

4. Дальнейшие исследования и новые разработки в области инфракрасного отопления различных помещений с помощью электрических панельных нагревателей целесообразно продолжить в направлении совершенствования методов их выбора и расчета, а также отработки оптимальной технологии их применения. Главной целью этих разработок должно быть снижение расходов электроэнергии на отопление при обязательном сохранении оптимального теплового комфорта в рабочих зонах помещений.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Система потолочного отопления на базе электрических длинноволновых обогревателей. Техническая документация. БИЛЮКС – Отопление суперэкономичное. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://bilux.ua>, 2015, – 67 с.
2. Пшеничников В.М. Энергосберегающие децентрализованные системы отопления. Россия. Журнал «Энергосбережение», № 6, 2005, – С.78-79.
3. Инфракрасные обогреватели (Швеция). [Электронный ресурс]. Режим доступа: E-mail: info@electromax.com.ua, 2015, – 4 с.
4. Статьи об инфракрасном отоплении. Компания «Эко Лайн», Россия, 2006, – 19 с.
5. Шумилов Р.Н., Толстова Ю.И., Поммер А.А. Лучистое отопление – мифы и реальность. АКВАРТ. Статьи и обзоры. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://aquart.ru>, 2005, – 4 с.
6. Эффективный обогрев для дома, офиса, цеха и открытых площадок. ЭКО ЛАЙН. НТФ «Украинская промышленность». [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://quartza.net>, 2004, – 2 с.
7. Болотских Н.Н. Повышение эффективности инфракрасных трубчатых газовых обогревателей. //Науковий вісник будівництва. Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, вип. 73, 2013. – с. 272-281.
8. Fanger P.O. Thermal Comfort. MC Grow Hill Book Co.New York, 244, h. 1973.
9. Болотских Н.Н. Совершенствование методики расчета систем отопления газовыми трубчатыми инфракрасными нагревателями. //Науковий вісник будівництва. Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, вип. 54, 2009. – с. 76-91.
10. Болотских Н.Н. Тепловой комфорт при инфракрасном отоплении помещений /Н.Н. Болотских/ «Науковий вісник будівництва». Харків: ХНУБА, ХОТВ АБУ, вип. 74, 2013, – с. 286-296.

УДК 621.651

Васильєв Є.А., Васильєв О.С.

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ФАКТОРИ ВПЛИВУ НА ОБ'ЄМНИЙ ККД ПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА ТА ШЛЯХИ ЙОГО ПІДВИЩЕННЯ

Постановка проблеми. Як відомо, ефективність роботи машини характеризується величиною її коефіцієнта корисної дії. Для розчинонасоса основним показником ефективності можна вважати так званий об'ємний ККД. Ця величина являє собою відношення дійсної подачі до теоретичної. Особливо важливим цей показник є для поршневих розчинонасосів, які залежно від конструктивного виконання можуть мати об'ємний ККД, що змінюється в межах 75-95%.

Від величини об'ємного ККД залежить подача розчинонасоса, ступінь її пульсації, опір просуванню розчинних сумішей по трубопроводах, зношування тертьових деталей поршневої групи, витрати електроенергії на перекачування сумішей. Тому при розробці конструктивних параметрів поршневих розчинонасосів необхідно враховувати фактори, що сприяють підвищенню об'ємного ККД.

Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. На рівень об'ємного ККД розчинонасоса найбільший вплив

спричиняють дві групи факторів. Перша з них пов'язана з неповнотою заповнення робочої камери розчинною сумішшю, що перекачується, у такті всмоктування. Другою причиною зниження об'ємного ККД є зворотні витoki суміші через усмоктувальний і нагнітальний клапани при їхньому спрацюванні на закритті.

Неповнота заповнення усмоктувальної робочої камери насоса обумовлена тим, що будівельна розчинна суміш під дією розрідження в такті усмоктування розширюється. Причиною її розширення є насичення суміші повітрям, одна частина якого перебуває у вигляді дрібних пухирців, а інша – розчинена у воді суміші відповідно до закону Генрі [1, 2]. При зниженні зовнішнього тиску під час усмоктування відбувається розширення, згідно із законом Бойля-Маріотта, не тільки наявного пухирцевого повітря, але й того повітря, яке додатково виділяється у вигляді дрібних пухирців з води суміші. Встановлено [5], що кількість пухирцевого повітря залежить від рухомості будівельних сумішей. Чим нижча рухомість, тем вище вміст пухирцевого повітря в суміші. Тому малорухомі розчинні суміші під дією розрідження розширюються значно сильніше, ніж суміші підвищеної рухомості.

Однак відносне розширення розчинної суміші при її усмоктуванні в робочу камеру залежить не тільки від вмісту в ній повітря, але й від рівня розрідження в процесі всмоктування, яке, у свою чергу, також обумовлене рухомістю розчинних сумішей. Очевидно, що для поршневого розчинонасосів розрідження в такті всмоктування буде тим більше, чим нижче рухомість середовища, що перекачується. Установлено, що для диференціального розчинонасоса з кульовим усмоктувальним клапаном, що мають діаметр отвору гнізда 40 і кульки 50 мм, розрідження при перекачуванні вапняно-піщаних розчинних сумішей рухомістю від 8 до 12 см становить від 0,065 до 0,044 МПа.

Розрідження при всмоктуванні, крім рухомості суміші і параметрів клапана, залежить від гідравлічних опорів на шляху від бункера до отвору в гнізді клапана, а

також від різниці між рівнем розчинної суміші в бункері й висотою розташування всмоктувального клапана.

Кількісно недозаповнення робочої камери при всмоктуванні визначається добутком відносного розширення суміші при даному розрідженні на максимальний об'єм робочої камери. Оскільки зазначений об'єм усмоктувальної камери складається з так званого «шкідливого» об'єму цієї камери й робочого об'єму поршня, то зрозуміло, що чим менше «шкідливий» об'єм камери, тем менше буде абсолютна величина її недозаповнення.

Досить ефективним способом зниження зворотних витоків виявилось підпружинення нагнітального клапана [4]. Особливо значний позитивний ефект від подпружинення такого клапана зі сферичною поверхнею запірного елемента отримується при перекачуванні будівельних розчинних сумішей зниженої рухомості (рис. 1). Пояснюється це тим, що непідпружинення кулька в таких сумішах при закритті клапана рухається вниз тільки разом із сумішшю. У той же час підпружинений запірний елемент інтенсивно рухається щодо суміші під дією пружини. Крім того, висота підйому підпружиненого клапана над гніздом є значно меншою, ніж для звичайного клапана.

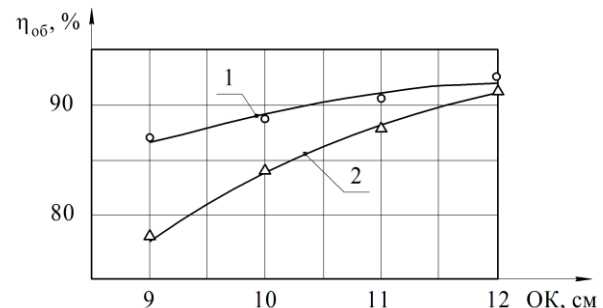


Рис. 1. Вплив рухомості розчинної суміші та підпружинення нагнітального клапана на величину об'ємного ККД розчинонасоса (1 – клапан підпружинений, 2 – непідпружинений)

Формулювання цілей статті. Основною метою даної роботи є визначення чинників, які формують об'ємний ККД поршневого розчинонасоса, зокрема зворотних утрат через клапани та розширення і стиснення «шкідливого об'єму» суміші через наявність у ній пухирцевого повітря.

Виклад основного матеріалу. Для зменшення недозаповнення робочої камери розчинною сумішшю необхідно зменшувати рівень розрідження під час усмоктування та «шкідливий» об'єм робочої камери.

Розрідження усмоктування можна зменшити шляхом зниження висоти розташування всмоктувального клапана відносно рівня вільної поверхні суміші в бункері, а також за рахунок зниження місцевих гідравлічних опорів на шляху руху суміші від бункера до отвору в гнізді клапана й у самій конструкції клапана.

Величина зворотних витоків розчинної суміші, що перекачується, при спрацюванні кульових клапанів на закриття, за даними [3], залежить у першу чергу від висоти підйому кульок над гніздом клапана й від площі перетину порожнини, розташованої безпосередньо над гніздом клапана. Згідно з механізмом утворення зворотних витоків через гніздо клапана при його спрацюванні на закриття назад надходить об'єм суміші, який дорівнює добутку площі перетину нижньої частини робочої камери на різницю висоти підйому кульки над гніздом і величини занурення кульки в суміш під дією власної ваги за час закриття клапана. Звідси виходить, що для зниження величини зворотних витоків необхідно зменшити до оптимального рівня висоту підйому кульки над гніздом клапана, зменшити перетин нижньої частини робочої камери, а також сприяти прискореному опусканню кульового клапана в напрямі гнізда при його закритті.

Не буде зайвим також підкреслити, що питомі втрати від зворотних витоків розчинної суміші через клапани залежать від величини робочого об'єму поршня. Чим він більше, тем менше втрат припадає на одиницю суміші, що перекачується.

Оцінку величини «шкідливого» об'єму для розчинонасоса, який проектується, можливо виконати шляхом аналізу креслення робочої камери розчинонасоса, а саме застосувати другу теорему Гульдена-Паппа. Для цього необхідно визначити площу перетину фігури обертання та центр її мас. Об'єм фігури обертання буде

визначатися добутком площі перерізу фігури на довжину окружності, яку проходить її центр мас при обертанні навколо осі. Порівняємо між собою дві конструкції робочих камер розчинонасосів на предмет величини «шкідливого» об'єму. Відмінність між ними полягає в тому, що у першій конструкції (рис. 2) використовується збірний поршень, а у другій (рис. 3) – суцільнолитий, що дозволяє змінити конструкцію поршневої порожнини таким чином, щоб поршень в лівій «мертвій» точці знаходився якомога ближче до осі робочої камери.

Величина об'єму робочої камери, який буде однаковим для обох конструкцій, складе:

$$V_{pk} = 2\pi l_{pk} S_{pk} - V_{sk} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 19,6 \cdot 3107,25 - 7,26}{1000} = 366,62 \text{ мл} \quad (1)$$

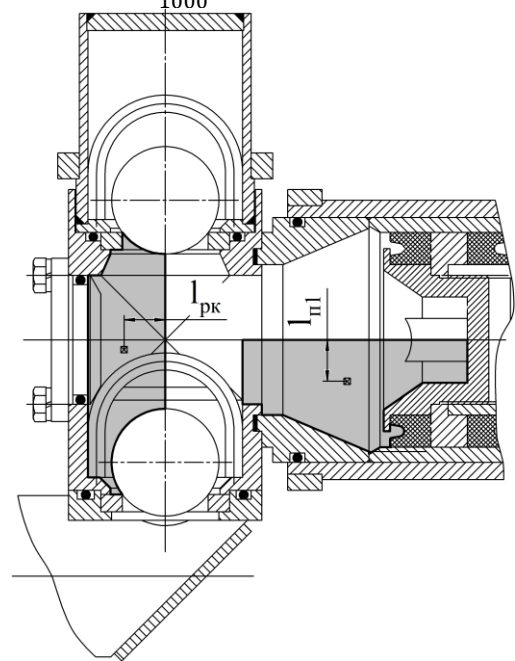


Рис. 2. Креслення робочої камери розчинонасоса із позначенням порожнин (збірний поршень)

Величина об'єму поршневої порожнини для конструкції із збірним поршнем (рис. 2):

$$V_{n1} = 2 \cdot \pi \cdot l_{n1} \cdot S_{n1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 19,26 \cdot 3652,05}{1000} = 441,72 \text{ мл} \quad (2)$$

Величина об'єму поршневої порожнини для конструкції із суцільнолитим поршнем (рис. 3):

$$V_{n1} = 2 \cdot \pi \cdot l_{n2} \cdot S_{n2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 21,74 \cdot 1443,28}{1000} = 197,04 \text{ мл} \quad (3)$$

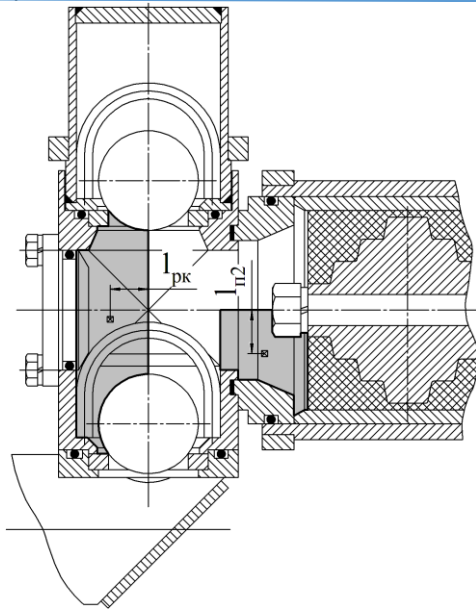


Рис. 3. Креслення робочої камери розчинонасоса із позначенням порожнин (суцільнолитий поршень)

Шкідливі об'єми конструкцій:

$$V_{\text{шк1}} = V_{\text{рк}} + V_{n1} = 366,62 + 441,72 = 808,34 \quad (4)$$

$$V_{\text{шк2}} = V_{\text{рк}} + V_{n2} = 366,62 + 197,04 = 563,6 \quad (5)$$

Подача розчинонасоса за один такт складе:

$$V_{\text{под}} = \pi \cdot r_n^2 \cdot h = 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,06 \cdot 1 \cdot 10^6 = 471 \text{ мл}, \quad (6)$$

де r_n – радіус поршня; h – хід поршня.

Отже, порівнюючи дані конструкції, видно, що у випадку суцільнолитого поршня величина шкідливого об'єму на 30% менша, ніж для збірного поршня, що позитивно відобразиться на зменшенні втрат розчину, пов'язаних із його розширенням та збільшить всмоктувальну здатність розчинонасоса.

Висновки. Проведений аналіз дозволяє зробити висновок про те, що для під-

вищення об'ємного ККД поршневих розчинонасосів необхідно максимально зменшувати «шкідливий» об'єм усмоктувальної робочої камери, до раціонального рівня знижувати площу перетину нижньої частини цієї камери й висоту підйому кульки над гніздом клапана, по можливості збільшувати робочий об'єм поршня й зменшувати гідравлічні місцеві опори на шляху руху розчинної суміші від бункера до всмоктувального клапана, підпружинювати нагнітальний клапан. Як показують проведені дослідження, виконання перерахованих рекомендацій дозволяє довести величину об'ємного ККД поршневих розчинонасосів до рівня 85...95%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта, И.З. Зайченко. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.
2. Бобровский С.А. Гидравлика, насосы и компрессоры / С.А. Бобровский, С.М. Соколовский. – М.: Недра, 1972. – 296 с.
3. Головкин А.В. Расчёт утечек через клапаны в дифференциальном растворонасосе с качающейся колонкой. Механизация строительства, 1998, №8, с.19.
4. Кукоба А.Т., Васильев А.В. Дослідження об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса. /Збірник наукових праць (галузевого машинобудування, будівництва) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка / Редкол.:О.Г. Онищенко (від. ред.) та інші. - Вип.5. - Полтава: ПДТУ, 2000. - с.19.
5. Кукоба А.Т., Коробко Б.О., Васильев А.В. Изменение объема растворной смеси при перекачивании растворонасосом / Механизация строительства. - 2000. - №3.-с.26.

УДК 625.731.08

Шатохин В.М., Гранько Б.Ф., Соболев В.Н.

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНОГО ГРУНТОМЕТАТЕЛЯ ПРИ УЧЕТЕ СЛУЧАЙНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧАСТИЦ ГРУНТА

Постановка проблемы. Моделирование процессов, связанных с удаленным перемещением сыпучих материалов, охватывает широкий спектр инженерно-технологических задач. Устройства для тран-

спортирования указанных материалов нашли применение при перепланировании рельефа в строительстве, борьбе с эрозией почвы, гашении (или остановке) низовых лесных пожаров при отсутствии воды, су-