НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Свинаренко Максим Сергійович

ПОЛІПШЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2010

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі “Гідропневмоавтоматика і гідропривод” Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Андренко Павло Миколайович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”,
доцент кафедри гідропневмоавтоматики і
гідроприводу, м. Харків.

Захист відбудеться “__”_____ 2011 р. о __ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.050.11 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету “ Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий “___”_____ 2011 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради,
кандидат технічних наук, доцент Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та агрегатів, енергозбереженням, поліпшенням умов праці. До їх робочих і експлуатаційних характеристик пред'являються досить жорсткі вимоги з підвищення технічного рівня. Стосовно об'ємних гідроагрегатів (ГА), які найбільш повно задовольняють вимогам ощадливої витрати матеріалів і енергоресурсів та забезпечують високі показники ККД і надійності, є зменшення шуму та вібрації, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ. Сьогодні існує два шляхи вирішення цієї важливої проблеми яка існує в промисловості. Перший – це зменшення пульсацій тиску робочої рідини (РР) на виході з об'ємної гідромашини, які виникають внаслідок нерівномірної подачі та опору гідравлічної системи, за рахунок удосконалення конструкції її розподільчого вузла. Та другий – застосування гідравлічних гасителів пульсацій тиску (ГПТ), що на нашу думку є найбільш перспективним, так як технологічні можливості удосконалення конструкцій об'ємних гідромашин багато в чому вже вичерпані.

Аналіз існуючих конструкцій ГПТ, методів їх розрахунку та проектування, дозволив визначити ряд особливостей, без урахування яких не можливо поліпшити їх характеристики, а саме: удосконалення конструкцій ГПТ; урахування нестаціонарності гідромеханічних процесів; що відбувається в них; характеристик РР, що змінюються в процесі їх функціонування; підвищення точності розрахунку пружних елементів; ряд інших важливих факторів, які підвищують точність математичних моделей робочого процесу ГПТта гідроагрегату. Викладене вище обумовлює актуальність вибраної теми дисертації, спрямованої на вирішення важливої науково-практичної задачі – підвищення ефективності ГПТ шляхом удосконалення його конструкції та дослідження характеристик на базі розробки уточненої математичної моделі робочого процесу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась на кафедрі гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ "ХПІ" у рамках держбюджетної науково-дослідної роботи МОН України "Удосконалення гідравлічних і пневматичних силових систем і систем керування промислового призначення" (ДР №0186U012831) та договору про творче співробітництво "Розробка математичних моделей і методики багатокритеріальної оптимізації параметрів гасителя пульсацій тиску рідини в трубопроводі з автоматичним підстроюванням параметрів" із СП ЗАТ "ХЕМЗ–ІРЕС", де здобувач брав безпосередню участь як виконавець.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності і розширення функціональних можливостей гасителя пульсацій тиску за рахунок удосконалення його конструкції та встановлення оптимальних параметрів робочого процесу.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі завдання:

1. Розробити конструкцію комбінованого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів, далі просто ГПТ;

2. На основі декомпозиції ГПТ на окремі елементи розробити математичні моделі його робочого процесу;

3. Виявити закономірності та особливості робочих процесів, що відбуваються в ГПТ та ГА, збудованих з їх використанням;

4. На основі експериментальних досліджень довести адекватність математичної моделі ГПТ;

5. На базі багатокритеріальної оптимізації параметрів ГПТ розробити інженерну методику його розрахунку та проектування у складі ГА.

Об'єктом дослідження є гідродинамічні процеси роботи гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегата.

Предметом досліджень є характеристики робочого процесу гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегата.

Методи досліджень. Основними методами досліджень були: системний аналіз, який відкрив можливість декомпозиції ГПТ на основні вузли з урахуванням взаємозв'язків між ними; механіки рідини і газу, за допомогою яких проведена оцінка хвильових процесів у ГА, стисливості і двофазності РР, визначений коефіцієнт гасіння ГПТ; теорії автоматичного керування та математичного моделювання, які застосовувалися для визначення характеристик робочого процесу ГПТ та ГА; теорії оптимальних систем, на підставі яких були визначені оптимальні параметри ГПТ у складі ГА стенда для випробування гідроапаратури. Експериментальні дослідження проводилися з застосуванням теорії планування експерименту й математичної статистики на лабораторному стенді для випробувань дослідних зразків.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому що:

– вперше розроблено узагальнену математичну модель робочого процесу пасивних гасителів пульсацій тиску, яка базується на декомпозиції гідроагрегата з гасителем пульсацій тиску на структурні елементи – гідравлічні вузли і розрахунок неусталених гідродинамічних процесів з використанням методу Фур'є та методу стоячих хвиль Лутца, та дозволяє, на попередніх етапах проектування, оцінити його ефективність;

– вперше розроблена математична модель робочого процесу гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів, яка базується на декомпозиції його на вузли, зосередженні параметрів, урахуванні нестаціонарних гідродинамічних процесів, стисливості і двофазності робочої рідини, перемінності коефіцієнта витрат та густини робочої рідини;

– отримані нові аналітичні залежності коефіцієнта гасіння від конструктивних параметрів гасителя пульсацій тиску та робочих параметрів гідроагрегата;

– визначені закономірності та особливості робочих процесів у гасителі пульсацій тиску у складі гідроагрегата, які підвищують точність математичної

моделі його робочого процесу;

– уперше встановлено взаємозв'язок між коефіцієнтом гасіння гасителя пульсацій тиску його конструктивними параметрами, формою пульсацій тиску робочої рідини та робочими параметрами гідроагрегата;

– уперше експериментальним шляхом встановлено вплив робочих параметрів гідроагрегата (витрати, тиску, частоти пульсацій тиску робочої рідини) на коефіцієнт гасіння гасителя пульсацій тиску.

Практичне значення одержаних результатів для машинобудування полягає у розробці методики проектування, оптимізації конструктивних і робочих параметрів та аналізу робочих характеристик ГПТ у складі ГА. Розроблено нові, захищені патентами України на винахід та корисну модель, конструкції ГПТ. Розроблений ГПТ прийнятий до впровадження у виробництво, а методика його проектування та багатокритеріальної оптимізації параметрів включено до складу системи автоматизованого проектування пристроїв у СП ЗАТ "ХЕМЗ–ІРЕС" (м. Харків). Розроблені методики розрахунку та проектування ГПТ у складі ГА впроваджені в проектно-конструкторські роботи АТ "Гідроапаратура" (м. Харків), а ГПТ рекомендовано до включення в номенклатуру виробництва. Розроблений ГПТ встановлено при модернізації в насосну станцію токарного верстата з ЧПУ моделі 16К20Т1 на ЗАТ "РЕММАШБУД" (м. Харків), що дозволило підвищити точність верстата, зменшити рівень вібрації та шуму.

Результати дисертаційної роботи використано у навчальному процесі кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ "ХПІ" в лекційних курсах: "Діагностика і контроль гідропневмоприводів" і "Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів" для студентів спеціальності 7.090209 "Гідравлічні і пневматичні машини" та при дипломному і курсовому проектуванні.

Особистий внесок здобувача. Положення і результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто. Серед них: розробка конструкції ГПТ та математичних моделей його робочого процесу, обґрунтування планів і проведення досліджень, обробка та узагальнення результатів, участь у впровадженні. Постановка завдань досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертації доповідались й обговорювались на: Міжнародній науково-практичній конференції Micro-CAD "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" (м. Харків, 2003 – 2010 р.р.); Міжнародній науково-практичній конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (м. Київ, 2004 р., 2006 р., 2008 р., 2010 р., м. Луганськ, 2007 р.); Міжнародній науково-технічній конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики (м. Київ, 2004 р., м. Львів 2005 р., 2009 р., м. Вінниця, 2006 р., м. Мелітополь, 2007 р., м. Кременчук, 2008 р.); III Міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми енергозбереження", "ENERGIA – 2009" (м. Алушта, 2009 р.). У повному обсязі дисертаційна робота доповідалась на засіданні XI Міжнародної

науково-технічної конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки і пневматики (м. Мелітополь, 2010 р.), XVIII міжнародному науково – технічному семінарі високі технології, тенденції розвитку (м. Харків, 2010 р.), на засіданні кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ (м. Суми, 2011 р.).

Публікації. За темою дисертаційної роботи надруковано 19 наукових праць, з них 16 статей у фахових виданнях, затверджених переліком ВАК України, 1 патент на винахід, 1 патент на корисну модель і 1 теза доповіді на міжнародній конференції. 3 роботи опубліковані одноосібно.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, додатків, списку використаних джерел інформації. Загальний обсяг роботи складає 200 сторінок, з них 57 ілюстрацій, 14 таблиць, 3 додатки на 25 сторінках, 157 найменуваннь використаних джерел інформації на 15 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі сформульована наукова задача, її актуальність, мета і задачі роботи, подано відомості про наукові та практичні результати роботи.

У першому розділі виконано аналітичний огляд тенденцій розвитку, технічного рівня та принципів проектування ГПТ, який показав, що одним із перспективних напрямків підвищення їх ефективності є використання, при їх побудові, пружних елементів зі змінною жорсткістю, які забезпечують автоматичне підстроювання ГПТ до змінних параметрів ГА та високий коефіцієнт гасіння. Це є актуальною та складною задачею, яка існує в промисловості.

Значний внесок у дослідження цієї проблеми внесли роботи Т.М. Башти, В.П. Бочарова, М.М. Глазкова, Б.Ф. Глікмана, Г.Й. Зайончковського, Р.Д. Іскович-Лотоцького, Б.Л. Коробочкіна, З.Я. Лур'є, Б.Ф. Лямаєва, Д.М. Попова, О.М. Скляревського, В.Б. Струтинського, Д.О. Сьоміна, Л.М. Тарка, З.Л. Фінкельштейна, І.А. Чарного, В.П. Шоріна, О.М. Яхно, W. Kolleka й ін.

Проведений аналіз літературних джерел дозволив сформулювати вимоги до перспективного ГПТ, обґрунтувати вибір критерію для оцінки його ефективності, за який прийнято коефіцієнт гасіння – відношення амплітуди пульсацій тиску на вході до її значення на виході ГПТ. За аналізом пульсацій тиску РР на виході із об'ємного насоса встановлені їх параметри. Обґрунтовано вибір методу для математичного опису робочих процесів у ГПТ. Визначено ряд особливостей, без врахування яких неможливо отримати повні математичні моделі робочого процесу ГПТ, що відкривають шлях до поліпшення їх характеристик, та ГА, збудованих з їх використанням, а саме:

– складні гідродинамічні процеси, що відбуваються в ГА і його елементах, змінні параметри РР та пружних елементів;

– вибір конструктивних параметрів ГПТ, які забезпечують відсутність гідравлічного удару і кавітації, нерозривність РР та стійкість ГА;

– необхідність багатокритеріального підходу до проблеми підвищення ефективності ГПТ.

Рішення цих питань визначило мету і задачі досліджень, що наведені у загальній характеристиці роботи. Сформульована актуальна науково-практична задача – підвищення ефективності ГПТ шляхом удосконалення його конструкції та дослідження характеристик на базі розробки уточненої математичної моделі робочого процесу, яка може бути вирішена шляхом комплексного дослідження робочих процесів, що відбуваються в ньому. Запропоновано методику її поетапного розв'язання, яку подано у вигляді загальної схеми, яка характеризує системний підхід та дозволяє виконати увесь комплекс досліджень.

Другий розділ присвячено розробці ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів (рис. 1). Схемне рішення розробленого ГПТ розширює область його ефективного застосування за рахунок з'єднання в одному корпусі фільтра низьких частот (проточні порожнини із внутрішніми патрубками 11) і паралельного резонансного контуру (проточні порожнини із центральною трубою, в якій установлені пружні елементи зі змінною жорсткістю 12). Це забезпечує автоматичне підстроювання ГПТ до зміни тиску у ГА.

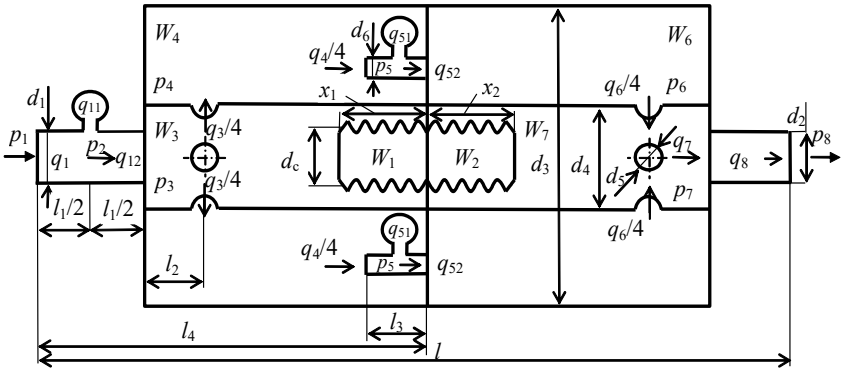

Рис. 1. Розрахункова схема ГПТ:

1 – циліндричний корпус; 2 – вхідний патрубок; 3 – вихідний патрубок; 4 – центральна труба; 5, 6 – отвори; 7 – пружні елементи (сильфони); 8, 9 – проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – внутрішні патрубки

(обозначение позицій на рис. 1)

Запропонована лінеарізована універсальна математична модель робочого процесу ГПТ, в основі якої лежить декомпозиція гідравлічної системи з ГПТ на узагальнені структурні елементи – гідравлічні вузли і розрахунок неусталених гідродинамічних процесів з використанням методу Фур'є та методу стоячих хвиль Лутца, яка дозволяє визначити коефіцієнт гасіння ГПТ на попередніх стадіях його проектування.

Розроблена повна математична модель робочого процесу ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів, в основі якої лежить зосередження параметрів за Т і Г-подібними схемами, і яка, крім його геометричних та робочих

параметрів, враховує газовміст РР, її температуру, змінність в часі густини РР, коефіцієнтів витрат, індуктивного і активного опорів каналів. Використання якої дозволяє більш докладно визначити вплив конструктивних і робочих параметрів на робочий процес в ГПТ, провести їх раціональний вибір. Вона складається з:

– рівняння руху РР в каналі 1 (5)

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{d\,q_{1(5)}(t)}{d\,t}=\frac{1}{L_{1(5)}(t)}\left[p_{1(4)}(t)-p_{2(5)}(t)\right]-\frac{R_{1(5)}(t)}{L_{1(5)}(t)}q_{1(5)}(t);\\
&\frac{d\,p_{2(5)}(t)}{d\,t}=\frac{1}{C_{1(5)}}q_{11(51)}(t)=\frac{1}{C_{1(5)}}\left[q_{1(5)}(t)-q_{12(52)}(t)\right],\\
&\frac{d\,q_{12(52)}(t)}{d\,t}=\frac{1}{L_{1(5)}(t)}\left[p_{2(5)}(t)-p_{3(6)}(t)\right]-\frac{R_{1(5)}(t)}{L_{1(5)}(t)}q_{12(52)}(t)
\end{aligned}\right\};\qquad(1)$$

– рівняння тиску в камерах зі змінним об'ємом 3 (7)

$$\frac{dp_{3(7)}(t)}{d\,t}=\left[q_{12(6)}(t)-q_{3(7)}(t)\right]\frac{E}{W(t)_{3(7)}},\qquad(2)$$

де $W(t)_{3(7)}$ – об'єм камери;

– рівняння зміни об'єму камери 3 (7)

$$W(t)_{3(7)}=\frac{\pi\,d_4^2}{4}\left(l_4-l_1\right)-W(t)_{1(2)},\qquad(3)$$

де $W(t)_{1(2)}$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, об'єм камери сильфона, який розраховують за залежністю

$$W(t)_{1(2)}=\frac{\pi\,d_C^2}{4}\left(l_C-l_{lp3(7)}(t)\right)\ ;\ l_{lp3(7)}(t)=\begin{cases}\dfrac{\frac{\pi\,d_C^2}{4}p_{3(7)}(t)}{c_{C\Sigma}},\ \text{при}\ \dfrac{\frac{\pi\,d_C^2}{4}p_{3(7)}(t)}{c_{C\Sigma}}<l_{lmax}\\ l_{lmax},\ \text{при}\ \dfrac{\frac{\pi\,d_C^2}{4}p_{3(7)}(t)}{c_{C\Sigma}}\geq l_{lmax}\end{cases};$$

– рівняння витрати через отвори

$$1/4\,q_{3(6)}(t)=\mu(\mathrm{Re})A_o\sqrt{\frac{2}{\rho_{3(6)}(t)}\left(p_{3(6)}(t)-p_{4(7)}(t)\right)};\qquad(4)$$

– рівняння тиску в камері 4 (6)

$$\frac{dp_{4(6)}(t)}{d\,t}=\left[q_{3(52)}(t)-q_{4(6)}(t)\right]\frac{E}{W_{4(6)}},\qquad(5)$$

де $W_{4(6)}$ – об'єм камери,

$$W_4 = \frac{\pi\left(d_3^2 - d_4^2\right)}{4}\left(l_4 - l_1\right) - 4\frac{\pi\, d_6^2}{4} l_3\,;\; W_6 = \frac{\pi\left(d_3^2 - d_4^2\right)}{4}\left(l_4 - l_1\right);$$

– рівняння нерозривності

$$q_5(t) = 1/4\, q_4(t); \tag{6}$$

– рівняння витрати через отвори у внутрішніх камерах

$$1/4\, q_6(t) = \mu(\mathrm{Re}) A_{\mathrm{o}} \sqrt{\frac{2}{\rho_6(t)}\left(p_6(t) - p_7(t)\right)}; \tag{7}$$

– рівняння руху РР в вихідному каналі 8

$$\left.\begin{aligned} \frac{d\, q_7(t)}{d\, t} &= \frac{1}{L_8(t)}\left[p_7(t) - p_8(t)\right] - \frac{R_8(t)}{L_8(t)} q_7(t), \\ \frac{d\, p_8(t)}{d\, t} &= \frac{1}{C_8} q_{81}(t) = \frac{1}{C_8}\left[q_7(t) - q_8(t)\right] \end{aligned}\right\}. \tag{8}$$

Рівняння (1) – (8) доповнювали обмеженнями:

$$p_i(t) \geq p_{\text{пар}}, \qquad l_{\text{lmax}} \leq n_{\text{C}}\left(t_{\text{C}} - 2\delta_{\text{C}}\right),$$

де $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР; d_{C} – діаметр сильфона; l_{C} – довжина сильфона; $l_{\text{lp3}}(t)$, $l_{\text{lp7}}(t)$ і l_{lmax} – відповідно переміщення сильфона під дією тиску p_3, тиску p_7 і максимальне; $c_{\text{C}\Sigma}$ – жорсткість сильфона по тиску; t_{C} – крок гофра сильфона; δ_{C} і n_{C} – відповідно товщина стінки і кількість робочих гофрів сильфона. Зауважимо, що при використанні в якості пружних елементів сильфонів, які працюють разом із гвинтовою циліндричною пружиною або двох сильфонів $c_{\text{C}\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

В рівняннях (1) – (8) величини $L_8(t) = \rho_8(t) l_8 / A_8$ і $L_{1(5)}(t) = \rho_{1(5)}(t) l_{1(5)} / 2A_{1(5)}$ – відіграють роль індуктивного опору 8-го и 1 (5)-го каналів; величини $R_8(t) = 8\nu_t \rho_8(t) l_8 \Big/ A_8 r_8^2$ і $R_{1(5)}(t) = 8\nu_t \rho_{1(5)}(t) l_{1(5)} \Big/ 2A_{1(5)} r_{1(5)}^2$ – роль активного опору 8-го і 1 (5)-го каналів; величини $C_i = A_i l_i / E$ – роль ємності *i*-го каналу. Крім того, позначено: r_{i} – радіус перетину *i*-го каналу; d_{C} – середній діаметр сильфона; $\mu(\mathrm{Re})$ і A_{o} – відповідно коефіцієнт витрати і площа отвору; ν_t – кінематичний коефіцієнт в'язкості РР; A_i і r_0 – відповідно площа і радіус каналу (трубопроводу); E – приведений модуль пружності РР, який розраховували з урахуванням вмісту повітря та товщини стінки трубопроводу (каналу).

Проведено дослідження робочих процесів у ГПТ. За результатами математичного моделювання ліній течії неусталеної в'язкої РР в його проточних

камерах в різні проміжки часу визначені області, в яких відбувається гасіння пульсацій тиску РР, що дозволяє обґрунтовано вибирати співвідношення між конструктивними параметрами його проточної камери та її формою. Сформульовані рекомендації, що до вибору конструктивних параметрів ГПТ.

Шляхом математичного моделювання гідродинамічних процесів у ГПТ досліджували вплив пружних елементів, конструктивних та робочих параметрів ГА на його коефіцієнт гасіння. Задавали розміри ГПТ (рис. 1): $d_1 = d_2 = 1 \cdot 10^{-2}$ м; $d_3 = 0{,}1$ м; $d_4 = 6{,}5 \cdot 10^{-2}$ м; $d_5 = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $d_6 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $d_7 = 3 \cdot 10^{-2}$ м; $d_c = 6 \cdot 10^{-2}$ м; $l = 27{,}2 \cdot 10^{-2}$ м; $l_1 = 3{,}6 \cdot 10^{-2}$ м; $l_2 = 1{,}5 \cdot 10^{-2}$ м; $l_3 = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $l_4 = 0{,}1$ м; $l_{c1} = l_{c2} = 7 \cdot 10^{-2}$ м; максимальне переміщення сильфонів $l_{c\,max} = 5{,}5 \cdot 10^{-2}$ м; діаметр отвору 5 дорівнював $2{,}2 \cdot 10^{-3}$ м; $\mu_c = 0{,}7$; $E = 1{,}35 \cdot 10^3$ МПа. Жорсткість сильфонів, які розташовано у вхідній та вихідній камерах ГПТ відповідно становила $27 \cdot 10^4$ Н/м і $22 \cdot 10^4$ Н/м. Задавали початкові та граничні умови: $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0,t) = p_1(t)$, T – період повторення циклу коливань. Витрата на виході з насосу становила $5{,}1 \cdot 10^{-4}$ м^3/с, а діаметр дроселя – $4{,}2 \cdot 10^{-3}$ м. Пульсацію витрати з виходу насоса моделювали напівсинусоїдами, як найбільш наближених до реальних. Вона становила 5 % від її усталеного значення, а частота $f = 250$ Гц. За коефіцієнтом гасіння амплітуди пульсацій тиску, який знаходили за графіками пульсацій тиску (рис. 2), проведено оцінку ефективності ГПТ.

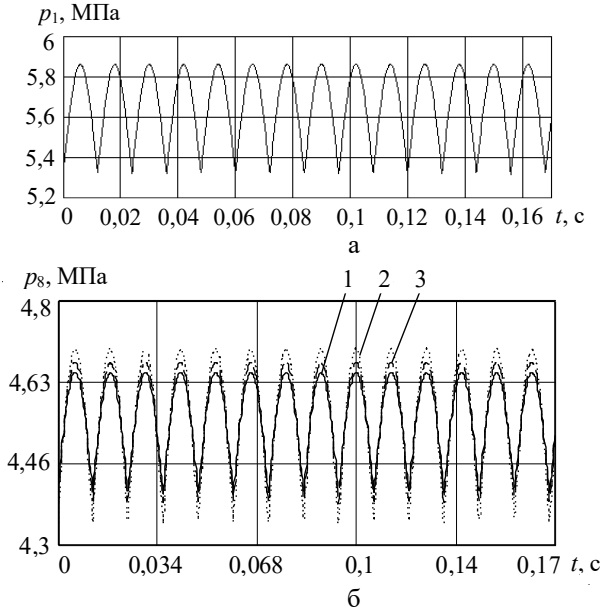

Рис. 2. Осцилограми пульсацій тиску в ГПТ: а – на вході; б – виході ГПТ; 1 – №1; 2 – №2; 3 – №3

Установлено:

- що коефіцієнт гасіння ГПТ, у якого замість сильфонів розміщені циліндри, об'єм яких дорівнював об'єму сильфонів (№2) на 30,4 %, а у ГПТ без сильфонів (№3) на 14,7 %, у порівнянні з розробленим, менший, чим і обґрунтована ефективність його використання (табл. 1);

- найбільший вплив на коефіцієнт гасіння ГПТ мають діаметри отворів 5 і 7, виконаних в центральній трубі 4 та внутрішній діаметр корпуса ГПТ – d_3 та робочі параметри ГА (витрата, навантаження та частота пульсацій тиску);

- коефіцієнт гасіння ГПТ має пульсуючий характер, причому, частота його коливань значно перевищує частоту пульсацій тиску РР в ГА, а амплітуда становить 10^{-12} від його усталеного значення. На початку перехідного процесу в ГА амплітуда коливань коефіцієнта гасіння ГПТ різко зростає та за 40 мікросекунд приймає значення, яке характерне усталеному режиму;

- форма пульсацій тиску (витрати) РР, яка залежить від типу насосу, суттєвим чином, впливає на коефіцієнт гасіння ГПТ.

Таблиця 1

Амплітуди пульсацій тиску та витрати в проточних камерах ГПТ

Елемент ГПТ	Вхід ГПТ		вхідний патрубок 2		вхідна частина центральної труби 4		камера 8	
№ ГПТ	Δp_1 $\cdot 10^5$, Па	Δq_1 $\cdot 10^{-5}$, м^3/с	Δp_2 $\cdot 10^5$, Па	Δq_2 $\cdot 10^{-5}$, м^3/с	Δp_3 $\cdot 10^5$ Па	Δq_3 $\cdot 10^{-5}$, м^3/с	Δp_4 $\cdot 10^5$, Па	Δq_4 $\cdot 10^{-5}$, м^3/с
1	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	7,07	2,062	11,5
2	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	4,37	3,683	10,06
3	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	6,034	3,015	10,99

Продовження таблиці 1

Елемент ГПТ	внутрішні патрубки 11		камера 9		вихідна частина центральної труби 4		Вихід ГПТ	
№ ГПТ	Δp_5 $\cdot 10^5$, Па	Δq_5 $\cdot 10^{-5}$, м^3/с	Δp_6 $\cdot 10^5$, Па	Δq_6 $\cdot 10^{-5}$, м^3/с	Δp_7 $\cdot 10^5$, Па	Δq_7 $\cdot 10^{-5}$, м^3/с	Δp_8 $\cdot 10^5$, Па	Δq_8 $\cdot 10^{-5}$, м^3/с
1	2,595	2,876	2,588	20,43	2,599	23,3	2,504	23,34
2	3,677	2,518	3,671	16,31	3,673	18,17	3,6	18,22
3	3,008	2,746	3,004	16,14	3,01	18,79	2,935	18,84

За допомогою аналітичної обробки осцилограм пульсацій тиску на вході і виході ГПТ в пакеті прикладних програм Mathcad отримали залежність для розрахунку його коефіцієнта гасіння

$$k_{\text{г}}^{*} = 14{,}971 + 0{,}087 d_3 l_4 + 3{,}829 d_4 - 257{,}041 d_5 - 0{,}294 d_4^2 + 470{,}897 d_5^2 , \quad (9)$$

де d_3, d_4 і d_5 – відповідно діаметри корпуса, центральної труби і отворів у центральній трубі, см; l_4 – половина довжини корпуса, см.

Для гасіння пульсацій тиску РР, які мають складну форму нами пропонується використовувати комбіновані ГПТ – послідовне з'єднання ГПТ для гасіння основної гармоніки та гармонік вищих порядків.

У третьому розділі наведені результати експериментальних досліджень, описані експериментальні установки, методики проведення і обробки результатів досліджень ГПТ у складі ГА. Обґрунтовано вибір приладів та контрольно-вимірювальної апаратури. Розроблено план другого порядку трьохфакторного активного експерименту, що дозволило зменшити кількості дослідів. При проведенні експериментальних досліджень ГПТ змінювали тиск і витрату в ГА та використовували електродвигуни з різною частотою обертання (рис. 3).



Рис. 3. Загальний вигляд експериментального стенду з ГПТ

Аналіз робочого процесу в ГПТ у складі ГА, за осцилограмами пульсацій тиску на його вході і виході (рис. 4), показав, що в ньому відбувається невелике відставання вихідних пульсацій від вхідних, зсув по фазі становить 60^0, а втрати тиску незначні. Коефіцієнт гасіння ГПТ, в значній мірі, залежить від рівня тиску та витрати в ГА.

За результатами експериментальних досліджень отримана аналітична залежність коефіцієнта гасіння ГПТ

$$k_{\text{г}} = 1{,}601 + 0{,}57 p_{\text{н}} - 0{,}005 q_{\text{н}} - 0{,}001 f + 0{,}003 p_{\text{н}} q_{\text{н}} - 0{,}118 p_{\text{н}}^2 , \quad (10)$$

де $p_{\text{н}}$ – тиск на виході з насоса, МПа; $q_{\text{н}}$ – витрата через ГПТ, см^3/с; f – частота пульсацій тиску, 1/с.

Експериментальним шляхом доведено ефективність використання в

об'ємних ГА розробленого ГПТ. Співставлення коефіцієнтів гасіння ГПТ без сильфонів та розробленого, отриманих при однакових умовах, показало, що коефіцієнт гасіння у експериментального зразка ГПТ більше ніж на 20 % вищий. Порівняння експериментально визначених коефіцієнтів гасіння ГПТ із їх значеннями, отриманими за математичною моделлю в зосереджених параметрах за Т і Г- подібними схемами зосередження, показало гарний збіг. Похибка не перевищує 5%, чим і визначається правомірність її використання. Відмінність форм пульсацій тиску на виході з насосу та ГПТ, отриманими теоретичним та експериментальним шляхом, можна пояснити спрацюванням насосу.

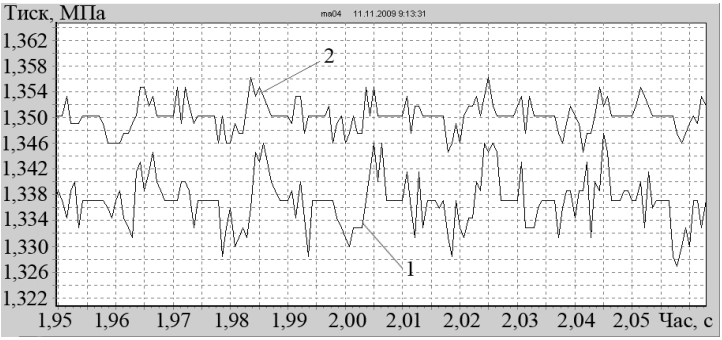

Рис. 4. Осцилограми пульсацій тиску на вході – 1 і на виході – 2 ГПТ: $q = 64 \cdot 10^{-6}$ м^3/с; $f = 300$ 1/с; $n = 1500$ об/хв

Дослідження шумових характеристик ГА при використанні в ньому ГПТ показали, що рівень звуку зменшився на 4,5 дБА, а отже покращився один із важливих показників технічного рівня. Відносна середня квадратична похибка при вимірюванні становила: нестаціонарного тиску – 2,5%, витрати – 1,5%. Значення вимірюваних величин з імовірністю 0,95 знаходяться у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення величин від їх середнього значення не більше: для тиску та пульсацій тиску – 4,6%; витрати – 5,8%.

У четвертому розділі наведено методику розрахунку і проектування розробленого ГПТ, в тому числі і методику розрахунку циклічної міцності сильфонів, одним з етапів якої є багатокритеріальна оптимізація параметрів. Обґрунтовано вибір методу оптимізації. Оптимізація проведена методом дослідження простору параметрів за допомогою розроблених програм та математичної моделі робочого процесу ГПТ у складі ГА.

Вважали, що діаметри трубопроводів ГА, вхідного та вихідного патрубків ГПТ є рівними між собою, а довжину трубопроводів ГА заданою та постійною. Приймали, що конструктивні параметри сильфонів, коротких внутрішніх патрубків та діаметри отворів в центральній трубі є рівними між собою, а

перегородка розділяє корпус ГПТ на дві рівні частини. Задавали тип і газовміст РР, параметри ГА та насоса.

Як варійовані параметри прийняті конструктивні параметри ГПТ і робочі параметри ГА, діапазон їх зміни визначив параметричні обмеження. Як функціональні обмеження прийняті вирази, які визначають працездатність ГПТ та взаємозв'язок параметрів між собою: обмеження діаметра та довжини корпусу ГПТ; обмеження діаметра центральної труби; обмеження діаметра та довжини сильфона та його жорсткості.

Якість ГПТ оцінювали наступними критеріями: $k_г$ – коефіцієнтом гасіння пульсацій тиску робочої рідини; $\overline{N}_c$ – середнім значенням циклічної міцності сильфона; $1/m$ – величиною, зворотною масі ГПТ, які бажано максимізувати. Критеріальні обмеження вибирали на етапі попереднього дослідження ГПТ, виходячи з забезпечення непустоти множини допустимих точок в просторі параметрів *D*.

За результатами проведеної багатокритеріальної оптимізації ГПТ у складі ГА (табл. 2) установлено, що розроблений ГПТ має високий коефіцієнт гасіння в широкому діапазоні зміни робочих параметрів ГА: тиску від 0,6 до 12 МПа; витрати від 0,23 до 8,6 · 10^{-3} м^3/с; частоти пульсації тиску від 64 до 290 1/с. Оптимальні значення діаметру центральної труби наближаються до діаметру корпуса. Циклічна міцність сильфонів ГПТ є достатньо високою – відповідає міцності високонадійних пружних елементів, що працюють при великих циклічних навантаженнях. Коефіцієнт гасіння у ГПТ з раціональними конструктивними параметрами змінюється в діапазоні від 8,55 до 3,01, що свідчить про його високу ефективність.

Таблиця 2

Вибірка із таблиці досліджень параметрів ГПТ у складі ГА

d_3, м	d_4, м	d_5 $\times 10^{-3}$, м	l_4, м	p_H, МПа	q_H $\times 10^{-3}$, м^3/с	f, 1/с	$k_г$	$\overline{N}_c$ x10^7 цикл.	$1/m$ 1/кг
0.124	0.123	1.48	0.31	1.63	5.021	179.52	8.55	4.260	0.209
0.128	**0.120**	**4.39**	**0.17**	**3.73**	**3.225**	**195.31**	**8.10**	**3.964**	**0.314**
0.117	0.115	4.79	0.10	1.51	2.073	273.30	8.05	4.566	0.481
0.104	0.100	4.16	0.33	5.85	3.878	173.40	7.51	3.891	0.239
0.192	0.190	4.73	0.29	8.58	4.832	86.064	6.11	3.822	0.135
0.194	0.191	2.14	0.18	9.74	0.226	305.21	5.40	3.813	0.186
0.164	0.157	4.19	0.24	11.9	2.898	77.363	3.01	3.812	0.184

Отримана, з урахуванням максимальної кількості факторів, математична модель робочого процесу стенда для випробувань гідроапаратів. Шляхом математичного моделювання в пакеті прикладних програм Mathcad визначено, що встановлення в ньому ГПТ дозволило зменшити пульсації тиску. Це підвищило

точність визначення характеристики $p = f(q)$ гідроапарата.

Визначено чисельні характеристики показників надійності розробленого ГПТ. За результатами розрахунку імовірність його безвідмовної роботи за 10000 годин становить 0,930, а термін безвідмовної роботи 142045 годин. Наявність пружних елементів у ГПТ зменшує імовірність безвідмовної роботи на 1,06%, та термін безвідмовної роботи – майже на 15 %. Таким чином, підвищення надійності ГПТ лежить в площині підвищення надійності пружних елементів. Встановлено граничне значення імовірності безвідмовної роботи ГПТ, яке становить 0,48. За результатами розрахунку мінімальне значення імовірності безвідмовної роботи розробленого ГПТ в 1,86 рази перевищує граничне значення, таким чином, надійність розробленого ГПТ достатньо висока.

Встановлено склад економічних збитків при експлуатації ГПТ в ГА стенда для випробувань гідроапаратів. Найбільш питому вагу збитків складають втрати на додаткові капіталовкладення – більш ніж 53%, та втрати прибутку підприємства за час відновлення стенду – майже 25 %. Отримані результати дозволяють в подальшому розрахувати та оптимізувати збитки при використанні ГПТ в інших ГА.

Розрахунковим шляхом встановлено, що за показниками технічного рівня розроблений ГПТ та ГА стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ відповідають за технічним рівнем кращим аналогам. Зведений індекс показника технічного рівня розробленого ГПТ становить 0,9746, а конкурентоспроможність – 1,04. Доведено економічну ефективність від впровадження в виробництво і промисловість розробленого ГПТ. При застосуванні розробленого ГПТ в ГА стенда для випробування гідроапаратури, величина залишкового прибутку від впровадження одного ГПТ становить 1059,7 грн. в рік. Установлено, що використання розробленого ГПТ в ГА стенда для випробування гідроапаратури більш ніж на 6% підвищує показники його технічного рівня.

ВИСНОВКИ

У дисертації розв’язана науково-практична задача – підвищення ефективності і розширення функціональних можливостей ГПТ за рахунок удосконалення його конструкції, встановлення оптимальних параметрів робочого процесу ГПТ у складі гідроагрегата, що дозволило більш ніж на 20 % підвищити коефіцієнт гасіння експериментального зразка ГПТ та на 4 % його конкурентоспроможність. Основні наукові та практичні результати і висновки роботи полягають у наступному:

1. Доведено, що найбільш перспективним напрямком подальшого удосконалення ГПТ є виконання їх комбінованого типу з пружними елементами зі змінною жорсткістю. Це дозволяє підвищити їх коефіцієнт гасіння та автоматично підстроюватися до зміни тиску робочої рідини у гідроагрегаті.

2. Розроблені математичні моделі робочого процесу в ГПТ у складі

гідроагрегата:

– узагальнена, яка базується на декомпозиції гідроагрегата з ГПТ на узагальнені структурні елементи – гідравлічні вузли і розрахунок неусталених гідродинамічних процесів з використанням методу Фур'є та методу стоячих хвиль Лутца і дозволяє, на попередніх етапах проектування, оцінити його ефективність;

– з автоматичним підстроюванням параметрів, яка базується на декомпозиції його на вузли та зосередженні параметрів і комплексно, у порівняні з раніш відомими, враховує такі фактори, як: нестаціонарність гідромеханічних процесів, властивості робочої рідини перемінність коефіцієнта витрат, використання якої дозволяє більш докладно визначити вплив конструктивних і робочих параметрів ГПТ на його характеристики, провести їх раціональний вибір. Співставлення результатів розрахунку з експериментом показало, що похибка розрахунків не перевищує 5%, чим і визначається правомірність її використання;

– гідроагрегата стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ, яка дозволила дослідити вплив змінних параметрів гідроагрегата на коефіцієнт гасіння.

3. Отримані нові аналітичні залежності коефіцієнта гасіння від конструктивних параметрів гасителя та робочих параметрів гідроагрегату. За осцилограми пульсацій витрати і тиску в каналах та камерах ГПТ встановлено, що коефіцієнт гасіння ГПТ, у якого замість сильфонів розміщені циліндри, об'єм яких дорівнював об'єму сильфонів на 30,4 %, а у ГПТ без сильфонів на 14,7 % менший, у порівнянні з розробленим, чим і обґрунтована ефективність його використання.

4. Виявлені наступні особливості робочого процесу розробленого ГПТ:

– за отриманими лініями току робочої рідини в каналах та камерах ГПТ в різні проміжки часу визначені області, які впливають на гасіння пульсацій тиску робочої рідини, що дозволяє обґрунтовано вибирати їх конфігурацію;

– найбільший вплив на коефіцієнт гасіння ГПТ мають діаметри отворів, виконаних в центральній трубі та внутрішній діаметр корпуса, що дозволяє провести їх раціональний вибір та зменшити габарити;

– визначено, що не тільки амплітуда і частота пульсацій витрати робочої рідини з виходу об'ємного насоса, а і їх форма впливає на коефіцієнт гасіння ГПТ, що дозволяє підвищити точність його визначення. Для гасіння пульсацій тиску РР, які мають складну форму, пропонується використовувати комбіновані ГПТ;

– встановлено, що в процесі функціонування гідроагрегата, коефіцієнт гасіння ГПТ має пульсуючий характер, причому частота його коливань значно перевищує частоту пульсацій тиску робочої рідини, а амплітуда становить 10^{-12} від його усталеного значення;

– експериментальним шляхом встановлено вплив робочих параметрів гідроагрегата на коефіцієнт гасіння ГПТ, що дозволяє обґрунтовано проводити їх вибір. Частота пульсацій тиску робочої рідини на виході ГПТ має невелике відставання від вхідних, зсув по фазі становить 60^0, а амплітуда залежить від

робочих параметрів ГА;

– встановлено вплив жорсткості пружних елементів ГПТ на частотний діапазон його ефективного застосування, що дозволяє обґрунтовано проводити її вибір.

5. Встановлено граничне значення імовірності безвідмовної роботи ГПТ за 10000 годин, яке становить 0,48 та в 1,86 рази перевищує його мінімальне значення, таким чином доведено, що надійність розробленого ГПТ є достатньо високою. Доведено економічну ефективність від впровадження у виробництво і промисловість розробленого ГПТ. Встановлено склад економічних збитків при експлуатації ГПТ в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів. Найбільш питому вагу збитків складають втрати на додаткові капіталовкладення, більше ніж 53%, та втрати прибутку підприємства за час відновлення стенду, майже 25 %. Це дозволяє в подальшому розрахувати та оптимізувати збитки при використанні ГПТ в інших гідроагрегатах.

6. Розроблено комплекс програм і інженерну методику розрахунку та проектування ГПТ у складі гідроагрегата, включаючи багатокритеріальну оптимізацію параметрів, яка дозволяє пришвидшити створення і впровадження нових і модернізованих зразків ГПТ, для забезпечення ефективного гасіння пульсацій робочої рідини у широкому діапазоні зміни тиску та витрати.

7. Розроблені наукові положення та отримані результати дозволяють у подальшому: оптимізувати конструктивні і робочі параметри ГПТ у складі гідроагрегата за більш складними критеріями для їх ефективної роботи в широкій гамі об'ємних гідроагрегатів; створювати математичні моделі і досліджувати робочі процеси в проточних елементах об'ємних гідроагрегатів, які з конструктивної та інформаційної точки зору мають ряд спільних ознак з розробленим ГПТ, що дозволяє скоротити час їх проектування.

Результати впроваджені на СП ЗАТ "ХЕМЗ–ІРЕС" (м. Харків), АТ "Гідроапаратура" (м. Харків), ЗАТ "РЕММАШБУД" (м. Харків) та в навчальний процес кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ "ХПІ".

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Свинаренко М.С. Шляхи зменшення пульсацій тиску у системах гідроприводів, побудованих із використанням гідравлічного вібраційного контура / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко // Високі технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – Вип. 2(9). – С. 13 – 16. *Здобувачем проведено аналіз масових характеристик серійних гідроапаратів, прийнято участь у дослідженнях і аналізі результатів.*

2. Свинаренко М.С. Визначення параметрів гідроприводів, у яких доцільно використовувати пасивні гасителі пульсацій і гідроапарати з вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". 2004. – №2. – С. 13 – 21. *Здобувачем*

прийнято участь у аналізі зміни тиску в гідроагрегаті та формулюванні висновків.

3. Свинаренко М.С. Анализ конструктивных особенностей гидравлических гасителей пульсаций давления / П.М. Андренко, В.В. Клітной, М.С. Свинаренко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2005. – № 24. – С. 3 – 10. *Здобувачем виконано аналіз конструкцій гасителів пульсацій тиску та сформульовані вимоги до його перспективного конструктивного рішення.*

4. Свинаренко М.С. Універсальна математична модель гідравлічних пасивних гасителів пульсацій тиску / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2006. – № 7(101). – С. 218 – 222. *Здобувач зробив аналіз методів математичного опису робочих процесів в проточних елементах об'ємних гідроагрегатів, брав участь у розробці математичних моделей гасителів, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

5. Свинаренко М.С. Математична модель удосконаленного гідравлічного пасивного гасителя пульсацій // П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2006. – № 10. – С. 78 – 92. *Здобувачем розроблено математичну модель запропонованого гідравлічного гасителя пульсацій тиску.*

6. Свинаренко М.С. Розрахунок надійності удосконалення пасивного гасителя пульсацій / М.С. Свинаренко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2007. – № 3(109). Ч. 2. – С. 133 – 137.

7. Свинаренко М.С. Математичне моделювання течії робочої рідини в гасителі пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів / М.С. Свинаренко, Я.І. Мальцев // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2009. – № 4 (26). – С. 63 – 66. *Здобувач брав участь у розробці математичної моделі течії в гасителі пульсацій тиску, дослідженнях та формулюванні висновків.*

8. Свинаренко М.С. Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров / П. Андренко, М. Свинаренко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2009. – Vol. 11b. – С.15 – 24. *Здобувач брав участь у розробці математичної моделі гасителя, дослідженнях, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

9. Свинаренко М.С. Проектування пружних елементів гасителів пульсацій тиску / Свинаренко М.С. // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2009. – № 37. – С. 70 – 76.

10. Свинаренко М.С. Особливості проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску рідини / М.С. Свинаренко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАУ. – 2009. – Вип. 9. – Т. 5. – С. 214 – 223

11. Свинаренко М.С. Дослідження робочого процесу в гідравлічному

гасителі пульсацій тиску // П.М. Андренко, М.С. Свинаренко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – № 4. – С. 45 – 53. *Здобувачем прийнято участь у розробках методики досліджень, аналізі результатів і формулюванні висновків, отримано аналітичну залежність для розрахунку коефіцієнта гасіння.*

12. Свинаренко М.С. Експериментальні дослідження гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів / П.М. Андренко, М.С. Свинаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2010. – №4/6 (46). – С. 45 – 51. *Здобувачем розроблена методика експериментальних досліджень, отримана аналітична залежність для розрахунку коефіцієнта гасіння, прийнята участь в дослідженнях, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

13. Свинаренко М.С. Математична модель стенда для випробувань гідроапаратів / М.С. Свинаренко, П.М. Андренко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. –№ 25. – С. 49 – 58. *Здобувачем розроблено математичну модель стенда.*

14. Свинаренко М.С. Надежность гидравлических гасителей пульсацій и их економическая оценка / П. Андренко, М. Свинаренко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12C. – С.43 – 53. *Здобувач брав участь у розробці методики економічної оцінки та надійності гасителів, дослідженнях, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

15. Свинаренко М.С. Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегату / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко // Вісник НТУ "ХПІ".– Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – № 54. – С. 4 – 9. *Здобувач брав участь у розробці методики багатокритеріальної оптимізації гасителів, розрахункових дослідженнях, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

16. Свинаренко М.С. Розрахункові дослідження пульсацій тиску в стенді для випробувань гідроапаратів / П.М. Андренко, М.С. Свинаренко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков. – 2010. – №6/9(48). С. 7 – 9. *Здобувач брав участь розрахункових дослідженнях, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

17. Пат. 82336 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель коливань рідини в трубопроводі. Патент на винахід / Андренко П.М., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М., Свинаренко М.С.; заявник і патентовласник СП ЗАТ "ХЕМЗ–ІРЕС" / – № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7. *Здобувач брав участь у розробці конструкції гасителя, запропонував використовувати пружні елементи зі змінною жорсткістю.*

18. Пат. 1990/ЗУ/10 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель пульсацій тиску рідини / Андренко П.М., Свинаренко М.С.; заявник і патентовласник ХДУАБ М.С. – № u 2010 07021; заявл. 07.06.10; опубл. 10.11.10, Бюл. № 21. *Здобувачем запропоновано конструкцію гасителя.*

19. Свинаренко М.С. Експериментальні дослідження гідравлічних гасителів пульсацій тиску / П.М. Андренко, М.С. Свинаренко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я : XVIII міжнар. наук.-прак. конф., – 12 –14 трав. 2010 р. : тези доп. Ч. 1 – Харків, 2010. – С. 110. *Здобувач брав участь у розробках методики експериментальних досліджень, аналізі результатів і формулюванні висновків.*

АНОТАЦІЇ

Свинаренко М.С. Поліпшення характеристик гідравлічного гасителя шляхом удосконалення конструкції та вибору раціональних параметрів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, 2011.

Дисертація присвячена теоретичним та експериментальним дослідженням, спрямованим на підвищення ефективності гідравлічних гасителів пульсацій тиску. Розроблені конструкція гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів, математичні моделі його робочого процесу та гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури. Досліджено робочий процес в гасителі та виявлено, що коефіцієнт гасіння має пульсуючий характер. Отримані нові аналітичні залежності коефіцієнта гасіння від конструктивних параметрів гасителя та робочих параметрів гідроагрегату. Визначено взаємозв'язок між формою і параметрами пульсацій робочої рідини та коефіцієнтом гасіння. Встановлено граничне значення імовірності безвідмовної роботи гасителя і склад економічних збитків при його експлуатації в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів. Розроблено методику розрахунку і проектування гасителя пульсацій тиску, на основі багатокритеріальної оптимізації параметрів. Результати роботи впроваджено у ряді спеціалізованих підприємств України і використовуються у навчальному процесі.

Ключові слова: гідроагрегат, гаситель пульсацій тиску, робоча рідина, робочий процес, оптимізація.

Свинаренко М.С. Улучшение характеристик гидравлического гасителя путем усовершенствования конструкции и выбора рациональных параметров. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", Харьков, 2011.

Диссертация посвящена теоретическим и экспериментальным

исследованиям, направленным на повышение эффективности гидравлических гасителей пульсаций давления. Разработана конструкция гасителя с автоматической настройкой параметров. Предложено для увеличения коэффициента гашения разместить в проточной части гасителя упругие элементы с переменной жесткостью. Проведен критический анализ существующего математического описания рабочих процессов в гасителях. Выявлен ряд неучтенных факторов, учет которых позволяет повысить адекватность математической модели реальному объекту. Обоснована правомерность принятых допущений. Созданы более полные математические модели рабочего процесса: обобщенная, которая основана на декомпозиции гидроагрегата с гасителем на обобщенные структурные элементы системы – гидравлические узлы и расчете неустановившихся гидродинамических процессов с использованием метода Фурье и метода стоячих волн Лутца, которая используется на предварительных этапах проектирования; на базе сосредоточения параметров по Г и Т-образным схемам, которая комплексно учитывает нестационарность гидромеханических процессов, свойства рабочей жидкости, переменность коэффициента расхода, использование которой позволяет более точно определить влияние конструктивных и рабочих параметров гасителя на коэффициент гашения; гидроагрегата стенда для испытаний гидроаппаратуры с гасителем.

Путем математического моделирования течения рабочей жидкости в проточной части гасителя установлены области, которые влияют на его коэффициент гашения. Аналитические исследования гасителя показали, что он, существенным образом, зависит от диаметров отверстий, выполненных в центральной трубе и внутреннего диаметра корпуса. Установлено, что не только амплитуда и частота пульсаций расхода рабочей жидкости на выходе из насоса, но и их форма влияет на коэффициент гашения. Получены новые аналитические зависимости коэффициента гашения от конструктивных параметров гасителя и рабочих параметров гидроагрегата. Впервые установлено, что в процессе функционирования гидроагрегата коэффициент гашения имеет пульсирующий характер, причем, частота его колебаний значительно превышает частоту колебаний рабочей жидкости, а амплитуда составляет 10^{-12} от его установившегося значения. Установлено влияние жесткости упругих элементов гасителя на частотный диапазон его эффективного применения. По осциллограммам пульсаций расхода и давления в каналах и камерах гасителя установлено, что коэффициент гашения гасителя, у которого вместо сильфонов установлены цилиндры, объем которых равен объему сильфонов на 30%, а гасителя без сильфонов на 14,7% меньше, по сравнению с разработанным, чем и обоснована эффективность его применения.

Экспериментальным путем исследованы рабочие процессы в гасителе. Установлено влияние рабочих параметров гидроагрегата на его коэффициент гашения гасителя и уровень шума. Частота пульсаций давления на выходе гасителя имеет небольшое отставание от пульсаций на входе, сдвиг по фазе 60^0, а амплитуда зависит от рабочих параметров гидроагрегата.

Разработана методика расчета и проектирования гасителя пульсаций давления, на основе многокритериальной оптимизации параметров. Доказано, что применение в гидроагрегате стенда для испытаний гидроаппаратуры разработанного гасителя позволит уменьшить пульсации давления, снизить уровень шума. Установлено граничное значение вероятности безотказной работы гасителя, которое составляет за 10000 часов 0,48 и в 1,86 раза превышает его минимальное значение, а также состав экономических потерь при его эксплуатации в гидроагрегате стенда для испытаний гидроаппаратуры. Доказано, что по показателям технического уровня разработанный гаситель превышает аналог. Обоснована экономическая эффективность его внедрения в производство. Результаты работы внедрены на ряде специализированных предприятий Украины и используются в учебном процессе.

Ключевые слова: гидроагрегат, гаситель пульсаций давления, рабочая жидкость, рабочий процесс, оптимизация.

Svinarenko M. S. Improvement of characteristics of a hydraulic quencher by improvement of a design and a choice of rational parameters. – Manuscript.

The thesis for receiving candidate degree of technical sciences of a specialty 05.05.17 – hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units. – National technical university “Kharkiv polytechnic institute”, Kharkiv, 2011.

The dissertation is devoted theoretical and to the experimental researches directed on increase of efficiency of hydraulic quenchers of pulsations of pressure. Mathematical models of its working process and the hydrounit of the stand are developed for hydroequipment test a design of a quencher of pulsations of pressure with automatic attuning parameters. Working process in a quencher is investigated and is revealed that the clearing factor has pulsing character. The received new analytical dependences of factor of clearing on design data of a quencher and working parameters of the hydrounit. The interrelation between the form and parameters of pulsations of a working liquid and clearing factor is defined. Limiting value of probability of non-failure operation of a quencher and structure of economic losses is established at its operation in the hydrounit of the stand for tests of hydrounits. The technique of calculations and designing of a quencher of pulsations of a crush, on a basis it is a lot of criteria optimization of parameters is developed. Results of work are entered in a number of the specialized enterprises of Ukraine and used in educational process.

Keywords: the hydrounit, a quencher of pulsations of pressure, a working liquid, working process, optimization

Підписано до друку . .2010 р. Формат видання 145×215
Формат паперу 60×84 1/16. Папір ксероксний 80 г/м^2. Друк – різографія.
Обсяг 0,9 авт. Арк. Наклад 100 прим. Зам. № 9797

Віддруковано в типографії
ТОВ СУНП «Бруксафоль-Курсор Фолієн»
61057, м. Харків, пр. Театральний, 11/13,
т. (057) 714–38–74, 706–31–73