

Таблиця 2

Результати моделювання режиму водоснабження модернізованими насосними агрегатами

№ НА	Мощность, P [кВт]	Подача, Q [м³/ч]	Удельный расход, ρ [кВт · ч/м³]
НА № 3м	534	2687	0,19874
НА № 5м	1191	7864	0,15145
НА № 6м	1191	7849	0,14174

Исходя из данных табл. 2 удельный расход электроэнергии на подачу 1 м³ технической воды составляет:

$$\rho_1 = \frac{2916}{18400} = 0,1585 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

Достижение максимальной энергоэффективности предусматривает также и необходимость разработки организационных мероприятий, направленных на снижение потребления электроэнергии через рациональное сочетание параллельно работающих насосных агрегатов в границах заданных давлений и подач [3].

5. Выводы

1. Применение объектно-ориентированного моделирования сложных гидравлических сетей упрощает решение оптимизационных задач и позволяет получить точные данные основных технических характеристик моделируемых объектов.

2. Основной практический эффект работы достигнут за счет модернизации трех насосных агрегатов ОНС

и разработки рекомендаций по энергоэффективному режиму водоснабжения технологических потребителей.

3. Достигнутая экономия электроэнергии от полной реализации проекта при учете характеристики режима работы ОНС до проведения работ по модернизации насосных агрегатов (среднесуточное потреблением электроэнергии группой насосных агрегатов по измерениям счетчиков — 99 466 кВт · ч; среднесуточная подача технической воды группой насосных агрегатов по измерениям расходомеров — 440 642 м³; удельное потребление электрической энергии на перекачивание 1 м³ воды — $\rho = 99466 / 440642 = 0,2257 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$) составляет:

$$N = 100 \cdot (0,2257 - 0,1585) / 0,2257 = 29,77 \%$$

При этом, исходя из среднесуточного потребления электроэнергии насосными агрегатами ОНС на уровне 99 466 кВт · ч, годовая экономия электроэнергии насосными агрегатами этой станции после модернизации составляет $W = 99\,466 \cdot 0,2977 \cdot 365 = 10\,808\,025 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$.

Литература

1. Ковалко М. П. Энергозбереження — пріоритетний напрямок державної політики України [Текст] / М. П. Ковалко, С. П. Денисюк. — Київ : УЕЗ, 1998. — 506 с.
2. Лезнов Б. С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздушных установках [Текст] / Б. С. Лезнов. — М. : Энергоатомиздат, 2006. — 360 с.
3. Бойко В. С. Підвищення енергетичної ефективності водопостачання локального об'єкту [Текст] / В. С. Бойко, М. І. Сотник, С. О. Хованський // Промислова гідраліка і пневматика. — 2008. — № 1(19). — С. 100—103.

УДК 69.002.5

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ ЗВОРТНИХ ВИТОКІВ ЧЕРЕЗ КУЛЬОВИЙ КЛАПАН РОЗЧИНОНАСОСА

Є. А. Васильєв

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра будівельних машин та обладнання
ім. Олександра Онисенка
Полтавський національний технічний університет
імені Юрія Кондратюка
пр. Першотравневий, 24, м. Полтава, Україна, 36011
Контактний тел.: (05322) 7-27-48, 066-600-43-69
E-mail: vas.eugene@gmail.com

Розглянуто механізм утворення зворотних витоків розчинної суміші через усмоктувальний клапан розчинонасоса впродовж такту нагнітання та вплив конструктивних та реологічних параметрів на їх величину; розроблена математична модель цього процесу.

Ключові слова: зворотні витокі, клапан, розчинонасос, математична модель.

Рассмотрен механизм образования обратных утечек растворной смеси через всасывающий клапан растворонасоса в течение такта нагнетания и влияние конструктивных и реологических параметров на их величину; разработана математическая модель этого процесса.

Ключевые слова: обратные утечки, клапан, растворонасос, математическая модель.

Mechanism of forming the inverse drains of mortar through suction valve of mortar pump is considered during a pumping tact. The influence of constructive and rheological parameters on their value is also investigated in the work; the mathematical model of this process has been designed by the author of the article.

Keywords: inverse drains, valve, mortar pump, mathematical model.

1. Постановка проблеми

При проектуванні будь-якого розчинонасоса значна увага приділяється підвищенню його загального ККД. Вагому роль в загальному ККД відіграє об'ємний ККД $\eta_{об}$, який визначається відношенням дійсної подачі $Q_{д}$ до теоретичної (розрахункової) $Q_{т}$, вираженим у долях одиниці або в процентах

$$\eta_{об} = \frac{Q_{д}}{Q_{т}} \cdot 100, \% \tag{1}$$

Дійсна подача менша від теоретичної на сумарну величину втрат середовища, яке перекачується Q_i , яка визначається наступним чином:

$$Q_{д} = Q_{т} - \sum Q_i \tag{2}$$

В даній статті теоретично визначається одна із складових втрат розчинної суміші, яка виникає в такті нагнітання в процесі спрацьовування усмоктувального клапана на закриття $Q_{нагн.}$, та пропонується її математична модель, яка дозволить прогнозувати вплив основних чинників на величину втрат.

2. Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми

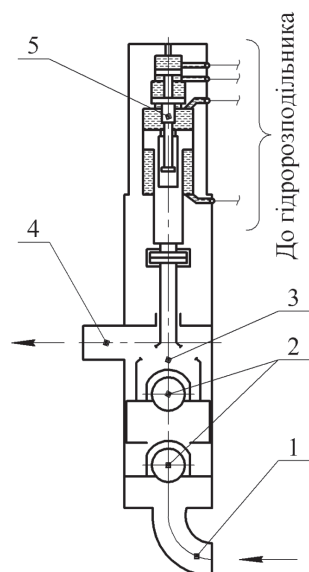


Рис. 1. Схема робочого органа розчинонасоса:
1 — усмоктувальний патрубок; 2 — кульові клапани; 3 — проточний плунжер; 4 — нагнітальний патрубок; 5 — золотник керування

Відома конструкція гідроприводного диференціального розчинонасоса з проточним плунжером [3], схематичний переріз робочого органа якого наведений на рис. 1.

Робочий орган даного розчинонасоса приводиться в дію за допомогою гідравлічного приводу, через це його закон руху має залежність, яка характеризується сталою швидкістю впродовж всього такту нагнітання. В роботі [3] розглядається закон руху робочого органа, але яким чином він впливає на величину витоків розчинної суміші через клапанний вузол не досліджено.

3. Формулювання цілей статті

Для можливості визначення однієї із складових величин втрат розчинної суміші — витоків через усмоктувальний клапан для розчинонасосів, які мають закон руху робочого органа, що характеризується сталою швидкістю впродовж більшої частини циклу роботи, необхідно розробити методику розрахунку, яка б дозволяла визначати дану величину, у тому числі для тих розчинонасосів, що знаходяться на стадії проектування.

4. Виклад основного матеріалу

Розглянемо механізм утворення зворотних витоків розчинної суміші через всмоктувальний кульовий клапан, який розташований в нижній циліндричній частині робочої камери. Цей клапан (рис. 2) починає спрацьовувати на закриття з початком такту нагнітання. Нагнітальний клапан закритий до моменту повного закриття всмоктувального клапана. При цьому вся розчинна суміш, яка знаходиться у робочій камері під клапаном, під дією поршня буде рухатись униз, витікаючи через отвір в гнізді клапана назад до всмоктувального патрубку. Разом з нею буде рухатись униз і кулька всмоктувального клапана. Але оскільки густина сталюї кульки майже в чотири рази більша за густину розчинної суміші і вона за своїми реологічними властивостями дозволяє рухатись сталевій кульці в своєму середовищі, то клапан додатково буде рухатись униз відносно суміші. Загальний шлях h , який проходить кулька під час закривання, буде складатися з двох частин: величини h_T — шлях, який кулька проходить відносно розчинної суміші під дією сили тяжіння та величини h_p — шлях, який кулька проходить разом з розчинною сумішшю, тобто

$$h = h_T + h_p \tag{3}$$

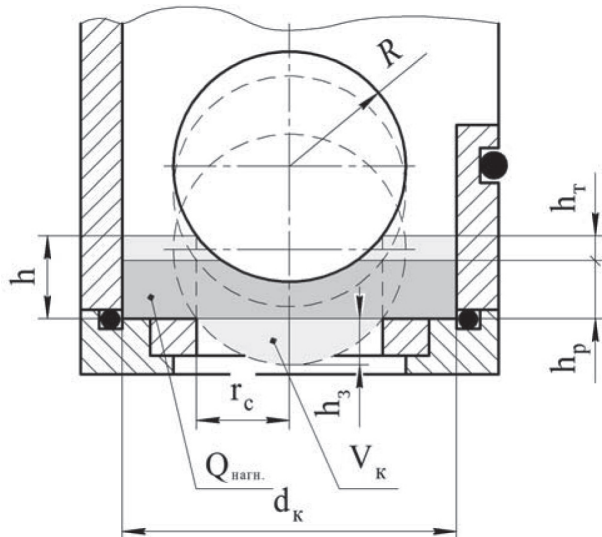


Рис. 2. Схема утворення зворотних витоків $Q_{нагн.}$ через всмоктувальний клапан в такті нагнітання

Виразивши величини в рівнянні (3) як добуток швидкості на час, отримаємо

$$h_T = v_T \cdot t, \quad h_p = v_p \cdot t, \tag{4}$$

де v_T — швидкість занурення кульки клапана в розчинній суміші, м/с; v_p — швидкість руху розчинної суміші в нижній частині всмоктувальної камери, м/с; t — час спрацьовування клапана на закриття, с.

Підставивши вирази (4) в формулу (3), отримаємо

$$h = v_T \cdot t + v_p \cdot t = t(v_T + v_p),$$

звідки

$$t = \frac{h}{v_T + v_p} \tag{5}$$

Величина h_p з урахуванням (5) буде мати вигляд

$$h_p = \frac{v_p \cdot h}{v_t + v_p}. \quad (6)$$

Швидкість руху розчинної суміші в нижній частині всмоктувальної камери пов'язана зі швидкістю поршня наступним співвідношенням

$$v_p = v_n \cdot \frac{D_n^2}{d_k^2}, \quad (7)$$

де D_n — діаметр поршня, м; v_n — швидкість руху поршня, м/с; d_k — діаметр циліндричної частини всмоктувальної робочої камери, м.

Під час закриття клапан опускається на гніздо з висоти h , але, опережаючи розчинну суміш на відстань h_t , разом з нею проходить відстань h_p . Тому величину зворотних витоків можна визначити як об'єм шару розчинної суміші товщиною h_p за виключенням об'єму V_k , який витісняє нижня частина кульки клапана та додавши підклапанний «мертвий» об'єм Q_B , який додається до витоків за законом Вестфалю [1, 4], згідно якого при русі кульки у напрямі потоку суміші витрата через отвір сідла більша, ніж витрата через клапанну щілину.

$$Q_{\text{нагн.}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot h_p - V_k + Q_B. \quad (8)$$

$$V_k = \pi \cdot h_3^2 \left(R - \frac{h_3}{3} \right); \quad h_3 = R - \sqrt{R^2 - r_c^2}, \quad (9)$$

де R — радіус кульки клапана, м; r_c — радіус сідла клапана, м; h_3 — висота кульового сегмента, м.

$$Q_B = \pi \cdot r_c^2 \cdot h_t = \frac{\pi \cdot r_c^2 \cdot h}{1 + \frac{v_n \cdot D_n^2}{v_t \cdot d_k^2}}, \quad (10)$$

Підставивши в рівняння (8) значення h_p з виразу (6), v_p з виразу (7), V_k з виразу (9), та Q_B з виразу (10), отримаємо остаточну формулу для розрахунку зворотних витоків, які виникають під час спрацьовування на закриття всмоктувального клапана

$$Q_{\text{нагн.}} = \frac{\pi \cdot v_n \cdot D_n^2 \cdot h}{4 \left(v_n \cdot \frac{D_n^2}{d_k^2} + v_t \right)} - \pi \left(R - \sqrt{R^2 - r_c^2} \right)^2 \times \\ \times \left(R - \frac{R - \sqrt{R^2 - r_c^2}}{3} \right) + \frac{\pi \cdot r_c^2 \cdot h}{1 + \frac{v_n \cdot D_n^2}{v_t \cdot d_k^2}}. \quad (11)$$

В формулі (11) величини d_k та h є конструктивними параметрами, які не змінюються в процесі роботи. Суттєво на величину зворотних витоків впливає швидкість занурення кульки у розчинну суміш, яка залежить від її рухомості, а також від розмірів та густини матеріалу кульки. Найбільш поширені сталеві кульки клапанних вузлів. Тому чим більша рухомість розчинної суміші, тим більше швидкість занурення кульки та, відповідно, менші зворотні витокі. Максимальна величина зворотних витоків буде у випадку, коли швидкість занурення клапана у розчинну суміш дорівнює нулю, це відповідає рухомості 8 см [2].

5. Висновки

Аналіз формули (11) дає змогу намітити міри по зниженню величини зворотних витрат розчинної суміші через кульові клапани. Ці заходи зводяться до наступного. Розміри внутрішньої поверхні всмоктувальної робочої камери в околиці кульового клапана повинні бути такі, щоб площа її горизонтальної проекції була за можливістю мінімальна. Гранична висота підйому кульки над гніздом клапана h повинна бути достатньою для відкриття клапана, але мінімально припустимою. Кулька клапана повинна мати такі геометричні характеристики і масу, які б забезпечували йому більшу швидкість опускання відносно розчинної суміші v_t .

Врахування вказаних вище факторів при конструюванні розчинонасосів дає змогу значно підвищити рівень їх об'ємного ККД, який значно впливає на основні показники роботи будь-якого насоса, зокрема і на ступінь пульсації тиску подачі розчинної суміші.

Література

1. Караев М. А. Гидравлика буровых насосов [Текст] / М. А. Караев. — М. : Недра, 1975. — 218 с.
2. Коробко Б. О. Дослідження робочих процесів розчинонасоса з комбінованим законом руху проточного плунжера [Текст] : дис... канд. техн. наук: 05.05.02 / Б. О. Коробко. — Полтава, 2002. — 166 с.
3. Кукоба А. Т. Гідропривідний розчинонасос подвійної дії [Текст] : дис... канд. техн. наук: 05.05.02 / Кукоба Анатолій Тихонович. — Полтава, 2000. — 142 с.
4. Насосы и компрессоры [Текст] / С. А. Абдурашитов, А. А. Тупиченков, И. М. Вершинин, С. М. Тененгольц. — М. : Недра, 1974. — 296 с.