

УДК 666.948 : 666.972.112

DOI: 10.15587/1729-4061.2016.63808

Показана принципова схема безпоршневого універсального бетононасоса із гідравлічним приводом нового конструктивного рішення. Проведено аналіз його гідравлічної системи з обґрунтуванням дії основних складових: гідромотора, шестеренного насоса, гідроциліндру, фільтра, запобіжних клапанів, зворотного клапана, регулятора витрати, трубопроводів. Це дозволило побудувати математичну модель гідравлічної системи нового бетононасоса на базі високомоментних гідромоторів

Ключові слова: універсальний шланговий бетононасос, гідравлічна схема, математична модель, високомоментний гідромотор, робоча рідина

Показана принципиальная схема беспоршневого универсального бетононасоса с гидравлическим приводом нового конструктивного решения. Проведен анализ его гидравлической системы с обоснованием действия основных составляющих: гидромотора, шестеренного насоса, гидроцилиндра, фильтра, предохранительных клапанов, обратного клапана, регулятора расхода, трубопроводов. Это позволило построить математическую модель гидравлической системы нового бетононасоса на базе высокомоментных гидромоторов

Ключевые слова: универсальный шланговый бетононасос, гидравлическая схема, математическая модель, высокомоментный гидромотор, рабочая жидкость

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ УНІВЕРСАЛЬНОГО ШЛАНГОВОГО БЕТОНОНАСОСА

Д. О. Чайка

Аспірант*

E-mail: d_chayka93@mail.ua

І. А. Ємельянова

Доктор технічних наук, професор*

E-mail: emeljanova-inga@rambler.ru

П. М. Андренко

Доктор технічних наук, професор

Кафедра гідропневмоавтоматики і гідроприводу

Національний технічний університет

«Харківський політехнічний інститут»

вул. Багалия, 21, м. Харків, Україна, 61002

E-mail: andrenko47@mail.ru

*Кафедра механізації будівельних процесів

Харківський національний університет

будівництва та архітектури

вул. Сумська, 40, м. Харків, Україна, 61002

1. Вступ

В сучасних умовах розвитку машинобудівного комплексу гостро стоїть питання підвищення потужності машин і обладнання різного технологічного призначення при одночасному зменшенні їх габаритних розмірів, металомісткості і енергоспоживання. Вирішення цієї проблеми неможливо без широкого застосування в них гідросистем, збудованих на базі сучасних гідроагрегатів з високими статичними та динамічними характеристиками. Застосування гідравлічних систем значно спрощує автоматизацію виробничих процесів та підвищує якість машин, дозволяє захистити їх від перевантажень та забезпечити механічну жорсткість, суттєво зменшити їх вагу і габарити та забезпечити надійну роботу в будь-яких кліматичних умовах [1]. Причому їх використання дозволяє відмовитися від застосування громіздких та малонадійних редукторів, значно спростити обслуговування та зменшити собівартість. Значною мірою це стосується бетононасосів, які знайшли широке застосування для комплексної механізації будівельних робіт.

Розробка математичної моделі гідравлічної системи бетононасоса є актуальною темою, це дозволить в

подальшому аналізувати роботу бетононасоса, проводити більш детальні дослідження робочих характеристик машини.

2. Аналіз літературних джерел та постановка проблеми

В процесі проектування технологічних, мобільних та будівельних машин виникає необхідність проводити аналіз їх характеристик, отриманих розрахунковим шляхом. Це дозволяє значно скоротити час, потрібний на експериментальне доопрацювання дослідних зразків, заощадити значні кошти. Великі перспективи в заощадженні часу та коштів відкриваються при використанні, в процесі проектування таких машин, їх математичних моделей. Такий підхід дозволяє розробити і використовувати для розрахунку характеристик машин набір різноманітних і відлагоджених алгоритмів і програм.

Проектуванню гідравлічних систем машин і технологічного обладнання присвячено достатня кількість фундаментальних роботи, наприклад [2, 3]. Однак в цих та інших роботах присвячених розробці гідравлічних систем технологічних, мобільних та будівельних машин приводяться загальні методики визначення їх

конструктивних та робочих параметрів, однак в них не наведені математичні моделі, як гідравлічних систем, так і окремих її елементів. Це не дозволяє отримати статичні та динамічні характеристики як гідравлічних систем, так і самих машин.

Теоретичним основам побудови математичних моделей гідравлічних та механічних систем присвячені роботи [4, 5]. Однак в даних роботах не наведені математичні моделі гідросистем які містять високомоментні гідромотори. Немає рекомендацій щодо побудови гідросистем бетононасосів з такими гідромоторами. В роботі [6] наведена математична модель гідроагрегата з регулятором витрати. Однак в ній розглядається гідроагрегат з гідродвигуном прямолінійного руху. Оптимальному проектуванню гідросистеми з високомоментним гідромотором присвячена стаття [7]. Однак роліколопатовий гідромотор, математична модель якого наведена в даній статті, в силу особливостей робочого процесу не може бути використаний в гідравлічній системі бетононасоса. Такі ж самі зауваження можна зробити до математичної моделі гідроприводу, наведеного у статті [8].

Опису гідравлічних систем та машин присвячена робота [9]. В ній описано конструктивні рішення для великої кількості об'ємних гідромоторів, наведені математичні залежності для визначення їх конструктивних параметрів. Однак в даній роботі відсутній математичний опис робочого процесу гідросистеми з високомоментним гідромотором. Не наведені математичні моделі окремих елементів гідросистеми.

Опису гідравлічної системи, з докладним урахуванням параметрів робочої рідини, таких як газівміст, температура, тиск в гідросистемі, присвячена стаття [10]. В ній розглядається гідросистема, збудована на базі лабіринтно-гвинтового насоса, математичній моделі робочого процесу якого присвячена її частина. Іншим елементам гідравлічної системи приділяється значно менше уваги, та докладний математичний опис їх робочого процесу не наведений.

Гідросистема, збудована на базі аксіально-поршневої гідромашини, розглядається в статті [11]. В ній наведена докладна математична модель її робочого процесу. Однак гідросистема, що в ній розглядається, містить аксіально-поршневий гідромотор, який живиться аксіально-поршневим насосом, та запобіжний клапан. В наведений математичній моделі гідросистеми не враховані параметри трубопроводів, а аксіально-поршневий гідромотор, що застосований в ній, не забезпечує його стійку роботу на малих обертах, необхідних для ефективної роботи розробленого універсального шлангового бетононасоса без використання механічних редукторів.

Математична модель сучасного мобільного бетононасоса наведена в статті [12]. Однак в якості виконавчого механізму в даній гідросистемі використовується гідроциліндр. Таким чином, наведена математична модель гідросистеми не може бути цілком використана для математичного опису робочих процесів універсального шлангового бетононасоса, якому присвячена дана стаття.

Розробці математичної моделі гідроприводу обертального руху на базі сучасного високомоментного гідромотора присвячена стаття [13], а в статті [14] розглядаються його динамічні характеристики. Однак в цих та інших роботах, проаналізованих авторами раніше, не виявлено опису математичної моделі гідросистеми бетононасоса створеної на базі високомоментних гідромоторів.

3. Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є розробка математичної моделі гідросистеми безпоршневого бетононасоса з високомоментними гідромоторами, яка є підґрунтям аналізу та синтезу, вибору раціональних конструктивних та робочих параметрів гідравлічної системи універсального шлангового бетононасоса.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- розробити гідравлічну схему керування універсальним шланговим бетононасосом;
- проаналізувати робочий процес гідравлічної системи та обрати гідроапарати для її реалізації;
- розробити математичну модель складових гідравлічної системи.

4. Математична модель гідравлічної системи універсального шлангового бетононасоса

Для виконання ремонтів та реконструкції існуючих будівель і споруд, будівництва тунелів, зміцнення гірських масивів рекомендується використання комплектів малогабаритного обладнання для проведення торкрет-робіт мокрим способом, які розроблені в Харківському національному університеті будівництва і архітектури, виготовлені і пройшли широку апробацію в умовах будівництва на різних об'єктах міста Харкова та інших міст України [15–18]. В даний час створюється безпоршневий універсальний бетононасос нового конструктивного рішення з гідравлічним приводом, який також може бути рекомендований для вирішення вищезазначених проблем [19].

В основу роботи бетононасоса покладена концепція механічної м'язи: під дією сили притиснення ролика змінюється прохідний перетин пружного шланга і бетонна суміш проштовхується від входу шланга до його виходу, створюючи, таким чином, за роликком зону зниженого тиску, в яку надходить бетонна суміш з бункера.

На рис. 1 представлений безпоршневий бетононасос, який оснащено гідравлічним приводом.

Математичний опис процесів, що відбуваються в гідравлічних системах, ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування. Причому, для гідравлічних систем та їх елементів характерними є процеси, при яких рух робочої рідини є несталим [4]. Декомпозиція гідравлічних систем на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити їх аналіз і синтез, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях. Математична модель гідравлічної системи бетононасоса розроблена за його схемою, що представлена на рис. 2. При її розробці прийняті наступні припущення:

- гідророзподільники – ідеальні: їх перекриття нульове; радіальний зазор, перетоки робочої рідини і опір внутрішніх каналів настільки малий, що ними можна знехтувати;
- пружини гідроапаратів мають малу жорсткість та працюють у межах, де їх характеристики лінійні і не відбувається відрив їх кінців від поверхонь контакту, що дозволяє знехтувати силою від їх дії на запірно-регулюючий елемент (ЗРЕ);

– товщина стінок трубопроводів та каналів, яка визначена з умови їх міцності, достатньо велика, що дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску. Корпуса гідроциліндра, гідророзподільників, клапанів, гідромоторів – абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються при-
веденим модулем об’ємної пружності робочої рідини;

– довжина трубопроводів мала, а їх діаметри однакові та у порівнянні з довжиною великі, це дозволяє знехтувати хвилювими процесами, що відбуваються в них. Нехтуємо також початковими ділянками трубопроводів, на яких відбувається формування профілів швидкостей;

– у гідравлічній системі бетононасоса відсутні: кавітація – $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів робочої рідини; резонанс, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності робочої рідини. Швидкість звуку в робочій рідині, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху в ній. Вважаємо робочу рідину ньютонівською, а її течію – ізотермічною;

– розглядаються моделі у зосереджених параметрах.

Точність моделювання робочих процесів у гідравлічних пристроях і системах залежить від правильного визначення параметрів робочої рідини. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять густина, в’язкість, модуль об’ємної пружності, які, в свою чергу, залежать від її температури. Зі збільшенням тиску та розширенням діапазону робочих температур гідросистем значи-

мість параметрів робочої рідини зростає [20]. Так при збільшенні температури робочої рідини на кожні 10 °С в діапазоні 30...70 °С відбувається зменшення енергоспоживання гідросистеми на величину від 1,7% до 6%, а рівень навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу її на сталій режим теплового балансу [21]. Температура робочої рідини у гідросистемах з водяним охолодженням знаходиться в межах 50 ... 60 °С, а з повітряним – 70...80 °С [2]. Тому на першому етапі моделювання робочих процесів у гідросистемах приймають значення температури робочої рідини постійною, рівною її середньому значенню у даному температурному діапазоні.

Значний вплив на параметри робочої рідини має нерозчинене повітря, що міститься в ній. У роботі [22] встановлено, що бульбашки повітря рівномірно розподілені по усьому об’єму робочої рідини, їх випадкові радіуси становлять 0,065...0,075 мм, середньоквадратичне відхилення яких складає 0,032...0,037 мм, та в одному кубічному міліметрі робочої рідини знаходиться в середньому 7...8 бульбашок повітря. Це відповідає концентрації газоповітряної фази 1,4...1,6% та співпадає з даними концентрації нерозчиненого повітря у відкритих гідросистемах (1...2%), наведених в різних літературних джерелах. Таким чином далі розглядаємо бульбашкову, згідно класифікації [23], течію рідини, у якій газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним.

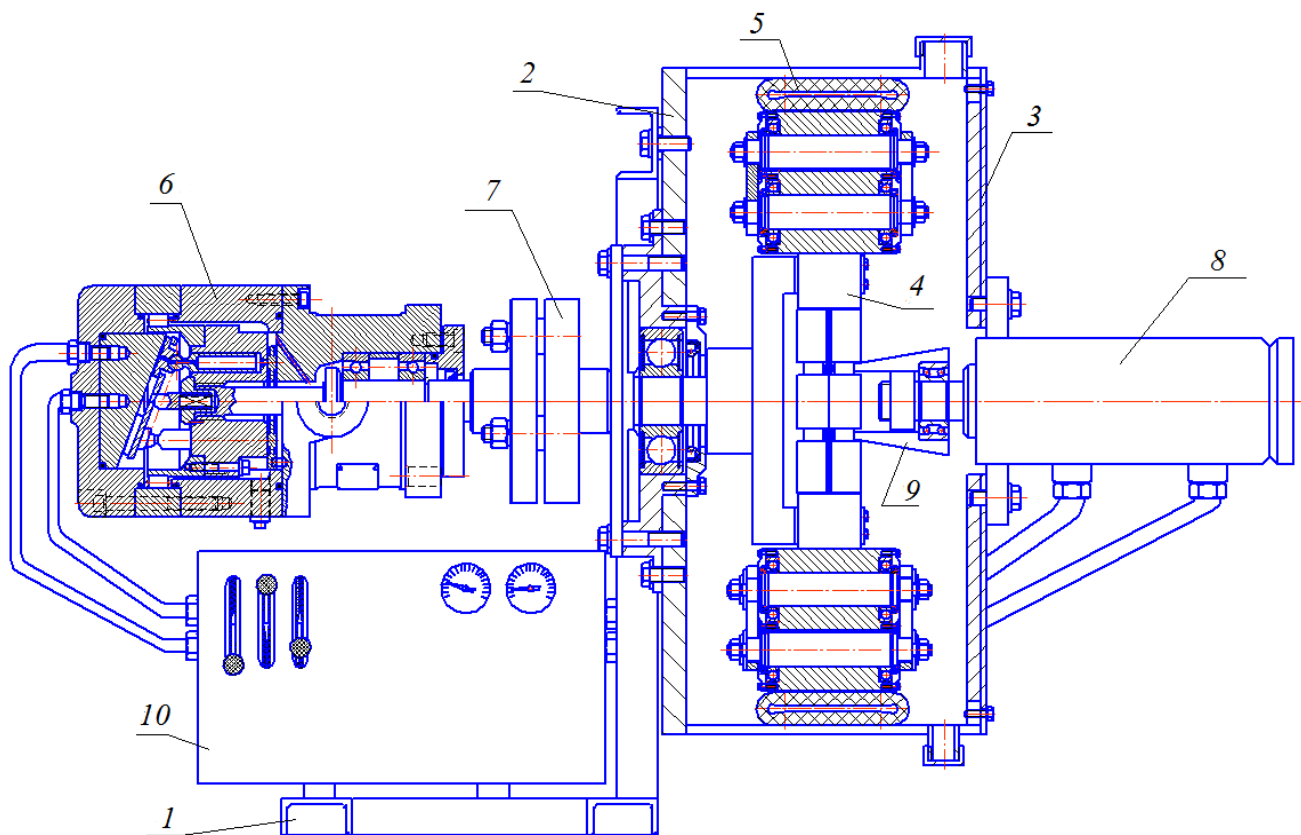


Рис. 1. Схема безпоршневого універсального бетононасоса нового конструктивного рішення з гідравлічним приводом:
1 – рама; 2 – корпус насоса; 3 – кришка корпусу; 4 – ротор з роликами; 5 – гнучкий шланг; 6 – гідромотор;
7 – муфта; 8 – гідроциліндр; 9 – конічний наконечник; 10 – гідророзподільчий вузол

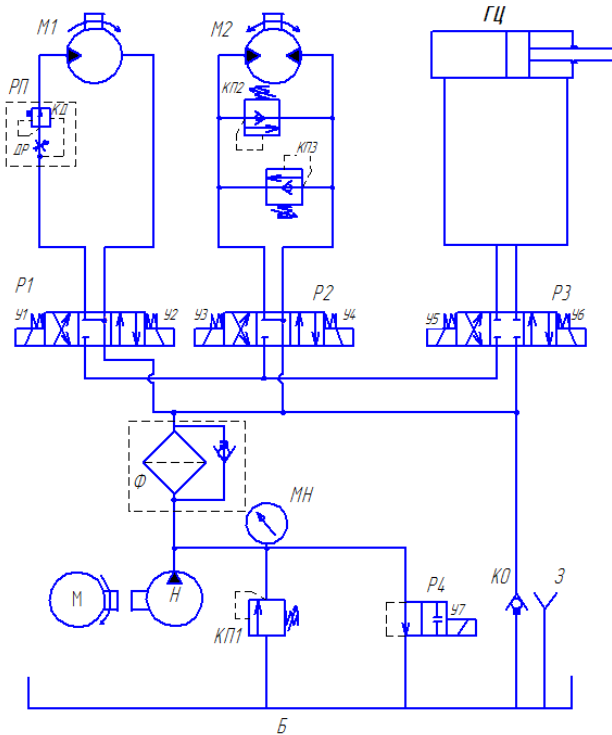


Рис. 2. Схема гідравлічна принципова бетононасоса:
 Б – бак; М – електродвигун; Н – насос;
 КП1 – запобіжний клапан; Ф – фільтр; МН – манометр;
 P1, P2, P3 – гідророзподільники (чотирьох лінійні, трьох позиційні з електрокеруванням); P4 – гідророзподільник (дволінійний, двох позиційний з електрокеруванням);
 РП – регулятор потоку; M1, M2 – високомоментні гідромотори; КП2, КП3 – антикавітаційні клапани;
 ГЦ – гідроциліндр; КО – зворотний клапан;
 З – заливна горловина

Зазначимо, що при зміні тиску у гідросистемі нерозчинене повітря переходить у розчинене і навпаки. Зміну об'єму розчиненого повітря у робочій рідині на окремих ділянках гідросистеми, приймаючи постійним значення об'єму рідинної фази, визначають за залежністю

$$W_{r0}(t) = \alpha_p W_p p(t) / p_0, \quad (1)$$

де α_p – коефіцієнт розчинності повітря у робочій рідині; W_p – об'єм рідинної фази робочої рідини, $см^3$; $p(t)$ – тиск у гідросистемі, $кгс/см^2$; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску, $кгс/см^2$.

З урахуванням формули (1) об'єм нерозчиненого повітря у робочій рідині визначають за залежністю

$$W_r(t) = W_{r\Sigma} - W_{r0}(t), \quad (2)$$

де $W_{r\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого та нерозчиненого повітря у робочій рідині.

Для визначення характеристик двофазної рідини використовуються аналітичні залежності з роботи [24], які наведені у такому вигляді:

– модуль об'ємної пружності:

$$E_c(t) = k [p(t) + 1] \frac{[Ap(t) + B] \left[(1 - m_0) \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p(t) + 1}} \right]}{k [p(t) + 1] (1 - m_0) \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 [Ap(t) + B] \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p(t) + 1}}}; \quad (3)$$

– густина:

$$\rho_c(t) = \rho_{p0} \left\{ (1 - m_0) \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_c(t)} \right] \frac{1}{1 + \alpha [T(t) - T_0]} \right\} + \rho_{r0} m_0 \frac{p(t) T_0}{p_0 T(t)}; \quad (4)$$

– коефіцієнт динамічної в'язкості:

$$\mu_c(t) = \mu_0 (1 + 1,5 m_0) \left\{ 1 + a [p(t) - p_0] / p_0 \right\} e^{-\lambda_T (T(t) - T_0)}; \quad (5)$$

– коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$\nu_{tc}(t) = \mu_c(t) / \rho_c(t). \quad (6)$$

У наведених вище формулах позначено: t – час; k – показник політропи; p_0 , $p(t)$ – відповідно початковий і робочий абсолютні тиски робочої рідини у гідросистемі; A , B – параметри рідини залежно від її температури і марки, визначені з статті [25]; $m_0 = W_{r0} / W_{c0}$ – відношення фази нерозчиненого повітря W_{r0} до повного об'єму суміші W_{c0} ; ρ_{p0} і ρ_{r0} – середня густина робочої рідини і газової складової при нормальних умовах відповідно; α – температурний коефіцієнт об'ємного розширення робочої рідини; μ_0 – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини при нормальних умовах; T_0 і $T(t)$ – абсолютна початкова і змінна температура робочої рідини в гідросистемі відповідно; a , λ_T – коефіцієнти ($a=0,003$, λ_T залежить від типу робочої рідини та для мастил гідросистем знаходиться в межах $0,023 \dots 0,028$).

Модуль пружності робочої рідини у гідросистемі з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю:

$$E_{np}(t) = E_c(t) / \left\{ 1 + [d_{тр} E_c(t)] / (\delta_{тр} E_{тр}) \right\}, \quad (7)$$

де $E_{np}(t)$ – приведений модуль пружності робочої рідини; $d_{тр}$ і $\delta_{тр}$ – відповідно діаметр і товщина стінки труби; $E_{тр}$ – модуль пружності матеріалу труби.

Зазначимо, що математичну модель гідросистеми (її окремих елементів) доповнюють рівняннями зміни стану робочої рідини

$$T_a = \text{const}, \quad \rho(t). \quad (8)$$

При цьому, температуру T_a приймають рівною її середньому значенню, а густину робочої рідини $\rho(t)$ визначають за формулою (4).

Розглядається математичний опис кожного елемента окремо.

Шестеренний насос рис. 3 (на загальній схемі рис. 2 поз. Н) (тип НШ40М-4: кількість зубців 11–11; модуль m 4).

У загальному випадку середня подача шестеренного насоса з зовнішнім зачепленням визначається за залежністю [26]

$$Q_n = 6,5 m^2 z b n_n, \quad (9)$$

де m – модуль зачеплення; z – кількість зубів; b – ширина шестерень; n_n – частота обертання шестерень.

Слід зазначити, що тиск на виході шестеренного насосу обумовлений навантаженням гідравлічної системи на його виході.

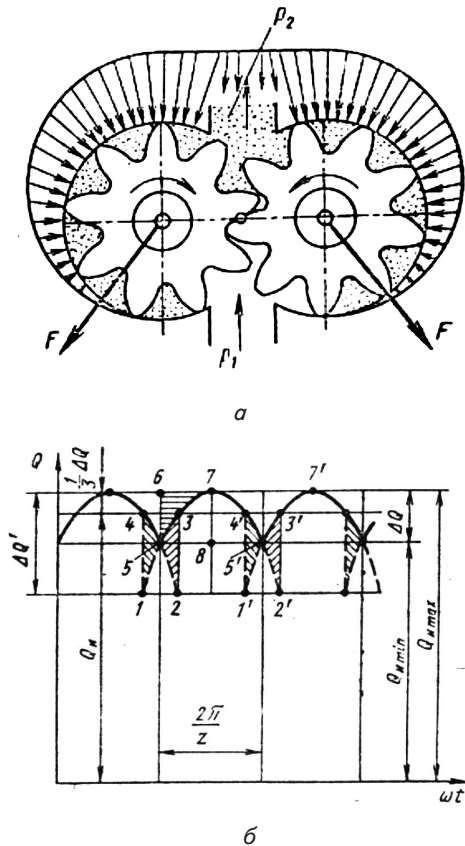


Рис. 3. Схеми робочого процесу шестеренного насосу: а – переміщення робочої рідини шестернями та еюра розподілу тиску; б – залежність ідеальної витрати від кута повороту

Трубопроводи. Для простого трубопроводу постійного перетину потрібний тиск $H_{потр}$ знаходять з рівняння Бернуллі вважаючи $\alpha_1 = \alpha_2$ і скорочуючи швидкісні тиски

$$H_{потр} = \frac{P_1}{\rho g} = \Delta z' + h^{\Sigma} = \Delta z' + kQ^m, \tag{10}$$

де p_1 – тиск на вході в трубопровід; ρ – густина робочої рідини; g – прискорення вільного падіння; $\Delta z' = \Delta z + p/\rho g$; $\Delta z = z_2 - z_1$ – геометрична висота, на яку підіймається рідина в процесі руху по трубопроводу; h^{Σ} – сумарні гідравлічні втрати в трубопроводі; Q – витрата рідини через трубопровід; k – коефіцієнт; m – показник степеня.

Причому, значення коефіцієнта k і показника ступеня m залежать від режиму течії. Для ламінарного режиму течії у разі заміни місцевих опорів еквівалентними довжинами сумарні гідравлічні втрати становитимуть:

$$h^{\Sigma} = \frac{128 v_t (1 + l_{екв}) Q}{\pi g d^4}.$$

Таким чином, для такої течії

$$k = \frac{128 v_t (1 + l_{екв})}{\pi g d^4}, m = 1. \tag{11}$$

Для турбулентного режиму, виражаючи швидкість через витрату, маємо

$$h^{\Sigma} = \left(\Sigma \xi + \lambda_t \frac{l}{d} \right) \frac{16 Q^2}{2 g \pi^2 d^4}.$$

Отже, для турбулентного режиму течії

$$k = \left(\Sigma \xi + \lambda_t \frac{l}{d} \right) \frac{8}{g \pi^2 d^4}, m = 2. \tag{12}$$

В формулах (11), (12) позначено l і $l_{екв}$ – відповідно довжина і еквівалентна місцевим опорам довжина трубопроводу, d – діаметр трубопроводу, v_t – кінематична в'язкість робочої рідини; $\Sigma \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих втрат; λ_t – коефіцієнт місцевих втрат на тертя. Використовуючи формулу (10), можна побудувати криву потрібного тиску, $H_{потр} = f(Q)$.

Розгалужені трубопроводи. Для такого трубопроводу (рис. 4) в перетині М – М, від якого відходять, наприклад, три трубопроводи 1, 2, 3 різних розмірів і містять різні місцеві опори. Нівелірні висоти кінцевих перетинів z_1, z_2 і z_3 і тиску у них p_1, p_2 і p_3 також різні.

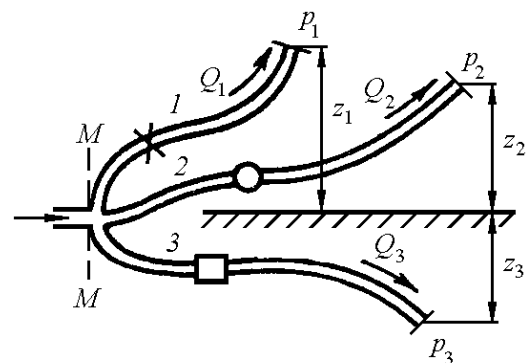


Рис. 4. Схема розгалуженого трубопроводу

Зв'язок між тиском у перетині М – М (p_M) і витратами в трубах Q_1, Q_2 і Q_3 , (вважаючи напрямок течії в трубах заданим):

$$Q_M = Q_1 + Q_2 + Q_3. \tag{13}$$

Записавши рівняння Бернуллі для перетину М – М і для кінцевого перетину (нехтуючи різницею швидкісних висот) та позначаючи суму двох перших членів у правій частині рівняння через z'_1 і виражаючи третій член через витрату, маємо для першого трубопроводу

$$\frac{P_M}{\rho g} = z'_1 + k_1 Q_1^{m_1}. \tag{14}$$

Аналогічно для двох інших труб можна записати:

$$\frac{P_M}{\rho g} = z'_2 + k_2 Q_2^{m_2}, \tag{15}$$

$$\frac{P_M}{\rho g} = z'_3 + k_3 Q_3^{m_3}. \tag{16}$$

Таким чином, отримуємо систему чотирьох рівнянь (13)–(16) з чотирма невідомими: Q_1, Q_2, Q_3 і p_M . Її розв'язання виконано графічно.

Розрахунок напірних трубопроводів полягає в сумісній побудові в одному й тому ж масштабі і на одному графіку двох кривих – кривої потрібного напору $H_{\text{потр}}=f_1(Q)$ і характеристики насоса $H_{\text{потр}}=f_2(Q)$ – і в знаходженні їх точки перетину (рис. 5). У точці перетину кривої потрібного напору і характеристики насоса забезпечується рівність між потрібним напором і напором, що створюється насосом (робоча точка).

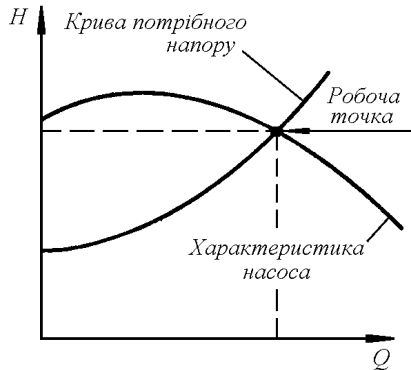


Рис. 5. Графічне знаходження робочої точки насоса

Математична модель фільтра (на загальній схемі рис. 2 поз. Φ) складається з рівнянь:
– перепаду тиску

$$\Delta p_{\Phi} = p_{11} - p_{12} = \frac{\mu q_{12}}{k_{\Phi} A_{\Phi}}, \quad (17)$$

де p_{11} і p_{12} – відповідно тиск на вході і виході фільтра; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, 0,1·Па·с; k_{Φ} – коефіцієнт фільтра, який залежить від товщини фільтрації робочої рідини і визначається з табл. [27], л/см²; A_{Φ} – площа фільтра, см²;
– нерозривності

$$q_{12} = q_{11}, \quad (18)$$

де q_{12} і q_{11} – відповідно витрати на виході і вході фільтра.
Запобіжний клапан рис. 6 (на загальній схемі рис. 2 поз. $KП1$) (тип VMP/V34).

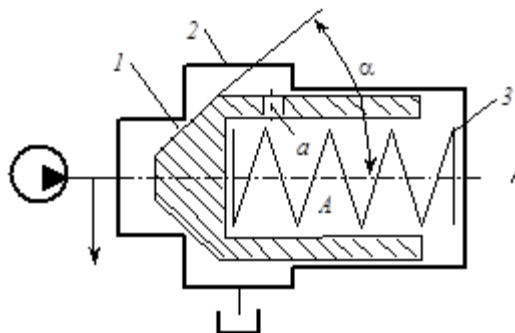


Рис. 6. Розрахункова схема запобіжного клапана:
1 – затвор; 2 – корпус із сідлом; 3 – пружина

Принцип дії запобіжного клапана ґрунтується на зрівноваженні сили тиску рідини на запірно-регулюючий елемент силою підтиску пружини. Коли сила тиску рідини долає силу підтиску пружини, клапан відкривається, обмежуючи зростання тиску «перед

собою» шляхом перепускання частини робочої рідини в зливу магістраль.

Тиск настроювання (відкриття) клапана p_0 розраховують, виходячи з рівняння рівноваги сил, що діють на запірно-регулюючий елемент клапана у момент його відкриття:

$$p_0 = \frac{4F_{з\text{кл пр}}}{\pi d_{з\text{кл}}^2},$$

де $F_{з\text{кл пр}}$ – сила попереднього підтиску пружини

$$F_{з\text{кл пр}}(t) = c_{\text{пр}} [x_{з\text{пр}}(t) + x_0], \quad (19)$$

де x_0 – попередній підтиск пружини, який визначає початкову силу; $c_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини; $d_{з\text{кл}}$ – діаметр сідла клапана.

Математична модель робочого процесу запобіжного клапана (рис. 5) складається з рівнянь:

– руху затвора клапана

$$m_{п\text{зкл}} \ddot{x}_{з\text{кл}} = A_{з\text{кл}} [\Delta p_{з\text{кл}}(t)] - F_{з\text{кл гд}}(t) - F_{з\text{кл пр}}(t) - F_{з\text{кл тр}}(t); \quad (20)$$

– витрати робочої рідини через клапан

$$q_{з\text{кл}}(t) = \mu_{з\text{кл}}(Re, x_{з\text{кл}}) \pi d_{з\text{кл}} x_{з\text{кл}}(t) \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} [\Delta p_{з\text{кл}}(t)]}; \quad (21)$$

– обмеження переміщення затвора клапана

$$0 < x_{з\text{кл}}(t) \leq x_{з\text{кл макс}}, \quad (22)$$

де $x_{з\text{кл макс}}$ – максимальне переміщення затвора клапана.

У рівняннях (20), (21) $\Delta p_{з\text{кл}}(t)$ – перепад тиску на дросельній щілині клапана (якщо можна нехтувати тиском у магістралі за клапаном, то $\Delta p_{з\text{кл}}(t) = p_0 + \Delta p$, де Δp – приріст тиску в лінії нагнітання перед клапаном під час пропускання витрати); $x_{з\text{кл}}$ – переміщення затвора клапана; α – кут сідла клапана; $m_{п\text{зкл}}$ – приведена до затвора основного клапана маса всіх рухомих частин, яка визначається за залежністю

$$m = m_{з\text{кл}} + m_{\text{пр}}/3, \quad (23)$$

де $m_{з\text{кл}}$ – маса запірно-регулюючого елемента клапана; $m_{\text{пр}}$ – маса пружини; $F_{з\text{кл тр}}(t)$ – сила тертя, яка розраховується за формулою

$$F_{\text{тр}}(t) = F_{\text{тр0}}(t) \text{sign } \dot{x}_{з\text{кл}} + F_{\text{трв}}(t), \quad (24)$$

де $F_{\text{тр0}}(t)$ – сила сухого тертя, визначається з [28]; $F_{\text{трв}}(t)$ – сила рідинного тертя, визначається з [25]; $\text{sign } \dot{x}_{з\text{кл}}$ – функція Кронекера від $\dot{x}_{з\text{кл}}$; $F_{з\text{кл гд}}(t)$ – гідродинамічна сила, яка визначається за формулою

$$F_{\text{гд}}(t) = -c_{\text{гд}} x_{з\text{кл}}(t) - k_{\text{ін}} \frac{dx_{з\text{кл}}}{dt}, \quad (25)$$

$$\text{де } c_{\text{гд}} = \mu_{з\text{кл}}(Re, x_{з\text{кл}}) b_{\text{вік}} (\Delta p_{з\text{кл}}(t)) \cos \theta_{\text{н}}; \quad (26)$$

$$k_{\text{ін}} = \rho (l_3 - l_2) \mu_{з\text{кл}} b_{\text{вік}} \sqrt{(\Delta p_{з\text{кл}}(t)) / \rho}, \quad (27)$$

де $b_{\text{вік}}$ – сумарна ширина вікон клапана (гідророзподільника); l_3, l_2 – відповідно відстані між віссю каналу

живлення та виточкою в гільзі клапана (гідророзподільника), віссю каналу зливу та виточкою в гільзі клапана (гідророзподільника); θ_n – кут відхилення потоку робочої рідини, що протікає через дроселюючі щілину; $\mu_{зкл}(Re, x_{зкл})$ – нестационарний коефіцієнт витрати клапана який, крім геометричних розмірів дроселюючих щілин, враховує також режим течії рідини через неї.

$$\mu_{зкл}(Re, x_{зкл}) = \mu_{сга} \sqrt{Re} / \sqrt{Re_k + Re}, \quad (28)$$

де $\mu_{сга}$ – коефіцієнт витрат у статичному режимі; Re_k – коефіцієнт корекції.

Зауважимо, що при розрахунку гідродинамічної сили, яка діє на запірно-регулюючий елемент гідророзподільника, в рівнянні (25) перед коефіцієнтом $c_{гд}$ ставлять множник 2.

Зворотний клапан рис.7 (на загальній схемі рис. 2 поз. КО) (тип Г51-33).

Підйом затвора клапана, зазвичай, вибирають в межах $(0,1 \dots 0,5) d$, де d – діаметр з'єднувального отвору в корпусі клапана.

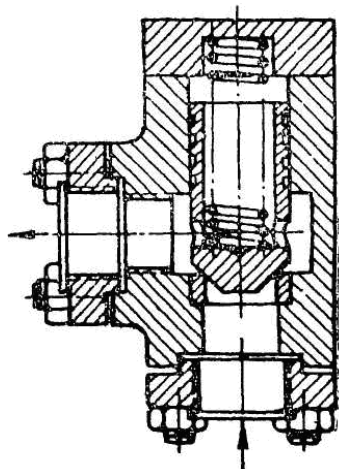


Рис. 7. Схема зворотного клапана конусного типу

Математична модель робочого процесу зворотного клапана описується рівняннями:

– витрати на його виході залежно від напрямку руху робочої рідини

$$q_{звк} = \begin{cases} 0, & \text{при зворотному русі,} \\ q_{звк}, & \text{при прямому русі,} \end{cases} \quad (29)$$

де $q_{звк}$ – витрата через зворотний клапан, яка розраховується за залежністю (21), в яку підставляють значення перепаду тиску на зворотному клапані та його конструктивні параметри;

– переміщення запірно-регулюючого елемента зворотного клапана

$$x_{звк} = \begin{cases} 0, & \text{при зворотному русі,} \\ x_{звк \max}, & \text{при прямому русі,} \end{cases} \quad (30)$$

де $x_{звк}$ – переміщення запірно-регулюючого елемента зворотного клапана; $x_{звк \max}$ – максимальне переміщення запірно-регулюючого елемента зворотного клапана.

Зазначимо, що антикавітаційні клапани є паралельним з'єднанням запобіжного та зворотного клапанів.

Таким чином, його математична модель складається з математичних моделей даних клапанів.

Гідророзподільники (на загальній схемі рис. 2 поз. P1, P2, P3, P4). Використовуємо гідророзподільники з електричним керуванням, тип керування на рис. 8 не показано. При розрахунку гідророзподільника важливо визначити силу керування, яка переміщує його запірно-регулюючий елемент з нейтрального положення в робоче. У загальному випадку ця сила визначається з нерівності

$$F_{кер}(t) \geq m\ddot{x}_{зре} + F_{пр\Sigma}(t) + F_{гд}(t) + F_{тр}(t), \quad (31)$$

де $m\ddot{x}_{зре}$ – сила інерції; $F_{пр\Sigma}(t)$, $F_{гд}(t)$ і $F_{тр}(t)$ – відповідно сили пружин, визначається за формулою (19), гідродинамічна, визначається за формулою (25), і тертя, визначається за формулою (24).

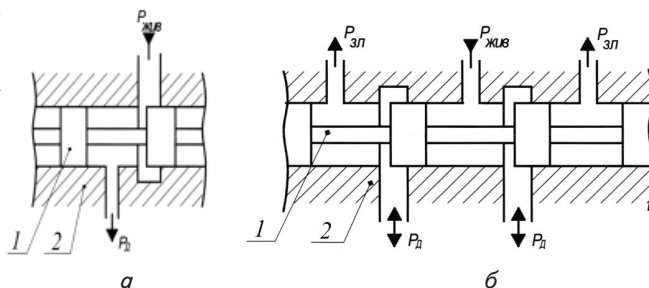


Рис. 8. Схеми гідророзподільників: 1 – запірно-регулюючий елемент; 2 – корпус; а – однощілинний; б – чотирищілинний

При визначенні сили інерції треба мати на увазі, що час спрацювання сучасних гідророзподільників з електричним керуванням знаходиться у діапазоні від 0,01 до 0,2 с.

З іншої сторони

$$F_{кер}(t) = k_{ем} i_{кер}(t), \quad (32)$$

де $k_{ем}$ – коефіцієнт електромагніта; $i_{кер}(t)$ – струм керування.

Розрахунок витрати через гідророзподільник, за умови знаходження його запірно-регулюючого не в нульовому положенні (в нульовому положенні $q_{тр}(t) = 0$), проводиться за залежністю

$$q_{тр}(t) = \mu_{тр}(Re) A_{тр} \sqrt{2|\Delta p_{вік}(t)|/\rho(t)}, \quad (33)$$

де $\mu_{тр}(Re)$ – коефіцієнт витрати, визначається за формулою (28); $A_{тр}$ – площа перерізу робочого вікна; $\Delta p_{вік}(t)$ – перепад тиску на робочому вікні.

Математичну модель гідророзподільника становлять рівняння (31)–(33) які доповнюють рівнянням обмеження переміщення його запірно-регулюючого елемента.

Регулятор витрати.

Розглянемо регулятор витрати МПГ55-24М, його розрахункову схему наведено на рис. 9. Математична модель робочого процесу регулятора витрат описується такими рівняннями [29]:

– руху плунжера клапана тиску регулятора витрат

$$m_{кр} \ddot{x}_{кр} = c_{пр кр} [x_{кр0} + x_{кр \max} - x_{кр}(t)] + A_{пл рв1} p_{д4}(t) - A_{пл рв2} p_{д3}(t) - (A_{пл рв1} - A_{пл рв2}) p_{д2}(t) - F_{гд кл}(t) - F_{тр кл}(t); \quad (34)$$

– витрати робочої рідини, що проходить через щілину клапана тиску регулятора витрат

$$q_{щк}(t) = \mu_{щк} [Re, x_{кр}(t)] A_{щк} \text{sign}[p_1(t) - p_2(t)] \times \sqrt{2|p_1(t) - p_2(t)|/\rho(t)}; \quad (35)$$

– витрати робочої рідини, що проходить через дросель Д

$$q_{д}(t) = \mu_{д} [Re, x_{д}(t)] A_{д} \text{sign}[p_2(t) - p_3(t)] \times \sqrt{2|p_2(t) - p_3(t)|/\rho(t)}; \quad (36)$$

– витрати робочої рідини на виході з регулятора витрат – витрата на зливі

$$q_{зл}(t) = q_{щк}(t) + q_{д2}(t) + q_{д3}(t) - q_{д4}(t); \quad (37)$$

– витрати робочої рідини через три ламінарних дроселі регулятора витрат:

$$q_{д2}(t) = \frac{\pi [p_{д2}(t) - p_2(t)] d_{д2}^4}{128 \mu l_{д2}} = K_{д2} [p_{д2}(t) - p_2(t)]; \quad (38)$$

$$q_{д3}(t) = \frac{\pi [p_{д3}(t) - p_2(t)] d_{д3}^4}{128 \mu l_{д3}} = K_{д3} [p_{д3}(t) - p_2(t)]; \quad (39)$$

$$q_{д4}(t) = \frac{\pi [p_{зл}(t) - p_{д4}(t)] d_{д4}^4}{128 \mu l_{д4}} = K_{д4} [p_{зл}(t) - p_{д4}(t)]. \quad (40)$$

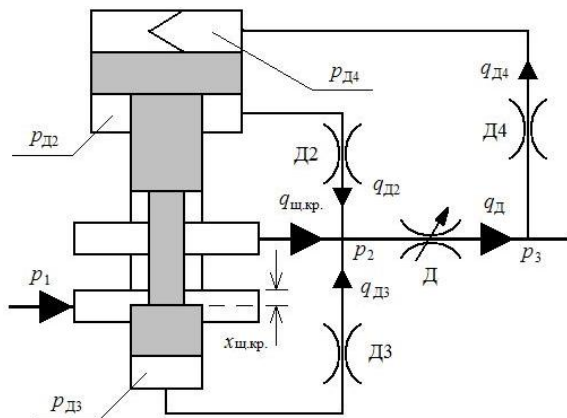


Рис. 9. Розрахункова схема регулятора витрат

Витрати $q_{д2}(t)$, $q_{д3}(t)$, $q_{д4}(t)$ записували у вигляді:

$$q_{д2}(t) = (A_{плрв1} - A_{плрв2}) \frac{dx_{кр}(t)}{dt}; \quad (41)$$

$$q_{д3}(t) = A_{плрв2} \frac{dx_{кр}(t)}{dt}; \quad (42)$$

$$q_{д4}(t) = A_{плрв1} \frac{dx_{кр}(t)}{dt}. \quad (43)$$

Прирівнявши рівняння (38)–(40) і (41)–(43), відповідно отримали:

$$p_{д2}(t) = p_2(t) + \frac{(A_{плрв1} - A_{плрв2}) dx_{кр}(t)}{K_{д2} dt}; \quad (44)$$

$$p_{д3}(t) = p_2(t) + \frac{A_{плрв2} dx_{кр}(t)}{K_{д3} dt}; \quad (45)$$

$$p_{д4}(t) = p_{зл}(t) + \frac{A_{плрв1} dx_{кр}(t)}{K_{д4} dt}. \quad (46)$$

У рівняннях (44)–(46): $\mu_{щк} [Re, x_{кр}(t)]$ і $\mu_{д} [Re, x_{д}(t)]$ – відповідно коефіцієнти витрат у щілині клапана тиску регулятора витрат і дроселі Д; $A_{плрв1}$ – площа плунжера збоку пружинної камери регулятора витрат; $A_{плрв2}$ – площа плунжера регулятора витрат; $p_1(t)$ і $p_2(t)$ – відповідно тиск на вході і виході камери регулятора витрат; $p_3(t)$ і $p_{зл}(t)$ – відповідно тиск на виході і зливі регулятора витрат; $p_{д2}(t)$, $p_{д3}(t)$, $p_{д4}(t)$ – відповідно тиск у верхній підклапанній, нижній під клапанній і пружинній камерах регулятора витрат; $d_{д2}$, $d_{д3}$, $d_{д4}$ – відповідно діаметри ламінарних дроселів; $l_{д2}$, $l_{д3}$, $l_{д4}$ – відповідно довжини ламінарних дроселів; $x_{кр}(t)$ і $x_{д}$ – відповідно переміщення плунжера клапана тиску регулятора витрат і дроселя Д; $m_{кр}$ – маса плунжера з приєднаними до нього частинами регулятора витрат, яка розраховується за залежністю (23); $c_{пркр}$ – жорсткість пружини клапана тиску регулятора витрат; $x_{кр0}$ – попередній підтиск пружини клапана тиску регулятора витрат; $x_{кр\max}$ – максимальне переміщення клапана регулятора витрат.

У рівнянні (34) гідродинамічна сила $F_{гдкл}(t)$ розраховується за формулою (25) і сила тертя $F_{тркл}(t)$ розраховується за формулою (24), у які підставляли параметри клапана регулятора витрат.

Переміщення плунжера клапана регулятора витрат і запірно-регулюючого елемента дроселя Д знаходились в межах такого інтервалу: $0 \leq x_{кр}(t) \leq x_{кр\max}$; $0 \leq x_{д} \leq x_{д\max}$.

Вводили обмеження на швидкість руху плунжера клапана регулятора витрат

$$\dot{x}_{кр} = \begin{cases} 0, & \text{при } \dot{x}_{кр} > 0, x_{кр}(t) = x_{кр\max}; \\ 0, & \text{при } \dot{x}_{кр} < 0, x_{кр}(t) = 0; \\ \dot{x}_{кр}, & \text{при } 0 < x_{кр}(t) < x_{кр\max}. \end{cases} \quad (47)$$

Математична модель одно штокового циліндра, вона складається з рівнянь:

– руху штока гідроциліндра разом з приведеними до нього масами рухомих частин

$$m\ddot{y} = A_1 p_1(t) - A_2 p_2(t) - F_{тер}(t) - F_{нав}(t); \quad (48)$$

– витрати робочої рідини в лівій (безштоковій) і правій (штоковій) порожнині гідроциліндра

$$\left. \begin{aligned} q_1(t) &= A_1 \dot{y} + \frac{W_{ноп} + A_1 \dot{y} dp_1(t)}{E_{нр}} \\ q_2(t) &= A_2 \dot{y} - \frac{W_{шт} - A_2 \dot{y} dp_2(t)}{E_{нр}} \end{aligned} \right\}; \quad (49)$$

– обмеження переміщень поршня гідроциліндра

$$y < y(t) \leq y_{\max} \tag{50}$$

У рівняннях (48)–(50): m – маса штока гідроциліндра разом з приведеними до нього масами рухомих частин, рівняння (23); y – переміщення штока гідроциліндра; A_1 і A_2 – відповідно площі безштокової і штокової порожнин гідроциліндра; $p_1(t)$ і $p_2(t)$ – відповідно тиск у безштоковій і штоковій порожнинах гідроциліндра; $F_{\text{тер}}(t)$ і $F_{\text{нав}}(t)$ – відповідно сили тертя, яку розраховуємо згідно залежності (24), і сила зовнішнього навантаження; $W_{\text{пор}}$ і $W_{\text{шт}}$ – відповідно об’єми безштокової і штокової порожнин гідроциліндра.

Математична модель гідромотора, рис. 10 (на загальній схемі рис. 2 поз. $M1, M2$) [30].

На бетононасос даної конструкції встановлено два високомоментні гідромотори. Це необхідно для того, щоб забезпечити необхідний крутний момент на роторі бетононасоса при малій частоті обертання.

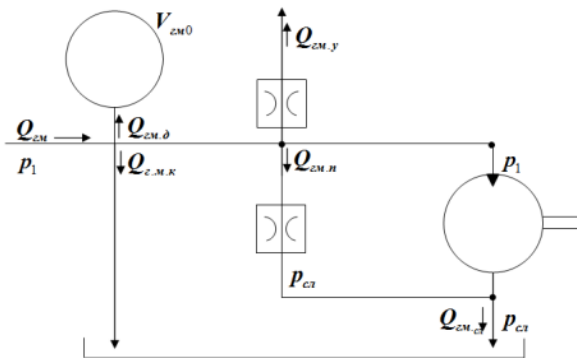


Рис. 10. Розрахункова схема гідромотора

Рівняння витрати гідромотора

$$Q_{\text{гм}}(t) = Q_{\text{гм.сл}}(t) + Q_{\text{гм.у}}(t) + Q_{\text{гм.п}}(t) + Q_{\text{гм.к}}(t) + Q_{\text{гм.д}}(t), \tag{51}$$

де $Q_{\text{гм.сл}}(t)$ – витрата злива гідромотора; $Q_{\text{гм.у}}(t)$ – витрата витоків (в корпусі)

$$Q_{\text{гм.у}}(t) = C_{\text{гм.у}} p_1(t),$$

де $C_{\text{гм.у}}$ – коефіцієнт витоків; $Q_{\text{гм.п}}(t)$ – витрата перетоків;

$$Q_{\text{гм.п}}(t) = C_{\text{гм.п}} [p_1(t) - p_{\text{сл}}],$$

де $C_{\text{гм.п}}$ – коефіцієнт перетоків; $Q_{\text{гм.к}}(t)$ – витрата в наслідок компресії робочої рідини;

$$Q_{\text{гм.к}}(t) = \frac{C_{\text{гм}} \omega(t) [p_1(t) - p_{\text{сл}}]}{E_{\text{пр}}(t)},$$

де $C_{\text{гм}}$ – коефіцієнт пропорційності,

$$C_{\text{гм}} = \frac{(2W_{\text{гм.м}} + W_{\text{гм}})}{2},$$

де $W_{\text{гм}}$ – характерний об’єм гідромотора, $W_{\text{гм}} = 0,5V_{\text{гм.0}}/\pi$; $W_{\text{гм.м}}$ – характерний “мертвий” об’єм гідромотора,

$$W_{\text{гм.м}} = 0,5V_{\text{гм.м}}/\pi,$$

де $V_{\text{гм.0}}$ і $V_{\text{гм.м}}$ – відповідно робочий і “мертвий” об’єми гідромотора, причому $V_{\text{гм.м}}$ для планітарного гідромотора становить $V_{\text{гм.м}} = 0,01 V_{\text{гм.0}}$; $Q_{\text{гм.д}}(t)$ – витрата внаслідок деформації робочої рідини,

$$Q_{\text{гм.д}}(t) = \frac{V_{\text{гм.0}}}{2E_{\text{пр}}(t)} \frac{dp_1(t)}{dt}.$$

Кількість рідини яка потрапляє на злив визначається з рівняння

$$Q_{\text{гм.сл}}(t) = \frac{V_{\text{гм.0}}}{2\pi} \omega_{\text{гм}}(t),$$

де $\omega_{\text{гм}}(t)$ – частота обертання вала гідромотора.

Математична модель гідромотора складається з системи рівнянь [26]:

$$\begin{cases} Q_{\text{гм}}(t) = Q_{\text{гм.сл}}(t) + Q_{\text{гм.у}}(t) + Q_{\text{гм.п}}(t) + Q_{\text{гм.к}}(t) + Q_{\text{гм.д}}(t), \\ Q_{\text{гм.у}}(t) = C_{\text{гм.у}} p_1(t), \quad Q_{\text{гм.п}}(t) = C_{\text{гм.п}} [p_1(t) - p_{\text{сл}}], \\ Q_{\text{гм.к}}(t) = \frac{C_{\text{гм}} \omega(t) [p_1(t) - p_{\text{сл}}]}{E_{\text{пр}}(t)}, \\ Q_{\text{гм.д}}(t) = \frac{V_{\text{гм.0}}}{2E_{\text{пр}}(t)} \frac{dp_1(t)}{dt}, \\ Q_{\text{гм.сл}}(t) = \frac{V_{\text{гм.0}}}{2\pi} \omega_{\text{гм}}(t). \end{cases} \tag{52}$$

Так як у гідросистемі встановлено запобіжний клапан, який спрацьовує від перевищення тиску у напірній магістралі, то кількість рідини, яка підводить до гідромотора, визначається за рівнянням

$$Q_{\text{гм}}(t) = Q_{\text{н}}(t) - Q_{\text{кл}}(t).$$

Вважаючи, що видаток насоса $Q_{\text{н}}(t)$ та навантаження M_c постійні, кутова швидкість гідромотора буде визначатися з рівняння моментів

$$M_{\text{гм.кр}} = M_j + M_c, \tag{53}$$

де $M_{\text{гм.кр}}$ – крутний момент на валу гідромотора,

$$M_{\text{гм.кр}} = \frac{V_{\text{гм.0}}}{2\pi} \eta_{\text{мех}} p_1, \tag{54}$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, $\eta_{\text{мех}} = 0,9$; M_j – момент інерції,

$$M_j = J \frac{d\omega_{\text{гм}}(t)}{dt}, \tag{55}$$

де J – момент інерції мас, які обертаються; M_c – момент опору.

Підставляючи в рівняння (53) усі складові та розв’язуючи його відносно похідної $\frac{d\omega_{\text{гм}}(t)}{dt}$, отримаємо

$$\frac{d\omega_{\text{гм}}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \left[\frac{V_{\text{гм.0}}}{2\pi} \eta_{\text{мех}} p_1(t) - M_c \right]. \tag{56}$$

Інтегруючи (56), отримаємо кутову швидкість гідромотора.

Частота обертів вала гідромотора визначається згідно з рівнянням

$$n(t) = \frac{\omega_{гм}(t)}{2\pi}. \quad (57)$$

Слід зазначити, що встановлення на шланговий бетононасос гідравлічного приводу надає наступні переваги:

- відмова від механічних передач зменшує металоємність та габарити бетононасоса, підвищує його надійність роботи;

- розширюється діапазон та можливості керування робочим процесом бетононасоса;

- розширюються можливості керування робочим процесом;

- регулювання частоти обертання здійснюється більш плавно, це зменшує пульсації потоку бетонної суміші на виході з бетононасоса та зменшує динамічні навантаження на привідний вал та ротор бетононасоса.

Отримані рівняння окремих елементів гідравлічної системи бетононасоса описують перехідні процеси в ньому та дозволяють визначити статичні і динамічні характеристики, як гідросистеми, так і окремих її елементів. Для отримання динамічних характеристик гідросистеми та її окремих елементів наведені вище рівняння розглядають разом з початковими та граничними умовами.

У подальшому отриману математичну модель можна використовувати для визначення статичних і динамічних характеристик робочого процесу бетононасоса при змінних його конструктивних та робочих параметрах. Розроблену методику можна брати за основу при створенні математичних моделей бетононасосів іншого конструктивного виконання. На базі проведених експериментальних розроблена математична модель гідравлічної системи універ-

сального шлангового бетононасоса в подальшому має уточнюватися.

6. Висновки

1. В результаті проведених досліджень розроблена нова гідравлічна система універсального шлангового бетононасоса та вибрані елементи для її реалізації. Її особливістю є те, що застосування в ній високомоментних гідромоторів дозволяє відмовитися від використання механічних редукторів, завдяки чому зменшується металоємність та габарити бетононасоса, підвищується його надійність. Застосування ж антикавітаційних клапанів на ділянках живлення високомоментного гідромотора обертання ротора бетононасоса забезпечує його стійку роботу у широкому діапазоні змін робочих параметрів як гідравлічної системи, так і механічної системи подачі бетону.

2. Шляхом декомпозиції на окремі структурні елементи, отримана повна нелінійна, у зосереджених параметрах, математична модель гідравлічної системи універсального шлангового бетононасоса, яка збудована на базі високомоментних гідромоторів та враховує змінні в часі параметри робочої рідини, її стисливість і нелінійність сил тертя, завдяки цьому вона дозволяє докладно визначити статичні і динамічні характеристики та є базою для її аналізу і синтезу.

3. Розроблена математична модель дозволяє у подальшому створювати математичні моделі гідравлічних систем бетононасосів, які з конструктивною, технологічною та інформаційною точкою зору мають ряд спільних ознак з гідравлічною системою бетононасоса, збудованою на базі високомоментного гідромотора, завдяки цьому відкривається можливість скорочення часу проектування таких гідросистем і бетононасоса.

Література

1. Кулешков, Ю. В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен. Теория, конструкция и расчет [Текст] / Ю. В. Кулешков, М. И. Черновол, О. В. Бевз, Ю. А. Титов. – Кіровоград : "КОД", 2009. – 257 с.
2. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник [Текст] / В. К. Свешников. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
3. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
4. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем [Текст]: учебник / Д. Н. Попов; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
5. Струтинський, В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки [Текст] / В. Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
6. Лурье, З. Я. Динамика дросельного гидроагрегата с регулятором расхода, нагрузочным дросселем и гидродвигателем прямолинейного движения [Текст] / З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова // Вісник НТУ "ХП". – 2002. – Т. 12, № 9. – С. 129–135.
7. Лурье, З. Я. Оптимальное проектирование высокомоментного гидромотора и оценка динамических свойств гидросистемы на его базе [Текст] / З. Я. Лурье, И. Г. Лищенко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1 (3). – С. 30–34.
8. Лурье, З. Я. Динамика гидропривода высокоинерционных механизмов на базе высокомоментного гидромотора [Текст] / З. Я. Лурье, Г. А. Аврунин, А. И. Черняк, Е. П. Иванецкая // Вестник машиностроения. – 1998. – № 8. – С. 7–10.
9. Daszczenko, A. Hydraulika: Maszyny hydrauliczne [Text] / A. Daszczenko, J. Glinski, E. Krasowski et al. – Lublin: Polska Akademia Nauk Oddzial w Lublinie, 2010. – 385 p.
10. Andrenko, P. Labyrinth screw pump theory [Text] / P. Andrenko, A. Lebedev // Motrol: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – 2014. – Vol. 16, Issue 6. – P. 35–42.
11. Ryzhakov, A. Selektion of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment [Text] / A. Ryzhakov, I. Nikolenko, K. Dreszer // ТЕКА Ком. Mot. Energ. Roln. – 2009. – Vol. IX. – P. 267–276.
12. Henikl, J. Automation and Control Institute [Text] / J. Henikl, W. Kemmetm ller, M. Bader, A. Kugi. – Vienna University of Technology, Vienna, Austria, 2014.

13. Панченко, А. И. Математическая модель гидропривода вращательного движения [Текст] / А. И. Панченко, А. А. Волошина // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2011. – Вип. 1, Т. 1. – С. 10–21.
14. Панченко, А. И. Исследование динамики гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель [Текст] / А. И. Панченко, А. А. Волошина // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2015. – Вип. 15, Т. 3. – С. 66–79.
15. Емельянова, И. А. Малогабаритное оборудование для транспортирования бетонных смесей и выполнения торкрет-работ [Текст] / И. А. Емельянова, А. И. Анищенко, Н. А. Меленцов, А. Т. Гордиенко // Периодическое научное издание «Вестник МСГУ». Научно-технический журнал. – 2013. – № 5 – С. 87–95.
16. Емельянова, И. А. Универсальное малогабаритное оборудование для условий ремонта и реконструкции действующих зданий и сооружений различного назначения [Текст] / И. А. Емельянова, А. И. Анищенко, В. Ю. Шевченко, Н. А. Меленцов // Научно-производственный приодический журнал «Наука в центральной России». – 2013. – № 4. – С. 5–13.
17. Emeljanova, I. Definition Rational Gate Frame Size Distribution Unit Double Piston Concrete Pump with Hydraulic Drive [Text] / I. Emeljanova, A. Zadorozhny, D. Legeyda, N. Melencov // Plenary Session VIII International Conference “Heavy machinery – HM 2014”. – Serbia, 2014. – P. 9–13.
18. Henikl, J. Estimation and control of the tool center point of a mobile concrete pump [Text] / J. Henikl, W. Kemmetmiller, A. Kugi // Automation in Construction. – 2016. – Vol. 61. – P. 112–123.
19. Емельянова, И. А. Универсальный шланговый бетононасос нового конструктивного решения [Текст]: матер. межд. науч.-техн. конф. / И. А. Емельянова, Д. О. Чайка // Интерстроймех – 2015, 2015. – С. 81–85.
20. Трофимов, В. А. Рабочие жидкости систем гидропривода [Текст]: учеб. пос. / В. А. Трофимов, О. М. Яхно и др. – К.: НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.
21. Губарев, О. П. Вплив температурного режиму роботи багатопривідних циклових систем об’ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання [Текст] / О. П. Губарев і ін. // Вісник НТУУ «КПИ». – 2009. – № 59 – С. 216–219.
22. Струтинський, В. Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів [Текст]: монографія / В. Б. Струтинський, В. М. Тіхенко. – Одеса: Астопринт, 2009. – 456 с.
23. Евтушенко, А. А. Турбомашини для перекачивания газожидкостных смесей [Текст] / А. А. Евтушенко, Э. В. Колисниченко, С. В. Сапожников // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 45–49.
24. Лурье, З. Я. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости [Текст] / З. Я. Лурье, И. М. Федоренко // MOTROL. – 2012. – № 12. – С. 10–25.
25. Прокофьев, В. Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа [Текст] / В. Н. Прокофьев, И. А. Лузанова и др. // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1968. – № 2. – С. 87–93.
26. Кононенко, А. П. Об’ємні гідравлічні машини гідроприводів [Текст] / А. П. Кононенко. – Донецьк: ДВНЗ “ДонНТУ”, 2011. – 292 с.
27. Башта, Т. М. Объемные гидравлические приводы [Текст] / Т. М. Башта, И. З. Зайченко, В. В. Ермаков и др.; под ред. Т. М. Башты. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.
28. Korzeneniowski, R. Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym [Text] / R. Korzeneniowski, J. Pluta // Hydraulic and pneumatics '2005 : international scientific-technical conference. – Wroclaw, 2005. – P. 280–292.
29. Андренко, П. М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем [Текст]: навч. посіб. / П. М. Андренко. – Х. : Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2014. – 188 с.
30. Данилов, Ю. А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики [Текст] / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.