

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний політехнічний університет

Чжоу ХуіЮй



УДК 621.65 (031)

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ НАСОСІВ МЕТОДОМ
ЗНИЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ВИТРАТ ТА ТИСКУ В ТРУБОПРОВІДНИХ
СИСТЕМАХ

05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса – 2017

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Одеському національному політехнічному університеті
Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Корольов Олександр Вікторович,
Одеський національний політехнічний
університет

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Титлов Олександр Сергійович,
Одеська національна академія харчових
технологій, Інститут холоду, кріотехнологій і
екоенергетики ім. В.С. Мартиновського

доктор фізико-математичних наук
Ващенко Володимир Миколайович
заступник директора Державної екологічної
академії післядипломної освіти та управління,

Захист відбудеться «8» червня 2017 р. о 14.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.052.04 в Одеському національному політехнічному університеті за адресою: 65044, м. Одеса, пр. Шевченка, 1, ауд. 23 ттл, корпус 10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Одеського національного політехнічного університету за адресою: 65044, м. Одеса, пр. Шевченка, 1.

Автореферат розісланий «6» травня 2017 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради



Г.А. Баласанян

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Експлуатація теплових та атомних електростанцій, - основа добробуту та могутності будь-якої держави. Основна вимога до цих об'єктів – безпека, надійність та ефективність їх роботи. Жодна електростанція не може працювати без помпового обладнання, що забезпечує безперебійну подачу та нагнітання в різноманітних системах ТЕС та АЕС.

Відмова в роботі насосів може призвести до зупинення блоку в цілому, тож безаварійна, надійна робота насосів дуже важлива для роботи ТЕС та АЕС в цілому. Однією з проблем, що обмежують надійність та ресурс насосів всіх видів, є такі явища як кавітація, коливання тиску та пов'язані з ними вібрації обладнання. Ці явища призводять до незворотніх пошкоджень елементів насосів та виходу з ладу самих насосів. Слід зауважити, що такі явища часто діють синергетично, тобто взаємно посилюють дію. Так кавітація призводить до дисбалансу центробіжних насосів, дисбаланс – до вібрації насосу, а вібрація насосу посилює кавітацію при радіальному битті робочого колеса. Подібні явища виникають і в поршньових насосах, що працюють на скипаючих та кріогенних рідинах. Так, скипання рідини на вході насосу, призводить до зриву його роботи, та перегріву поршньової групи з подальшим виходом її з робочого стану.

Враховуючи широке впровадження в області атомної енергетики кріогенних технологій, для вирішення завдань ремонту, демонтажу та утилізації радіоактивних відходів, вважаємо за актуальне дослідження режимів роботи насосів не лише на скипаючій воді але й на кріогенних рідинах. Так, вже зараз широке застосування отримав азот як нейтральне середовище в реакторі типу РБМК та як середовище, що використовується при регулюванні потужності реактору ВВЕР через КД.

Дисертація спрямована на виконання важливої для народного господарства задачі, підвищення надійності та ефективності роботи допоміжного обладнання ТЕС й АЕС.

Мета та задачі дослідження. Мета роботи—підвищення надійності роботи насосів за рахунок зниження амплітуди коливань тиску й витрат в напорних трубопроводах, шляхом використання демпфуючих пристроїв та урахування контролю зриву роботи насосів високого тиску.

Для досягнення поставленої цілі в роботі зформульовано та вирішено такі задачі:

1. Аналітичне визначення умов роботи насосів в режимах, що виключають резонансні коливання.
2. Аналіз пристроїв різноманітного типу, що забезпечують зниження коливань тиску та витрат в насосах, вибір конструкцій та їх експериментальне дослідження.
3. Аналітичне й експериментальне визначення умов роботи насосів, що виключають режим зриву роботи насосів а також вибір пристроїв для контролю режиму зриву.

Об'єкт дослідження складають поршньові насоси в нормальному режимі роботи та в режимі зриву подачі, а також гасники коливань тиску різних типів.

Предмет дослідження складають конструктивно-функціональні характеристики насосів та пристроїв, що надають змогу знизити коливання витрат й тиску в трубопровідних системах електростанцій.

Методи дослідження. В роботі застосовано комплексний підхід до розв'язання поставлених задач; до нього включні критичний аналіз способів зниження коливань тиску в насосах, а також аналітичні розробки методів розрахунку й конструювання демпферів-гасників коливань тиску, методів експериментальної перевірки теоретичних розробок та узагальнень результатів дослідження для опрацювання практичних рекомендацій.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше виявлено вплив гідродинамічного резонансу на роботу насосу, що надало змогу уточнити питання проектування всмоктуючих та нагнітальних трубопроводів насосів високого тиску.

2. Вперше методами теорії стабільності досліджена конструкція ковпака-гасника, розроблена методика його розрахунку за заданими параметрами перекачуваного середовища, що забезпечило гарантоване зниження амплітуди резонансних коливань тиску до заданих меж.

3. Вперше, для зниження амплітуди коливань тиску в рідких середовищах застосовано принцип динамічного гашення коливань тиску, що забезпечує більш компактну та надійну конструкцію гасника, розширюючи можливості вибору конструкції гасника для різних умов експлуатації.

4. Набуло подальшого розвитку експериментальне дослідження динаміки коливальних процесів та способів зниження амплітуд коливань тиску в об'ємних насосах, що надало змогу отримати достовірні дані як щодо амплітуди коливань тиску в поршньових насосах, так й щодо ступеню їх зниження.

5. Вперше виконано експериментальне й теоретичне дослідження режиму зриву роботи об'ємного поршньового насоса, розроблена та досліджена конструкція датчика, котрий надійно контролює цей режим.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблені конструкції ковпаків-гасників з шайбою за профілем Вентурі надали змогу знизити амплітуду коливань тиску в нормальному режимі більш ніж в 10 разів, в режимі зриву – принаймні, в 10 разів.

2. Дослідження режиму зриву подачі поршньової групи, надало змогу задати вимоги щодо умов роботи датчику зриву, встановити граничний час роботи насосу в режимі зриву.

3. Досліджена конструкція датчику зриву режиму, котрий надійно контролює режим зриву та забезпечує швидкий перехід насосу до нормального режиму роботи.

Впровадження результатів роботи.

1. Опрацьовані в роботі науково-технічні рішення впроваджено до практичного використання на ПКФ «Кріопром» ООО (м.Одеса), а також розглянуто фахівцями ДП «ДНТЦ ЯРБ» та ДП ДНДЦ СКАР (м.Київ), як перспективні розробки, що є придатними до впровадження на підприємствах ДП НАЕК «Енергоатом». Міністерства енергетики та вугільної промисловості України.

2. Результати дисертаційної роботи впроваджено до навчального процесу Одеського національного політехнічного університету (на кафедрі «Атомні електростанції») для підготовки спеціалістів та магістрів за фахом «Атомна енергетика».

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота пов'язана з науковими планами досліджень, здійснюваних в період 2011-2015 на кафедрі «Атомні електростанції» Одеського національного політехнічного університету за темою МОН України «Аналіз ефективності та контроль технологічних процесів в електроенергетиці, модернізація обладнання енергетичних установок та дослідження перспективних енергетичних систем» (№ державної реєстрації 0111U006720), а саме – виконана в рамках наступних завершених тематичних етапів: «Дослідження ефективності елементів енергетичного обладнання та аналіз необхідності їх модернізації» (2013 р.), «Рекомендації з модернізації елементів обладнання енергоустановок і енергосистем» (2014 р.), а також з д/р № 1734-42, «Розробка заходів з підвищення надійності арматури та трубопроводів АЕС» (2016 р.); д/р № 701-42 «Розробка й впровадження методики адаптації непроєктного ядерного палива в аварійних режимах АЕС України».

Особистий вклад пошукача. Переважна частина результатів представлених в дисертації, отримана автором самостійно. Автором здійснено критичний аналіз науково-технічних досягнень за темою роботи (включно проведення експериментальних досліджень)

Автор особисто брав участь у проведенні стендових експериментів, за його особистої участі оброблено та проаналізовано експериментальні дані, а також ним сформульовано рекомендації для промислового використання отриманих результатів й складено висновки за здійсненою роботою.

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи було представлено й обговорено на: 5-й Міжнародній науково-практичній конференції «Підвищення безпеки та ефективності атомної енергетики» (Україна, м. Одеса, 6-9.09.2016 р.), на XVI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології», Одеса, ОНАХТ, 5-6.10, 2016 р.

Публікації. За результатами наукових досліджень опубліковано 5 статей в спеціалізованих наукових виданнях, рекомендованих МОН України, включно – виданнях, що входять до наукометричних баз даних, видано 1 монографію.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація структурно складається з: вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел на 65 найменувань та 2 додатків. Об'єм рукопису – 145 сторінок основного тексту та 20 сторінок

списку літератури. Рукопис містить 77 рисунків та 13 таблиць (включно рисунки та таблиці в додатках).

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Вступ. Обґрунтована актуальність роботи, сформульована мета та окреслено задачі дослідження, наведено загальну характеристику роботи.

У першому розділі «Аналіз проблем, що знижують надійність роботи й ресурс насосів високого тиску» подано критичний аналіз проблем, що виникають при експлуатації насосів високого тиску. Показано вплив коливань тиску на ресурс та надійність трубопроводів й елементів насосу. Друга проблема, пов'язана з коливаннями тиску, виявляється в погіршенні умов роботи контрольно-вимірювальної апаратури, що відповідає за точне визначення потрібного рівня витрат або тиску. Такий стан призводить до виникнення більших погрішностей при експлуатації каліброваних за стаціонарних умов вимірювальних приладів, у котрих значення постійної часу перевищує або дорівнює періоду коливань гідравлічного процесу.

Другим фактором, що спричиняє різке зниження ресурсу та надійності насосних систем, є кавітація, також безпосередньо пов'язана з коливаннями тиску в трубопроводах насосних систем. Показано необхідність дослідження резонансних коливань тиску в трубопроводах всмоктуючих та нагнітальних ліній насосів, що спричиняють пошкодження клапанів та трубопроводів, а також знижують точність приладдя для вимірювання витрат.

Важливо зазначити, що в процесі експлуатації, на перемінних режимах роботи спектральний склад коливань робочого середовища змінюється в широких межах, й як наслідок змінюється продуктивність та інші техніко-економічні показники помпового устаткування. Особливо часто це спостерігається на режимах частих пусків та зупинення обладнання. Виникнення при цьому значних коливань тиску може спричинити у скипаючих та кріогенних середовищах умови для розвинення кавітації та гідроударів, що супроводжують розриви суцільності середовища. Показано, що штатні пристрої, призначені для боротьби з цими явищами, відсутні, або не вирішують поставлену задачу.

Здійснено огляд технічної літератури за темою представленої роботи, показано необхідність розробки спеціалізованих демпферів та гасників коливань, придатних до вирішення задач в умовах скипаючих та кріогенних середовищ.

На основі проведеного аналізу, виявлена наукова проблема, що полягає в застосуванні насосів, розроблених для роботи з однофазними середовищами, для роботи з скипаючими або кріогенними рідинами та в силу своїх конструктивних можливостей не здатних забезпечити надійну та ефективну роботу пов'язаних з ними систем.

За результатами першого розділу сформульована мета роботи та поставлено задачі для її досягнення.

У другому розділі «Аналіз, розрахунки та вибір пристроїв для зниження коливань тиску насосів високого тиску» представлено комплексні дослідження методів й пристроїв, що знижують коливання тиску й витрат в насосних

системах. Зокрема, проведено критичний аналіз різних способів зменшення цих коливань в напірних магістралях насосів.

Розроблена методика розрахунку ковпака-гасника гармонічних пульсацій тиску, на основі аналізу передавальної функції ковпака, як перетворювача (ослабника) сигналу. Методика надає змогу обчислення конструктивних характеристик ковпака та шайби, виходячи з попередньо заданого ступеню ослаблення рівню коливань тиску. Отримано співвідношення, що дозволяє задати ступінь зниження рівню коливань тиску в залежності від геометричних характеристик демпфера для умов ізотермічного

процесу: $(V_k \Delta P_{ш})_{из} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{N_2} - 1\right)} \frac{GR_r T}{\omega}$ та для умов адіабатичного процесу:

$$(V_k \Delta P_{ш})_{ад} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{T^2} - 1\right)} \frac{nGP}{\rho_r \omega}.$$

Тут V_k – об'єм ковпака; $\Delta P_{ш}$ – перепад тиску на шайбі; N_2 – ступінь ослаблення коливань тиску; G – витрати рідини; R_r – газова константа; T – температура газового об'єму в ковпаку; ρ_r – щільність газу; ω – кутова швидкість; n – робоча частота насосу; P – робочий тиск на виході насосу.

Проведено аналіз впливу зменшення частоти роботи поршньової групи насосу, котре за незмінності розмірів ковпака-гасника, призводить до зниження витрат та тиску нагнітання, а також зменшення перепаду тиску на шайбі. В роботі показано, що загальний ступінь ослаблення коливань тиску гасником буде визначатись залежністю (для адіабатичного наближення):

$$N \geq \left[1 + \left(\frac{V_k}{nP\rho_{ж}F_{ш}^2} \cdot G\omega \right)^2 \right]^{-1/2} \quad (1)$$

де $F_{ш}$ — площа прохідного перетину шайби; $\rho_{ж}$ – щільність рідини.

Таким чином, при зменшенні витрат та частоти коливань потоку ступінь ослаблення коливань потоку зростає пропорційно добутку $G\omega$. Тобто, при використанні ковпака, не має виникати послаблення гашіння коливань тиску при зміні режиму роботи насосу.

Також в розділі представлено аналіз можливості використання акустичних фільтрів для вирішення задачі послаблення коливань тиску в насосних системах. Такі фільтри складають повні аналоги електричних фільтрів та також мають акустичні аналоги ємності та індуктивності або механічні аналоги жорсткості й маси. Фільтри такого типу суміщують послідовно поєднання ємності та приєднувальні трубки, що відіграють роль, відповідно, акустичної жорсткості та акустичної маси. Аналіз подібних фільтрів надав змогу вдосконалити дросельну шайбу з її заміною на трубку Вентурі. Розрахунки показали, що при застосуванні трубок Вентурі довжина акустичного гасника зменшується майже в 2 рази.

Також в цьому розділі розглянуто конструкцію динамічного клапану, котрим може бути замінена дросельна шайба. Для рішення задачі розроблено математична модель процесу, розв'язання рівняння динаміки котрої у відхиленнях надало змогу отримати умови для обчислення необхідних

співвідношень між об'ємом ковпака, частотною характеристикою клапану й перепадом тиску на клапані, що відповідають оптимальним габаритам й технічним характеристикам демпфера:

$$\left| \frac{\delta \tilde{G}_2}{\delta \tilde{G}_1} \right| = \frac{C + \sigma \Delta P - \omega^2}{C + \sigma \Delta P - \omega^2 - j \left[m \frac{D}{B} \omega^3 - \frac{CD}{B} \omega \right]}, \quad (2)$$

де $D = \frac{2G^2}{\mu \Pi X_0 \Delta P_{кл}}$; $B = A \frac{\Delta P_{кл}}{G} = \left(\frac{V_{ж}}{a_{ж}^2} + \frac{\rho_{г} V_{г}}{nP} \right) \frac{\Delta P_{кл}}{G}$, μ – коефіцієнт витрат; Π –

ефективний периметр клапану; X_0 – ступінь відкриття клапану; $a_{ж}$ – швидкість звуку в рідині; індекси «кл», «ж», «г» – співвіднесені, відповідно, з клапаном, рідиною та газом.

Наступною розробкою, представленою в цьому розділі, є динамічний гасник коливань (ДГК). Необхідно зазначити, що застосування ДГК для рішення задач зниження коливань тиску в рідині запропоновано вперше та розглянуто досить детально. Отримано умову для розрахунку демпфера у вигляді:

$$\omega^i = \left(\frac{PkF}{\rho_{ж} \ell V_{д}} \right)^{1/2}, \quad (3)$$

де ω^i – гранична частота демпфера; k – коефіцієнт ізоентропи; ℓ – довжина ділянки від виходу з насоса до місця встановлення демпфера.

Звідси конструктивні характеристики "газового ковпака" будуть визначатися за виразом:

$$(\ell V_{д})_i = \frac{PkF}{\omega_i^2 \rho_{ж}} = \frac{PkF}{100\pi \rho_{ж}}, \text{ м}^4, \quad (4)$$

Проведене обчислення дозволяє сконструювати динамічні гасники коливань для поршньового та шестерінчатого насосу будь-якої потужності.

Для підтвердження достовірності отриманих в розділі 2 залежностей (1, 4), в розділі 3 проведено експериментальне дослідження розроблених фізичних моделей.

В третьому розділі «Експериментальне дослідження коливань тиску в нагнітальній магістралі насосу та ефективності роботи гасників коливань» представлено опис експериментального стенду і його комплектації для дослідження характеристик розроблених в розділі 2 гасників та демпферів. Схема експериментальної установки показана на рис. 1. Нижня частина розробленого ковпака-гасника зображена на рис. 2

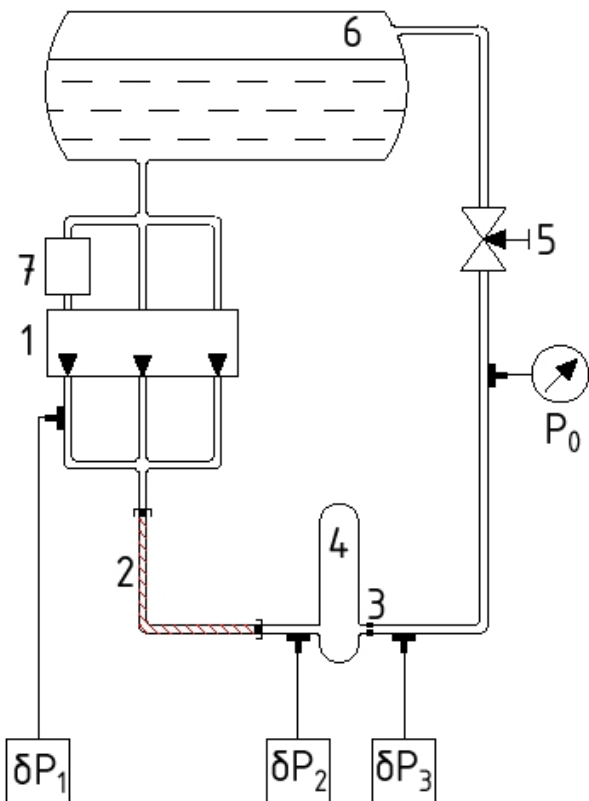


Рис. 1 Схема експериментального стенду з позначенням точок заміру тиску (δP_i)

1 – трьохлінійний насос; 2 – гнучкий шланг нагнітальної магістралі; 3 – демпфер; 4 – дросельна шайба; 5 – регулювальний вентиль; 6 – емність теплоізольована; 7 – пристрій зриву подачі.

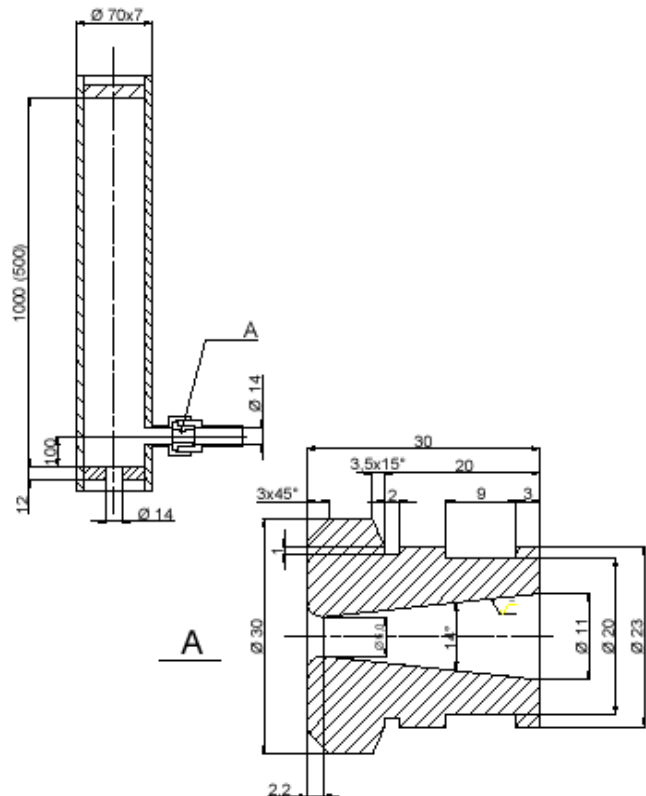


Рис.2 Низ ковпака-гасника коливань тиску та дросельної шайби до нього

В якості приводу застосовано поршньові насоси, котрі серійно випускались НПО "Кислородмаш"— однолінійний 2НСГ-0,063/20 та трьохлінійний 2НСГ-0,42/15.

Схема встановлення датчиків тиску показана на рис.1. Нумерація датчиків йде від насоса до демпфера й зберігається такою ж при реєстрації та обробці результатів спостережень. В ході випробувань реєструвались коливання тиску в нагнітальній магістралі. Для цього застосовано малоінерційні датчики тиску ЛХ-417 на P_k 15,0 МПа, в комплекті з тензостанцією Л-7000, що дозволяє реєструвати коливання тиску на частотах до 10 кГц та тисках до 2 P_k . Вихідний сигнал тензостанції подається на вхід осцилографа С8-13, в режимі запам'ятовування, що дозволяє фіксувати низкочастотні сигнали (до 0,5 Гц) з датчиків тиску.

З'йомка осцилограмм проведена безпосередньо з екрану осцилографа фотоапаратом Canon 10D з об'єктивом "Юпітер-37А". На стенді встановлено три різних демпфери - два нових, обчислених за розд. 2, та один штатний, що входить до комплектації поршньових насосів у окремих установках, виготовлених НПО "Кислородмаш". Виготовленні за розрахунками ковпаки-

гасники представляли заглушені з двох сторін відтинки труб $\varnothing 70 \times 7,0$ довжиною 0,5 та 1,0 м (рис.2). Ковпаки встановлено вертикально, введення потоку здійснювалось до нижньої кришки, а вихід через бічну поверхню на відстані 100 мм від нижньої кришки ковпака. Вихід реалізовано через дросельну шайбу діаметром відповідно 4,0 та 5,0 мм, виконану в виді трубки Вентурі. Вага ковпаків відповідно 11,5 та 6 кг.

Типові осцилограми представлено на рис. 3, 4. За ними наочно спостерігається зниження рівня коливань тиску після демпфера.

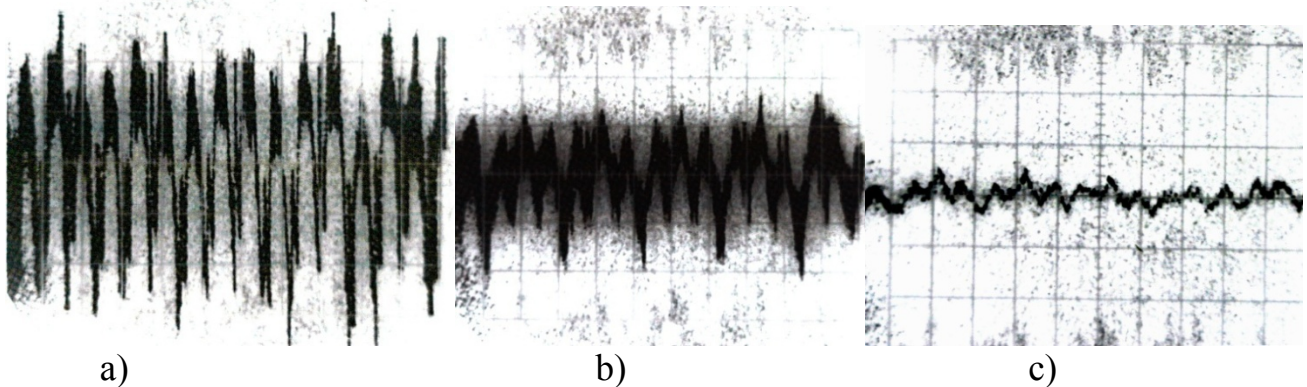


Рис. 3. Осцилограми коливань тиску δP відповідно: а) в т.1 по рис 1; б) в т.2 по рис 1; с) в т.3 по рис 1. Загальні параметри: трьохлінійний насос, демпфер $H = 1,0$ м, частота роботи насоса – 1500 об/хв, Нормальний режим роботи, тиск нагнітання 15,0 МПа; масштаби – 0,28 МПа/діл, 0,05 сек/діл.

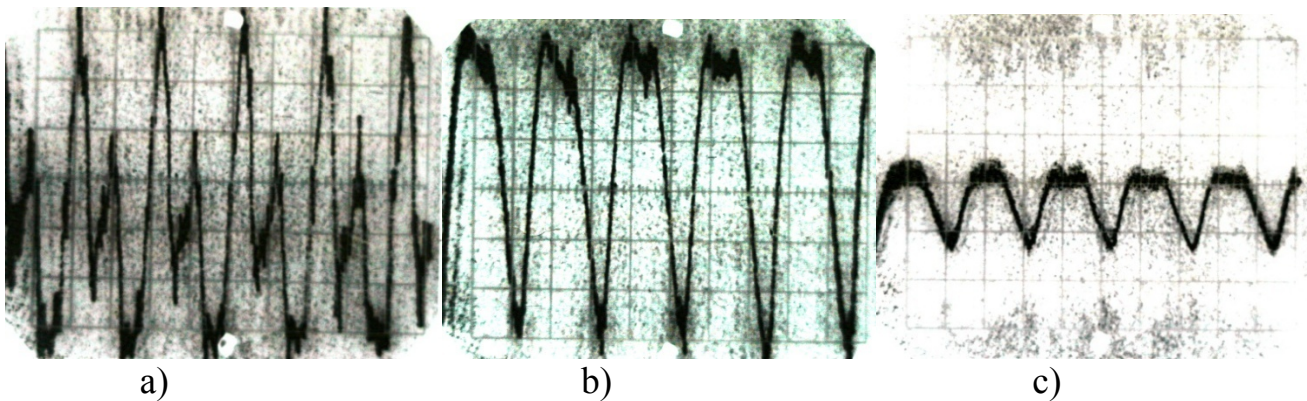


Рис. 4 Осцилограми коливань тиску δP при режимі зриву одного ступеню трьохпоршньового насосу. Загальні параметри й відповідність точкам заміра тиску ті ж, що й на рис. 3

В таблиці 1 подано результати експериментальної перевірки демпфера $H = 1,0$ м. Як видно з таблиці, демпфери показали результати, проектно закладені в конструкцію демпфера, а саме зниження рівня коливання тиску до 1% при незглажених коливаннях.

Таблиця 1. Трьохлінійний насос, демпфер $H = 1,0$; частота двигуна: 1500 об/хв

| Тиск нагнітання | Зниження пульсацій на демпфері | Відносна величина незглажених пульсацій тиску | | Відносна величина зглажених пульсацій | |
|------------------|--------------------------------|---|------------------------|---------------------------------------|------|
| P_0 , МПа | $\delta P_2 / \delta P_3, \%$ | $\delta P_1 / P_0, \%$ | $\delta P_2 / P_0, \%$ | $\delta P_3 / P_1, \%$ | |
| Нормальний режим | 5,0 | 4,0 | 5,0 | 1,6 | 0,4 |
| | 10,0 | 6,0 | 9,8 | 4,8 | 0,8 |
| | 15,0 | 4,2 | 6,1 | 3,9 | 0,93 |
| Режим зриву | 10,0 | 8,2 | 30,8 | 12,3 | 1,5 |
| | 15,0 | 4,0 | 10,8 | 10,3 | 2,6 |

Частота двигуна: 1000 об/хв

| | | | | | |
|------------------|------|-----|------|-----|-----|
| Нормальний режим | 5,0 | 2,8 | 6,2 | 2,8 | 1,0 |
| | 10,0 | 4,0 | 5,9 | 2,0 | 0,5 |
| | 15,0 | 5,2 | 6,7 | 4,7 | 0,9 |
| Режим зриву | 10,0 | 4,2 | 24,6 | 7,6 | 1,8 |
| | 15,0 | 4,2 | 18,2 | 8,9 | 2,1 |

На рис. 5, 6 табличні данні представлено графічно, по ним наочно спостерігається, як працює демпфер в нормальному режимі та в режимі зриву подачі.

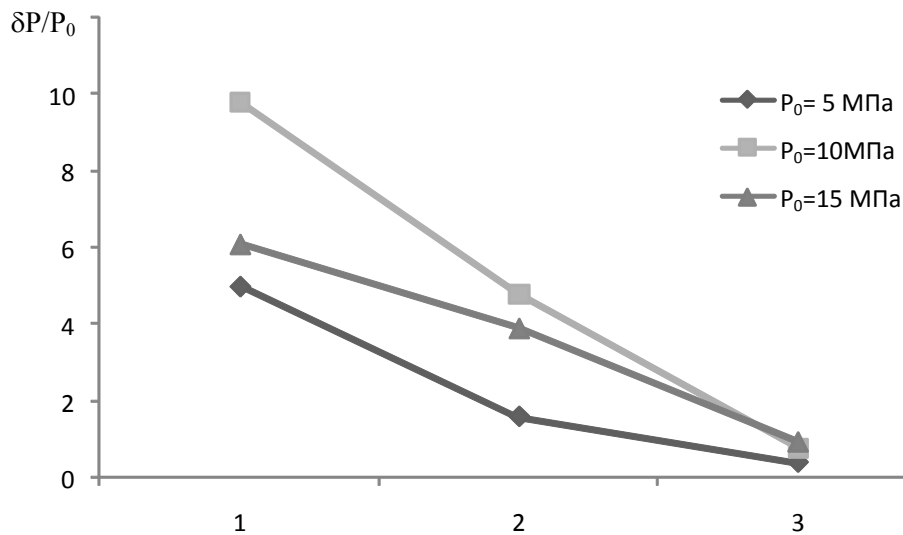


Рис. 5. Відносна величина коливань тиску по довжині магістралі. Частота двигуна – 1500 об/хв; демпфер $H = 1,0$ м, режим нормальної роботи.

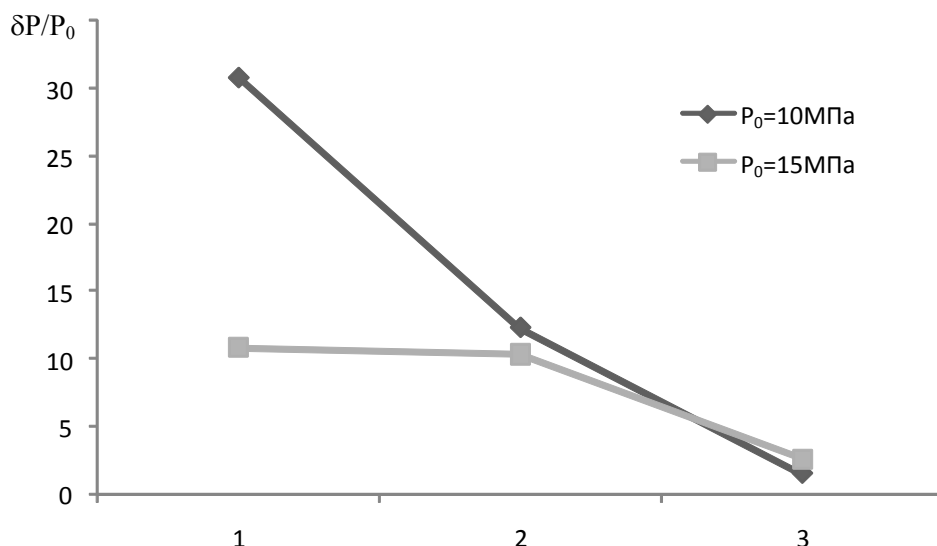


Рис. 6. Відносна величина коливань тиску по довжині магістралі. Частота двигуна – 1500 об/хв; демпфер $H = 1,0$ м, режим зриву подачі.

В четвертому розділі «Зрив роботи поршньової групи, причини та наслідки» представлено причини й наслідки зриву подачі поршньової групи насоса. Зрив роботи поршньової групи є виходом з ладу, досить характерним для кріогенних насосів. Це пов'язано з тим, що трубопровідне обладнання є джерелом тепла для кріогенних рідин, що в свою чергу призводить до зменшення недогріва рідини до температури насичення (при тиску всмоктування) та знижує кавітаційну "міцність" рідини.

Зрив поршньової групи - вкрай небажане явище в трьохлінійному насосі, оскільки при неможливості оперативно діагностувати зрив, має місце розігрів циліндру й поршня, а також виникає порушення епюри сил, що діють на вал насоса. В розділі розглянуто найбільш важко діагностований випадок зриву однієї поршньової групи з трьох, виконано розрахунок нагріву циліндру й поршня за рахунок двох незалежних процесів: стиснення газу в циліндрі насоса й тертя плунжера (ущільнюючих кілець) об циліндр. Враховуючи, що тепло акумулюється в матеріалі накопичувально, отримано залежність, що пов'язує час, протягом якого температура ущільнень перевищить припустиму температуру (для фторопласта $\Delta T_{\max} \approx 260$ °С) та число циклів роботи насоса:

$$n_{\text{доп}} = \frac{\Delta T_{\text{MAX}} C_V^{\Phi} \rho^{\Phi} 5 \cdot \delta \pi d \chi}{Q_{\text{ТР}}^{\Phi}} \quad (5)$$

де δ - ширина ущільнювального кільця ($\delta = 3$ мм); d – діаметр поршня, мм; χ – довжина теплової хвилі, мм; C_V – теплоємність об'ємна, ρ – щільність, кг/м³; $Q_{\text{ТР}}$ – робота тертя, Дж; індекс Φ – відноситься до фторопласту.

Аналіз залежності (5) показує, що при настанні зриву подачі, поршньова група хвилин виходить з ладу протягом 2–3 минут. Для створення швидкодіючої системи захисту насоса от зриву виконано патентний та літературний пошук подібних систем. Показано переваги та недоліки існуючих конструкцій для

рішення поставленої задачі. Узагальнюючи принципи, закладені в подібних конструкціях, в ОНПУ розроблена схема датчика зриву подачі (ДЗП) використаного в цій роботі для діагностики зриву подачі кожного ступеню насоса. Схема такої системи представлена на рис. 7.

Схема працює наступним способом: поршньовий ступінь 1 забирає рідину з всмоктувальної лінії 5 й подає до нагнітальної лінії 4, на котрій встановлено зворотній клапан 6, де затвором є ферромагнітна неіржавіюча кулька $\varnothing 10$ мм. Корпус клапана виконано з аустенітної парамагнітної сталі 12Х18Н9Т. На немагнітний корпус клапана встановлено кільцевої постійний магніт з ферриту барія (М2БА1-1) типорозміру К75х18х12, на торцьовій поверхні котрого, співвісно встановлена катушка індуктивності, тих же розмірів, що й магніт, з 4400 витків ПЕЛ - 0,12. Через екранований кабель катушку підключено до вторинного приладу, що представляє низькочастотний підсилювач з виходом на сигнальний світлодіод. Промислова схема (рис. 7) передбачає вихід через блок управління 10 на орган управління клапаном продувки 3, включеними байпасом між нагнітальною та всмоктувальною лініями. Таким чином, система захисту насоса (Рис.7) надає змогу в автоматичному режимі відстежити зрив насосу, або одної поршньової лінії та забезпечити її автоматичне продування й заходження для надійної роботи без зупинення насоса.

Для дослідження роботи системи захист поршньового насоса, складено експериментальний стенд на базі трьохлінійного поршньового насоса. Схема установки показана на рис. 8.

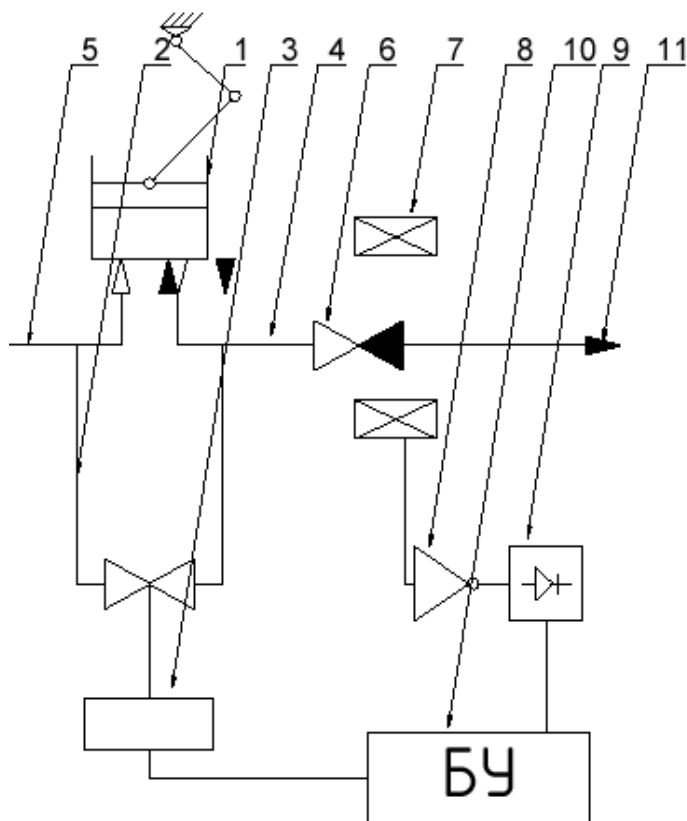


Рис. 7 Схема системи захисту поршньового насоса від зриву роботи

1 – циліндр поршньового насосу; 2 – байпас; 3 – клапан продувки з виконавчим механізмом; 4 – нагнітальна магістраль; 5 – всмоктуюча магістраль; 6 – зворотній клапан з феромагнітним затвором; 7 – катушка датчика зриву; 8 – підсилювач сигналу; 9 – перетворювач струму; 10 – блок управління.

Для контролю акустичних характеристик зворотного клапана в режимі нормальної роботи та зриву, на корпусі нагнітального зворотного клапана приварено гайку М6, до котрою прикріплюється пасивний акустичний датчик (ПАД), що складається з встановленої в захисному кожухі п'єзокерамічної пластинки з ЦТС-19 ($\text{Ø}20 \times 0,8$), виводи котрої підключені до входу осцилографа С8-73.

Діагностування зриву насоса здійснювано магнітоелектричним датчиком зриву (МЕДЗ) конструкція котрого описана в розділі 2. Сигнал з виходу МЕДЗ подавався також на вхід осцилографа, для порівняння з датчиками тиску й більш точної ідентифікації зривного режиму, а також для візуального спостереження за сигналом первинного датчику для покращення параметрів вторинного приладу МЕДЗ.

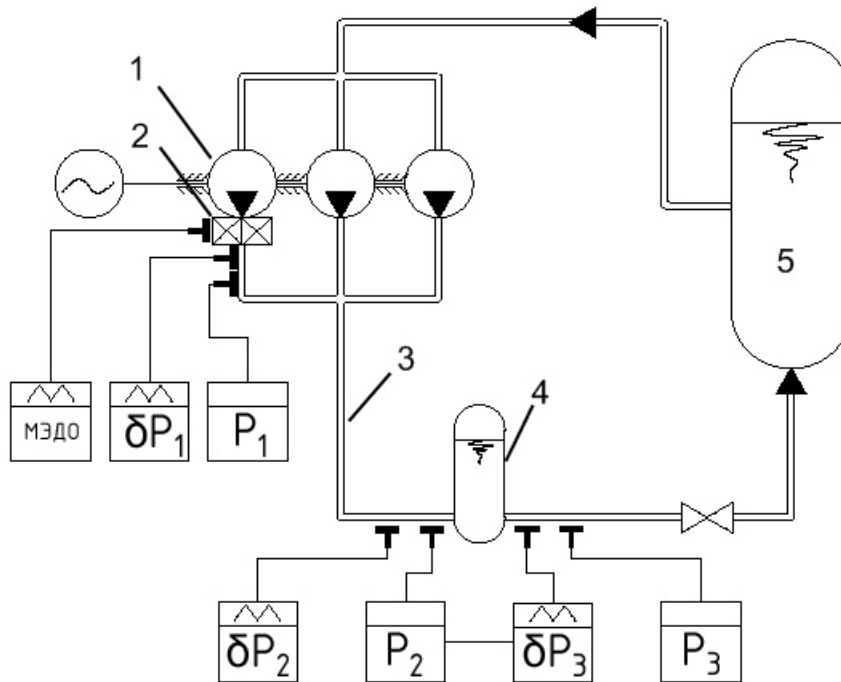


Рис. 8 Схема установки вимірювальних датчиків на стенді

1 – трьохлінійний поршньовий насос; 2 – датчик МЕДЗ; 3 – нагнітальна магістраль; 4 – дослідний демпфер; 5 – резервуар накопичувач

Випробування проводились при наступних умовах: робоче середовище - рідкий двоокис вуглецю, тиск в резервуарі $2,0 \div 2,2$ МПа; тиск в нагнітальних лініях насоса - 15,0 МПа; режим роботи електродвигуна - 980 та 1455 об/хв. Робота насоса здійснювалась за замкненою схемою - з поверненням рідини в резервуар.

Результат дослідження наочно спостерігається на типових осцилограмах, представлених на рис. 9, 10.

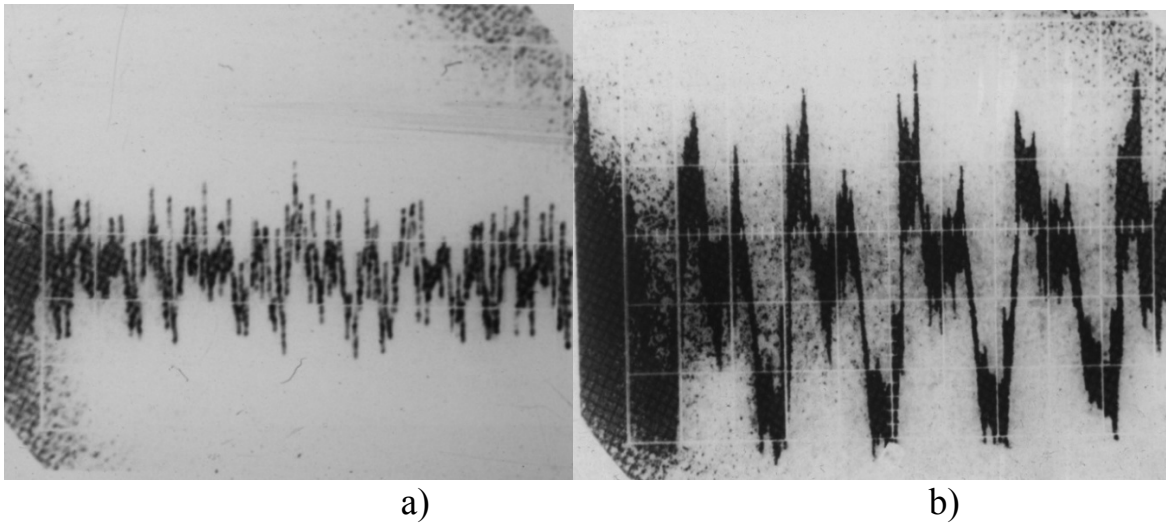


Рис. 8 Осцилограма коливань тиску для $P_2 = 15,0$ МПа; $n = 1500$ об/хв.
а) – нормальна робота; б) – режим зриву роботи

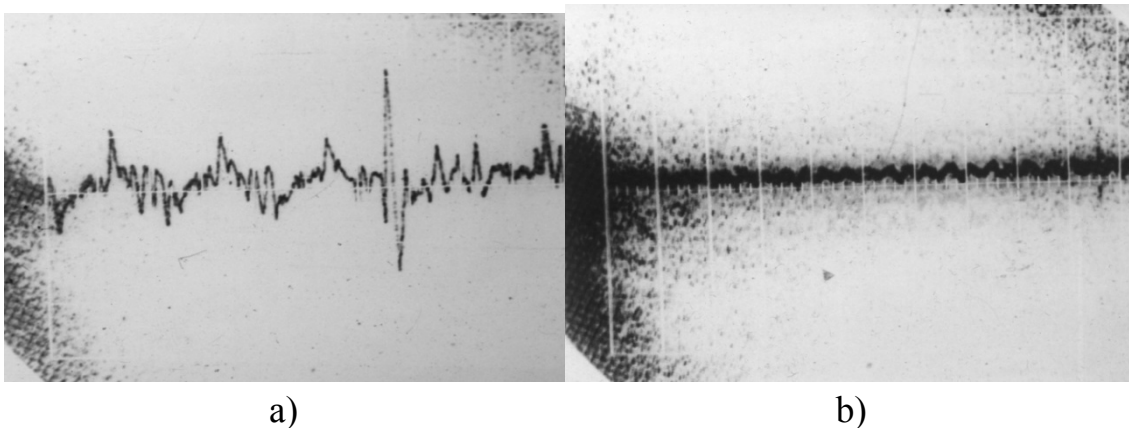


Рис. 9 Осцилограма коливань затвору клапана для $P_2 = 15,0$ МПа;
 $n = 1500$ об/хв (масштаб МЕДЗ датчика – 1 мВ/діл).
а) – нормальна робота; б) – режим зриву роботи.

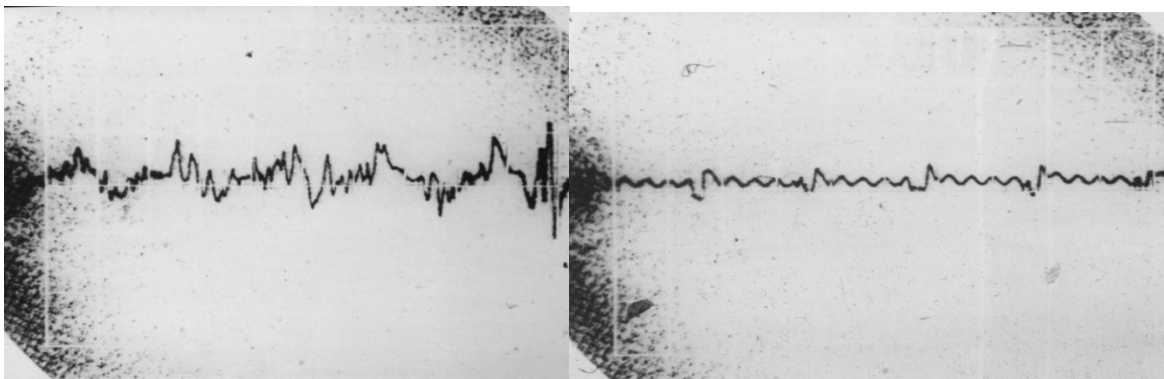


Рис. 10 Осцилограма коливань затвору клапана для $P_2 = 10,0$ МПа; $n = 1500$ об/хв
(масштаб МЕДЗ датчика – 1 мВ/діл).
а) – нормальна робота; б) – режим зриву роботи.

З осцилограм коливань затвору чітко видно режим зриву, коли один з кулькових затворів клапана, притиснений тиском в загальному колекторі, практично не рухається. Звідси, рівень сигналу датчика буде рівним нулю.

Для задачі розробки датчика зриву важливо, що отримуваний з первинного датчика розмах напруги складає $1,5 \div 1,8$ мВ й є величиною, що мало змінюється від режиму роботи насоса (як за тиском так й за частотою), що дозволяє застосувати один й той же вторинний прилад для діагностики штатного режиму роботи насосу. Частота коливань затвора за осцилограмою складала: для 1500 об/хв - 9,7 Гц, для 1000 об/хв - 6,4 Гц.

Належить зазначити, що показання манометру на лінії зриву подачі незначно відрізнялись від показань манометрів решти ліній, що практично не дозволяло зафіксувати зрив подачі за манометром й виявлення такої лінії.

Другий режим зриву реалізовано відкриттям продувального вентиля. Сигнальний діод МЕДХ при цьому вимикається. ПАД видає на осцилограф акустичний сигнал, аналогічний сигналу ПАД при нормальному режимі роботи насоса, що свідчить про відсутність механічних ударів у лінії зриву подачі та щільну посадку кульки у сідло. Показання манометра на цій лінії істотно знижується й складає $\sim 30\%$ тиску в робочих лініях. Пульсації металічного рукава нижчі, ніж у випадку зриву, організованого віджимом всмоктувального клапана. Цей режим, як видно, легко ідентифікований за манометром.

Таким чином, дослідження виявили два види режима зриву роботи насоса. Найбільш близьким до реальних умов експлуатації насосу є перший режим, котрий може настати, наприклад, при попаданні сторонніх часток під всмоктуючий клапан. Цей режим більш небезпечний, ніж другий, бо не ідентифікується штатними манометрами та спричиняє значні вібрації в нагнітальних магістралях.

В розділі виконано дослідження режиму зриву роботи лінії на трьохлінійному поршньовому насосі. Розроблено умови для розробки датчика зриву роботи, котрий дозволив діагностувати й своєчасно припинити режим зриву роботи насосу.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота містить раніше не захищені наукові положення й отримані автором нові науково-обґрунтовані результати, що полягають в розробці та вдосконаленні пристроїв для зниження коливань тиску на виході та вході насосів високого тиску, а також систем попередження зриву подачі насосів, що підвищує надійність та безпеку роботи енергопідприємств.

Отримані наукові й практичні результати дозволяють дійти наступних висновків.

1. Результати критичного аналізу літератури й патентів показали відсутність надійних та ефективних методів розрахунку гасників коливань тиску й пристроїв контролю зриву роботи насосів високого тиску, виявили напрями та можливості вдосконалення цих систем, що передбачає використання аналітичного та експериментального дослідження поставленої задачі.

2. Побудовано математичну модель резонансних явищ у під'єднаних до насосів трубопроводах, котра надає змогу забезпечити «акустичний наддув» та підвищення кавітаційного запасу насосу високого тиску на стадії його проектування.

3. Вперше, методами теорії стійкості досліджено конструкцію ковпака-гасника, побудована його математична модель, виконано розрахунок конструкції ковпака за заданими параметрами середовища, що надало змогу розробки пристроїв, здатних знизити коливання тиску до заданого 1% від тиску на виході насосу.

4. Вперше, для зниження коливань тиску в рідких середовищах застосовано принцип динамічного гасіння коливань тиску, побудована математична модель, отримано розрахункові залежності, що надають змогу забезпечити більш компактну (зменшення габаритів минимум в 2 рази) та надійну конструкцію гасника.

5. Набуло подальшого розвитку експериментальне дослідження динаміки коливальних процесів та способів зменшення коливань тиску у об'ємних насосах високого тиску, котрі застосовуються у скипаючих та криогенних середовищах, що надало змогу апробування розроблених конструкцій демпферів коливань тиску й уточнення рівню зниження коливань тиску в них.

6. Вперше було виконано експериментальне й теоретичне дослідження режимів зриву роботи об'ємного насоса, показано небезпечність цього явища для поршньової групи насосу та розроблено конструкцію датчика, котрий надійно контролює режим зриву, що забезпечує швидкий перехід насосу до нормального режиму роботи без вимикання.

СПИСОК ПРАЦЬ ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Королев А.В., **Чжоу Х.Ю.** Некоторые вопросы демонтажа основного оборудования при снятии АЭС с эксплуатации // Ядерна та радіаційна безпека, 2015, – Вип.3(67). – С.57-60.
2. **Чжоу Х.Ю.**, Объемные и поршневые насосы на АЭС и их основные проблемы//Ядерна енергетика та докiлля, 2016. – № 1(7). – С.53-55
3. Korolyov O.V., **Zhou Huiyu** Dynamic damper pressure fluctuation in the pumping systems// Pratsi OPY, 2016. – Issue 1(48). – p.35-41..
4. Королев А.В., **Чжоу Х.Ю.** Исследование динамики поршневого насоса в нормальном режиме и при срыве подачи //Холодильна техніка, 2016. – № 52. – вип. 5. – С. 4-8
5. Королев А.В., **Чжоу Х.Ю.** Исследование колебаний давления в напорной магистрали насоса и эффективности работы гасителей колебаний//Pratsi OPY, 2016. – p.32-37.
6. Королев А.В. **Чжоу ХуиЮй** Исследование режимов работы поршневых насосов для вскипающих и криогенных жидкостей: Моногр. / А.В. Королев, Чжоу ХуиЮй. – О.: Наука и техника, 2016. – 64 с.

Опубликовані праці апробаційного характеру:

1. **Чжоу ХуиЮй**, Королёв А.В. Поршневі насоси в атомній енергетиці та їх проблеми// Матеріали V-й межд. науч.-практич. конф. «Повышение безопасности и эффективности атомной энергетики», – Одесса, 6-9 сент. 2016 г. – Одесса: НПЦ «Энергоатом», 2013. – С. 45-46.
2. Скалозубов В.И., **Чжоу ХуиЮй** Анализ целесообразности установки регуляторов для повышения надежности насосов систем безопасности реакторных установок // Збірн.праць XVI Всеукр.наук.-техн. конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» , Одеса, ОНАХТ, 5-6 жовтня, 2016 р. – С. 18-19.

АНОТАЦІЯ

Чжоу ХуйЮй. Підвищення надійності енергетичних насосів методом зниження коливань витрат та тиску в трубопровідних системах. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки. Одеський національний політехнічний університет Міністерства освіти і науки України, Одеса, 2017.

Мета роботи – дослідження методів зниження коливань тиску в напірних магістралях насосів високого тиску, вибір розрахунків і випробування демпфуючих пристроїв для зниження коливань тиску до заданої межі, а також контроль і профілактика режиму зриву роботи насосів високого тиску.

Відповідно до поставленої мети в роботі були проаналізовані умови виникнення явищ зриву роботи насосів при перекачуванні насичених і скипаючих середовищ, а також досліджені рівні коливань тиску і методи їх зниження. Виконано аналітичне дослідження режимів роботи насосів високого тиску, зокрема резонансних режимів, а також аналітичне та експериментальне дослідження пристроїв різного типу для зниження коливань тиску в насосах. Для розрахунку конструкції гасителя коливань тиску був використаний метод динамічного гасіння коливань, який раніше використовувався в механіці.

Був розроблений експериментальний стенд, на якому апробовані розроблені гасителі коливань тиску і виконано фізичне дослідження режиму зриву роботи насоса і розробленого в роботі. Результати експериментів добре узгоджуються з проведеними теоретичними дослідженнями.

Виконано аналітичне та експериментальне дослідження режиму зриву роботи поршневих насосів, а також розроблено і фізично досліджено пристрої для контролю режиму зриву. Результати експериментів показали якісну і кількісну згоду з результатами розрахунків, отриманих аналітично.

Ключові слова: алгоритм розрахунку, гасителі коливань тиску, дослідницьке обладнання, коливання тиску, дослідно-промислові випробування, експериментальне дослідження. датчик зриву подачі, поршневі насоси, зрив роботи насоса, стендове обладнання, пристрій захисту насоса, експериментальне обладнання

АННОТАЦИЯ

Чжоу ХуиЮй. Повышение надежности энергетических насосов методом понижения колебаний расхода и давления в трубопроводных системах. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.14 – тепловые и ядерные энергоустановки. Одесский национальный политехнический университет Министерства образования и науки Украины, Одесса, 2017.

Цель работы – исследование методов снижения колебаний давления в напорных магистральных насосов высокого давления, выбор расчет и испытание демпфирующих устройств для снижения колебаний давления до заданного предела, а также контроль и профилактика режима срыва работы насосов высокого давления.

В соответствии с поставленной целью в работе были проанализированы условия возникновения явлений срыва работы насосов при перекачивании насыщенных и вскипающих сред, а также исследованы уровни колебаний давления и методы их снижения. Выполнено аналитическое исследование режимов работы насосов высокого давления, в частности резонансных режимов, а также аналитическое и экспериментальное исследование устройств различного типа для снижения колебаний давления в насосах. Для расчета конструкции гасителя колебаний давления, был использован метод динамического гашения колебаний, ранее использовавшийся в механике.

Был разработан экспериментальный стенд, на котором апробированы разработанные гасители колебаний давления и выполнено физическое исследование режима срыва работы насоса и разработанного в работе. Результаты экспериментов хорошо согласуются с проведенными теоретическими исследованиями.

Выполнено аналитическое и экспериментальное исследование режима срыва работы поршневых насосов, а также разработано и физически исследовано устройства для контроля режима срыва. Результаты экспериментов показали качественное и количественное согласие с результатами расчетов, полученных аналитически.

Ключевые слова: алгоритм расчета, гасители колебаний давления, исследовательское оборудование, колебания давления, опытно-промышленные испытания, экспериментальное исследование. датчик срыва подачи, поршневые насосы, срыв работы насоса, стендовое оборудование, устройство защиты насоса, экспериментальное оборудование

ABSTRACT

Zhou HuiYu. Improving the reliability of power pumps by method reducing flow and pressure fluctuations at pipeline systems. – Manuscript.

Thesis seeking the scientific degree of Ph.D. in Engineering, specialty 05.14.14 – Thermal and nuclear power plants. Odessa National Polytechnic University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2017.

Research aim: studying methods of reducing pressure fluctuations at high pressure pumps' pressure lines, choice, calculation and testing of damping devices for pressure fluctuations reduction to a predetermined limit, as well as control and prevention of the high-pressure pumps' failure mode.

In accordance with the intended purpose analyzed are the conditions for the pumps failure phenomena occurrence when pumping saturated and boiling environments, studied are the pressure fluctuation levels and methods to reduce those fluctuations. Effected is an analytical study of the high-pressure pumps' operating modes, in particular resonance modes, as well as analytical and experimental study of different types of devices to reduce pressure fluctuations in the pump. To calculate the pressure fluctuations damper design the method of dynamic damping, previously used in mechanics was applied.

A test bench has been developed, that served for testing developed pressure fluctuations dampers; performed is a physical survey of the pump failure mode, such original survey techniques being developed in this research. The obtained experimental results are in good agreement with the theoretical research conducted.

Achieved results of analytical and experimental research of piston pump operation failure mode, also elaborated, developed with physical embodiment and investigated is a device for failure control mode. The experimental results showed a good qualitative and quantitative agreement with the calculation results obtained analytically.

Keywords: calculation algorithm, pressure fluctuation dampers, research equipment, pressure fluctuations, pilot testing, pilot study, feed failure sensor, piston pumps, pump failure, testing equipment, pump protection device, experimental equipment

Підписано до друку 27.07.17. Формат 60×90/16.
Ум. друк. арк. 1,25. Обл.-вид. арк. 0,87. Наклад 100. Зам. № 2036.

Віддруковано з готового оригінал-макету в АО БАХВА

(свідоцтво суб'єкта видавничої справи серія ДК № 145 від 11.08.2000)
65044, Україна, м. Одеса, просп. Шевченка, 1, корп.5
тел./факс (048) 777-43-50, e-mail: mail@bahva.com
www.bahva.com, www.vuzkniga.ua

