УДК 621.651

Б.О. Коробко, д.т.н., Д.Ю. Задворкін, аспірант, Є.А. Васильєв, к.т.н.

ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО РОЗЧИНОНАСОСА

Пропонується до застосування в сучасних умовах будівництва конструкція гідроприводного диференціального розчинонасоса. Розглядається принцип роботи його гідравлічної частини. Визначається енергія, яка витрачається на керування (роботу золотників) та корисну роботу, яку виконує поршень розчинонасоса. З'являється можливість прогнозування енергетичних характеристик розчинонасоса на етапі його проектування

Ключові слова: розчинонасос, гідропривід, енергія, керування

Предлагается к использованию в современных условиях строительства конструкция гидроприводного дифференциального растворонасоса. Рассматривается принцип работы его гидравлической части. Определяется энергия, которая расходуется на управление (работа золотников) и полезную работу, которую выполняет поршень растворонасоса. Появляется возможность прогнозирования энергетических характеристик растворонасоса на этапе его проектирования

Ключевые слова: растворонасос, гидропривод, энергия, управление

The construction of a hydraulic differential mortar pump is provided for use under modern building conditions. This article also presents the operating principle of the fluid end of this hydraulic differential mortar pump. The authors of the article have defined the energy that is spent on handling (spool operation) and useful yield, performed by the mortar pump group (plunger). There emerges the possibility to predict energy characteristics of a mortar pump at the stage of its design.

The keywords: mortar pump, hydraulic drive, energy, handling.

Постановка проблеми. В сучасних умовах будівництва значну частину за трудомісткістю й питомою вагою (близько третини) займають опоряджувальні роботи. Незважаючи на досить розповсюджені у наш час технології облицювання внутрішніх стін будівель сухими плитними, листовими та рулонними матеріалами, процес і технологія так званого «мокрого» оштукатурювання завдяки порівняно невисокій вартості матеріалів продовжує залишатися основною на об'єктах промислового й житлового будівництва. Також слід відзначити те, що без даної технології практично не можна обійтися при виконанні ущільнення стиків конструкцій, улаштуванні підлог та утворенні гідроізоляції. Дані процеси потребують використання значної кількості вапняно- і цементно-піщаних розчинів різного складу й рухомості. Поряд із приготуванням будівельного розчину та доведенням його до необхідної кондиції значна частина загальної трудомісткості, і, відповідно, й енергії, що споживається при проведенні оздоблювальних робіт, припадає на перекачування будівельних розчинів трубопроводами за допомогою розчинонасосів з до місця проведення робіт.

Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. На рис. 1 наведена конструктивна схема розчинонасоса [1].

Гідроприводний розчинонасос містить масляний бак 1, в якому герметично вварений усмоктувальний патрубок 2 з теплообмінними пластинами 3. На кришці бака змонтований шестеренний маслонасос 4 марки НШ-32, електродвигун 5 із муфтою 6, запобіжний клапан 7 і насосна колонка 8 диференціального типу з проточним поршнем 9. Гідроциліндр 10 установлений на насосній колонці співвісно з нею. Штоки поршнів насосної колонки й гідроциліндра з'єднані за допомогою рознімного хомута 11.

Керування автоматичною роботою гідроциліндра виконує гідророзподільник 12, що має два диференціальні золотники – золотник керування 13 із хвостовиком 14 і основний золотник 15. На всмоктувальній та

напірній лініях масла встановлені сітчасті фільтри 16. Для вимірювання тиску масла (а через масло й розчину) служить манометр 17.

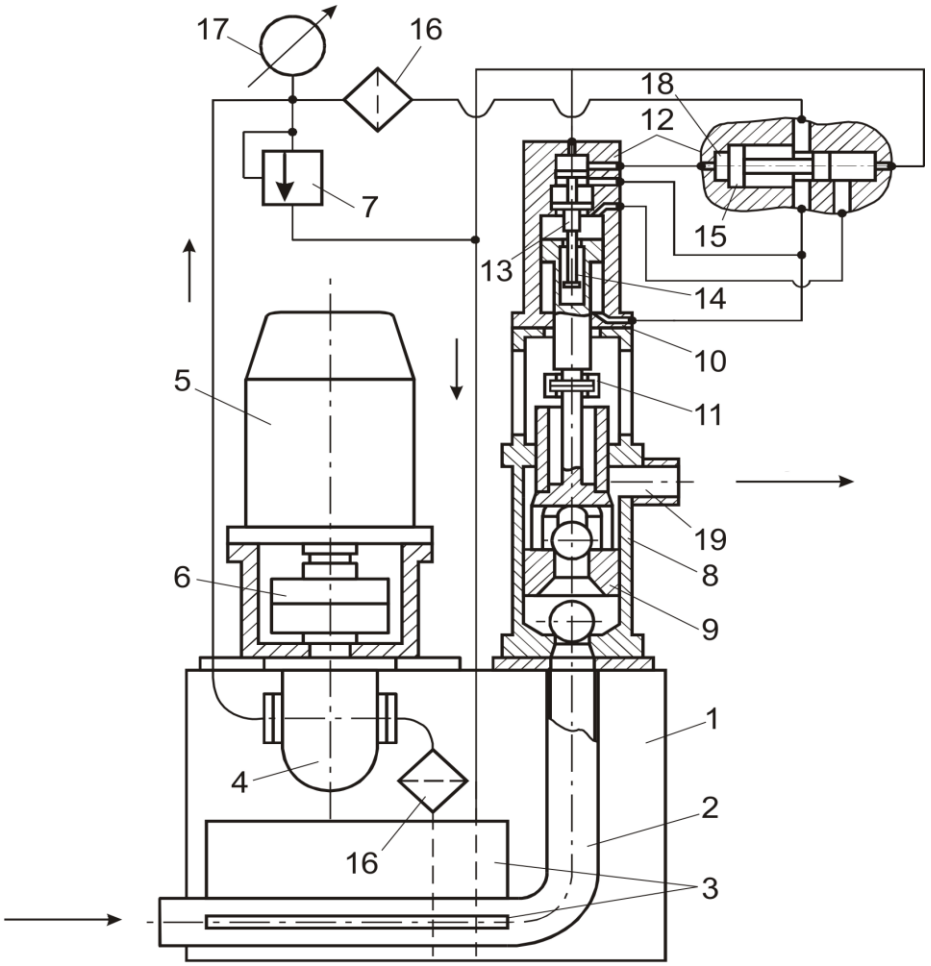

Рис. 1. Конструктивна схема гідроприводного розчинонасоса РНГ-4

1 – бак, 2 – усмоктувальний патрубок, 3 – теплообмінні пластини, 4 – маслонасос, 5 – електродвигун, 6 – муфта, 7 – запобіжний клапан, 8 – насосне колонка, 9 – проточний поршень, 10 – гідроциліндр, 11 – хомут, 12 – гідророзподільник, 13 – золотник керування, 14 – хвостовик, 15 – основний золотник, 16 – фільтри, 17 – манометр

Під дією масла високого тиску поршень гідроциліндра, керований золотниками 13 і 15, буде автоматично виконувати зворотно-поступальний рух із постійною швидкістю, а насосна колонка – рівномірно подавати в патрубок 19 перекачуваний розчин.

Основними перевагами розчинонасоса РНГ-4 перед існуючими розчинонасосами є те, що він має дуже високу всмоктувальну здатність і тому

може подавати по трубопроводах розчини різної рухливості, зокрема дуже густі [2, 3], що особливо важливо для впровадження у будівельне виробництво малоопераційної технології штукатурних робіт [4, 5, 6], а також під час виконання опоряджувальних операції, пов'язаних з використанням жорстких цементно-піщаних розчинів. Завдяки рівномірному руху проточного поршня під дією гідравлічного приводу [7], розчинонасос РНГ-4 забезпечує подачу розчинів з мінімальною пульсацією, що сприяє зниженню витрат електроенергії на подачу розчинів і покращує умови механізованого безкомпресорного соплування. У цьому ж напрямку діє й високий об'ємний ККД даного розчинонасоса. Дуже важливим для розширення меж механізованого нанесення будівельних розчинів на оброблювальні поверхні будівель [8, 9, 10] є можливість плавного й оперативного регулювання подачі розчину за сигналом штукатура. Нарешті, варто підкреслити те, що гідроприводний розчинонасос може забезпечувати подачу розчинів під достатньо високим тиском і у той же час займати в кабіні станції відносно мало місця.

Варто зазначити, що питання енергетичних втрат при роботі гідравлічної частини гідроприводного розчинонасоса попередніми дослідниками не розглядалося.

Формулювання цілей статті. У зв'язку з тим, що гідравлічний привод забезпечує постійну швидкість робочого органа впродовж більшої частини робочого циклу, що в свою чергу призводить до зменшення імпульсності подачі розчину, для використання у складі штукатурної станції доречно використовувати розчинонасос із гідроциліндром автоматичної дії, що працює за диференціальним принципом – це додатково зменшить коефіцієнт нерівномірності подачі розчину. Крім цього, досить важливими є енергетичні характеристики розчинонасоса, дослідження яких дасть змогу подальшої оптимізації роботи розчинонасоса.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо основні витрати енергії, які відбуваються під час перекачування будівельного розчину.

Енергія, яка витрачається на роботу масляного насоса, ділиться на 2 частини.

1. Корисна енергія (робота), яку виконує поршень розчинонасоса.

$$E_{корисна} = \int_{t_1}^{t_2} P(t) \cdot \left(S - S'\right) dl(\mathrm{t}), \tag{1}$$

де $P(\mathrm{t})$ – тиск масла; $\left(S - S'\right)$ – площа «диференціальності» поршня; $l(\mathrm{t})$ – переміщення поршня.

2. Енергія, що йде на переключення потоків масла, яке тисне на поршень. Фактично це робота золотника керування та основного золотника.

Існують дві основні вимоги до роботи золотників:

1) переключення режимів повинне відбуватися вчасно;

2) переключення режимів повинне відбуватися швидко.

Пункт 1 залежить від довжини ходу золотника керування (l_3)

Пункт 2 залежить від того, як швидко відбувається збільшення потоку масла через щілину, яку утворює золотник керування (α).

Система диференціальних рівнянь, яка описує розгін поршня до зустрічі із золотником керування можна записати як:

$$\begin{cases} m\upsilon'(\mathrm{t}) - \left(F_\mu + mg\right) + P(\mathrm{t})(\mathrm{S} - \mathrm{S}') \\ \beta P'(\mathrm{t}) = -\upsilon(\mathrm{t})(\mathrm{S} - \mathrm{S}') + Q_0 \end{cases}, \tag{2}$$

де Q_0 – подача масла від маслонасоса НШ–32, Q_0 = 6,93·10^{-4} м^3/год; m – маса робочого органа m = 22 кг; $\mathrm{S} - \mathrm{S}'$ – площа кільцевої частини поршня гідроциліндра з боку штокової порожнини; S – площа поршня гідроциліндра, S = 38,5·10^{-4} м^2; S' – площа перетину штока гідроциліндра, S' = 19,6·10^{-4} м^2;

β – коефіцієнт об'ємної деформації масла, $\beta = \dfrac{V}{E}$; V – об'єм масла в порожнинах від маслонасоса до штокової порожнини гідроциліндра, V = 0,3·10^{-3} м^3; E – модуль об'ємної пружності масла, E = 1,5·10^9 Па;

З цієї системи рішення для $\upsilon(\mathrm{t})$ може бути знайдене як:

$$\upsilon(\mathrm{t}) = \frac{-\mathrm{Q}_0}{S - S'} \cos\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta m}} t\right) + \upsilon'(0) \frac{\sqrt{\beta m}}{S - S'} \sin\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta m}} t\right) + \frac{Q_0}{S - S'} \tag{3}$$

$\rho g x\ \upsilon(\mathrm{t}) \to \upsilon_{const}$ відбувається за час розгону $t_{розгону} = 0,0022$ с.

Потім із постійною швидкістю υ_{const} = 0,37 м/с поршень рухається до зустрічі з золотником керування. Зустрівши золотник керування, поршень рухається разом із ним та проходить відстань $l_з$ до початку відкривання щілини. На це витрачається час $t_в$

$$t_в = \frac{l_з}{\frac{Q_0}{S - S' - (S_1 - S_1')}} = \frac{l_з(S - S' - (S_1 - S_1'))}{Q_0} \tag{4}$$

Мінімізація цього часу залежить від величини $l_з(S_1 - S_1')$. Фактично $l_з$ – хід золотника. $S_1 - S_1'$ – його «диференціальність». В осях $l_з$; $S_1 - S_1'$ t має форму рівних гіпербол.

Пункт 2 – розкривання щілини. Рівняння балансу має вид:

$$\upsilon(\mathrm{t})(S - S' - (S_1 - S_1')) + \mu \mathrm{S}_{щ} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\gamma}} = Q_0, \tag{5}$$

де $\mathrm{S}_{щ}$ – закон відкриття щілини; ΔP – перепад тиску на щілині золотника керування до зупинки поршня гідроциліндра (буде постійний і складати величину $0{,}62\,P$); μ – коефіцієнт витрати масла, μ = 0,7...0,8; γ – густина масла, для масла И20А γ = 900 кг/м^3.

$$\mathrm{S}_{щ} = \pi d \left(\int \upsilon(\mathrm{t})\,\mathrm{dt} \right) \cos\alpha\,. \tag{6}$$

Цей вираз підставляється в попереднє рівняння та диференціюється по t

$$\upsilon'(\mathrm{S}) + \mu\pi\,\mathrm{d}\,\upsilon(\mathrm{t}) \cos\alpha \sqrt{\frac{2\Delta P}{\gamma}} = Q_0. \tag{7}$$

Для $\upsilon(\mathrm{t})$ рішення має експоненціальний тип

$$\upsilon(\mathrm{t}) = c_1\,\mathrm{e}^{-\left(\mu\pi\,\mathrm{d}\,\upsilon(\mathrm{t})\cos\alpha\sqrt{\frac{2\Delta P}{\gamma}}\right)t} + \frac{Q_0}{\mu\pi\,\mathrm{d}\,\upsilon(\mathrm{t})\cos\alpha\sqrt{\frac{2\Delta P}{\gamma}}},\ c_1 = \frac{Q_0}{S - S'} \tag{8}$$

$t = 0;\ \upsilon = 0{,}4\ м/с$

Якщо вимагати екстремуму по α або $(\cos\alpha)$ – кут фаски робочого пояска золотника керування, то рівняння прийме вигляд:

$$c_1 k_1 e^{k_1 \cos\alpha} - \frac{k_2}{\cos^2 \alpha} = 0,$$

$$k_1 = -\mu\pi \, \mathrm{d} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\gamma}} t; \; k_2 = \frac{Q_0}{\mu\pi \, \mathrm{d} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\gamma}}}. \tag{9}$$

З цього рівняння можна виразити $\cos\alpha$: $\cos\alpha = 0,684; \; \alpha = 52^\circ$.

Залежність для енергії, яка витрачається на керування (робота золотників) може бути знайдена як:

$$E_{керув} = \int_0^{l_з} P(t) \cdot \left(S - S'\right) dl + \left(\int_0^t \upsilon(\mathrm{t}) \, \mathrm{dt} \right)^2 \pi d \cos\alpha \frac{\mu}{2} \left(\frac{2\Delta P}{\gamma} \right) \tag{10}$$

В ідеальному випадку електронного керування законом руху поршня всі витрати енергії йдуть на забезпечення його руху.

Сила, що діє на поршень $F = P(t) \cdot S$.

Робота на одному ході

$$E = \int P(t) \cdot S \cdot dl(t) = \int_0^t P(t) \cdot S \cdot l'(t) dt = S \int_0^t P(t) \cdot \upsilon(t) dt, \tag{11}$$

де υ – швидкість поршня.

Повна робота

$$S \int_0^{t_0} P(t) \cdot \upsilon(t) dt. \tag{12}$$

Якщо перемикання відбувається з випередженням $t_1 < t_0$, то втрати будуть

$$E_{вип.} = S \int_{t_1}^{t_0} P(t) \cdot \upsilon(t) dt. \tag{13}$$

Якщо перемикання відбувається із запізненням $t_2 > t_0$, то втрати будуть

$$E_{зап} = n \cdot \left(t_2 - t_1\right) \cdot P_{\max} \cdot S_0 \cdot l_0, \tag{14}$$

де n – частота обертання, S_0, l_0 – параметри електродвигуна.

Висновки. Після вирішення вищенаведених залежностей ми отримаємо уявлення про енергетичний баланс гідроприводного розчинонасоса.

Проаналізувавши вклад кожного з цих елементів, можна прогнозувати роботу гідравлічної системи та намітити кроки з оптимізації її роботи.

Література

1. Кукоба А.Т. Гідропривідний розчинонасос подвійної дії: Дис… канд. техн. наук: 05.05.02 / Кукоба Анатолій Тихонович. – Полтава, 2000. – 142 с.

2. Odier I., Becker T., Weiss B. Rheological Properties of Cement Pastes // Cemento. – 1978. – №3. – pp. 303 – 310.

3. Емельянова И.А. Двухпоршневые растворобетононасосы для условий строительной площадки / И.А. Емельянова, А.А Задорожный, С.А Гузенко, А.Н. Тимченко, Н.А. Меленцов – Харьков: 2011 – 196 с.

4. Kalpakjian S. Manufacturing engineering and technology. Canada-USA: Addison-Wesley Publishing Company, 1989.

5. Барсов И.П. Строительные машины и оборудование / И.П. Барсов. – М.: Стройиздат, 1986. – 511 с.

6. Волков Д.П. Строительные машины и средства малой механизации: [учебник] / Д.П. Волков, В.Я. Крикун. – М.: «Академия», 2002. – 480 с.

7. Коробко Б. О. Дослідження ефективності роботи кульових клапанів розчинонасоса в залежності від закону руху поршня / Б. О. Коробко, Є. А. Васильєв // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2014. – Вип. 1 (40). – С. 14 – 19.

8. Гаевой А.Ф. Механизация и автоматизация трудоемких процессов в строительстве / А.Ф. Гаевой. – Х: Прапор, 1975. – 140 с.

9. Баладінський В.Л. Будівельна техніка / В.Л. Баладінський, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ-Полтава: КНУБА-ПНТУ, 2002. – 463 с.

10. Ємельянова І.А. Машини та обладнання для зведення будівель і споруд із монолітного залізобетону / І.А. Емельянова. – Харків: Факт, 2008.

Abstract

This article presents the operating principle of the fluid end of the hydraulic differential mortar pump. The primary goal of research is the determination of quantity of energy, expended on handling (spool operation) and useful yield, performed by the mortar pump group (plunger) on exposure to the mortar mix for building the operating feed pressure in the discharge manifold. The study is undertaken by means of a mathematical apparatus for differential calculus, describing the various stages of spool operation and the working body of the hydraulic differential mortar pump. The obtained results allow estimating of energy input in the course of work of a hydraulic differential mortar pump drive, which makes it possible to estimate the power balance of a such-like construction. The results of the undertaken investigation can be applied by designers and implementers to improve the characteristics of such projected machines in terms of their reasonable energy consumption. The suggested technique allows to analyze the contribution of each energy consumption element of the hydraulic differential mortar pump and to outline the further efforts to improve the circuit constants of the hydraulic circuit diagram.

References

1. Kukoba, A.T. (2000). Gidroprividniy rozchinonasos podviynoyi diyi: Dis… kand. tehn. nauk: 05.05.02. Poltava, 142 [in Ukrainian].

2. Odier, I., Becker, T., Weiss, B. (1978). Rheological Properties of Cement Pastes. Cemento, 3, 303 – 310.

3. Emelyanova, I.A., Zadorozhnyiy, A.A., Guzenko, S.A., Timchenko, A.N., Melentsov, N.A. (2011). Dvuhporshnevye rastvorobetononasosy dlya uslovij stroitel'noj ploshchadki. Har'kov, 196 [in Russian].

4. Kalpakjian, S. (1989). Manufacturing engineering and technology. Canada-USA: Addison-Wesley Publishing Company.

5. Barsov, I.P. (1986). Stroitel'nye mashiny i oborudovanie. Moscow, Strojizdat, 511 [in Russian].

6. Volkov, D.P. (2002). Stroitel'nye mashiny i sredstva maloj mekhanizacii. Moscow, Akademiya, 480 [in Russian].
7. Korobko, B. O., Vasyliev, E. A. (2014) Doslidzhennya efektivnosti roboti kulovih klapaniv rozchinonasosa v zalezhnosti vid zakonu ruhu porshnya. Poltava: PoltNTU, 1 (40), 14 – 19 [in Ukrainian].
8. Gaevoj, A.F. (1975). Mekhanizaciya i avtomatizaciya trudoemkih processov v stroitel'stve. Har'kov: Prapor, 140 [in Russian].
9. BaladInskiy, V.L., Nazarenko, I.I., Onischenko, O.G. (2002). Budivelna tehnika. Kiyiv-Poltava: KNUBA–PNTU, 463 [in Ukrainian].
10. Emelyanova, I.A. (2008). Mashini ta obladnannya dlya zvedennya budivel i sporud iz monolitnogo zalizobetonu. HarkIv: Fakt [in Ukrainian].