

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Чуйко Всеволод Петрович

УДК 621.225

**ПОЛПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБ'ЄМНИХ
ГІДРОДВИГУНІВ ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ В СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТІВ
ШЛЯХОМ КОМПЕНСАЦІЇ ВПЛИВУ НЕРІВНОМІРНОЇ ПОДАЧІ НАСОСА**

05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
КУЛІНІЧ Сергій Павлович,
Сумський державний університет,
доцент кафедри
«Прикладної гідроаеромеханіки».

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
АНДРЕНКО Павло Миколайович,
Національний технічний університет,
«Харківський політехнічний Інститут»,
професор кафедри
«Гідропневмоавтоматика і гідропривід»;

кандидат технічних наук
РУДЕНКО Андрій Анатолійович,
Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут
атомного та енергетичного насособудування ВНДІАЕН,
перший заступник голови правління-директора,
технічний директор.

Захист відбудеться « 2 » липня 2015 р. об 11 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Р. - Корсакова, 2, СумДУ.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Сумського державного університету за адресою: м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Автореферат розісланий: «29» травня 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Є. М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Зменшення матеріальних витрат з одночасним підвищенням вихідних характеристик, надійності та ККД є одним з пріоритетних напрямів розвитку сучасних гідравлічних систем та гідроагрегатів (ГА) об'ємного типу. Поряд з цим існує необхідність забезпечення ними контрольованого рівня вібрації та точності виконуваних операцій. Основними проблемами в забезпеченні контрольованого руху вихідних ланок гідравлічних двигунів (ГД) у складі ГА є нерівномірна подача насоса та перехідні процеси в останньому, що викликані спрацюванням виконавчих механізмів. Робочі характеристики елементів гідравлічної системи значною мірою залежать від характеристики ГА живлення. Для створення високого тиску в гідравлічних системах та ГА широко застосовуються об'ємні насоси плунжерного типу. Однак у зв'язку з особливостями конструкції, вони не можуть забезпечувати рівномірну подачу, а отже, і рівномірну зміну тиску в гідравлічній системі. Без застосування спеціальних заходів щодо рівномірної (без пульсацій) зміни тиску його коливання передаються на всі сполучені елементи. У випадку приєднання ГД до такої системи закон переміщення його рухомих частин буде мати характеристику, подібну до закону переміщення плунжера насоса. Для ГД, що виконують спеціальні операції, наприклад, деформація шпильок в процесі обслуговування роз'ємів корпусів технологічного обладнання, необхідне забезпечення рівномірного контрольованого руху штоку. Аналіз ГА, у яких ГД виконуються високоточні операції при надвисокому тиску, та живлення яких відбувається насосом об'ємного типу, виявив складнощі в реалізації традиційних методів забезпечення та контролювання параметрів вихідної ланки виконавчих механізмів. Таким чином, забезпечення контрольованого руху вихідної ланки ГД для випадку, коли традиційні методи використовувати недоцільно є актуальною проблемою, вирішення якої може бути здійснено шляхом розв'язання науково-практичної задачі, яка передбачає реалізацію концепції компенсації впливу нерівномірної подачі насоса, що досягається використанням регульованого гідравлічного дроселя (РГД) в зливній лінії ГА. Таким чином, тема дослідження є актуальною, оскільки розширює спектр методів забезпечення контрольованого руху вихідних ланок ГД у цілому.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України та реалізована при виконанні держбюджетної науково-дослідної роботи №0110U001951-«Дослідження робочого процесу об'ємних машин і приводів», де здобувач брав безпосередню участь як виконавець.

Мета та задачі дослідження. Мета роботи – поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних гідродвигунів поступального руху у складі ГА шляхом компенсації впливу нерівномірної подачі насоса.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- розробити повну математичну модель робочого процесу ГД у складі ГА для визначення закону руху його вихідної ланки з урахуванням нерівномірної подачі одноплунжерного насоса та змінного навантаження;

- обґрунтувати можливість забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД шляхом встановлення РГД в зливну лінію ГА;

- визначити параметри ГА при яких можливе забезпечення компенсації нерівномірної зміни тиску в напірній порожнині ГД шляхом встановлення РГД в його зливній порожнині;

- визначити параметри РГД, що встановлюється в зливну лінію ГА для забезпечення сталої швидкості руху вихідної ланки ГД;

- провести експериментальні дослідження ГА в складі ГД, насоса та РГД з метою підтвердження запропонованої концепції компенсації пульсацій тиску та адекватності розробленої математичної моделі робочого процесу;

- розробити методику та рекомендації щодо застосування запропонованої концепції в промисловому виробництві та визначення параметрів елементів ГА.

Об'єкт дослідження: гідродинамічні процеси в об'ємному ГА.

Предмет дослідження: характеристики гідродинамічних процесів об'ємних гідродвигунів поступального руху в складі ГА.

Методи досліджень. Основними методами досліджень були: системний аналіз, який відкрив можливість декомпозиції ГА на основні вузли з урахуванням взаємозв'язків між ними; методи механіки рідини й газу, за допомогою яких обґрунтовано межу квазістаціонарності робочих процесів у ГА, проведена оцінка впливу стисливості і двофазності робочої рідини (РР) на гідродинамічні процеси в об'ємному ГА; методи математичного моделювання, які застосовувалися для визначення характеристик ГА та його елементів. Експериментальні дослідження проводилися на основі теорії планування експерименту й математичної статистики на випробувальному стенді в лабораторії кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету та ТОВ НВП «Сумизовнішсервіс» (м. Суми).

Наукова новизна отриманих результатів:

- уперше запропоновано концепцію компенсації впливу нерівномірної подачі об'ємного насоса для забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД за рахунок застосування РГД в зливній лінії ГА;

- уточнено фізичну та розроблено узагальнену математичну модель робочого процесу ГА для деформації шпильок при обслуговуванні роз'ємів корпусів технологічного обладнання, яка базується на елементній декомпозиції з урахуванням нелінійної сили тертя, нестационарних гідромеханічних процесів, нерівномірної зміни подачі насоса, стисливості та двофазності рідини, змінного навантаження вихідної ланки ГД;

- виявлено особливості та закономірності робочих процесів, які відбуваються в ГА, та підвищують точність математичної моделі, а саме: вплив на характеристики руху вихідної ланки ГД нерівномірної зміни подачі насоса та змінного навантаження;

- уперше теоретичними та експериментальними дослідженнями доведено можливість компенсації нерівномірної подачі об'ємного насоса на рух вихідної

ланки ГД шляхом встановлення РГД в зливній лінії ГА з урахуванням нерівномірної подачі насоса, визначено вплив його параметрів на характеристики ГА, встановлено ступінь ефективності застосування РГД та його вплив на параметри ГА, отримано нову аналітичну залежність для розрахунку його конструктивних параметрів.

Практичне значення одержаних результатів полягає в наступному:

- визначено параметри ГА, при яких можливо забезпечити компенсацію пульсацій тиску в напірній порожнині ГД шляхом встановлення РГД в зливній лінії;
- розроблено рекомендації щодо можливості застосування в промисловості запропонованої концепції забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД поступального руху;
- спроектовано та виготовлено регульований дросель для забезпечення рівномірного руху вихідної ланки групи ГД ГА для обслуговування роз'ємів корпусів технологічного обладнання.

Основні результати досліджень впроваджені при проектуванні та виготовленні ГА для обслуговування роз'ємів корпусів технологічного обладнання науково-виробничим підприємством «Сумизовнішсервіс» (м. Суми). Результати досліджень упроваджені в навчальний процес Сумського державного університету в дисциплінах «Гідро- і пневмоприводи та гідропневмоавтоматика» та «Об'ємний гідро- та пневмопривід».

Упровадження підтверджені відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Усі наукові результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно.

У роботах [1,6] здобувачем проаналізовані результати чисельного експерименту, та порівняні динамічні характеристики ГА з вібраційним збуджувачем. У роботах [7,8,12], що захищені патентом України, здобувач приймав безпосередню участь у розробці гідравлічної системи ГА для обслуговування фланцевих роз'ємів корпусів обладнання. Здобувачем оцінено підвищення економічної та радіаційної безпеки АЕС при застосуванні ГА. У роботах [9,2,11] здобувачем проаналізовані можливості способу почергового застосування камер багатоступеневого ГД з метою подолання негативного впливу пульсацій тиску. У роботі [10] здобувачем були проведені чисельні експерименти та висунуті принципові шляхи подолання негативного впливу пульсацій тиску на гідравлічну та механічну системи ГА. У роботі [3] здобувачем визначені підходи до поліпшення шляхів забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД. У роботах [4,5,13] здобувачем розроблено математичну модель роботи ГА, проведено чисельні експерименти, розроблено стенд та проведено експериментальні дослідження ГА. Були проаналізовані результати експериментальних досліджень. Стаття [4] опублікована одноосібно.

Апробація результатів дисертації. Основні положення й результати дисертації доповідалися й обговорювалися на: Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2010, 2012, 2014 рр.); Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2013 р.); XVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в

інженерній практиці» (м. Київ, 2013 р.); XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка та пневматика» (м. Одеса, 2013 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Гідро- та пневмоприводи машин: сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, 2015 р.).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 5 статей у фахових виданнях, що входять до переліку, затвердженого Міністерством освіти і науки України (1 стаття у виданні, що входить до наукометричної бази Scopus), 7 тез доповідей на конференціях та 1 патент.

Структура й обсяг дисертації. Робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 141 сторінку. Дисертаційна робота містить 62 рисунки, 5 з яких – на окремих аркушах, 5 таблиць по тексту, 4 додатки на 7 сторінках, список використаних літературних джерел із 106 найменувань на 11 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У **вступі** наведено кваліфікаційні ознаки дисертації і сформульовано напрямки досліджень, пов'язаний з поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних ГД поступального руху у складі ГА шляхом компенсації впливу нерівномірної подачі насоса, і обґрунтовано його актуальність.

У **першому розділі** визначено причини та механізми виникнення нерівномірної подачі та зміни тиску в гідравлічній системі з одноплунжерним насосом. Проведений аналіз роботи насоса показав, що без застосування додаткових заходів на його виході присутня пульсація витрати РР, яка внаслідок опору гідравлічної системи трансформується в пульсацію тиску. На основі аналітичного огляду літературних джерел встановлено, що для насосів високого тиску (200МПа) стандартні рішення, щодо забезпечення рівномірної (без пульсацій) зміни тиску можуть бути використані частково або ж є недоцільними. Встановлено, що характеристика подачі одноплунжерного насоса має пульсуючий характер. У випадку живлення таким насосом ГД поступального руху рух його вихідної ланки має подібний характер. У розділі наводиться детальний опис ГА, що застосовується для створення зусилля при обслуговуванні корпусів головного циркуляційного насоса (ГЦН195-М) атомних електричних станцій. Для створення необхідного зусилля при деформації шпильок одноплунжерний насос розвиває тиск до 200МПа. При цьому нерівномірна зміна тиску призводить до випадків заклинювання або ж руйнування шпильки в отворі. Таким чином, розв'язання поставленої задачі не тільки розширює відомий спектр способів керування, але й вирішує важливу практичну задачу.

Швидкість руху вихідної ланки ГД є функцією подачі насоса Q_H , тиску p_n , параметрів ГА: навантаження F_H , площі дроселюючої щілини S_{op} ; густини ρ та модуля об'ємної пружності РР E :

$$v = f(Q_H, p_n, S_{op}, F_H, \rho, E).$$

З іншого боку, при визначенні $Q_H = f(\omega, t)$ (ω – кутова швидкість валу кривошипа насоса, t – час), $p_n = f(Q_H)$, $F_H = f(y)$ (y – переміщення вихідної ланки ГД) та

умові $v = const$ (рівномірний рух штоку без прискорення), можна зробити висновок, що площа дроселюючої щілини $S_{др}$ може бути розрахунковою величиною. При забезпеченні дроселем розрахункових значень $S_{др}$ - швидкість руху штоку ГД буде сталою, навіть за нерівномірної подачі насоса.

Проаналізовано існуючі конструктивні та принципові схемні рішення дросельних елементів. За результатами огляду літературних джерел визначено ряд конструктивних особливостей дросельних елементів, які в поєднанні дозволяють синтезувати такий, що сприяв би вирішенню поставленої задачі. Враховувались параметри: швидкодія, запобігання облітерації, забезпечення необхідної точності. За результатами аналізу встановлено, що дросель повинен бути комбінацією щілинного та втулкового типу з обертовим золотниковим елементом профільованої форми.

Визначено характер змін основних параметрів РР, що знаходиться під високим тиском, урахування яких дозволяє ще на етапі проектування гідроапаратів покращувати точність розрахунку їх робочих параметрів.

Сформульовано актуальну науково-практичну задачу: поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних гідродвигунів поступального руху у складі ГА шляхом компенсації впливу нерівномірної подачі насоса.

У **другому розділі** докладно розкрито мету дослідження, об'єкт дослідження а також засоби та найбільш раціональні шляхи досягнення поставленої мети.

У розрахунково-аналітичній частині дослідження розроблено програму для

чисельного розрахунку робочого процесу ГА (рис. 1). ГА складається з 30 ГД та одноплунжерного насоса. Окремий ГД має два гідроциліндри 8, два поршні 9 та три порожнини 1, 2, 3. Напірні порожнини 1 та 2 ГД поєднані в одну лінію. Зливні порожнини 3 з'єднані загальним колектором 7. При роботі ГА рідина подається насосом 4 з баку 5 через напірну лінію 6 у порожнини 1 та 2, з порожнини 3 рідина виходить у зливний колектор.

Моделюється робота приводу при повороті кривошипу в інтервалі $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ за класичними

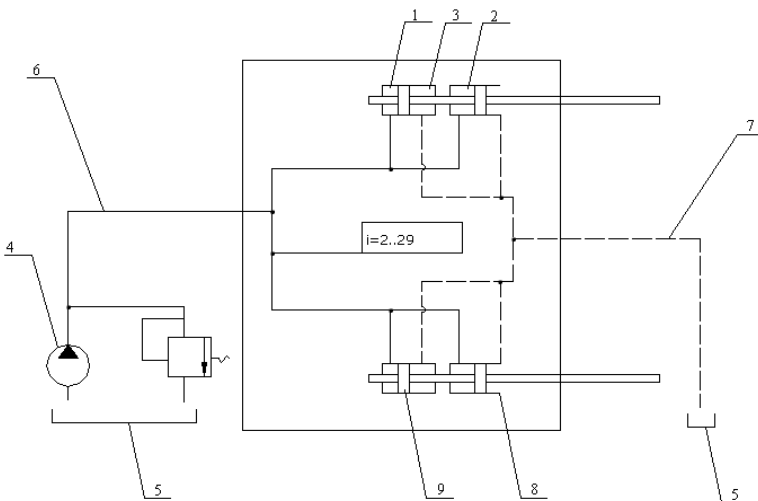


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідравлічного агрегату: 1,2 – напірні порожнини гідравлічних двигунів; 3 – зливні порожнини гідравлічних двигунів; 4- насос; 5- баки; 6- напірна лінія; 7 – зливний колектор; 8 – гідравлічні циліндри; 9 – поршні

законами механіки.

При складанні математичної моделі були прийняті допущення, які зазвичай приймаються при аналізі динамічних характеристик ГА.

Рівняння руху штоку гідроциліндра:

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = \Sigma F_i, \quad (1)$$

де m_i – приведені до штоків маси рухомих частин поршня та шпильки; y_i – переміщення i – го штоку; ΣF_i – сума сил, прикладених до i – го штоку.

На шток діють сили, що виникають внаслідок тиску РР на поршень F_{∂} , сили, зумовлені пружністю матеріалу F_{np} та сили тертя $F_{км}$, тому рівнодіючу можна представити у вигляді:

$$\Sigma F_i = \Sigma F_{i,\partial} - F_{i,np} - F_{i,км}, \quad (2)$$

де $\Sigma F_{i,\partial}$ – сума рівнодіючих сил тиску рідини на i -й поршень; $F_{i,np}$ – сила пружності i – ї шпильки; $F_{i,км}$ – сила тертя всіх елементів i – го ГД.

Сила тиску РР на поршень:

$$\Sigma F_{i,\partial} = S_1 p_1 + S_2 p_2 - S_3 p_3, \quad (3)$$

де p_1, p_2, p_3 – тиск у першій, другій та третій порожнині ГД, Па; S_1, S_2, S_3 – площі першого, другого та третього поршня ГД, м².

Сила, зумовлена пружністю шпильки:

$$F_{np} = \frac{E_{м.н} S_m}{l} y, \quad (4)$$

де $E_{м.н}$ – модуль пружності матеріалу шпильки; S_m – площа поперечного перерізу шпильки; l – довжина шпильки.

Сила контактного тертя (розглядали тертя зі змащуючим шаром):

$$F_{км} = \begin{cases} |F_{км,\partial}| \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ F_A & \text{при } v = 0 \text{ та } |F_{км,c}| > |F_A| \\ |F_{км,c}| \operatorname{sgn}(F_A) & \text{при } v = 0 \text{ та } |F_{км,c}| < |F_A| \end{cases}, \quad (5)$$

де $|F_{км,\partial}|$ – сила тертя при русі штоку; $|F_{км,c}|$ – сила тертя спокою; v – швидкість руху штоку; F_A – рівнодіюча активних сил, що діють на шок.

Тиски у порожнинах визначаються за формулами:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_n} \left(Q_1 - S_1 \frac{dy}{dt} \right), \quad (6)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{\beta_n} \left(Q_2 - S_2 \frac{dy}{dt} \right), \quad (7)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{1}{\beta_{зл}} \left(S_3 \frac{dy}{dt} - Q_{зл} \right), \quad (8)$$

де β_n – приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнин лінії нагнітання; $\beta_{зл}$ – приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнин лінії зливу; Q_1, Q_2 – витрати рідини в порожнинах гідроциліндрів, приймаємо рівними; $Q_{зл}$ – витрати рідини в зливній лінії гідроциліндра.

Приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнин напірної лінії:

$$\beta_n = \frac{V_{p.n.}}{E_p} + \frac{V_{n.n.}}{E_n} + \frac{V_{z.n.}}{n_{пол} p_n}, \quad (9)$$

де $V_{p.n.}$ – загальний об'єм РР напірної лінії; $V_{n.n.}$ – загальний об'єм порожнин лінії нагнітання з пружними стінками; $V_{z.n.}$ – загальний об'єм газів у лінії нагнітання; $n_{пол}$ – коефіцієнт політропи; p_n – тиск нагнітання.

Об'єм рідини в лінії нагнітання:

$$V_{p.n.} = V_n - V_{z.n.}, \quad (10)$$

де V_n – загальний об'єм лінії нагнітання.

Загальний об'єм лінії нагнітання визначається:

$$V_n = 60 \cdot V_{н.ц.} - V_H + V_{н.мп}. \quad (11)$$

Приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнин зливної лінії: розраховували за формулою аналогічною (9).

Об'єм рідини у зливній лінії:

$$V_{p.зл.} = V_{зл.} - V_{z.зл.}, \quad (12)$$

де $V_{зл.}$ – загальний об'єм лінії зливу;

Загальний об'єм лінії зливу визначається:

$$V_{зл.} = 30 \cdot V_{зл.ц.} + V_{зл.мп}. \quad (13)$$

Об'єми напірного та зливного циліндрів $V_{н.ц.}$ та $V_{зл.ц.}$, що встановлені в лінії нагнітання та зливу, визначаються за формулою:

$$V_{н.ц.} = V_{н.ц0} + S_1 y, \quad (14)$$

де $V_{н.ц0}$ – мертвий об'єм напірної порожнини гідроциліндра.

Об'єм насоса:

$$V_H = \begin{cases} V_{H0} - S_{нт} r (1 - \cos \omega t) & \text{при } 0 + 2k\pi < \omega t < (2k + 1)\pi \\ 0 & \text{при } (2k + 1)\pi < \omega t < (2k + 2)\pi \end{cases}, \quad (15)$$

де V_{H0} – максимальний об'єм порожнини насоса.

Об'єм трубопроводів:

$$V_{н.мп} = \sum_{i=1}^n \frac{\pi d_i^2}{4} l_i, \quad (16)$$

де d_i – діаметр i -ї ділянки трубопроводу; l_i – довжина i -ї ділянки трубопроводу.

Об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині:

$$V_{z.i} = V_{z.i0} \left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{1}{n_{пол}}}, \quad (17)$$

де $V_{z.i0}$ – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині при атмосферному тиску; p_a – атмосферний тиск; p_i – тиск у порожнині; $n_{пол}$ – коефіцієнт політропи.

Об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині при атмосферному тиску:

$$V_{z.i0} = \varepsilon V_{n.i}, \quad (18)$$

де ε - відносний об'єм газів нерозчинених в рідині при атмосферному тиску.

Для ГА порожниною з пружними стінками є трубопроводи. Модуль об'ємної пружності трубопроводу круглого поперечного перерізу (за умови, що його довжина набагато більша діаметру) визначається з рівняння пружної деформації стінок циліндру нескінченної довжини:

$$E_{n.i} = E_{m.ni} \frac{d_i}{b_i}, \quad (19)$$

де $E_{m.i}$ - модуль пружності матеріалу трубопроводу; d_i - діаметр трубопроводу; b_i - товщина стінки трубопроводу.

Теоретична подача одноплунжерного насосу:

$$Q_H = \begin{cases} S_{nl} r \omega \sin \omega t & \text{при } 0 + 2k\pi < \omega t < (2k + 1)\pi \\ 0 & \text{при } (2k + 1)\pi < \omega t < (2k + 2)\pi \end{cases} \quad (20)$$

Витрати рідини в напірній порожнині визначаються за формулою:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_H}{60} \quad (21)$$

Якщо розглядати систему без втрат тиску в зливній лінії, то можна прийняти $Q_{зл} = \frac{dy}{dt}$. При такому припущенні з формули (8) отримаємо: $\frac{dp_3}{dt} = \frac{dp_{зл}}{dt} = 0$, або $p_{зл} = const$.

Рівняння (6-8) доповнювали обмеженнями: $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$ - тиск насиченої пари РР (відсутність кавітації), та $p_i(t) \leq p_{\text{max}}$, де p_{max} визначається з умови міцності елементів ГА; $0 < y(t) \leq y_{\text{max}}$, де y_{max} - максимальне переміщення вихідної ланки ГД.

За розробленою математичною моделлю ГА в середовищі MathCad розроблено програму розрахунку руху вихідної ланки ГД (рис.2).

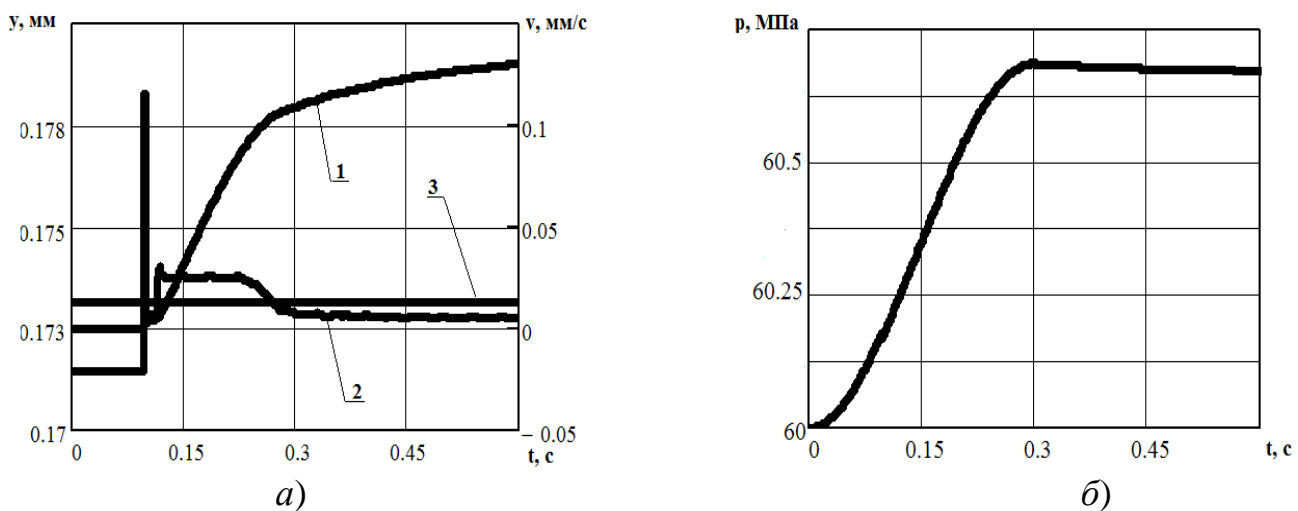


Рисунок 2 – Закон руху вихідної ланки ГД ГА: а – переміщення 1, швидкість 2, середня за цикл швидкість 3; б – тиск в напірній лінії ГД

Для забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД ($v = const$) необхідно, щоб виконувалась умова:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = 0. \quad (22)$$

Розрахункова швидкість руху вихідної ланки ГД визначається з залежності:

$$30(S_1 + S_2)v + Q_{cm} = Q_H, \quad (23)$$

де Q_{cm} - витрати стиску рідини;

$$Q_{cm} = \beta \frac{dp_n}{dt}. \quad (24)$$

Зміна навантаження ГД:

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{E_{m.n} S_M v}{l(S_1 + S_2)}. \quad (25)$$

Виходячи з (23), ураховуючи (24, 25), знаходимо необхідну сталу швидкість руху вихідної ланки ГД, яка забезпечує переміщення штоку за один цикл роботи насоса, що співпадає з отриманим розрахунковим шляхом за розробленою математичною моделлю:

$$v = \frac{Q_H}{30(S_1 + S_2) + \frac{\beta E_{m.n} S_M}{l(S_1 + S_2)}}. \quad (26)$$

Для одноплунжерного насоса подача визначається за формулою (20), прийнявши $F_{км} = 0$, отримуємо для однієї пари гідроциліндрів ГД та однієї шпильки:

$$p_1 S_1 + p_2 S_2 - p_3 S_3 = \frac{E_{m.n} S_M y}{l}, \quad (27)$$

враховуючи, що при рівномірному русі:

$$y = y_0 + vt, \quad (28)$$

тиск у зливній камері:

$$p_3 = \frac{p_1 S_1 + p_2 S_2 - \frac{E_{m.n} S_M}{l} (y_0 + vt)}{S_3}. \quad (29)$$

Розглянемо детально тиск у першій порожнині, вважаючи при цьому, що $S_1 = S_2$ та враховуючи зв'язок між подачею одноплунжерного насоса та його миттєвою подачею в період нагнітання за (21) при рівномірному русі зі сталою швидкістю.

У період нагнітання ($2k\pi \leq \omega t < \pi + 2k\pi$) подача насоса визначається за формулою:

$$Q_1 = Q_{H.\max} \sin(\omega t), \quad (30)$$

де $Q_{H.\max}$ – максимальна миттєва подача одноплунжерного насосу.

Залежність (6) з урахуванням (30) запишеться у вигляді:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_h} (Q_{H.\max} \sin(\omega t) - 60S_1 v). \quad (31)$$

Після інтегрування залежності (31) отримуємо:

$$p_1 = \frac{1}{\beta_h} \left[-\frac{Q_{H.\max} \cos(\omega t)}{\omega} - 60S_1 v t \right] + C_1, \quad (32)$$

де C_1 – стала інтегрування, визначається з початкових умов: при $t = 0$ $p_1 = p_{10}$.

$$C_1 = p_{10} + \frac{Q_{H.\max}}{\beta_h \omega}. \quad (33)$$

Тоді

$$p_1 = p_{10} + \frac{1}{\beta_h} \left[\frac{Q_{H.\max}}{\omega} (1 - \cos(\omega t)) - 60S_1 v t \right]. \quad (34)$$

Аналогічні результати з відповідними індексами отримаємо для другої камери.

У період всмоктування ($Q_1 = 0$). При рівномірному русі зі сталою швидкістю:

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{60}{\beta_h} S_1 v, \quad (35)$$

$$p_1 = -\frac{60}{\beta_h} S_1 v t + C_2, \quad (36)$$

де C_2 – стала інтегрування, визначається з початкових умов – при $t = 0$ та $p_1 = p_1(\pi / \omega)$ для руху на попередній ділянці.

Отримуємо:

$$C_2 = p_{10} + \frac{2Q_{H.\max}}{\omega \beta_h}, \quad (37)$$

$$p_1 = p_{10} + \frac{1}{\beta_h} \left(\frac{2Q_{H.\max}}{\omega} - 60S_1 v t \right). \quad (38)$$

Для другої порожнини отримаємо аналогічну залежність.

За умови $S_1 = S_2 = S_3$ залежність (29) з урахуванням (34) і (38) запишеться у вигляді:

$$p_3 = \begin{cases} \frac{2}{\beta_h} \left[\frac{Q_{H.\max}}{\omega} (1 - \cos(\omega t)) - 60S_1 v t \right] - \frac{E_{M.H} S_M}{l S_1} v t & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{2}{\beta_h} \left(\frac{2Q_{H.\max}}{\omega} - 60S_1 v t \right) - \frac{E_{M.H} S_M}{l S_1} v t & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases}. \quad (39)$$

На рисунку 3 приведено залежності зміни тиску в напірній та зливній камерах ГД, які забезпечують рух штоку зі сталою швидкістю.

Виходячи з того, що для забезпечення руху штоку ГД з $v = const$ необхідно забезпечувати розрахунковий тиск у зливній порожнині, очевидним є встановлення дроселя на виході (у зливній лінії ГА).

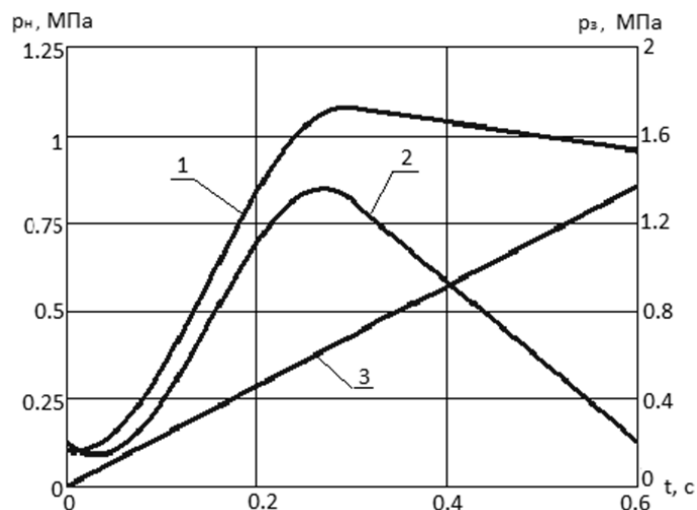


Рисунок 3 – Залежності зміни тиску в напірній та зливній камерах ГД, які забезпечують рух штоку зі сталою швидкістю: 1 – тиск у напірній камері; 2 – тиск у зливній камері; 3 - різниця тисків, приведена до однієї площі

Максимальний тиск p_3 отримаємо з умови максимуму залежності (39). Продиференціювавши залежність (39) і прирівнявши її нулю отримаємо значення максимуму тиску p_3 :

$$0 = \begin{cases} \frac{2}{\beta_H} [Q_{H.\max} \sin(\omega t) - 60S_1\nu] - \frac{E_{M.H}S_M}{lS_1}\nu & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ -\frac{2}{\beta_H} 60S_1\nu - \frac{E_{M.H}S_M}{lS_1}\nu & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases}, \quad (40)$$

звідки знаходимо

$$t = \frac{\arcsin \left(\frac{120S_1 + \frac{E_{M.H}S_M\beta_H}{lS_1}}{2Q_{H.\max}} \right) \nu}{\omega}. \quad (41)$$

Прирівнявши $\frac{dp_3}{dt}$ з (8) та (40) отримуємо:

$$\frac{1}{\beta_{зл}} (30S_3\nu - Q_{зл}) = \begin{cases} \frac{2}{\beta_H} [Q_{H.\max} \sin(\omega t) - 60S_1\nu] - \frac{E_{M.H}S_M}{lS_1}\nu & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ -\frac{2}{\beta_H} 60S_1\nu - \frac{E_{M.H}S_M}{lS_1}\nu & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases}. \quad (42)$$

З виразу (42) прийнявши $Q_{зл} = 0$, визначаємо максимальне співвідношення коефіцієнтів об'ємної деформації зливної та напірної порожнин, при якому можливо забезпечити компенсацію пульсації подачі насоса за рахунок встановлення дроселю на зливі:

$$\beta_{зл. \max} = \frac{\beta_H}{4}. \quad (43)$$

Витрати рідини в зливній лінії ГА:

$$Q_{зл} = \mu_{оп} S_{оп}(t) \sqrt{\frac{2 \Delta p_{оп}}{\rho}}, \quad (44)$$

де $\mu_{оп}$ – коефіцієнт витрат дроселя; $S_{оп}(t)$ – площа дроселюючої щілини, зміна за часом; $\Delta p_{оп}$ – перепад тиску на дроселі.

Перепад тиску на дроселі:

$$\Delta p_{оп} = p_3 - p_{зл}. \quad (45)$$

Вважаючи $p_{зл} = 0$, формула (43) з урахуванням (44, 45) запишеться у вигляді:

$$\frac{1}{\beta_{зл}} \left(S_3 v - \mu_{оп} S_{оп}(t) \sqrt{\frac{2 p_3}{\rho}} \right) = \begin{cases} \frac{2}{\beta_H} [Q_{H. \max} \sin(\omega t) - 60 S_1 v] - \frac{E_{M.H} S_M}{l S_1} v & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{2}{\beta_H} 60 \pi S_1 v - \frac{E_{M.H} S_M}{l S_1} v & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases}. \quad (46)$$

Площа дроселя, яка забезпечує компенсацію впливу пульсації тиску на рух штоку, виходячи з (46) визначається за формулою:

$$S_{оп}(t) = \begin{cases} \frac{Q_{H \max}}{2 \mu_{оп} \sqrt{2 \frac{Q_{H \max}}{\beta_1} \left[\frac{1}{2 \omega} (1 - \cos(\omega t)) - \frac{t}{2 \pi} \right] - \frac{E_{M.H} S_M}{l} \frac{Q_{H \max}}{2 S_1} t}} & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{Q_{H \max}}{2 \mu_{оп} \sqrt{2 \frac{Q_{H \max} \pi}{\beta_{зл} \omega} - \frac{1}{\beta_{зл}} Q_{H \max} t - \frac{E_{M.H} S_M}{l} \frac{Q_{H \max}}{2 S_1} t}} & \text{при } \frac{\pi}{\omega} < t < \frac{2 \pi}{\omega} \end{cases}. \quad (47)$$

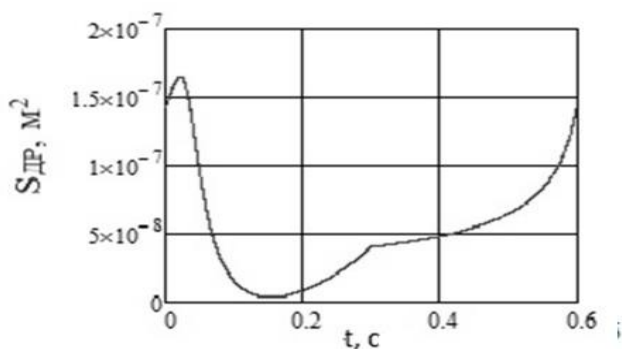


Рисунок 4 – Зміна площі дроселя

початку руху поршнів ГД.

Таким чином, отримано значення площі відкриття РГД для кожного моменту часу, при виконанні яких швидкість руху вихідної ланки ГД ГА залишається незмінною (рис. 4).

Аналізуючи графік, можна зробити висновок про декілька стадій зміни площі дроселюючої щілини. На першому етапі, що відповідає початку руху плунжера насоса та початку стиснення рідини, площа щілини повинна збільшитися для

На другому етапі, коли насос продовжує стиснення рідини, зливна камера ГД повинна акумулювати в собі тиск для зменшення швидкості руху поршнів ГД. Збільшення тиску в камері зливу досягається поступовим перекриттям щілини. Наприкінці цієї стадії злив рідини майже повністю відсутній, тому що щілина практично перекрита. Наступним етапом є поступове падіння швидкості руху поршня. При цьому для збереження сталої швидкості його руху, площа дроселя збільшується, збільшуючи витрати рідини та зменшуючи протитиск у зливній камері. Цей етап триває до закінчення періоду нагнітання насосу, що дорівнює половині одного робочого циклу. Після того як рух плунжера насосу починається у зворотному напрямку, виконуючи напівтакт всмоктування, дросель регулює зміну попередньо акумульованого тиску в камері зливу. Площа дроселюючої щілини поступово збільшується, вивільняючи рідину зі зливної порожнини. Таким чином, процес руху штоку носить рівномірний, без зупинок та екстремумів, характер, як для періоду нагнітання, так і періоду всмоктування насосу.

У **третьому розділі** викладено методику проведення фізичного експерименту на випробувальному стенді та аналіз його результатів. Дослідження виконувалося в два етапи: спочатку проводилися випробування ГА без застосування РГД, а після з ним.

На рис. 5 представлено схему випробувального стенду. При проведенні експериментів використовувалися стандартні методики та повірені прилади для всіх вимірюваних величин.

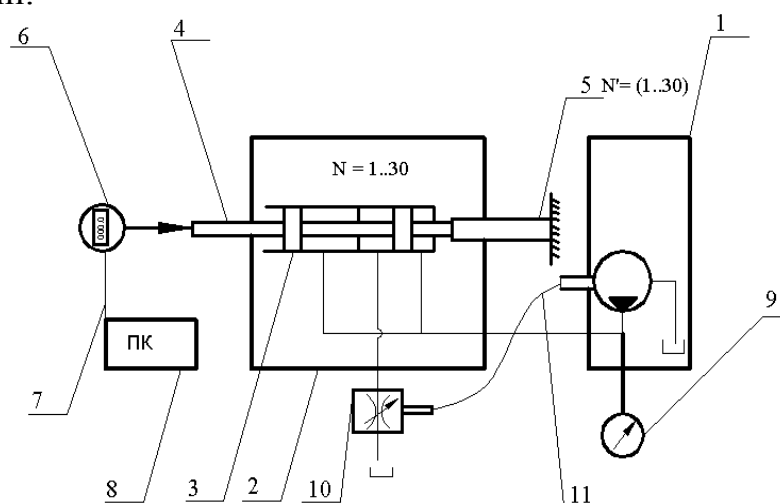


Рисунок 5 – Схема стенду: 1 – масло насосна станція; 2 – пристрій для створення зусилля; 3 – гідравлічні двигуни; 4 – шток; 5 – шпилька; 6 – індикатор переміщення; 7 – лінія передачі та конвертації даних; 8 - ПК; 9 - манометр; 10- гідравлічний дросель; 11- гнучкий вал

Аналіз похибок прямих та непрямих вимірювань під час проведення експериментальних досліджень показав, що відносна середня квадратична похибка при вимірюванні становила: частоти обертання вала насоса – 1,9 %, переміщення вихідної ланки ГД – 0,53%, температури РР – 2%. Причому, з ймовірністю 0,95 можна стверджувати, що значення вимірюваних величин знаходились у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного

значення не більше: для частоти обертання вала насоса – 4,3 %; переміщення вихідної ланки ГД – 5,1 %; температури РР – 4,7 %.

У процесі проведення експериментального дослідження були отримані характеристики деформації шпильки за часом та тиском як для окремих ділянок загального процесу так і в цілому.

Порівняння результатів чисельного моделювання та фізичного експерименту наведено на рисунку 6 та 7.

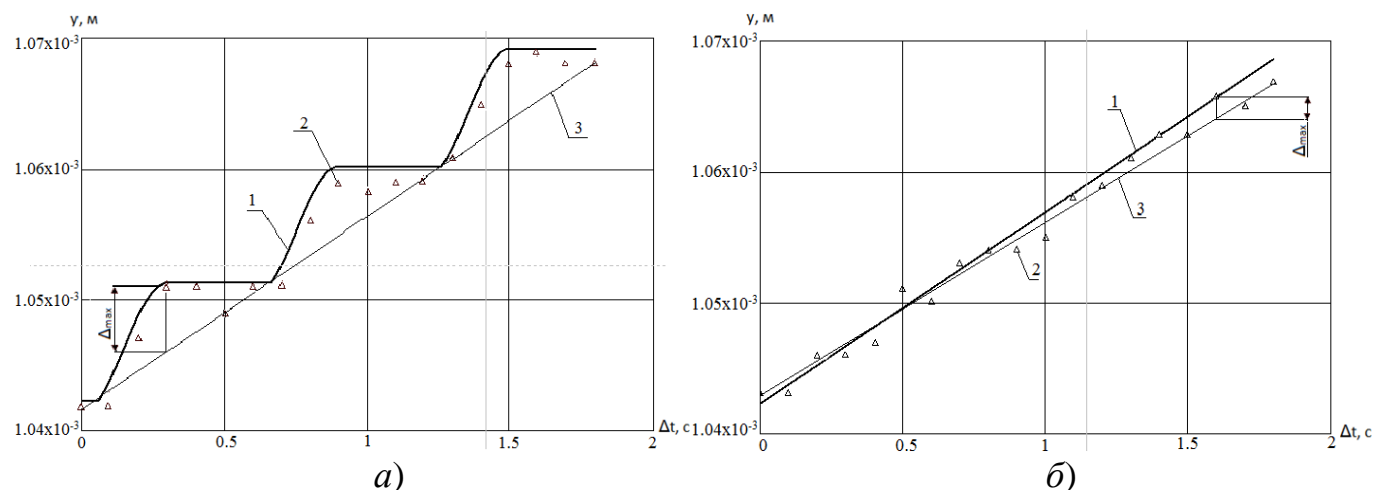


Рисунок 6 – Графіки деформації шпильки $n=100 \text{ хв}^{-1}$, $p=100 \text{ МПа}$: а- без застосування дроселя; б – із застосуванням дроселя; 1- теоретичний; 2- експериментальний; 3- лінія ідеального рівномірного руху

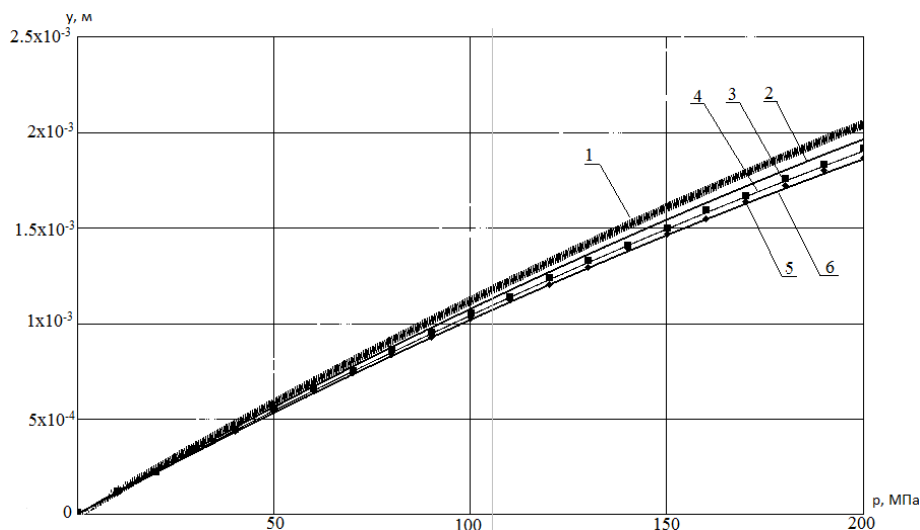


Рисунок 7 – Результати теоретичних, експериментальних та регресійних досліджень деформації шпильки пристроєм для створення зусилля:

- 1- теоретична, без застосування РГД; 2 – теоретична із застосуванням РГД;
- 3 – експериментальні дані без застосування РГД (маркер ■); 4 – апроксимація експериментальних даних, отриманих без застосування РГД;
- 5 - експериментальні дані із застосуванням РГД (маркер ♦);
- 6- апроксимація експериментальних даних, отриманих із застосуванням РГД

Аналізуючи їх, можна зазначити, що розбіжності результатів, отриманих шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту, не перевищують 3 %,

тому можна зробити висновок про адекватність обраної моделі розрахунку та достовірність результатів, отриманих шляхом чисельного моделювання роботи ГА.

Експериментальні дані, оброблені методом найменших квадратів, отримані рівняння регресії описують експериментальні точки із середньоквадратичною похибкою, що не перевищує 3 %.

Експериментальним шляхом встановлено, що без компенсації впливу пульсацій подачі насоса на рух штоку гідروциліндра спостерігається нерівномірний рух вихідної ланки ГД. Максимальне значення відхилення від рівномірного руху знаходиться в середині циклу плунжерного насоса, що пов'язано з перехідними процесами в системі насос-гідравлічна лінія-двигун. Експериментальним шляхом підтверджена дієздатність роботи РГД у динамічному режимі та його позитивний вплив на підвищення ступеня рівномірності руху вихідної ланки ГД.

У зв'язку з наявністю неврахованих у математичній моделі об'ємних втрат та відхилення реальних вхідних параметрів рідини від середньостатистичних, час переміщення вихідної ланки ГД ГА на задану величину в експерименті більший за час необхідний для переміщення, отриманий розрахунковим шляхом приблизно на 3 % для обох випадків роботи ГА.

Експериментальні дані показали що за однаковий час виконується рівна (відхилення менше 1%) деформація шпильки для обох випадків застосування ГА. На основі експериментально отриманих даних, для випадку роботи системи без застосування РГД спостерігаються режими зупинки деформації та зміна її напрямку. Це свідчить про те, що в системі без РГД спостерігаються додаткові втрати на подолання сили тертя спокою та повторне розтягнення шпильки. У випадку застосування РГД, втрати енергії, що пов'язані з його функціонуванням дорівнюють втратам енергії системи без застосування РГД.

У четвертому розділі наводиться методика розрахунку та проектування РГД у складі ГА. Запропоновані методики відображають особливості його функціонування. Особливу увагу приділено забезпеченню коректної роботи та попередніх налаштувань. Наведено особливості розрахунку та проектування золотника та нерухомої втулки. Приведено загальні вимоги до проектування та експлуатації в аспекті безпеки при експлуатації ГА з розробленим РГД.

ВИСНОВКИ

1. Теоретичними дослідженнями за розробленою повною математичною моделлю робочого процесу ГА з урахуванням нерівномірної подачі одноплунжерного насоса та змінного навантаження доведено пропорційний вплив нерівномірної подачі насоса на рух вихідної ланки ГД: максимальне відхилення руху вихідної ланки від ідеального рівномірного становить близько 50% переміщення за один цикл.

2. Теоретичними та експериментальними дослідженнями підтверджена можливість забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД поступального руху шляхом встановлення РГД в зливну лінію ГА.

3. Теоретичними дослідженнями доведена необхідність урахування реальної стисливості рідини та встановлено її вплив на рух вихідної ланки ГД. Доведено, що забезпечення компенсації пульсацій тиску в напірній порожнині ГД поступального

руху шляхом встановлення РГД в зливній лінії ГА можливе за умови, що співвідношення приведених коефіцієнтів об'ємної деформації рідини та порожнин лінії зливу та нагнітання не більше 0,25.

4. Визначено раціональні параметри РГД, що встановлюється в зливну лінію ГА для забезпечення компенсації пульсацій тиску в напірній порожнині ГД та сталої швидкості руху його вихідної ланки. Установлено що структурно РГД повинен складатися з двох частин: нерухомої втулки з щілиною та профільованого золотника, що обертається синхронно з валом насоса.

5. Експериментальними дослідженнями ГА підтверджено доцільність застосування запропонованої концепції компенсації пульсацій тиску, підтверджена адекватність розробленої повної математичної моделі його робочого процесу. Відхилення експериментальних даних від розрахункових менше 3,5%. За результатами статистичної обробки експериментальних даних визначено, що максимальне відхилення від рівномірного руху із застосуванням РГД зменшується у 3,1 рази відносно роботи системи без РГД. Середнє відхилення від рівномірного руху із застосуванням РГД зменшується у 3,5 рази.

6. Розроблено методику розрахунку та проектування й рекомендації щодо застосування запропонованої концепції компенсації впливу нерівномірної подачі насоса та методики визначення раціональних параметрів елементів ГА. Результати роботи впроваджені в промислове виробництво та в навчальний процес.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті:

1. Дубінський В. В. Математична модель вібраційного гідравлічного приводу пресу для утилізації відходів деревообробних підприємств [Текст] / В. В. Дубінський, С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2010. - №1(27). – С. 81-85

2. Кулініч С. П. Аналіз впливу нерівномірної подачі одноплунжерного насоса на роботу гідравлічного двигуна [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2013. – № 4. – С. 102–107.

3. Чуйко В. П. Розробка методу компенсації впливу пульсацій тиску на рух багатоступеневого гідроциліндра [Текст] / В.П. Чуйко, С.П. Кулініч // Східно-Європейський журнал передових технологій. Прикладна механіка. – 2014. – Т. 5, №7 (71). – С. 41-46.

4. Чуйко В. П. Експериментальне дослідження впливу регульованого гідравлічного дроселя на лінійність параметрів гідравлічної системи [Текст] / В.П. Чуйко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Прикладна механіка. – 2014. – Т. 6, №7 (72). – С. 24-28.

5. Чуйко В. П. Повышение уровня безопасности и экономической эффективности АЭС путем модернизации процесса обслуживания главного циркуляционного насоса [Текст] / В. П. Чуйко, С. П. Кулініч, В. В. Кравцов, С. Л. Пушкар // Ядерна та радіаційна безпека. – 2014. – № 4 (64). – С. 26–31. (*Входить до бази даних Scopus*).

Тези:

6. Дубінський В. В. Математична модель вібраційного гідравлічного приводу пресу для утилізації деревообробних підприємств [Текст] / В. В. Дубінський, С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 - 23 квітня 2010 року) / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2010. - Ч.Ш. - С. 36.

7. Кулініч С. П. Модернізація процесу герметизації головного фланцевого розніму циркуляційного насоса ГЦН 195-М [Текст] / С.П. Кулініч, В.П. Чуйко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р.: у 3-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2012. – Ч.3. – С. 48.

8. Чуйко В. П. Нелінійності руху багатоступеневих гідроциліндрів [Текст] / В. П. Чуйко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2013. – Ч.2. – С. 96.

9. Кулініч С. П. Аналіз нерівномірності зусилля багатоступеневого гідроциліндра [Текст] / С.П. Кулініч, В.П. Чуйко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 21 - 24 травня 2013 року) / Ред.: Н.В. Семінська. - Київ: КПІ, 2013. - С. 63.

10. Кулініч С. П. Забезпечення контрольованого руху штоку багатоступеневого гідравлічного двигуна [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Промислова гідравліка і пневматика: матеріали XIV Міжнародної науково-технічної конференції (Одеса, 18 - 19 вересня 2013 року) . - Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013. - С. 97.

11. Кулініч С. П. Аналіз ефективності навантаження гідравлічного приводу преса [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 3-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч.2. – С. 141.

12. Кулініч С. П. Дослідження забезпечення лінійного руху штоку [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування: матеріали міжнародної науково-технічної Інтернет конференції, м. Вінниця, 12 грудня 2014 - 11 січня 2015 рр.: / Ред.кол.: В. В. Грабко. – Вінниця: ВНТУ, 2015.– С. 88.

Патенти:

13. Пристрій для створення зусилля при герметизації фланцевих роз'ємів корпусів обладнання: Патент на корисну модель 71976 Україна, МПК F16B 1/00. / Пащенко В. Д, Пушкар С. Л., Проценко С. В., Чуйко В. П., заявник і патентовласник Пащенко В. Д, Пушкар С. Л., Проценко С. В., Чуйко В. П., – № и 2010, заявл. 20.04.2010; опубл. 10.08.2012, Бюл. №15.

АНОТАЦІЯ

Чуйко В. П. «Поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних гідродвигунів поступального руху в складі гідроагрегатів шляхом компенсації впливу нерівномірної подачі насоса». – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2015 р.

Вирішується важлива науково-практична задача: поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних гідродвигунів поступального руху у складі гідроагрегатів. Аналіз гідроагрегатів, у яких гідравлічними двигунами виконуються високоточні операції в умовах надвисокого тиску виявив складнощі в реалізації традиційних методів забезпечення рівня вібрації та точності руху його елементів. Дана робота присвячена дослідженню альтернативного методу забезпечення контрольованого руху вихідної ланки гідродвигуна при пульсуючій подачі насоса для випадку, коли традиційні методи гасіння пульсацій використовувати недоцільно. Вирішення даної задачі реалізується концепцією компенсації впливу нерівномірної подачі насоса за допомогою використання регульованого гідравлічного дроселя в зливній лінії гідроагрегатів. Уточнюються базові математичні залежності, об'єднані в математичну модель гідравлічного агрегату, призначеного для поздовжньої деформації шпильки в процесі монтажних операцій з корпусними частинами насоса. На базі математичної моделі визначаються параметри тиску та витрат у порожнинах гідроагрегатів, при забезпеченні яких рух вихідної ланки гідродвигуна буде рівномірним. Створена нова конструкція регульованого гідравлічного дроселя. Визначено, що максимальне відхилення від ідеального рівномірного руху із застосуванням дроселя зменшується у 3,1 рази відносно роботи системи без дроселя. Середнє відхилення від рівномірного руху із застосуванням регульованого гідравлічного дроселя зменшується у 3,5 рази. У роботі надаються рекомендації щодо застосування запропонованого методу та визначення параметрів елементів гідроагрегатів.

Ключові слова: гідроагрегат, гідродвигун, математична модель, робоча рідина, насос, дросель, нерівномірність подачі.

АННОТАЦИЯ

Чуйко В. П. «Повышение эксплуатационных характеристик объемных гидродвигателей поступательного движения в составе гидроагрегатов путем компенсации влияния неравномерной подачи насоса». - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 - гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. - Сумский государственный университет, Сумы, 2015.

В диссертационной работе решается важная научно-практическая задача: улучшение эксплуатационных характеристик объемных гидродвигателей поступательного движения в составе гидроагрегатов. Для ряда гидроагрегатов, выполняющих технологические операции деформации материалов, существует необходимость обеспечения контролируемого уровня вибрации и точности. Основными проблемами в обеспечении контролируемого движения выходных звеньев гидравлических двигателей является неравномерная подача насоса. Анализ

гидроагрегатов, в которых гидравлическими двигателями выполняются высокоточные операции в условиях сверхвысокого давления выявил трудности в реализации традиционных методов обеспечения гашения пульсаций давления в системе питания. Таким образом, данная работа посвящена исследованию альтернативного метода обеспечения компенсации влияния пульсации подачи насоса на движение выходного звена гидравлического двигателя для случая, когда традиционные методы использовать нецелесообразно. Решение данной задачи реализуется концепцией компенсации влияния неравномерной подачи насоса посредством использования регулируемого гидравлического дросселя в сливной линии гидроагрегата. Исследование расширяет спектр методов обеспечения контроля движения выходных звеньев гидравлических двигателей в целом. В диссертации уточняются базовые математические зависимости, объединенные в математическую модель гидравлического агрегата, предназначенного для продольной деформации шпильки в процессе монтажных операций с корпусными частями насоса. На базе математической модели определяются параметры давления и расхода в полостях гидроагрегата, при обеспечении которых движение выходного звена гидравлического двигателя будет равномерным. Доказано преимущество способа управления движением выходного звена, заключающегося в установке дросселя в сливной линии гидроагрегата. При этом изменением дросселирующей щели предусматривается обеспечение расчетных параметров расхода и давления. На основе анализа существующих дроссельных элементов и особенностей рассматриваемого гидроагрегата создается новая конструкция регулируемого гидравлического дросселя. В работе описывается методика и результаты экспериментального определения коэффициента дросселирования. В экспериментальной части работы исследуется и сравнивается работа гидроагрегата с применением регулируемого гидравлического дросселя в сливной линии и без его применения. Анализ ведется по параметрам максимальных мгновенных отклонений и среднего значения отклонения от условного идеально равномерного движения. Проведенные экспериментальные исследования гидроагрегата, состоящего из гидравлического двигателя, насоса и регулируемого гидравлического дросселя подтверждают целесообразность применения предложенного метода компенсации пульсаций давления. Подтверждается адекватность уточненной математической модели рабочего процесса. По результатам статистической обработки экспериментальных данных определено, что максимальное отклонение от идеального равномерного движения с применением дросселя уменьшается в 3,1 раза по сравнению работы системы без дросселя. Среднее отклонение от равномерного движения с применением РГД уменьшается в 3,5 раза. В работе приводятся рекомендации по применению предложенного метода и определения параметров элементов гидроагрегата.

Ключевые слова: гидроагрегат, гидродвигатель, математическая модель, рабочая жидкость, насос, дроссель, неравномерность подачи.

ABSTRACT

Chuiko V. P. The development of operating characteristics of linear motion volumetric hydraulic drives included to the hydraulic units by means of uneven pump flow compensation. – Manuscript

Thesis for a Candidate's Degree in Technical Sciences: speciality 05.05.17 - Hydraulic machines and hydropneumatics aggregates. – Sumy State University, Sumy, 2015.

The thesis solves an important scientific and practical task, namely the improvement of operating characteristics of linear motion volumetric hydraulic drives included to the hydraulic units. The analysis of the hydraulic units, where the hydraulic drives perform high-precision operations in terms of ultrahigh pressure, showed difficulties in traditional methods realization of assuring of vibration level and the elements movement precision. The present thesis focuses on the alternative method investigation of controlled motion of hydraulic drive output link while fluctuating pump flow for the case when traditional fluctuation suppression methods are not reasonable to use. The current problem is solved by the conception of uneven pump flow compensation by means of the variable displacement hydraulic throttle application in the drain line of the hydraulic unit. The paper specifies basic mathematical relations that are united in a mathematical model of hydraulic unit for longitudinal stud deformation when mounting with pump body parts. On the basis of the mathematical model defined pressure and discharge parameters in the cavity of the hydraulic unit; when providing them the motion of the hydraulic drive output link is even. The new construction of controlled hydraulic throttle has been created. It was defined, that the maximum deviation from the ideal even motion with the throttle application decreases by 3.1 relative to the system operation without the throttle. The average deviation from the even motion with the controlled hydraulic engine application decreases by 3.5. The recommendations as for the suggested method application and definition of hydraulic unit elements parameters are given in the present thesis.

Key words: hydraulic unit, hydraulic drive, mathematical model, working fluid, pump, throttle, nonlinear flow.

Підписано до друку 25.05.2015 р.
Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 1,1. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зам.
№ .

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК№3062 від 17.12.2007р.