

МЕТОДОЛОГІЯ ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОАПАРАТІВ З ОСЦИЛЯЦІЄЮ

METHODOLOGY OF DEVELOPMENT OF HYDRAULIC VALVES WITH OSCILLATION

На основі системного аналізу, декомпозиції гідроапаратів з осциляцією на окремі структурні елементи і опису робочих процесів, що відбуваються в них, за допомогою фундаментальних рівнянь механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування та математичного моделювання розроблено методологію їх проектування. Створено узагальнену математичну модель робочого процесу гідроапарата з осциляцією. Уточнено фізичні моделі сили тертя та гідродинамічної сили на осцилюючому запірно-регулюючому елементі гідроапарата з осциляцією. Наведено нові рівняння для визначення сили тертя, гідродинамічної сили, витрати витоків гідроапарата з осциляцією, які комплексно порівняно з раніше відомими залежностями враховують такі фактори, як: нестационарність гідромеханічних процесів, властивості робочої рідини. Наведено загальну методику синтезу гідроапарата з осциляцією.

Ключові слова: гідроапарат з осциляцією, методологія проектування, математична модель, гідромеханічні процеси, запірно-регулюючий елемент, сила тертя, гідродинамічна сила.

Вступ

Подальший науково-технічний прогрес, спрямований на розв'язання найважливіших проблем, що стоять перед машинобудівним комплексом України, неможливий без підвищення показників технічного рівня гідроприводів технологічних та мобільних машин. Основними напрямками розвитку яких є: інтенсивне зрощування з електронними системами керування, застосування «інтелектуальних» гідроапаратів з вбудованою електронікою та стандартних комунікаційних засобів з відкритою структурою, підвищення робочого тиску від 30 до 70 МПа, енергозбереження за рахунок підвищення ККД та використання новітніх систем керування, зниження металоемності та габаритів при одночасному зростанні питомих потужностей [1].

Блочно-модульний підхід до проектування гідроприводів дозволяє проводити їх декомпозицію, зменшити кількість степенів вільності, отримати ієрархічну структуру, провести структурний синтез та спростити схемну реалізацію за рахунок мінімізації внутрішніх зворотних зв'язків, які можна отримати з інформаційної моделі, підпорядкувати структуру об'єкта процесу функціонування, використовувати типові модулі при їх побудові [2]. Застосування модульного принципу побудови гідропривода дозволяє досконало вивчити окремі модулі, однак при цьому виникає необхідність дослідження їх взаємозв'язків. Їх аналіз і синтез базується на математичних моделях робочого процесу таких модулів. Зазначимо, що сучасні мехатронні модулі руху забезпечують прискорення до 80 g, швидкість до 10 м/с та частоту подвійних ходів 3500 в хвилину для силових вібраційних механізмів.

На сьогодні найбільш інтенсивний розвиток отримали гідроапарати мехатронних модулів, а саме дроселюючі гідророзподільники і апарати з пропорційним електричним керуванням, особливо з вбудованою системою контролю та керування (рисунки 1–3). Фірми *Rexroth, Parker Hannifin, Moog* і інші розробили проміжні апарати між вказаними вище типами, а саме з пропорційним електричним керуванням, які мають запірно-регулюючий елемент з нульовим перекриттям і, можливість встановлення дроселюючого гідророзподільника у першому каскаді, що дозволило на порядок підвищити їх динамічні характеристики [3, 4]. Чимало провідних фірм, виробників гідроапаратів, пропонують апарати вкрутного монтажу (рисунок 4) для створення гідроблоків, що забезпечує мінімізацію гідроліній, підвищення герметичності, оптимізацію схемних рішень. Для поліпшення динамічних характеристик гідроапаратів, зокрема з пропорційним електричним керуванням, їх запірно-регулюючим елементам надають осцилюючий рух з малою амплітудою та великою частотою. Це викликано прагненням споживачів гідропривода до підвищення їх технічного рівня. Стосовно таких гідроапаратів повстають проблеми врахування параметрів осциляції в методиках їх розрахунку та проектування, що дозволить підвищити точність розрахованих характеристик натурним зразкам.

У матеріалах провідних закордонних фірм наводяться окремі характеристики гідроапаратів та гідравлічних модулів, запірно-регулюючі елементи яких здійснюють осциляційний рух, однак відсутні відомості щодо методів та аналітичних залежностей для їх розрахунку, наприклад, у роботах [5–7] та інших. Викладене вище обумовлює актуальність науково-практичної проблеми — розроблення

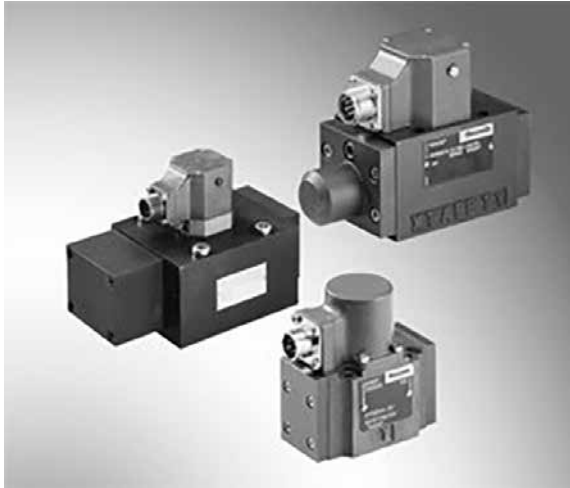


Рисунок 1 — Пропорційна техніка Bosch Rexroth

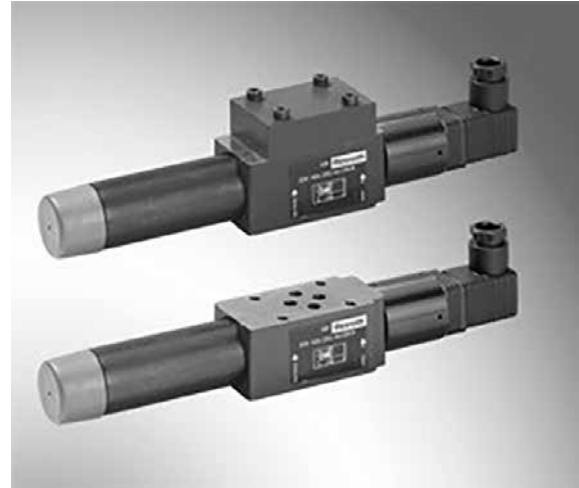


Рисунок 2 — Пристрої керування Bosch Rexroth



Рисунок 3 — Пропорційна гідравліка ATOS



Рисунок 4 — Гідроапарати вкрутного монтажу

загальної методології проектування гідроапаратів з осциляцією.

Аналіз літературних джерел

Методологія проектування гідроапаратів базується на фундаментальних дослідженнях таких вчених, як Т.М. Башта, В.П. Бочаров, М.С. Гаминін, Ю.А. Данілов, Г.Й. Зайончковський, Ю.М. Захаров, Р.Д. Іскович-Лотоцький, Б.Л. Коробочкін, В.А. Лещенко, З.Я. Лур'є, К.Л. Навроцький, В.М. Прокоф'єв, Д.М. Попов, В.Б. Струтинський, Е.М. Хаймович, В.А. Хохлов, Ю.І. Чупраков, J.F. Blackburn, M. Guillon, W. Mednis й інші.

У загальному випадку методологія проектування гідроапаратів базується на системному аналізі, який відкриває можливість декомпозиції гідроапаратів на основні вузли з урахуванням взаємозв'язків усіх елементів. Розроблення математичних моделей окремих елементів та вузлів. При розробці таких моделей аналізують схемне рішення та фізичні процеси, що відбуваються в них, виключають несуттєві фактори та приймають

припущення, записують відповідні рівняння і обчислюють коефіцієнти, обирають метод розв'язання цих рівнянь. Причому складність і, як наслідок, адекватність отриманих математичних моделей реальним гідроапаратам, залежить від ступеня прийнятих спрощень. Особливість робочих процесів, що відбуваються у гідроапаратів з осциляцією, спричинено взаємодією робочої рідини (робочої рідини) з рухомими елементами гідроапаратів, її течією в каналах з місцевими опорами та щілинах, а також наявністю витоків та перетікань. Крім того, в таких гідроапаратах, унаслідок стисливості робочої рідини, мають місце коливання тиску, витрати та окремих елементів. Сполучення всіх цих явищ призводить до появи складних нестационарних процесів, які необхідно враховувати при побудові математичних моделей гідроапаратів. Зазвичай, гідроапарати, збудовані з однотипних структурних елементів: корпусів, запірно-регулюючих елементів, каналів, порожнин, опорів, пружних елементів. Передача енергії в них здійснюється двофазною стислою рідиною, а робочі процеси мають нестационарний характер, що призводить до коливань пружних елементів та запірно-регулюючих елементів.

Декомпозиція гідроапаратів на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити їх аналіз і синтез, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях.

Опис робочих процесів, що відбуваються у гідроапаратах, ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування та математичного моделювання. До теперішнього часу накопичено певний досвід проектування і розрахунку гідроапаратів, у яких запірно-регулюючий елемент виконано у вигляді прецизійної пари плунжер–гільза. Недоліком існуючих методів розрахунку гідроапаратів з осциляцією є відсутність загальної методології їх проектування, яка б базувалась на методах, що враховують частоту і амплітуду осциляції запірно-регулюючих елементів, нестаціонарність течії робочої рідини, низки інших важливих факторів, які суттєво впливають на показники якості робочих процесів таких гідроапаратів. Комплексне врахування цих факторів підвищує точність математичних моделей гідроапаратів і відкриває можливість більш повного використання сучасних методів математичного моделювання і теорії оптимальних систем. Таким чином, розроблення загальної методології проектування гідроапаратів з осциляцією є актуальною науково-практичною проблемою.

Методологія проектування гідроапаратів з осциляцією

Вона базується на системному аналізі методів гідромеханіки, твердого тіла, теорії автоматичного керування та математичного моделювання, які покладені в основу розроблення математичних моделей робочого процесу гідроапаратів та визначення їх окремих складових. У загальному випадку математичний опис робочих процесів у гідроапаратах, у тому числі і з осциляцією, базується на рівняннях: руху його запірно-регулюючих елементів та обмеження їх переміщення, витрати через дроселюючі щілини, течії робочої рідини у каналах та проточних порожнинах, нерозривності, стану робочої рідини. Зазвичай ці рівняння доповнюються обмеженнями

$$p_i(t) \geq p_{\text{пар}}, p_{\text{max}} \leq p^* , \quad (1)$$

де t — час, $p_i(t)$, $p_{\text{пар}}$ і p^* — відповідно тиск на ділянці гідропривода, насичених парів робочої рідини і тиск, який визначають через умови міцності.

Для опису нестаціонарних гідродинамічних процесів у каналах гідроапаратів з осциляцією та трубопроводах використовують метод зосередження параметрів за Г- чи Т-подібними схемами, на базі яких будують математичні моделі з урахуванням їх активного та індуктивного опору, зміни тиску та стисливості робочої рідини [8].

При розробці математичних моделей гідроапаратів з осциляцією вважають, що переміщення їх запірно-регулюючих елементів відбувається позовж гори-

зонтальної осі та приймають наступні припущення: геометричні розміри симетричні відносно осей, гідравлічні провідності $G_i(t)$ при рівних значеннях переміщення запірно-регулюючих елементів однакові, корпус гідроапаратів і запірно-регулюючих елементів абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються модулем об'ємної пружності робочої рідини, пружини мають невелику довжину і кількість робочих витків, не відбувається відриву їх кінців від поверхні контакту та вони працюють у лінійному діапазоні своїх характеристик, початковими ділянками трубопроводів та каналів нехтують, у гідроапаратів відсутні: кавітація, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності робочої рідини, швидкість звуку в робочої рідини є сталою та значно більшою за швидкість руху робочої рідини, робочої рідини — ньютонівська, а її течія ізотермічна, сила керування, яка призводить до переміщення запірно-регулюючих елементів, мало змінна за період $T = 2\pi/\omega_{\text{осц}}$, а можливі частоти сигналу керування, значно менше частоти осциляції $\omega_{\text{осц}}$, тобто її зміна відбувається повільніше, у порівнянні з силою, під дією якої відбувається осциляція запірно-регулюючого елемента. Зауважимо, що об'ємний гідропривод має властивості фільтру, що притаманно всім гідравлічним системам [9], тобто, при виникненні періодичних коливань, всі вищі гармоніки придушуються лінійною частиною гідравлічної системи. При прийняттих припущеннях, опускаючи рівняння нерозривності, від якого залежить від конструкції гідроапаратів, узагальнену математичну модель гідроапаратів з осциляцією представлено рівняннями:

— руху запірно-регулюючих елементів відносно осі його переміщення

$$m\ddot{x}_{\text{зрп}} = F_{\text{кер}}(t) - F_{\text{пр}\Sigma}(t) - F_{\text{ГД}}(t) - F_{\text{ТР}}(t) + F_{\text{осц}}(t) - F_{\text{дем}}(t) , \quad (2)$$

— витрати через гідроапарати

$$q_{\text{ГД}}(t) = q_{\text{ш4}}(t) - q_{\text{ВІТ}}(t) - q_{\text{пер}}(t) - q_{\text{СТ}}(t) , \quad (3)$$

— обмеження переміщення запірно-регулюючих елементів

$$0 < x_{\text{зрп}}(t) \leq x_{\text{зрпmax}} , \quad (4)$$

— зміну стану робочої рідини

$$T_a(t) = f(t) , \quad \rho(t) = f(p, T_a, t) . \quad (5)$$

Слід зазначити, що зміна температури робочої рідини підчас функціонування гідропривода, до виходу на усталений режим його роботи, носить досить складний характер та залежить від багатьох факторів: системи охолодження, місця розташування, типу монтажу гідроапаратів тощо. Зазвичай більшість дослідників приймають температуру робочої рідини постійною, рівною її середньому значенню у даному температурному діапазоні. У цьому випадку рівняння зміни стану робочої рідини мають вигляд

$$T_a = const , \quad \rho(t) = f(p, T_a, t) . \quad (6)$$

де $\rho(t)$ — густина робочої рідини.

Значення густини, в'язкості, модуля об'ємної пружності робочої рідини упродовж функціонування гідропривода залежно від її марки, газомісту, температури, тиску та структури течії визначають з аналітичних залежностей, наведених у роботі [10].

У рівняннях (2)–(4) позначено: m — маса запірно-регулюючих елементів з зведеними до неї частинами,

$F_{кер}$ — сила керування, $F_{пр \Sigma}(t)$ — сумарна сила пружин, $F_{гд}$ — гідродинамічна сила, $F_{тр}$ — сила тертя, $F_{осц}$ — сила, під дією якої відбувається осциляція запірно-регулюючих елементів, $F_{дем}$ — сила демпфірування, $q_{га}$ — витрата через гідроапарат, $q_{щ}(t)$ — витрата через дроселюючу щілину, $q_{вит}(t)$ — витрата витоків, $q_{пер}(t)$ — витрата перетоків, $q_{ст}(t)$ — витрата стиску, $x_{зрe, max}$ — максимальне переміщення запірно-регулюючих елементів.

Розглянемо докладніше складові, що входять до рівнянь (2), (3). Зведену масу запірно-регулюючих елементів розраховують згідно залежності

$$m = m_{зрe} + m_{пр} / 1 + m_{п}, \quad (7)$$

де $m_{зрe}$ — маса запірно-регулюючих елементів, $m_{пр}$ — маса пружини, $m_{п}$ — зведена до запірно-регулюючих елементів маса робочої рідини обумовлена його осциляцією, яку розраховують з умови рівності кінетичної енергії за

$$\text{залежністю [11], } m_{п} = \frac{\rho(t) l q_{осц}^2}{A(x_{зрe}) \dot{x}_{осц}^2},$$

l — довжина трубопроводів, $q_{осц}$ — витрата, обумовлена осциляцією, $q_{осц} = A(x_{зрe}) \dot{x}_{осц}$, $A(x_{зрe})$ — площа дроселюючої щілини запірно-регулюючих елементів, $x_{осц}$ — швидкість осциляції запірно-регулюючих елементів.

При розрахунку сил керування $F_{кер}(t)$ та осциляції $F_{кер}(t)$ необхідно враховувати вид енергії (електрична, механічна, гідравлічна, тип вібраційного контуру), місце прикладення та конструктивні особливості гідроапаратів. Таким чином, відсутні універсальні підходи та аналітичні залежності для їх розрахунку, а визначення цих сил відбувається залежно від чинників, наведених вище, за методами та залежностями, відомими з науково-технічної літератури.

Сумарну силу пружини $F_{пр \Sigma}(t)$ визначають за аналітичною залежністю з роботи [12], отриманою при розгляданні моделі, яка враховує реальне навантаження на просторову форму, моменти кручення і згинання, якість прилягання торця до опорної поверхні. На базі загальних рівнянь гідромеханіки та теорії автоматичного керування у роботі [12] отримано аналітичну залежність для визначення зміни тиску в камері демпфірування гідроапаратів, яка дозволяє розрахувати силу демпфірування $F_{дем}(t)$.

Сила тертя є одним із основних параметрів пари плунжер-гільза, що визначає її якість. Метод її визначення базується на принципі енергетичного еквівалента при коливанні циліндричного тіла, підвішеного на двох пружинах, при його терті (зі зміщуваним матеріалом) о циліндричну гільзу.

В останніх публікаціях силу тертя розраховують згідно залежності

$$F_{тр}(t) = F_{тр0} \text{sign } \dot{x}_{зрe} + F_{трv}(t), \quad (8)$$

де $\text{sign } \dot{x}_{зрe}$ — функція Кронекера від $\dot{x}_{зрe}$.

Залежність (8) враховує як силу сухого $F_{тр0}$, так і силу рідинного тертя $F_{трv}(t)$, відображає фізику процесу та правомірно може бути використана у подальших розрахунках. Величина сили тертя спокою для реальної пари плунжер-гільза залежить від величини тиску в гідроприводі, від правильності геометричних форм плунжера і гільзи, співосності їх розташування [13]. Крім цього, на величину сили тертя впливає радіальний зазор у парі плунжер-гільза, матеріал, з якого вони виготовлені, якість їх обробки, форма, фізико-хімічні властивості робочої рідини, що використовується у гідроприводі, її температура, а також наявність у ній абразивних часток. Значимо, що вплив на силу тертя матеріалу і якості його обробки досить докладно розглянуто у роботах [14, 15] та інших. Сила рідинного тертя, з достатньою для практичних розрахунків точністю, може бути визначена із залежності роботи [16]. Однак розрахунок сил тертя згідно відомих залежностей, у тому числі і (8), не враховує параметри осциляції запірно-регулюючих елементів. Аналіз літературних джерел фірм виробників гідроапаратів з осциляцією дозволив встановити, що амплітуда осциляції їх запірно-регулюючих елементів у них знаходиться у межах 0,1–0,001 мм, а частота осциляції запірно-регулюючих елементів — 150–850 Гц.

При визначенні сили тертя на осцилюючому запірно-регулюючих елементів гідроапаратів вважаємо, що його розташування відносно втулки завжди асиметричне, а основним фактором, що визначає таке положення запірно-регулюючих елементів, є пружина. При його русі сила тертя, з достатньою для практичних розрахунків точністю, може бути описана за допомогою кривої Штрибекка [17], ідеальний вид половини якої показаний на рисунку 5.

Залежність $F_{тр}$ в області $0 < \dot{x}_{зрe} < \dot{x}_{зрeк}$ неоднозначна, тому що сила тертя при $\dot{x}_{зрe} = 0$ (сила тертя спокою), залежить від швидкості, при якій запірно-регулюючий елемент починає рухатися у протилежний бік (рисунком 5). Найкращим є випадок, коли рух у протилежний бік почнеться в точці б, тому що при цьому, сила тертя в точці $\dot{x}_{зрe} = 0$ прагне до свого мінімального значення. Отже, бажана швидкість осциляції запірно-регулюючих елементів гідроапаратів повинна дорівнювати $\dot{x}_{зрeк}$. Зауважимо, що в цьому випадку сила тертя значною мірою залежить від ексцентриситету пружини, який залежить від її розміщення в гідроапараті. У припущенні, що запірно-регулюючий елемент займає асиметричне положення і має точки контакту з гільзою, а кут перекошу зневажливо малий, отримано залежність для розрахунку сили тертя запірно-регулюючого елемента гідроапаратів з осциляцією:

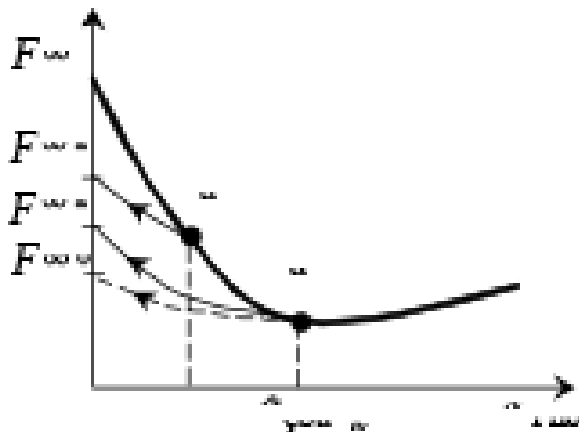


Рисунок 5 — Вид половини кривої Штрибекка

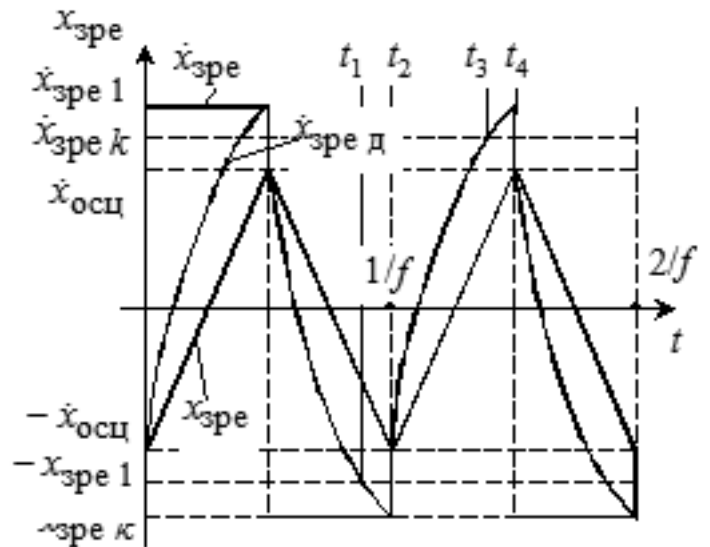


Рисунок 6 — Вигляд траєкторії руху та зміни швидкості осциляції запірно-регулюючих елементів

$$F_{\text{тр}}(t) = \left[\frac{2 k_{\text{тк0}} c_{\text{пр}\Sigma} x_{\text{пр0}} (\delta + 0,56 D_{\text{пр}} K_{\text{тр1}})}{L_{\text{зпе}}} \right] \text{sign } \dot{x}_{\text{зпе}} + 8 \pi \mu k_{\text{тп}} \left[\frac{l_{\text{е зпе}} (d_{\text{зпе}} \delta + \delta^2)}{K_{\text{тр2}}} \right] \dot{x}_{\text{зпе}}, \quad (9)$$

де $K_{\text{тр1}} = \frac{0,504}{n_{\text{пр}}} + \frac{0,121}{n_{\text{пр}}^2} + \frac{2,06}{n_{\text{пр}}^3}$ — коефіцієнт, який

враховує параметри пружини,

$$K_{\text{тр2}} = \left(\frac{d_{\text{зпе}}}{2} + \delta \right)^2 + \left(\frac{d_{\text{зпе}}}{2} \right)^2 - \frac{d_{\text{зпе}} \delta + \delta^2}{\ln(1 + 2\delta/d_{\text{зпе}})} —$$

коефіцієнт який враховує параметри запірно-регулюючих елементів, $k_{\text{тк0}}$ — коефіцієнт тертя, значення якого мало змінюється і знаходиться для гідроапаратів у межах 0,19 — 0,21 [18], $c_{\text{пр}\Sigma}$, $x_{\text{пр0}}$ і $D_{\text{пр}}$ — сумарна жорсткість, попередній підтиск і середній діаметр пружини відповідно, $n_{\text{пр}}$ — число робочих витків пружини, δ і $l_{\text{е зпе}}$ — радіальний зазор і ефективна довжина контакту між запірно-регулюючим елементом і гільзою, відповідно, $L_{\text{зпе}}$ — загальна довжина запірно-регулюючих елементів, μ — коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, $d_{\text{зпе}}$ — діаметр запірно-регулюючого елемента, $k_{\text{тп}}$ — коефіцієнт, який враховує положення запірно-регулюючого елемента у гільзі, і розраховується за залежністю

$$k_{\text{тп}} = 1,8 / (0,47 + \bar{v}_t) + 1,$$

де \bar{v}_t — відносний коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, $\bar{v}_t = v_{50} / v_{10}$.

Відзначимо, що знаючи величину критичної швидкості руху запірно-регулюючого елемента $\dot{x}_{\text{зпек}}$, можемо визначити характер процесу тертя. Якщо при максимальній швидкості руху запірно-регулюючого елемента змащування рідинне, то його зворотно-посту-

пальний рух починається в умовах змішаного змащування, а в середині напівперіоду відбувається перехід до рідинного змащування. Зміна сили тертя відбувається, як показано на рисунку 5, пунктирною лінією. Вигляд траєкторії руху та зміни швидкості осциляції запірно-регулюючих елементів зображено на рисунку 6. Обґрунтування правомірності застосування залежності (9) для розрахунку сили тертя на запірно-регулюючих елементах гідроапаратів з осциляцією у їх математичних моделях зроблено в [19]. Аналіз методів розрахунку гідродинамічної сили показав, що труднощі, які виникають при її визначенні, пояснюються складністю течії робочої рідини в проточній камері гідроапарата, як правило, мають складну форму, а також неможливістю достатньо точно розрахувати закон розподілу тиску на торцях пояса запірно-регулюючих елементів (плунжера). З цієї причини значну кількість наукових робіт присвячено експериментальному визначенню гідродинамічної сили та отримання емпіричних залежностей для її визначення.

Метод розрахунку гідродинамічної сили базується на визначенні зміни кількості руху рідини, має перебіг через контрольний об'єм. Математичну залежність для визначення гідродинамічної сили на осцилюючому запірно-регулюючому елементі чотирьохщільного гідророзподільника для випадку, коли він керує не навантаженим гідравлічним циліндром, з урахуванням максимальної кількості факторів, отримали з формули роботи [20], яка має вигляд

$$F_{\text{гд}}(t) = -2 c_{\text{гд}}(t) x_{\text{зпе}}(t) - k_{\text{гд}}(t) \frac{d}{dt} x_{\text{зпе}}(t), \quad (10)$$

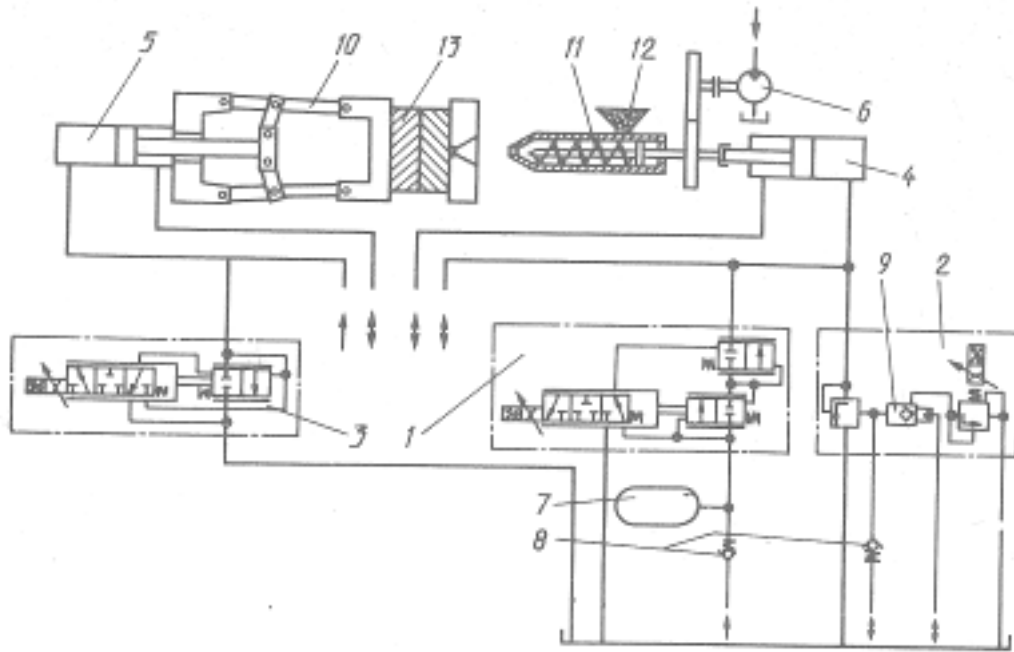


Рисунок 7 — Гідрокінематична схема привода машини лиття під тиском реалізована на гідроапаратів з пропорційним електричним керуванням: 1, 2 і 3 — відповідно регулятор потоку, клапан і розподільник які оснащені пропорційним електричним керуванням, 4, 5, — гідроциліндри, 6 — гідромотор, 7 — гідропнеумоаккумулятор, 8 — зворотні клапани, 9 — керуючий зворотний клапан, 10 — система важелів, 11 — шнек, 12 пластикна маса, 13 — пресформа

$$\text{де } c_{гд}(t) = \mu_{н га} (Re, x_{зрe}(t)) b_{вiк} \Delta p_{ш}(t) \times \cos \theta_{н} \quad (11)$$

$$k_{ш}(t) = \rho(t) \Delta l \mu_{н га} (Re, x_{зрe}(t)) b_{вiк} \times \sqrt{\Delta p_{ш}(t) / \rho(t)} \quad (12)$$

$\Delta l = l_3 - l_2$, $x_{зрe}(t)$ — переміщення запірно-регулюючого елемента, $\Delta p_{ш}(t)$ — перепад тиску на дроселюючий щілині. $\theta_{н}$ — кут нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючих елементів, l_2, l_3 — відповідно відстані між віссю каналу живлення та виточкою в гільзі гідророзподільника, віссю каналу зливу та виточкою в гільзі гідророзподільника, $\mu_{н га}(t)$ — нестационарний коефіцієнт витрати гідроапаратів, який розраховують за формулою [18]

$$\mu_{н га}(t) = \mu_{гac} \sqrt{Re(t)} / \sqrt{Re_k + Re(t)}, \quad (13)$$

де $\mu_{гac}$ — коефіцієнт витрати у статичному режимі, $Re(t)$ і Re_k — відповідно число Рейнольдса і коефіцієнт корекції, який залежить від форми дроселюючої щілини, $b_{вiк}$ — сумарна ширина вікон гідророзподільника.

Зауважимо, що при розрахунку гідродинамічної сили, яка діє на запірно-регулюючий елемент, виконаний у вигляді затвора, або має одну дроселюючу кромку, в рівнянні (10), перед коефіцієнтом $c_{гд}$ не ставлять множник 2.

Методом моделювання течії робочої рідини у проточних частинах гідроапаратів та дослідження розподілу ліній

течі в них встановлено, що кут $\theta_{н}$ становить для запірно-регулюючих елементів з гострою дроселюючою кромкою — 69° , з конічною — 43° , з трикутними запилами — 53° , з запилами у вигляді сегмента круга — 63° , гострою з напівкруглою канавкою — 75° [21]. Там же доведено, що для рідин, які зазвичай використовуються у гідроприводі, з достатньою для практичних розрахунків точністю цей кут можна приймати сталим для заданої дроселюючої кромки запірно-регулюючого елемента. Зауважимо, що отримані значення кута $\theta_{н}$ для запірно-регулюючих елементів з дроселюючою кромкою з трикутними запилами, зважаючи на її складну форму, дещо менші від дійсних.

Розглянемо чотирищілинний гідророзподільник для випадку, коли він керує ненавантаженим гідравлічним циліндром і перепад тиску на його дроселюючих кромках становить

$$\Delta p_{ш}(t) = (p_{ж} - p_{зл}) / 2,$$

де $p_{ж}$ і $p_{зл}$ — відповідно тиски живлення і зливу, а запірно-регулюючий елемент гідроапаратів (плунжер гідророзподільника) здійснює осцилюючий гармонічний рух біля середнього положення, що характеризується відкриттям $x_{зрe 0}$.

Зауважимо, що вимірювання гідродинамічної сили при осциляції запірно-регулюючих елементів ускладнено, а теоретичні роботи у цьому напрямку відсутні [20]. Миттєве переміщення запірно-регулюючих елементів

$$x_{зрe}(t) = x_{зрe 0} + x_{осц} \cos \varphi, \quad (14)$$

де $\varphi = \omega_{осц} t$.

Підставляючи (14) в рівняння (10), отримуємо

$$-k_{\text{ш}} x_{\text{осц}} \omega_{\text{осц}} \sin(\omega_{\text{осц}} t) \quad (15)$$

Залежність (15) дозволила уточнити фізичну модель гідродинамічної сили на осцилюючому запірно-регулюючому елементі гідроапаратів. Вона обумовлена дією на них трьох складових: силою, дія якої аналогічна дії пружини, обумовленою зміщенням запірно-регулюючих елементів гідроапаратів від свого нейтрального положення, що призводить до зниження тиску робочої рідини у околицях входу до щілини при її русі у проточній частині гідроапаратів, і яка намагається повернути запірно-регулюючі елементи у нейтральне положення, змінною в часі силою, дія якої аналогічна дії пружини та обумовлена осциляцією запірно-регулюючого елемента гідроапаратів, що призводить до пульсації тиску робочої рідини в околицях входу у щілину при її русі у проточній частині гідроапаратів і яка намагається перешкоджати осциляції запірно-регулюючого елемента, змінною в часі силою, дія якої еквівалентна силі рідинного тертя і враховує інерційну дію неусталеного потоку робочої рідини, обумовленого осциляцією запірно-регулюючого елемента гідроапаратів, що призводить до пульсації тиску робочої рідини біля осі запірно-регулюючого елемента.

Зауважимо, що третя складова осевої гідродинамічної сили, яка враховує інерційну дію неусталеного потоку робочої рідини, обумовленого осциляцією запірно-регулюючого елемента гідроапаратів, залежно від геометричних параметрів гідроапаратів та перепаду тиску на його дроселюючій щілині може змінювати свій знак на протилежний. Це може призвести до того, що коливання запірно-регулюючого елемента будуть нестійкими. Обґрунтування використання отриманої залежності для розрахунку гідродинамічної сили зроблено у статті [22].

Витрати, що складають рівняння (3), визначаються методами технічної гідромеханіки. Так витрати через дроселюючу щілину $q_{\text{щд}}(t)$, перетоків $q_{\text{пер}}(t)$, стиску $q_{\text{ст}}(t)$ визначаються за аналітичними залежностями, відомими з літературних джерел, наприклад, роботи [23], у яких коефіцієнт витрати гідроапаратів розраховують за формулою (13). Витрата витоків при осциляції запірно-регулюючих елементів визначається за формулою [24]

$$q_{\text{вит}}(t) = \frac{1,75\pi d_{\text{ш}} \Delta p(t) \delta^3}{12\nu_r \rho L} + 2d_{\text{ш}} \delta x_{\text{осц}} \omega_{\text{осц}} \left(1 - e^{-\delta \sqrt{\omega_{\text{осц}}/2\nu_r} t}\right), \quad (16)$$

де коефіцієнт 1,75 враховує ексцентриситет щілини, $d_{\text{ш}}$ — діаметр запірно-регулюючих елементів, по якому відбуваються витокі, L — довжина щілини у напрямку руху потоку робочої рідини.

Формула (16) є частковим випадком розв'язку, наведеного у статті [25], враховує параметри осциляції запірно-регулюючих елементів гідроапаратів, що підвищує більш ніж на 10% точність розрахунку витоків у гідроапаратів з осциляцією. Співставлення витоків у гідроапаратів з осциляцією, розрахованих за формулою (16) з витокими аналогічних гідроапаратів, наведеними в

[26, 27], показало гарний збіг. Похибка не перевищувала 4%, що підтверджує правомірність використання отриманої залежності для розрахунку витоків у таких гідроапаратів.

Для отримання динамічних характеристик гідроапаратів використовують методи математичного моделювання, рівняння (2)–(6) розглядають разом з початковими умовами. Для гідроапаратів за початковими умовами приймають: $x_{\text{зрп}}(0) = x_{\text{зрп}0}$, $\dot{x}_{\text{зрп}}(0) = 0$, $x_{\text{зрп}}(0) = 0$, $A_{\text{ш}}(x_{\text{зрп}0}) = 0$, $q_{\text{ра}}(0) = 0$, тиск зливу в гідроприводі дорівнює атмосферному, а зведена маса до гідродвигуна постійна. Задають робочі параметри гідроапаратів та початкові параметри робочої рідини: модуль об'ємної пружності та густину при атмосферному тиску, газовміст і робочу температуру, у разі наявності осциляції запірно-регулюючих елементів — її амплітуду та частоту. Величина тиску в гідроприводі в усталеному режимі відповідає навантаженню на гідродвигуні, що трансформується витратою навантаження. Задають характер зміни витрати навантаження, при заданих початкових умовах, на персональному комп'ютері, за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у гідроапаратах та гідроприводах.

Загальна методика синтезу гідроапаратів з осциляцією складається з наступної послідовності дій:

1. Задаються типом гідроапаратів, тиском та витратою у гідроприводі, типом робочої рідини і діапазон зміни її температури та ступінь фільтрації.

2. Згідно з рекомендаціями наведеними у науково-технічній літературі визначають площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів гідроапаратів.

3. За методиками, відомими з літературних джерел, обирають та розраховують основні конструктивні розміри гідравлічної частини гідроапаратів, таких як радіальний зазор запірно-регулюючих елементів, перекриття дроселюючої кромки, площу дроселюючого вікна тощо. Визначають втрати тиску в гідравлічних елементах гідроапаратів.

4. Визначають параметри вібраційного контуру та параметри пружних елементів гідроапаратів.

5. Розробляють математичну модель робочого процесу гідроапаратів, рівняння (2)–(6) та розраховують складові, що входять до неї. При цьому використовують наведену вище метододику проектування гідроапаратів.

6. Розраховують статичні характеристики гідроапаратів та проводять їх аналіз. У разі невідповідності статичних характеристик бажаним повертаються до етапу 3.

7. За допомогою одного з методів математичного моделювання отримують динамічні характеристики гідроапаратів. За інтегральними критеріями якості проводять оцінку їх динамічних характеристик. У разі невідповідності критеріїв якості бажаним повертаються до етапу 3.

8. Розробляють робочі креслення гідроапаратів.

Слід зазначити, що використання гідроапаратів з осциляцією дозволяє значно скоротити їх кількість

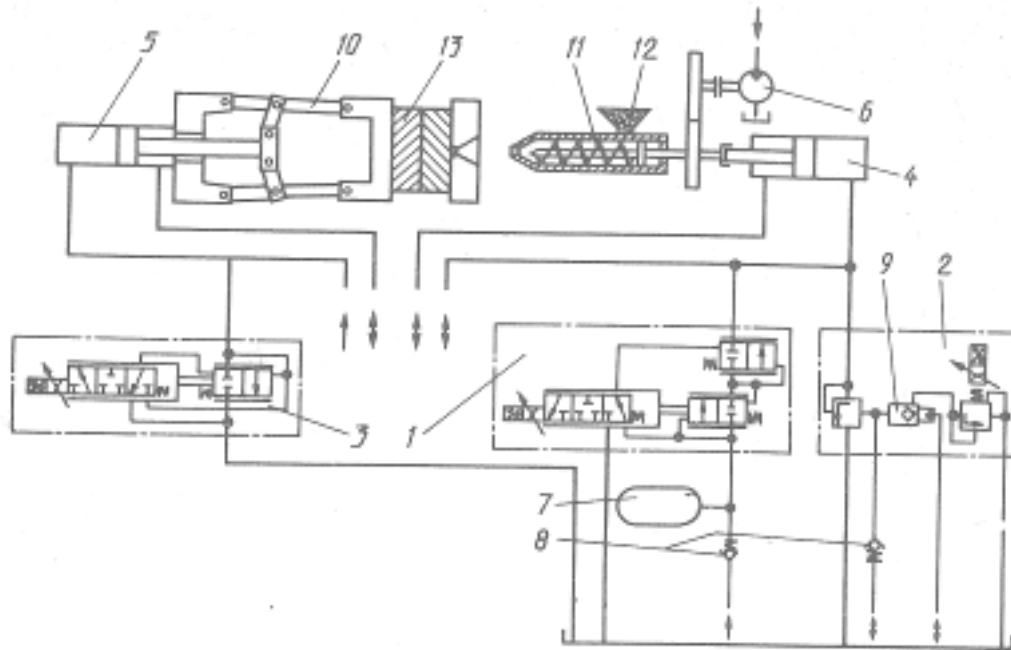


Рисунок 7 — Гідрокінематична схема привода машини лиття під тиском реалізована на ГА з пропорційним електричним керуванням: 1, 2 і 3 — відповідно регулятор потоку, клапан і розподільник які оснащено пропорційним електричним керуванням, 4, 5, — гідроциліндри, 6 — гідромотор, 7 — гідропневмоакумулятор, 8 — зворотні клапани, 9 — керуючий зворотний клапан, 10 — система важелів, 11 — шнек, 12 — пластична маса, 13 — пресформа

у гідроприводі при забезпеченні заданого алгоритму функціонування і бажаної якості статичних та динамічних характеристик. Так, гідропривод машини лиття під тиском, реалізований на гідроапаратах з пропорційним електричним керуванням забезпечує низку технологічних переходів, зв'язаних із зміною швидкості та зусиль вихідних ланок гідравлічних виконавчих механізмів (рисунок 7 [27]).

Пластична маса 12 за допомогою шнека 11, який обертається гідромотором 6, під дією тепла перетворюється в однорідну масу. При цьому шнек 11 та з'єднаний з ним гідроциліндр 4 переміщуються у осьовому напрямку. Для отримання однорідної розплавленої маси осьовому переміщенню повинен протидіяти опір, який створюється клапаном тиску, що виконує функцію підпільного клапана. Тиск підпору у технологічному циклі зв'язаний з умовами обробки, типом та якістю матеріалу, який оброблюється. Таким чином, тиск підпору повинен змінюватися у широкому діапазоні згідно програми функціонування машини. Для цього використовують клапан 2 з пропорційним електричним керуванням. При відводі шнека 11 клапан 2 виконує функцію переключення. У цьому випадку керуючий зворотний клапан 9 відключає головку, яка керує клапаном 2, і він з'єднується зі зливом без жодних втрат у гідроприводі.

Таке технічне рішення забезпечило можливість плавної або східчастої зміни тиску підпору, програмування цього тиску, скорочення кількості гідроапаратів, підвищення якості литих виробів, зменшення допусків виробу за масою та розмірами.

Висновки

Вперше розроблено методику проектування гідроапаратів з осциляцією, яка базується на системному аналізі, декомпозиції гідроапаратів на окремі структурні елементи і опису робочих процесів, що відбуваються в них, за допомогою фундаментальних рівнянь механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування та математичного моделювання. Створено узагальнену математичну модель робочого процесу гідроапаратів з осциляцією. Уточнено фізичні моделі сили тертя та гідродинамічної сили на осцилюючому запірно-регулюючому елементі гідроапаратів з осциляцією. Отримано нові рівняння для визначення сили тертя, гідродинамічної сили, витрати витоків гідроапаратів з осциляцією, які комплексно, у порівнянні з раніше відомими, враховують такі фактори, як: нестационарність гідромеханічних процесів, властивості робочої рідини та дозволяють підвищити точність їх визначення. Встановлені значення кутів θ_n для різних форм дроселюючих кромок запірно-регулюючого елемента, використання яких при розрахунку гідродинамічної сили підвищує точність її розрахунку. Наведено загальну методику синтезу гідроапаратів з осциляцією, яка дозволяє отримати гідроапарати з бажаними статичними та динамічними характеристиками.

Література

1. Андренко, П.Н., Тенденции развития объемных гидроприводов / П.Н. Андренко, З.Я. Лурье // Промислова

гідравліка і пневматика. — 2013. — № 3 (41). — С. — 3—12.

2. Андренко, П.М. Динамічний синтез мехатронного модуля руху / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко // Вісник НТУ «ХП». — 2014. — № 1 (1044). — С. 157—163.

3. Свешников, В.К. Состояние и перспективы развития гидрооборудования стационарных машин / В.К. Свешников // Мир Техники и Технологий. — Х.: Промінь, 2005. — № 11(48). — С. 18—22.

4. Гидравлика Bosch Rexroth-Euromash.net. [Електронний ресурс]. — Режим доступа: euromash.net/bosch-rexroth-hydraulics.

5. HOERBIGER AUTOMATISIERUNGS-TECHNIK GmbH. Copyright by HOERBIGER 2008. // www.hoerbiger.com

6. Промышленная гидравлика. Компоненты и системные решения. Каталог. / Компания «Паркер Ханнифин Корпорейшн», 2005. — 51 с. // www.parker.com

7. Учебный курс гидравлики. Т. II. Пропорциональная техника и техника сервоклапанов. / Х. Дерр, Р. Эвальд, Й. Хуттер и др. // ХИДАК ГмбХ, Сульцбах/ФРГ. Маннесман Рекрот ГмбХ, 1986.

8. Лурье, З.Я. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания / З.Я. Лурье, А.Н. Скляревский, В.В. Татьков // Вісник НТУ «ХП». — 2005. — № 28. — С. 105—116.

9. Попов, Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е.П. Попов, Н.П. Пальтов. — М.: Гос. изд. физ. мат. лит., 1960. — 792 с.

10. Андренко, П.М. Розрахунок та проектування лабіринтно-гвинтових насосів : навч. посіб. / П.М. Андренко., А.Ю. Лебедев. — Х. : Видавничий центр НТУ «ХП», 2014. — 88 с.

11. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для вузов / К.Л. Навроцкий. — М.: Машиностроение, 1991. — 384 с.

12. Андренко, П.М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем : навч. посіб. / П.М. Андренко. — Х. : Видавничий центр НТУ «ХП», 2014. — 188 с.

13. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1967. — 495 с.

14. Абрамов, Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К.А. Колисниченко, В.Т. Маслов. — К.: Техника, 1977. — 320 с.

15. Войтов, В.А. Масштабный фактор пары трения и его учет на этапе проектирования гидромашин / В.А. Войтов, З.Я. Лурье, А.И. Жерняк // Вестник машиностроения. — 1995. — № 6. — С. 15—18.

16. Красов, Н.М. Гидравлические элементы в системах управления / Н.М. Красов. — М.: Машиностроение, 1967. — 255 с.

17. Mednis, W. Využitie brumového signálu v prevádzkových jednotkách proporčionálnej techniky. / W. Mednis // Hydraulika a pneumatyka. — 2000. — № 2. — P. 25—27.

18. Данилов, Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. — М.: Машиностроение, 1990. — 272 с.

19. Лур'є, З.Я. Розрахунок сили тертя на запорно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко // Вісник НТУ «ХП». — 2008. — № 4. — С. 129—137.

20. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учеб. для вузов / Д.Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.

21. Андренко, П.М. Визначення кута нахилу вектора швидкості потоку для розрахунку гідродинамічної сили запорно-регулюючого елемента гідроапарата / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. — 2005. — № 4/2 (16). — С. 60—63.

22. Лурье, З.Я. Влияние параметров осцилляции запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы / З.Я. Лурье, П.Н. Андренко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь: ТДАУ. — 2010. — Вип. 10. — Т. 9. — С. 50—59.

23. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.

24. Андренко, П.М. Визначення витоків в гідроапаратах із вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко // Вісник НТУ «ХП». — 2005. — № 57. — С. 100—104.

25. Зайченко, Е.Т. Нестационарное течение вязкой жидкости в щели постоянной ширины / Е.Т. Зайченко // Гидравлические машины. 1971. — № 4. — С. 119—123.

26. Гидравлическое оборудование : каталог. — М. : ВНИИТЭМР, 1988. — 308с.

27. Наладка и эксплуатация клапанов предохранительных с пропорциональным управлением типа МПКПД. — М.: ВНИИТЭМР, 1986. — 25 с.

References

1. Andrenko, P.N., Tendentsii razvitiya ob'emnykh gidroprivodov / P.N. Andrenko, Z. Ya. Lure // Promislova gidravlika i pneumatika. — 2013. — № 3 (41). — S. — 3—12.

2. Andrenko, P.M. Dinamichnyi sintez mekhatronnogo modulya rukhu / P.M. Andrenko, O.V. Dmitrienko // Visnik NTU «KHPI». — 2014. — № 1 (1044). — S. 157—163.

3. Sveshnikov, V.K. Sostoyanie i perspektivy razvitiya gidrooborudovaniya statsionarnykh mashin / V.K. Sveshnikov // Mir Tekhniki i Tekhnologiy. — Kh.: Promin, 2005. — № 11(48). — S. 18—22.

4. Gidravlika Bosch Rexroth - Euromash.net. [Elektronnyy resurs]. — Rezhim dostupu: euromash.net/bosch-rexroth-hydraulics.

5. HOERBIGER AUTOMATISIERUNG-STECHNIK GmbH. Copyright by HOERBIGER 2008. // www.hoerbiger.com
6. Promyishlennaya gidravlika. Komponenty i sistemne resheniya. Katalog. / Kompaniya «Parker Hannifin Korporayshn», 2005. — 51 s. // www.parker.com
7. Uchebnyiy kurs gidravliki. T. II. Proportsionalnaya tehnika i tehnika servoklapanov. / H. Derr, R. Evald, Y. Hutter i dr. // HIDAK GmbH, Sultsbah/FRG. Mannisman Reksrot GmbH, 1986.
8. Lure, Z.Ya. Volnovyye protsessyi v ob'emnykh gidroagregatakh i analiz metodov ih matematicheskogo opisaniya / Z.Ya. Lure, A.N. Sklyarevskiy, V.V. Tatkov // Visnik NTU «HPI». — 2005. — № 28. — S. 105–116.
9. Popov, E.P. Priblizhennyye metody issledovaniya nelineynykh avtomaticheskikh sistem / E.P. Popov, N.P. Paltov. — M.: Gos. izd. fiz. mat. lit., 1960. — 792 s.
10. Andrenko, P.M. Rozrahunok ta proektuvannya labirintno-gvintovikh nasosiv : navch. posib. / P.M. Andrenko., A.Yu. Lebedev. — H. : Vidavnichiy tsentr NTU «KHPI», 2014. — 88 s.
11. Navrotskiy, K.L. Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov : ucheb. dlya vuzov / K.L. Navrotskiy. — M.: Mashinostroenie, 1991. — 384 s.
12. Andrenko, P.M. Gidravlichni pristroyi mehatronnikh sistem : navch. posib. / P.M. Andrenko. — Kh. : NTU «HPI», 2014. — 188 s.
13. Bashta, T.M. Gidravlicheskie privody letatelnykh apparatov / T.M. Bashta. — M.: Mashinostroenie, 1967. — 495 s.
14. Abramov, E.I. Elementy gidroprivoda: spravochnik / E.I. Abramov, K.A. Kolisnichenko, V.T. Maslov. — K.: Tehnika, 1977. — 320 s.
15. Voytov, V.A. Masshtabnyiy faktor paryi treniya i ego uchet na etape proektirovaniya gidromashin / V.A. Voytov, Z.Ya. Lure, A.I. Zhernyak // Vestnik mashinostroeniya. — 1995. — № 6. — S. 15–18.
16. Krasov, N.M. Gidravlicheskie elementy v sistemakh upravleniya / N.M. Krasov. — M.: Mashinostroenie, 1967. — 255 s.
17. Mednis, W. Využitie brumového signálu v prevádzkových jednotkách proporcionálnej techniky. / W. Mednis // Hydraulika a pneumatyka. — 2000. — № 2. — P. 25–27.
18. Danilov, Yu.A. Apparatura ob'emnykh gidroprivodov: Rabochie protsessyi i harakteristiki / Yu.A. Danilov, Yu.L. Kirillovskiy, Yu.G. Kolpakov. — M.: Mashinostroenie, 1990. — 272 s.
19. Lure, Z.Ya. Rozrahunok sili tertya na zaporno-regulyuyuchomu elementu gidroaparata z vibratsiynoyu linearizatsiyeu / Z.Ya. Lure, P.M. Andrenko // Visnik NTU «KHPI». — 2008. — № 4. — S. 129–137.
20. Popov, D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem : ucheb. dlya vuzov / D.N. Popov. — M.: Mashinostroenie, 1987. — 464 s.
21. Andrenko, P.M. Vznachennya kuta nahilu vektora shvidkosti potoku, dlya rozrahunku gidrodinamichnoyi sili zaporno-regulyuyuchogo elementu gidroaparata / P.M. Andrenko // Shidno-Evropeyskiy zhurnal передовih tehnologiy. — 2005. — № 4/2 (16). — S. 60–63.
22. Lure, Z.Ya. Vliyanie parametrov otsillyatsii zaporno-reguliruyuschego elementa gidroraspredelitya na velichinu gidrodinamicheskoy sily / Z.Ya. Lure, P.N. Andrenko // Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu. — Melitopol: TDAU. — 2010. — Vip. 10. — T. 9. — S. 50–59.
23. Gamyinin, N.S. Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya / N.S. Gamyinin. — M.: Mashinostroenie, 1972. — 376 s.
24. Andrenko, P.M. Vznachennya vitokiv v gidroaparatakh iz vibratsiynoyu linearizatsiyeu / P.M. Andrenko // Visnik NTU «HPI». — 2005. — № 57. — S. 100–104.
25. Zaychenko, E.T. Nestatsionarnoe techenie vyazkoy zhidkosti v sheli postoyannoy shiriny / E.T. Zaychenko // Gidravlicheskie mashiny. 1971. — № 4. — S. 119–123.
26. Gidravlichesкое oborudovanie : katalog. — M. : VNIITEMR, 1988. — 308s.
27. Naladka i ekspluatatsiya klapanov predohranitelnykh s proportsionalnyim upravleniem tipa MPKPD. — M.: VNIITEMR, 1986. — 25 s.

Надійшла 25.04.2015 року

УДК 681.523.4

Методология проектирования гидроаппаратов с осцилляцией

П.Н. Андренко

На основе системного анализа, декомпозиции гидроаппаратов с осцилляцией на отдельные структурные элементы и описание рабочих процессов, в них происходящих, на основе фундаментальных уравнений механики твердого тела, гидромеханики, теории автоматического управления и математического моделирования разработана методология их проектирования. Создана обобщенная математическая модель рабочего процессу гидроаппарата с осцилляцией. Уточнены физические модели силы трения и гидродинамической силы на осциллирующем запорно-регулирующем элементе гидроаппарата с осцилляцией. Приведены новые уравнения для определения силы трения, гидродинамической силы, расхода утечек гидроаппарата с осцилляцией, которые комплексно, в сравнении с ранее известными зависимостями, учитывают такие факторы,

как: нестационарность гидромеханических процессов, свойства рабочей жидкости. Приведена общая методика синтеза гидроаппарата с осцилляцией.

Ключевые слова: гидроаппарат с осцилляцией, методология проектирования, математическая модель, гидромеханические процессы, запорно-регулирующий элемент, сила трения, гидродинамическая сила.

UDK 681.523.4

Methodology of development of hydraulic valves with oscillation

P. Andrenko

Methodology of development of hydraulic valves with oscillation had been worked out based on the system analysis, decomposition of hydraulic valves with oscillation on separat-

ed structural elements and description of working processes, which occurred inside the valves, based on fundamental equations mechanics of rigid body, hydromechanics, theory automatic control and mathematical simulation. The generic mathematical model of hydraulic valves with oscillation working process had been created. The physical models of friction and hydrodynamic forces are specified on oscillated plug-forming-regulative element of hydraulic valves with oscillation. New equations are provided for determination of friction and hydrodynamic forces, leakage flow of hydraulic valves with oscillation, that are fully included such factors as: instability of hydro mechanical processes and working liquid properties by comparison with previously well-known dependences. General methodology of synthesis of hydraulic valves with oscillation is provided.

Key words: hydraulic valves with oscillation, methodology of development, mathematical model, hydro mechanical processes, plug-forming-regulative element, friction force, hydrodynamic force.