Особистий внесок здобувача: створена та досліджена математична модель роботи розчинонасоса стосовно визначення величини втрат розчинної суміші в процесі роботи.)*
7. Онищенко О.Г. Розробка оптимальної конструкції обмежувальної скоби залежно від висоти робочої камери розчинонасоса / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв, В.У. Уст'янцев // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця: ВДАУ, 2006. – Вип. 1(43). – С. 94 – 96. *(Особистий внесок здобувача: за допомогою скінченноелементного аналізу визначені кути найбільшого тиску на кульку клапана та знайдена залежність між цими кутами та висотою робочої камери розчинонасоса.)*
8. Онищенко О.Г. Вплив об'ємного ККД на рівномірність подачі будівельних розчинів диференціальними розчинонасосами / О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янцев, Є.А. Васильєв // Наукові праці Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2006. – Вип. 2(37) ч. 1. – С. 116 – 118. *(Особистий внесок здобува-*

ча: доведено, що на співвідношення діаметрів поршня та штока в однопоршневих розчинонасосах і на співвідношення діаметрів основного та компенсаційного поршня у дво-поршневих розчинонасосах впливає величина об'ємного ККД.)

9. Васильєв Є.А. Теоретичне обґрунтування ефективності роботи розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску / Є.А. Васильєв // Восточно-Европейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – Вип. 5(23) ч. 2. – С. 35 – 37.

10. Онищенко О.Г. Пристрій для автоматичного заповнення гідравлічного компенсатора робочою рідиною / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»). – Луцьк: ЛДТУ, 2006. Вип. 18. – С. 261 – 267. (Особистий внесок здобувача: досліджений негативний вплив витоків робочої рідини з камери гідравлічного компенсатора; описаний принцип роботи пристрою.)

11. Онищенко О.Г. Зменшення шкідливого об'єму робочої камери розчинонасоса шляхом модернізації всмоктувального клапанного вузла / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв, І.О. Іваницька // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 23. – С. 16 – 23. (Особистий внесок здобувача: проведений аналіз переваг модернізованого всмоктувального клапанного вузла.)

12. Пат. 5214 Україна, МПК 7 F04B 9/08. Малоімпульсний розчинонасос / Онищенко О.Г., Уст'янцев В.У., Васильєв Є.А.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № 20040806486; заявл. 03.08.2004; опубл. 15.02.2005, Бюл. №2. (Особистий внесок здобувача: запропонована конструкція компенсаційних циліндрів.)

13. Пат. 11421 Україна, МПК 7 F04B 9/08. Диференціальний насос / Онищенко О.Г., Васильєв Є.А.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № у 2005 06762; заявл. 11.07.2005; опубл. 15.12.2005, Бюл. №12. (Особистий внесок здобувача: обґрунтована роботоздатність пристрою для поповнення робочої рідини гідравлічного компенсатора.)

14. Пат. 13709 Україна, МПК (2006) F04B 19/00. Поршень / Онищенко О.Г., Васильєв Є.А., Уст'янцев В.У., Кліменко В.Г.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № у 2005 09658; заявл. 14.10.2005; опубл. 17.04.2006, Бюл. №4. (Особистий внесок здобувача: запропонований механізм компенсації зменшення робочого діаметра поршня після зношування за допомогою комплексу змінних втулок.)

15. Пат. 18689 Україна, МПК (2006) F04B 9/00. Диференціальний розчинонасос / Онищенко О.Г., Васильєв Є.А.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № у 2006 05729; заявл. 25.05.2006; опубл. 15.11.2006, Бюл. №11. (Особистий внесок здобувача: обґрунтоване раціональне значення кута нахилу осі всмоктувальної робочої камери.)

16. Пат. 35898 Україна, МПК (2006) F04B 9/02. Диференціальний розчинонасос із керованим законом руху робочого органа / Васильєв Є.А.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № у 2008 05376; заявл. 24.04.2008; опубл. 10.10.2008, Бюл. №19.

**АНОТАЦІЯ**

Васильєв Є.А. Диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.02 – Машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій. – Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава, 2009.

Дисертаційна робота присвячена підвищенню показників якості роботи створеного на основі виконаних досліджень диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску шляхом обґрунтування його раціональних параметрів та режимів роботи. На основі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень установлені аналітичні залежності коефіцієнта корисної дії від конструктивних особливостей робочих камер розчинонасоса, його кінематичних характеристик та реології розчинної суміші. Визначені раціональні геометричні параметри гідравлічного компенсатора пульсації тиску, які знижують величину пульсації розчинної суміші в напірному трубопроводі й поліпшують ергономіку проведення оздоблювальних робіт. Запропонована методика проектування циліндро-поршневої групи для забезпечення рівномірності подачі розчинної суміші до напірного трубопроводу в тактах усмоктування та нагнітання. Упровадження у будівельне виробництво диференціального розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску дозволяє механізувати оздоблювальні роботи й суттєво підвищити їх продуктивність.

Ключові слова: диференціальний розчинонасос, об'ємний ККД, розчинна суміш, гідравлічний компенсатор, пульсація тиску подачі, раціональні геометричні параметри.

**АННОТАЦИЯ**

Васильев Е.А. Дифференциальный растворонасос с гидравлическим компенсатором пульсации давления. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.02 – Машины для производства строительных материалов и конструкций. – Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка, Полтава, 2009.

Целью диссертационной работы является повышение показателей качества работы созданного на основании проведенных исследований дифференциального растворонасоса с гидравлическим компенсатором пульсации давления путем обоснования его рациональных параметров и режимов работы.

В основу исследования положено изучение характера работы растворонасоса в зависимости от различных факторов и выбор таких конструктивных параметров, которые компенсируют негативное влияние этих факторов. Разработана методика определения объемного коэффициента полезного действия  $\eta_{об}$ , который характеризует качество работы растворонасоса. Предложенная методика базируется на теоретическом определении всех видов невосполнимых потерь растворной смеси в процессе работы в зависимости как от конструктивных параметров самого растворонасоса, так и от реологических параметров растворной смеси.

Проведен анализ распределения скоростей потока растворной смеси во всасывающей и нагнетательной рабочих камерах растворонасоса, выявлены зоны, в которых существует

опасность пробкообразования. Предложены меры по уменьшению «вредного» объема рабочей камеры и устранению эффекта пробкообразования. Также проанализирована диаграмма давления в рабочих камерах, определены углы наибольшего давления, которые определяют направление движения шарика клапана в процессе закрытия. С учетом этих углов рекомендована к применению измененная конструкция ограничительной скобы клапана, которая предотвращает его зависание при перекачивании растворных смесей со сниженной подвижностью.

В результате проведения многофакторного эксперимента была получена функциональная зависимость, позволяющая расчетным путем оценить величину объемного КПД, возникающего вследствие утечек растворной смеси, в зависимости от подвижности смеси, частоты вращения кривошипа и максимальной высоты подъема шарика клапана. При этом установлено, что главным образом на величину утечек, а следовательно, и на объемный КПД влияют такие параметры, как подвижность смеси, максимальная высота подъема шарика клапана, а также частота вращения кривошипа.

Так как конструктивно растворонасос оборудован гидравлическим компенсатором, который содержит рабочую жидкость, то возникает необходимость в поддержании ее постоянного объема. Предложена конструкция устройства, которое позволит не только производить первоначальное заполнение компенсатора, но и автоматически поддерживать необходимое ее количество в процессе работы. В случае невосполнения утечек нарушается равномерность подачи растворной смеси в нагнетательный трубопровод в тактах всасывания и нагнетания.

Исследовано влияние объемного КПД на отношение диаметров поршня и штока. Показано, что общепринятое соотношение площадей поршня и штока как 2:1 соответствует КПД 100%, что невозможно. Установлено необходимое соотношение диаметров для растворонасосов, которые работают с растворными смесями наиболее употребляемой подвижности.

В качестве перспективного направления усовершенствования конструкции однопоршневых растворонасосов предложено использование регулятора частоты электрического тока со специальным устройством управления, которое за счет обратной связи переключает частоту тока и, следовательно, частоту вращения электродвигателя таким образом, чтобы обеспечить повышенную скорость рабочего органа вблизи «мертвых» точек и умеренную в середине такта, что позволяет добиться закона движения рабочего органа с практически постоянной скоростью. Это позволяет снизить пульсацию давления растворной смеси и приближает закон движения рабочего органа к растворонасосам с гидравлическим или кулачковым приводом.

Изучение характера изменения давления в рабочих камерах растворонасоса с помощью тензометрических датчиков и регистрирующей аппаратуры подтвердило справедливость выводов, полученных в результате теоретических расчетов.

Описана методика определения основных конструктивных параметров растворонасоса.

Результаты производственных испытаний подтвердили правильность и эффективность предложенных конструктивных решений.

Ключевые слова: дифференциальный растворонасос, объемный КПД, растворная смесь, гидравлический компенсатор, пульсация давления подачи, рациональные геометрические параметры.

**ANNOTATION**

Vasilyev E.A. Differential mortar pump with hydraulic compensator of pressure pulsation. – Manuscript.

The dissertation for scientific degree of Candidate of Technical Sciences, speciality 05.05.02 – Machines for building materials and structure production. – Poltava National Technical University named after Yuri Kondratyuk, Poltava, 2009.

The dissertation work is devoted to increasing of work quality factors of differential mortar pump with hydraulic compensator of pressure pulsation, created on base of executed studies by substantiation of its rational parameters and modes of operation. On the basis of executed theoretical and experimental investigation the analytical dependencies of performance factor on constructive particularities of mortar pump working chambers, its kinematic characteristics and mortar rheology are determined. Rational geometric parameters of hydraulic compensator of pressure pulsations are determined, as they reduce the value of mortar pulsation in pressure pipe line and improve the ergonomics of finishing work carrying. It is offered the strategy of designing a cylinder-piston group for ensuring the uniformities of feeding a mortar to pressure pipe line in suction and pumping tacts. Application in building production differential mortar pump with hydraulic compensator of pressure pulsation allows to mechanize the finishing works and greatly raise their capacity.

Keywords: differential mortar pump, volumetric performance factor, mortar, hydraulic compensator, pulsation of feeding pressure, rational geometric parameters.

Редакційно-видавничий відділ  
Полтавського національного технічного університету  
імені Юрія Кондратюка  
36011, Полтава, просп. Першотравневий, 24.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру  
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції,  
серія ДК, № 3130 від 06.03.2008 року.

Папір офсетний. Друк RISO.  
Ум. друк. арк. 0,9. Наклад 130 прим.  
Формат 60×90/16. Зам. № 901.  
Підписано до друку 04.11.2009 р.