

УДК 621. 226

З.Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.,
П.М. Андренко, д-р техн. наук, проф.,
Національний технічний університет «Харківський
політехнічний інститут»

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОБ'ЄМНИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ ШЛЯХОМ ВРАХУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОСЦИЛЯЦІЇ ПРИ РОЗРАХУНКУ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИЛИ

Проведено порівняльний аналіз перехідних процесів в об'ємних гідроагрегатах по різних математичних моделях, з урахуванням параметрів осциляції при розрахунку гідродинамічної сили та без їх урахування.

гідроагрегат, перехідний процес, гідродинамічна сила, параметри осциляції

Вступ. Використання в об'ємних гідроагрегатах гідроапаратів з осциляцією дозволяє підвищити їх динамічні характеристики та інші показники технічного рівня. Методи проектування таких гідроагрегатів базуються на математичних моделях їх робочих процесів, при розробці яких аналізують схемне рішення та фізичні процеси, що відбуваються у них, виключають несуттєві фактори та приймають припущення, записують відповідні рівняння і обчислюють коефіцієнти, вибирають метод розв'язання цих рівнянь. Причому, складність і, як наслідок, адекватність отриманих математичних моделей реальним, залежать від ступеня прийнятих спрощень та докладності визначення окремих складових, в тому числі і гідродинамічної сили.

Аналіз публікацій. Труднощі, що виникають при визначенні гідродинамічної сили, пояснюються складністю течії робочої рідини (РР) в проточній камері гідроапарата, яка, як правило, має складну форму, а також неможливістю достатньо точно розрахувати закон розподілу тиску на торцях пояса плунжеру. Тому, значна кількість наукових робіт, наприклад стаття [1], присвячена експериментальному визначенню гідродинамічної сили. У більшості випадків, розрахункові залежності осьової гідродинамічної сили, що діє на запірно-регулюючий елемент (ЗРЕ) гідроапарата, які, зазвичай, використовуються в їх математичних моделях, отримані з розгляду зміни кількості руху рідини, що протікає через контрольний об'єм. В роботі [2] наведені рівняння осьової гідродинамічної сили, яка діє на плун-

жер чотирьохщільного гідророзподільника (ГР), для випадку, коли він керує ненавантаженим гідравлічним циліндром

$$F_{\text{ГД}}(t) = 2 c_{\text{ГД}} x_{\text{ЗРЕ}}(t) + k_{\text{ін}} \frac{dx_{\text{ЗРЕ}}}{dt}, \quad (1)$$

де $c_{\text{ГД}} = \mu_{\text{ГР}} b_{\text{вік}} (p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}}) \cos \theta_{\text{н}}$; $k_{\text{ін}} = c(l_3 - l_2) m_{\text{ГР}} b_{\text{вік}} \sqrt{p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}}} / c$; $\mu_{\text{ГР}}$ – коефіцієнт витрати; $b_{\text{вік}}$ – сумарна ширина вікон ГР; t – час; $x_{\text{ЗРЕ}}$ – переміщення ЗРЕ; l_3, l_2 – відповідно відстані між віссю каналу живлення та виточкою в гільзі ГР, віссю каналу зливу та виточкою в гільзі ГР; $\theta_{\text{н}}$ – кут нахилу вектора швидкості потоку РР до осі ЗРЕ; $p_{\text{ж}}$ і $p_{\text{зл}}$ – відповідно тиск живлення і зливу; ρ – густина РР.

Теоретично встановлено, що кут $\theta_{\text{н}}$ змінюється в залежності від переміщення ЗРЕ та залежить від радіального зазору [3, 4]. Однак, для розрахунків цей кут приймають постійним та рівним 69° . Це знижує точність розрахунку. Невизначено значення кута $\theta_{\text{н}}$ в залежності від форми дроселюючої щілини. Відзначимо, що вимірювання осьової гідродинамічної сили при осциляції ЗРЕ ускладнено, а теоретичні праці в цьому напрямку відсутні [5].

Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що існуючі математичні залежності для визначення осьової гідродинамічної сили, в тому числі і (1), не враховують витрату рідини, обумовлену осциляцією ЗРЕ, параметрів його осциляції, кут нахилу вектора швидкості потоку РР до осі ЗРЕ в залежності від форми дроселюючої щілини, що може призвести до значних похибок при її визначенні. Не встановлено вплив на точність визначення характеристик об'ємних гідроагрегатів врахування параметрів осциляції при розрахунку гідродинамічної сили. Таким чином, отримання математичних залежностей, для визначення гідродинамічної сили на осцилюючому ЗРЕ з урахуванням якомога більшої кількості факторів, є актуальною науковою проблемою. Її розв'язання дозволить підвищити точність розрахунку гідродинамічної сили та характеристик об'ємних гідроагрегатів.

Задачі дослідження. Метою статті є встановлення впливу на точність визначення характеристик об'ємних гідроагрегатів врахування параметрів осциляції при розрахунку гідродинамічної сили.

Метод розрахунку гідродинамічної сили. Він базується на врахуванні змінності: коефіцієнта витрати, густини РР, переміщення ЗРЕ і параметрів його осциляції, форми дроселюючої щілини. Для

розрахунку коефіцієнта витрати використовували залежність, яка крім геометричних розмірів враховує режим течії РР [6]

$$\mu_{\text{н га}}(x_{\text{зре}}(t)) = \mu_{\text{с га}} \sqrt{\text{Re}(t)} / \sqrt{\text{Re}_k + \text{Re}(t)}, \quad (2)$$

де $\mu_{\text{н га}}(x_{\text{зре}}(t))$ і $\mu_{\text{с га}}$ – відповідно коефіцієнти витрати нестационарний і в усталеному режимі; $\text{Re}(t)$ – число Рейнольдса; Re_k – коефіцієнт корекції.

Точність моделювання робочих процесів в об'ємних гідроагрегатах залежить від правильного визначення параметрів РР. Зазвичай, РР містить розчинене і нерозчинене повітря, при цьому останнє, суттєвим чином, впливає на її властивості. Середнє значення газомісту РР в гідроагрегаті становить від 0,1 до 5,0 % [7]. В процесі функціонування гідроагрегату в ньому відбувається підсмоктування повітря і зміна тиску, це призводить до збільшення газомісту та зміни співвідношення між розчиненою та нерозчиненою фазами. Для розрахунку модуля об'ємної пружності РР нами використовується наближена залежність [6]:

$$E_{\text{см}}(t) = E_p \frac{p(t)^2 [V_p^* + V_r^*(p_0/p(t))]}{V_p^* p(t)^2 + V_r^* E_p p_0}, \quad (3)$$

де E_p – модуль об'ємної пружності РР; V_p^* – відношення об'єму РР V_p до сумарного об'єму $V_{\Sigma} = V_p + V_r$; V_r^* – об'єм нерозчиненого повітря, віднесений до сумарного об'єму $V_r^* = V_r / V_{\Sigma}$; $p(t)$ і p_0 – відповідно змінний і початковий тиск в гідроагрегаті.

Для розрахунку густини РР з врахуванням газомісту і зміни тиску в гідроагрегаті використовується залежність [8]

$$\rho(t) = \rho_{\text{РР}0}(1-z) \left\{ 1 + [(p(t) - p_0)/E_{\text{см}}] \right\} + \rho_{\text{Г}0} z [p(t)/p_0], \quad (4)$$

де $\rho_{\text{РР}0}$ і $\rho_{\text{Г}0}$ – відповідно густина РР та газу при тиску p_0 ; z – доля об'єму рідинно-газової суміші, яка зайнята газом, $z = V_r / (V_p + V_r)$.

Кут нахилу вектора швидкості потоку РР до осі ЗРЕ $\theta_{\text{н}}$ визначали за лініями течії РР в проточній порожнині гідроапарата, які моделювали в пакеті прикладних програм FEMLab, у відповідності до методики, наведеної в статті [9]. Для розрахунку гідродинамічної сили використовували залежність (1), в якій

$$\left. \begin{aligned} c_{гд}(t) &= \mu_{нга} (x_{зре}(t)) b_{вік} (\Delta p_{щ}(t)) \cos \theta_{н}; \\ k_{ін}(t) &= \rho(t) (\Delta l) \mu_{нга} (x_{зре}(t)) b_{вік} \sqrt{\Delta p_{щ}(t) / \rho(t)} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

де $\Delta p_{щ}(t)$ – перепад тиску на дроселюючій щілині гідроапарата.

Розрахункові дослідження. Їх проводили розглядаючи об'ємний гідроагрегат (рис. 1), який містить гідророзподільник з осциляцією – ГР, навантажений постійною силою $F_{нк}$.

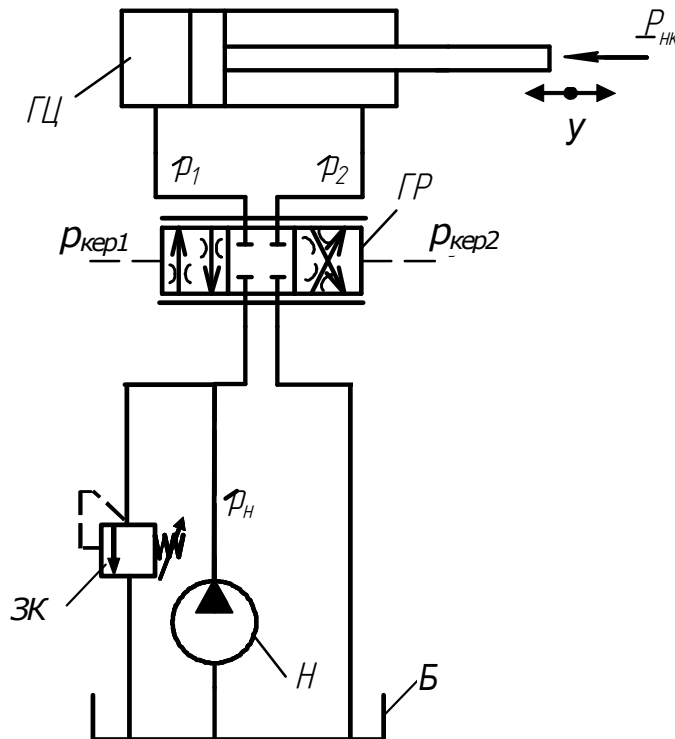


Рисунок 1 - Схема об'ємного гідроагрегату: Б – бак; Н – насос; ЗК – запобіжний клапан; ГЦ – гідроциліндр; ГР – гідророзподільник з осциляцією

Математична модель гідроагрегату представлена рівняннями:

– руху ЗРЕ ГР

$$m_{гр} \ddot{x}_{зре гр} = F_{кер гр}(t) - F_{пр \Sigma гр}(t) - F_{р пр гр}(t) - F_{гд гр}(t) - F_{тр гр}(t) + F_{осц гр}(t) - F_{дем гр}(t) \quad ; \quad (6)$$

– витрати через ГР

$$q_{гр}(t) = q_{щ гр}(t) - q_{вит гр}(t) - q_{пер гр}(t) - q_{ст гр}(t) + q_{осц гр}(t) \quad ; \quad (7)$$

– обмеження переміщення ЗРЕ ГР

$$0 < x_{зре гр}(t) \leq x_{зре гр \max} \quad ; \quad (8)$$

– руху ЗРЕ запобіжного клапана

$$m_{зк} \ddot{x}_{зре зк} = F_{кер зк}(t) - F_{пр \Sigma зк}(t) - F_{р пр зк}(t) - F_{ГД зк}(t) - F_{тр зк}(t) - F_{дем зк}(t); \quad (9)$$

– витрати через запобіжний клапан

$$q_{зк}(t) = q_{щ зк}(t) - q_{вит зк}(t) - q_{пер зк}(t) - q_{ст зк}(t); \quad (10)$$

– обмеження переміщення ЗРЕ запобіжного клапана

$$0 < x_{зре зк}(t) \leq x_{зре зк \max}; \quad (11)$$

– руху навантаженого штока гідроциліндра

$$m_{гц} \ddot{y} = A_{пор} p_1(t) - A_{шт} p_2(t) - F_{тр гц к} \text{sign}(\dot{y}) - k_{тр в гц} \dot{y} - F_{нк}(t); \quad (12)$$

– витрати в порожнинах гідроциліндра

$$q_{пор}(t) = A_{пор} \dot{y} + \frac{V_{пор} + A_{пор} y}{E_{см}} \frac{d p_1(t)}{d t}; \quad (13)$$

$$q_{шт}(t) = A_{шт} \dot{y} - \frac{V_{шт} - A_{шт} y}{E_{см}} \frac{d p_2(t)}{d t}; \quad (14)$$

– обмеження переміщення штока гідроциліндра

$$0 < y(t) \leq y_{\max}; \quad (15)$$

– нерозривності

$$q_H(t) = q_{гр}(t) + q_{зк}(t) + q_{ст}(t) + q_{кер зк}(t); \quad (16)$$

$$q_{гр}(t) = q_{пор}(t) = q_{шт}(t); \quad (17)$$

– витрати на виході з насоса

$$q_H(t) = \eta_{об} q_{НТ}(t); \quad (18)$$

– стану РР

$$T_a = const, \quad \rho(t) = f(p). \quad (19)$$

В рівняння (6) – (19) входять наступні величини: $F_{ГД гр(зк)}(t)$ – гідродинамічна сила ГР (запобіжного клапана), яка обчислюється за формулами (1) і (5); $F_{тр гр(зк)}(t)$ і $F_{тр гц к}(t)$ – відповідно сили тертя ГР (запобіжного клапана) і гідроциліндра, які обчислюються за формулами, наведеними в [10]; $F_{дем гр(зк)}(t)$ – сила демфування ГР (запобіжного клапана), яка обчислюється за формулами, наведеними в [11]; $F_{пр \Sigma гр(зк)}(t)$ – сила пружин ГР (запобіжного клапана), яка обчислюється за формулами, наведеними в [12]; $F_{кер зк}(t)$ – сила керування за-

побіжним клапаном, яка обчислюється за формулами, наведеними в [13]; $F_{\text{осц гр}}(t)$ – сила осциляції ГР, яка задається параметрами вібраційного контуру; $q_{\text{вит гр(зк)}}(t)$ – витрата витоків ГР (запобіжного клапана), яка обчислюється за формулами, наведеними в [14]; $q_{\text{пер гр(зк)}}(t)$ і $q_{\text{ст гр(зк)}}(t)$ – відповідно витрати перетікань та стиску ГР (запобіжного клапана), які обчислюються за формулами, наведеними в [3]; $A_{\text{пор}}$, $A_{\text{шт}}$ – відповідно площі поршня з поршневої і штокової порожнин; $\text{sign}(\dot{y})$ – функція Кронекера від \dot{y} ; $k_{\text{трв гц}}$ – коефіцієнт тертя гідроциліндра; $V_{\text{пор}}$, $V_{\text{шт}}$ – відповідно початкові об'єми поршневої і штокової порожнин гідроциліндра; $\eta_{\text{об}}$ – об'ємний ККД насоса; $q_{\text{Н Т}}(t)$ – теоретична подача шестеренного насоса, що розраховується за залежністю з роботи [5]; $q_{\text{щ гр(зк)}}(t)$ і $q_{\text{щ гр}}(t)$ – відповідно витрати через ГР і осциляції, які обчислюються за формулами, наведеними в [13]. При цьому, температуру РР T_a брали постійною і рівною її середньому значенню.

У загальному випадку, приведену масу розраховували згідно залежності

$$m = m_{\text{зре}} + \frac{1}{3}m_{\text{пр}} + m_{\text{п}},$$

де $m_{\text{зре}}$ – маса ЗРЕ; $m_{\text{пр}}$ – маса пружини; $m_{\text{п}}$ – приведена до ЗРЕ маса РР, обумовлена його осциляцією, яку розраховували з умови рівності кінетичної енергії за залежністю, наведеною у роботі [15].

Силу рідинної пружини ГР (запобіжного клапана) $F_{\text{р пр гр(зк)}}(t)$ розраховували за формулою [16]

$$F_{\text{р пр}}(t) = \frac{\pi^2 d_{\text{зре}}^4 E_{\text{см}}}{8 V_{\text{к0}} (1 - \bar{V}_{\text{кТ}})} x_{\text{зре}}(t), \quad (20)$$

де $d_{\text{зре}}$ – діаметр ЗРЕ; $V_{\text{к0}}$ – об'єм РР у порожнинах ГР (клапана) при середньому положенні ЗРЕ; $\bar{V}_{\text{кТ}} = V_{\text{кТ}}/V_{\text{к0}}$ – відносний об'єм трубопроводів і порожнин ГР (клапана); $V_{\text{кТ}}$ – об'єм РР, що знаходиться в трубопроводах від насоса до споживача і ГР (клапана).

При функціонуванні гідроагрегату перехідні процеси в ньому виникають за рахунок зміни сигналу керування. Після закінчення перехідних процесів швидкість ЗРЕ гідроапарата, без врахування

осциляції, $\dot{x}_{зрe} = 0$, а $x_{зрe}$ приймає значення $x_{зрe0}$, при якому сили, що діють на нього урівноважені і на його виході встановлюється перепад тиску $\Delta p_{щ}(t)$, який відповідає усталеному режиму та навантаженню на гідроциліндрі, що трансформується витратою $q_{нав}(t)$. Для одержання єдиного рішення задавали початкові умови: $x_{зрe}(0) = 0$, $\dot{x}_{зрe}(0) = 0$, $x_{осц}(0) = x_{осц}$, $\omega_{осц}(0) = \omega_{осц}$, $y(0) = 0$, $\dot{y}(0) = 0$, $\ddot{y}(0) = 0$, $p_H(0) = p_{H0}$, $p_{зл} = p_{ат}$, $F_{нк}(t) = \text{const}$, $F_{нк} = 100 \text{ Н}$ і $F_{кер гр}(0) = 0$. Розглядали гідророзподільник з наступними параметрами: $b_{ок} = 1,1 \text{ мм}$, $\Delta l = 13,2 \text{ мм}$, $x_{зрe \text{ max}} = 1,0 \text{ мм}$, $\theta_H = 69^\circ$, $\mu_{сга} = 0,7$ та гідроциліндр – $d_{пор} = 50 \text{ мм}$; $d_{шт} = 32 \text{ мм}$; $y_{\text{max}} = 250 \text{ мм}$. Задавали параметри робочої рідини – $\rho_p = 900 \text{ кг/м}^3$, $E_p = 1,35 \cdot 10^3 \text{ МПа}$, $\nu_t = 28 \text{ мм}^2/\text{с}$, газовміст 3,0%. Приймали, що пульсації тиску $\Delta p_{щ}(t)$ формуються згідно напівсинусоїдального закону з частотою $f = 200 \text{ Гц}$ та амплітудою 1,0 МПа, максимальне значення витрати – $q_{H \text{ ср}} = 3233 \text{ см}^3/\text{с}$, а $p_{H0} = 6,0 \text{ МПа}$. Задавали $F_{кер гр}(t)$, яка забезпечить $x_{осц гр} = 0,03 \text{ мм}$; $f_{осц гр} = 200 \text{ 1/с}$; $t_{р гр} = 0,4 \text{ с}$. Зауважимо, що за аналізом літературних джерел t_p для гідроапаратів з осциляцією знаходиться в межах від 0,01 с до 0,2 с. В пакеті прикладних програм Mathcad отримали графіки перехідних процесів гідроциліндра в період його розгону (рис. 2).

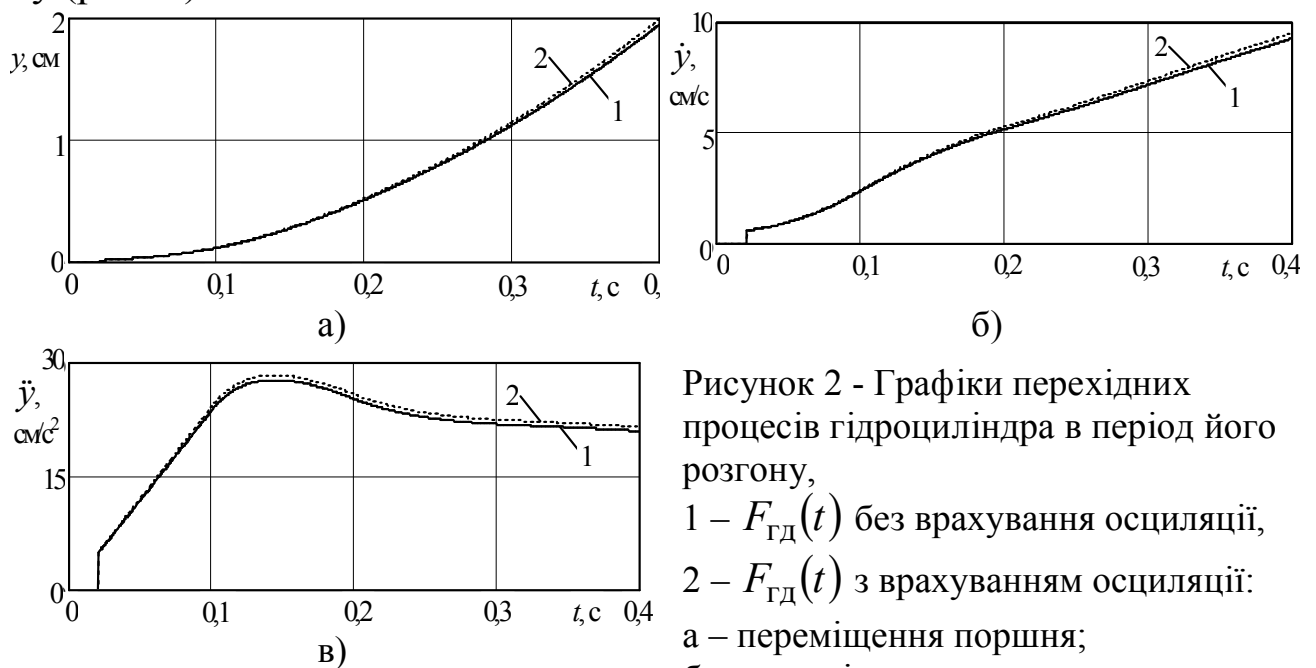


Рисунок 2 - Графіки перехідних процесів гідроциліндра в період його розгону,
 1 – $F_{ГД}(t)$ без врахування осциляції,
 2 – $F_{ГД}(t)$ з врахуванням осциляції:
 а – переміщення поршня;
 б – швидкість; в – прискорення

Для оцінки близькості перехідних процесів гідроциліндра в період його розгону, розрахованих при врахуванні параметрів осциляції при визначенні $F_{гд}(t)$ та без їх врахування, використовували відносну інтегральну оцінку

$$J_y = \frac{\int_0^{t_p} |y_o(t) - y(t)| dt}{\int_0^{t_p} y_o(t) dt} 100\%, \quad (21)$$

де як приклад взяли $y(t)$ і $y_o(t)$ – відповідно переміщення поршня гідроциліндра в період його розгону розрахованих при врахуванні параметрів осциляції при визначенні $F_{гд}(t)$ та без їх врахування; t_p – час перехідного процесу.

Оцінка (21) характеризує відношення значень різних площ під кривими $y_o(t)$ і $y(t)$ до площі під кривою $y_o(t)$ за час перехідного процесу t_p . Розрахована за формулою (21) відносна інтегральна оцінка склала для: переміщення поршня – 2,164; швидкості поршня – 2,294; прискорення – 2,387.

Висновки.

Розрахунковим шляхом встановлено, що врахування параметрів осциляції при розрахунку гідродинамічної сили на ЗРЕ ГР дозволяє більш ніж на 2 % підвищити точність визначення характеристик об'ємного гідроагрегату, збудованого з використанням гідроапаратів з осциляцією.

Список літератури

1. Lugowski J. Pohogzenie sily hydrodynamicznej w hydraulicznym zaworze suwakowym / J. Lugowski // Napendy i sterowanie hydrauliczne '93: konferencja naukowo-techniczna. 1993 р. – Wrocław, 1993. – S. 49 – 53.
2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: [учебник для вузов] / Д.Н. Попов. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
3. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
4. Захаров Ю.Е. Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы на золотниках гидравлических сервомеханизмов / Ю.Е. Захаров, В.Н. Баранов, И.Я. Шамло // Станки и инструменты. – 1962. – № 3. – С. 16 – 21.
5. Объемные гидравлические приводы / [Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др.]; под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.
6. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
7. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем: обзор / [Рокшевский В.А., Татьков В.В., Ливада Г.Ф. и др.]. – М.: НИИмаш, 1981. – 58 с.

8. Андренко П. М. Особливості врахування гозовмісту робочої рідини при дослідженнях гідросистем / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – 2009. – № 2 (24). – С. 71 – 73.
9. Андренко П.М. Визначення кута нахилу вектора швидкості потоку, для розрахунку гідродинамічної сили запорно-регулюючого елементу гідроапарата / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2005. – № 4/2 (16). – С. 60 – 63.
10. Лур'є З.Я. Розрахунок сили тертя на запорно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2008. – № 4. – С. 129 – 137.
11. Андренко П.М. Визначення сили демпфування при дроселюванні потоку робочої рідини у гідроапараті із вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 39. – С. 77 – 83.
12. Андренко П.М. Динамічні характеристики циліндричних пружин гідравлічного вібраційного контуру / П.М. Андренко, О.Л. Григор'єв, І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 23. – С. 3 – 12.
13. Андренко П.М. Побудова математичних моделей гідроапаратів із гідравлічним вібраційним контуром / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2004. – №2 (8). – С. 15 – 20.
14. Андренко П.М. Визначення витоків в гідроапаратах із вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 57. – С. 100 – 104.
15. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: [учебник для вузов] / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
16. Электрогидравлические следящие системы / [Хохлов В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А. и др.]; под ред. В.А. Хохлова. – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с.

З.Я. Лурье, П.Н. Андренко. Повышение точности определения характеристик объемных гидроагрегатов путем учета параметров осцилляции при расчете гидродинамической силы. Выполнен сравнительный анализ переходных процессов в объемном гидроагрегате по различным математическим моделям с учетом параметров осцилляции при расчете гидродинамической силы и без их учета.

гидроагрегат, переходной процесс, гидродинамическая сила, параметры осцилляции

Z. Lurje, P. Andrenko. Increase of the Accuracy of Defining the Characteristics of Volumetric Hydrounits Taking into Account the Parameters of Oscillation while Calculating Hydrodynamic Force. The comparative analysis of transients in the volumetric hydrounit on different mathematical models is conducted taking and not taking into account the parameters of oscillation while calculating hydrodynamic force.

hydrounit, transitive process, hydrodynamical force, parameters of oscillation

Стаття надійшла до редколегії 22.10.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. каф. ЕМС ДонНТУ А.П. Кононенко

© Лур'є З.Я., Андренко П.М., 2010