

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова робота на правах рукопису

ПІРКОВСЬКИЙ ДЕНИС СЕРГІЙОВИЧ

УДК 621.22-225

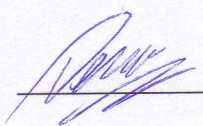
ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГОУСТАНОВОК
ШЛЯХОМ ЗАПОБІГАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ

Спеціальність: 144 – Теплоенергетика

Галузь знань: 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.



Пірко́вський Д.С.

Науковий керівник: **Мазуренко Антон Станіславович**, доктор технічних наук, професор

Одеса - 2020

АНОТАЦІЯ

Пірко́вський Д.С. Підвищення надійності та безпеки енергоустановок шляхом запобігання гідродинамічних ударів. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. - Одеський національний політехнічний університет, Одеса, 2020.

Питанням підвищення надійності і модернізації насосів енергетичних систем присвячено багато досліджень. Однак, питання впливу тепло-гідродинамічної нестійкості на надійність насосних систем вивчені недостатньо. Явище тепло-гідродинамічної нестійкості полягає у виникненні умов автоколивальних (самопідтримувальних) і / або аперіодичних (імпульсних) процесів зміни тепло-гідродинамічних параметрів потоків (тиску, швидкості, парозмісту і т.п.) в системах теплотехнічного обладнання теплових і ядерних енергоустановок. Виникнення умов тепло-гідродинамічної нестійкості (ТГН) призводить до додатковим гідродинамічним навантаженням на конструкції теплоенергетичного обладнання і трубопроводів (гідроудари), а також знижує надійність їх експлуатації в робочих, перехідних і аварійних режимах. У випадках умов критичних по надійності гідроударів (КГУ) відбувається відмова на виконання проектних функцій експлуатації та / або руйнування конструкцій теплоенергетичного обладнання і трубопроводів (ТОіТ). Визначальними факторами виникнення гідродинамічної нестійкості і гідроударів в широких діапазонах зміни режимних параметрів можуть бути специфічні особливості витратних (мережевих) характеристик насосів, тобто залежність гідродинамічного напору від швидкості руху або витрати потоку. Все це визначає актуальність цієї роботи і вимагає додаткового вивчення і аналізу. Проведений аналіз відомих підходів моделювання гідродинамічних ударів в системах теплоенергетичного обладнання визначив необхідність удосконалення і розробки нових методів моделювання умов виникнення і

наслідків гідродинамічних ударів внаслідок різних видів тепло-гідродинамічної нестійкості одно- і двофазних потоків: коливальна нестійкість внаслідок інерційності напірно-видаткової характеристики насосів і тепло- масообмінних процесів в двофазних потоках; аперіодична нестійкість внаслідок імпульсного збільшення локального гідравлічного опору і трансзвукових режимів течії одно- і двофазних потоків. При моделюванні умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів необхідно враховувати, що основним визначальним параметром гідроударів є швидкість зростання імпульсу тиску при переході кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу гідроудару. При цьому, також необхідно враховувати можливість одночасної або послідовної реалізації різних видів гідродинамічних ударів. Проведений на основі розроблених критеріїв подібності аналіз представлених в роботі умов проведення експериментів на стендах насосних систем визначив їх невідповідність за критеріями гідродинамічної подібності реальних умов основних насосних систем енергоустановок. Розроблено метод моделювання умов виникнення і наслідків гідроударів в розімкнутих контурах теплоенергетичних систем на основі загальних положень теорії тепло-гідродинамічної нестійкості. На відміну від відомих підходів в запропонованому методі умови виникнення критичних гідроударів визначаються умовами переходу коливальної тепло-гідродинамічної нестійкості в аперіодичну нестійкість. На основі розробленого методу визначені умови виникнення критичних гідроударів в розімкнутих трубопровідних системах енергоустановок при лінійної апроксимації напірно-видаткової характеристики насосів. Розроблено метод визначення умов виникнення гідроударів в замкнутих контурах примусової циркуляції енергетичних систем. Метод заснований на умовах виникнення коливальної гідродинамічної нестійкості внаслідок інерційності напірно-видаткової характеристики насосів. Інерційність визначається «запізненням» в часі реакції напірно-видаткової характеристики насоса на зміну гідродинамічних параметрів потоку. Розроблено оригінальний метод

модельовання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури як слідства аперіодичної нестійкості. Вважається, що при певній швидкості закриття арматури відбувається різке (імпульсна) гальмування потоку, а кінетична енергія гальмування потоку переходить в енергію гідродинамічного удару. На відміну від відомих підходів запропонований метод враховує умови формування гідродинамічного удару в залежності від коефіцієнта гідродинамічного опору і швидкості закриття арматури, конструкційно-технічних характеристик всіх елементів трубопровідної системи, теплофізичних властивостей потоку та інших визначальних чинників. Розроблено оригінальний метод модельовання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах течії двофазних потоків, що враховує перехід кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу гідродинамічного удару. Встановлено, що модельовані гідродинамічні навантаження при трансзвукових режимах можуть значно перевищувати відповідні відомі рекомендації Н.Є. Жуковського. На основі розрахункового модельовання рівнянь запропонованого методу визначено область значень критеріїв виникнення гідродинамічних ударів внаслідок аперіодичної тепло-гідродинамічної нестійкості при трансзвукових режимах течії. Розроблено оригінальний метод модельовання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при аварійному заповненні компенсатора тиску ВВЕР. На відміну від традиційно використовуваної формули Н.Є. Жуковського запропонований метод враховує визначальні особливості / ефекти формування умов виникнення гідродинамічних ударів в компенсаторі тиску ВВЕР. Проведена верифікація розроблених методів визначення умов і наслідків виникнення гідродинамічних ударів в системах теплоенергетичного обладнання на основі відомих експериментальних даних професора А.В. Корольова. Узгодження розрахункових і експериментальних даних цілком задовільне.

Ключові слова: надійність, безпека, енергоустановка, гідродинамічний удар, гідродинамічна нестійкість.

Список публікацій здобувача:

1. Мазуренко, А. С., Скалозубов, В. І., Пірковський, Д. С., Чулкін, О. А., & Хуїюй, Ч. Аналіз застосовності результатів експериментальних досліджень гідродинаміки до насосних систем теплових і ядерних енергоустановок // Ядерна енергетика та довкілля. - 2017. - №. 1. - С. 19. Дисертанту належить проведення аналізу отриманих результатів розрахункового моделювання.
2. Скалозубов, В. І., Хуїюй, Ч., Чулкін, О. А., Пірковський, Д. С. Оптимізація надійності при модернізації теплотехнічного обладнання // Питання атомної науки і техніки. - 2017. Дисертанту належить проведення аналізу отриманих результатів розрахункового моделювання.
3. Скалозубов, В. І., Хуїюй, Ч., Чулкін, О. А., Пірковський, Д. С. Метод моделювання умов виникнення критичних по надійності гідроударів на насоси теплових і ядерних енергоустановок // Питання атомної науки і техніки. - 2017. дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.
4. Мазуренко, А. С., Скалозубов, В. І., Козлов, І. Л., Пірковський, Д. С., Чулкін, О. А. Визначення умов виникнення гідроударів в гідросистемах // Проблеми регіональної енергетики. - 2017. - №. 2 (34). Дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.
5. Скалозубов В. І., Чулкін О. А., Пірковський Д. С. Оглядовий аналіз умов і наслідків гідродинамічних ударів в обладнанні та трубопроводах систем, важливих для безпеки ядерних енергетичних установок // Ядерна енергетика та довкілля. - 2018. - С. 20. Дисертанту належить проведення аналізу отриманих результатів розрахункового моделювання.
6. Скалозубов, В. І., Мазуренко, А. С., Пірковський, Д. С., Чулкін, О. А., Козлов, І. Л., Комаров, Ю. А. Вплив напірно-видаткової характеристики поршневих насосів на умови виникнення гідродинамічних ударів в трубопровідних системах теплотехнічного обладнання // Ядерна енергетика

та докiлля. - 2018. - С. 20. Дисертанту належить проведенi розрахунковi обгрунтування умов i наслiдкiв гiдроударiв методом Рунге-Кутта.

7. Skalozubov, V., Bilous, N., Pirkovskiy, D., Kozlov, I., Komarov, Y., Chulkin, O. Water Hammers in Transonic Modes of Steam-Liquid Flows in NPP Equipment //Nuclear and Radiation Safety. – 2019. – №. 2 (82). – С. 43-46. Дисертанту належить проведенi розрахунковi обгрунтування умов i наслiдкiв гiдроударiв методом Рунге-Кутта.

8. Skalozubov, V.I., Chulkin, O.A., Pirkovskiy, D.S., Kozlov, I.L., Komarov, Yu.A. Method for determination of water hammer conditions and consequences in pressurizers of nuclear reactors //Turkish Journal of Physics. – 2019. – Т. 43. – №. 3. – С. 229-235. Дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.

9. Skalozubov V. I., Spinov V. M., Spinov D. V., Pirkovskiy D. S., Gablaya T. V. Conditions for prevention of water hammers at start-up of emergency feed pumps with a steam driver of nuclear power plants // Вiсн. Нац. техн. ун-ту «ХП». Серiя Інновац. дослiдж. у наук. роботах студентiв. - Харкiв, 2019. - № 21 (1346). - С. 15-18. Дисертанту належить проведенi розрахунковi обгрунтування умов i наслiдкiв гiдроударiв методом Рунге-Кутта.

10. Skalozubov V., Pirkovskiy D., Spinov V., Kozlov I, & Komarov Y.,. Reliability of Steam-Operated Emergency Feed Pumps. In: Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. Springer, Cham, 2019. p. 600-607. Дисертанту належить проведений аналiз отриманих результатiв розрахункового моделювання.

11. В. І. Скалозубов, О. А. Чулкін, Д. С. Пірковський. Гiдроудари внаслiдок тепло-гiдродинамiчної нестiйкостi: монографiя / LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018 Дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.

12. V. Skalozubov, D. Pirkovskiy, O. Chulkin. Water hammers in systems important for safety of nuclear power plants: monograph / LAP LAMBERT

Academic Publishing, 2018. Дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.

ABSTRACT

Pirkovskiy D.S. Improving the reliability and safety of power plants by preventing water hammers. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of philosophy on a specialty 144 - Heat power engineering. - Odessa national polytechnic university, Odessa, 2020.

Much research has been devoted to improving the reliability and modernization of energy system pumps. However, the issues of the influence of heat-hydrodynamic instability on the reliability of pumping systems are not well understood. The phenomenon of thermo-hydrodynamic instability consists in the emergence of conditions for self-oscillating (self-sustaining) and / or aperiodic (pulsed) processes of changes in the thermo-hydrodynamic parameters of flows (pressure, speed, vapor content, etc.) in the systems of thermal equipment of thermal and nuclear power plants. The emergence of conditions of heat-hydrodynamic instability (HHI) leads to additional hydrodynamic loads on the construction of heat-power equipment and pipelines (water hammer), and also reduces the reliability of their operation in operating, transient and emergency conditions. In cases of critical conditions for the reliability of water hammers (CWH), the design functions of the operation and / or destruction of the designs of heat power equipment and pipelines (HPEaP) are denied. The determining factors for the occurrence of hydrodynamic instability and water hammer in a wide range of regime parameters can be specific features of the flow (network) characteristics of the pumps, that is, the dependence of the hydrodynamic pressure on the speed or flow rate. All this determines the relevance of this work and requires additional study and analysis. The analysis of the well-known approaches to simulating water hammers in heat-power equipment systems determined the need for improvement

and development of new methods for modeling the conditions of occurrence and consequences of water hammers due to various types of heat-hydrodynamic instability of single and two-phase flows: oscillatory instability due to the inertia of the pressure-discharge characteristics of pumps and heat mass transfer processes in two-phase flows; aperiodic instability due to a pulsed increase in local hydraulic resistance and transonic flow regimes of single and two-phase flows. When modeling the conditions of occurrence and consequences of water hammer, it is necessary to take into account that the main determining parameter of water hammer is the growth rate of the pressure pulse during the transition of the kinetic energy of deceleration of the flow into the energy of the pulse of water hammer. At the same time, it is also necessary to take into account the possibility of simultaneous or sequential implementation of different types of water hammers. An analysis of the experimental conditions presented in the work on the stands of pumping systems based on the developed similarity criteria determined their inconsistency according to the criteria of hydrodynamic similarity to the real conditions of the main pumping systems of power plants. A method is developed for modeling the conditions of occurrence and consequences of water hammers in open circuits of heat power systems based on the general principles of the theory of heat-hydrodynamic instability. In contrast to the known approaches in the proposed method, the conditions for the occurrence of critical water hammers are determined by the conditions for the transition of vibrational heat-hydrodynamic instability to aperiodic instability. Based on the developed method, the conditions for the occurrence of critical water hammers in open pipeline systems of power plants with a linear approximation of the pressure-flow characteristics of pumps are determined. A method has been developed for determining the conditions for the occurrence of water hammer in closed circuits of forced circulation of energy systems. The method is based on the occurrence of oscillatory hydrodynamic instability due to the inertia of the pressure-flow characteristic of the pumps. Inertia is determined by the “delay” in the reaction time of the pressure-flow characteristic of the pump to a change in the hydrodynamic parameters of the flow.

An original method has been developed to simulate the conditions of occurrence and consequences of water hammers when closing valves as a consequence of aperiodic instability. It is believed that at a certain closing speed of the valve, a sharp (pulsed) deceleration of the flow occurs, and the kinetic energy of deceleration of the flow passes into the energy of water hammer. In contrast to the known approaches, the proposed method takes into account the conditions for the formation of water hammer depending on the coefficient of hydrodynamic resistance and closing speed of the valve, structural and technical characteristics of all elements of the pipeline system, thermophysical properties of the flow, and other determining factors. An original method has been developed to simulate the conditions of the occurrence and consequences of water hammer under transonic flow regimes of two-phase flows, taking into account the transition of the kinetic energy of deceleration of the flow into the pulse energy of a water hammer. It was established that the simulated hydrodynamic loads under transonic conditions can significantly exceed the corresponding known recommendations of N.E. Zhukovsky. Based on computational modeling of the equations of the proposed method, the range of criteria for the occurrence of water hammer due to aperiodic heat-hydrodynamic instability in transonic flow regimes is determined. An original method has been developed to simulate the conditions of occurrence and consequences of water hammer during emergency filling of the VVER pressure compensator. In contrast to the traditionally used formula N.E. Zhukovsky proposed method takes into account the defining features / effects of the formation of the conditions for the occurrence of water hammer in the pressure compensator VVER. Verification of the developed methods for determining the conditions and consequences of the occurrence of water hammers in the systems of heat power equipment based on the known experimental data of prof. A.V. Korolev. The agreement between the calculated and experimental data is quite satisfactory.

Key words: reliability, safety, power plant, water hammer, hydrodynamic instability.

List of publications of the applicant:

1. Mazurenko, A. S., Skalozubov, V. I., Pirkovskiy, D. S., Chulkin, O. A., & Huiyuy, Ch. Analysis of the applicability of the results of experimental studies of hydrodynamics to pumping systems of thermal and nuclear power plants // Nuclear Power Engineering and Environment. - 2017. - No. 1. - P. 19. The dissertator owns the analysis of the obtained results of computational modeling.
2. Skalozubov, V.I., Huiyuy, Ch., Chulkin, O.A., Pirkovskiy, D.S Optimization of reliability in the modernization of heating equipment // Problems of Atomic Science and Technology. - 2017. The dissertator owns the analysis of the obtained results of computational modeling.
3. Skalozubov, V. I., Huiyuy, Ch., Chulkin, O. A., Pirkovskiy, D.S. A method of modeling the conditions for the occurrence of critical in terms of reliability water hammers on pumps of thermal and nuclear power plants // Problems of Atomic Science and Technology. - 2017. The dissertator is responsible for the development of new theoretical principles of the method.
4. Mazurenko, A. S., Skalozubov, V. I., Kozlov, I. L., Pirkovskiy, D. S., Chulkin, O. A. Determination of conditions for the occurrence of water hammer in hydraulic systems // Problems of regional energy. - 2017. - No. 2 (34). The dissertator is responsible for the development of new theoretical principles of the method.
5. Skalozubov V. I., Chulkin O. A., Pirkovskiy D. S. A survey analysis of conditions and consequences of water hammers in equipment and pipelines of systems important for the safety of nuclear power plants. Nuclear Power Engineering and Environment. - 2018 .-- P. 20. The dissertator owns the analysis of the obtained results of computational modeling.
6. Skalozubov, V. I., Mazurenko, A. S., Pirkovskiy, D. S., Chulkin, O. A., Kozlov, I. L., Komarov, Yu. A. Influence of the pressure-flow characteristics of piston pumps on the conditions for the occurrence of water hammers in pipeline systems of heat engineering equipment // Nuclear energy tadovkill. - 2018. - P. 20. The dissertator is the author of the computational justifications for the conditions and consequences of water hammering by the Runge-Kutta method.

7. Skalozubov, V., Bilous, N., Pirkovskiy, D., Kozlov, I., Komarov, Y., Chulkin, O. Water Hammers in Transonic Modes of Steam-Liquid Flows in NPP Equipment //Nuclear and Radiation Safety. – 2019. – №. 2 (82). – C. 43-46. The dissertator is the author of the computational justifications for the conditions and consequences of water hammering by the Runge-Kutta method.
8. Skalozubov, V.I., Chulkin, O.A., Pirkovskiy, D.S., Kozlov, I.L., Komarov, Yu.A. Method for determination of water hammer conditions and consequences in pressurizers of nuclear reactors //Turkish Journal of Physics. – 2019. – T. 43. – №. 3. – C. 229-235. The dissertator is responsible for the development of new theoretical principles of the method.
9. Skalozubov V. I., Spinov V. M., Spinov D. V., Pirkovskiy D. S., Gablaya T. V. Conditions for prevention of water hammers at start-up of emergency feed pumps with a steam driver of nuclear power plants // Visn. Nats. tech. un-ty "KhPI". - Kharkiv, 2019. - No. 21 (1346). - S. 15-18. The dissertator is the author of the computational justifications for the conditions and consequences of water hammering by the Runge-Kutta method.
10. Skalozubov V., Pirkovskiy D., Spinov V., Kozlov I, & Komarov Y., Reliability of Steam-Operated Emergency Feed Pumps. In: Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. Springer, Cham, 2019. p. 600-607. The dissertator owns the analysis of the obtained results of computational modeling.
11. V. I. Skalozubov, O. A. Chulkin, D. S. Pirkovskiy. Water hammer due to thermal and hydrodynamic instability: monograph /LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018. The dissertator is responsible for the development of new theoretical principles of the method.
12. V. Skalozubov, D. Pirkovskiy, O. Chulkin. Water hammers in systems important for safety of nuclear power plants: monograph / LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018. The dissertator is responsible for the development of new theoretical principles of the method.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	15
ВСТУП	16
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ СИСТЕМ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ	20
1.1. Загальні питання аналізу надійності і безпеки і енергоустановок	20
1.2. Оглядовий аналіз відомих досліджень в області моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів	22
1.3. Аналіз застосовності результатів експериментальних досліджень гідродинаміки до насосних систем енергоустановок	32
1.4. Висновки до розділу 1	37
РОЗДІЛ 2. ТРАДИЦІЙНІ МЕТОДИ МОДЕЛЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ СИСТЕМ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ЕНЕРГОУСТАНОВОК	39
2.1. Аналіз традиційних методів моделювання надійності обладнання енергоустановок	39
2.1.1. Імовірнісні показники надійності теплотехнічного обладнання активних систем безпеки	39
2.2. Основні конструкційно-технічні характеристики обладнання енергоустановок	45
2.2.1. Система аварійного і планового розхолодження 1 контуру	45
2.2.2. Критерії функціонування і працездатності обладнання при випробуванні каналів системи	55
2.2.3. Системи аварійного введення бору (TQ13) високого тиску	59
2.2.4. Система аварійної подачі живильної води	77
2.3. Висновки до розділу 2	82
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИ МОДЕЛЮВАННЯ УМОВ ВИНИКНЕННЯ І НАСЛІДКІВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ У СИСТЕМАХ ЕНЕРГОУСТАНОВОК	83

	12
3.1. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в розімкнутих контурах з насосами	83
3.1.1. Основні положення методу моделювання умов виникнення критичних гідроударів	85
3.2. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в замкнутих контурах з насосами	87
3.3. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури	95
3.3.1. Основні положення методу моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури, як наслідку аперіодичної нестійкості	97
3.4. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах двофазних потоків	100
3.5. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в компенсаторі тиску ВВЕР	105
3.5.1. Основні положення методу моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при аварійному заповненні компенсатора тиску	107
3.6. Висновки до глави 3	110

РОЗДІЛ 4. УМОВИ ВИНИКНЕННЯ І НАСЛІДКИ

ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ В СИСТЕМАХ ЕНЕРГОУСТАНОВОК

	113
4.1. Аналіз результатів моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в розімкнутих контурах з насосами	113
4.2. Умови виникнення та наслідки гідродинамічних ударів в замкнутих контурах з насосами	115
4.3. Результати моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури, як наслідку аперіодичної нестійкості	117
4.4. Аналіз результатів моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах двофазних потоків	117

	13
4.5. Умови виникнення та наслідки гідродинамічних ударів в компенсаторі тиску ВВЕР	119
4.6. Висновки до розділу 4	122
ВИСНОВКИ	124
СПИСОК ДЖЕРЕЛ	126
ДОДАТКИ	138

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

ΔP_g - інтенсивність гідроудару	ГЦН - головний циркуляційний насос
ΔV - стрибок швидкості в трубопроводі	ДГ – дизель генератор
$\Delta P_n(v)$ - напірно-видаткова характеристика насоса	ДП - демпфуючий пристрій
ρ_v, ρ - щільність пара і теплоносія	ВПА - вихідні події аварій
h - висота рівня теплоносія в КТ	КГУ - критичний по надійності гідроудар
G_k - масова витрата теплоносія в КТ	КСБ – канал системи безпеки
P_m, P_0 - тиск в теплоносії і контейнменті	КТ - компенсатор тиску
ξ_k - сумарний коефіцієнт гідравлічного опору в КТ	КУ - ключ управління
i - питома ентальпія (на одиницю маси)	ЛГО - локальний гідродинамічний опір
АЖЕ - аварійний живильний електронасос	НВХ - напірно-витратна характеристика
ШЗВК - швидкодіючий запірно-відсічний клапан	САОЗ - система аварійного охолодження активної зони реактора
ІАБ - імовірнісний аналіз безпеки	ТАН - термоакустична нестійкість
ГДН – гідродинамічна нестійкість	ТГН - тепло-гідродинамічна нестійкість
ГО - герметична оболонка	ТОАР - теплообмінник аварійного розхолодження
ГУ - гідроудар	ТОІТ - теплотехнічне обладнання і трубопровід
ГЦК - головний циркуляційний контур	ЯЕУ – ядерна енергоустановка

ВСТУП

Актуальність теми. Питанням підвищення надійності і модернізації систем нагнітання енергетичних установок присвячено багато досліджень. Однак, питання впливу тепло-гідродинамічної нестійкості на надійність насосних систем вивчені недостатньо. Явище тепло-гідродинамічної нестійкості полягає у виникненні умов автоколивальних (самопідтримувальних) і / або аперіодичних (імпульсних) процесів зміни тепло-гідродинамічних параметрів потоків теплоносія (тиску, швидкості, парозмістовності і т.п.) в системах теплотехнічного обладнання теплових і ядерних енергоустановок. Виникнення умов тепло-гідродинамічної нестійкості (ТГН) призводить до додаткових гідродинамічних навантажень на конструкції теплоенергетичного обладнання і трубопроводів (гідроудари), а також знижує надійність їх експлуатації в робочих, перехідних і аварійних режимах. У випадках умов критичних по надійності гідроударів (КГУ) відбувається відмова на виконання проектних функцій експлуатації та / або руйнування конструкцій теплоенергетичного обладнання і трубопроводів (ТОІТ). Визначальними факторами виникнення гідродинамічної нестійкості і гідроударів в широких діапазонах зміни режимних параметрів можуть бути специфічні особливості витратних (мережевих) характеристик насосів, тобто залежність гідродинамічного напору від швидкості руху або витрати потоку. Все це визначає актуальність цієї роботи і вимагає додаткового вивчення і аналізу.

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є підвищення надійності систем теплоенергетичного обладнання шляхом моделювання і усунення умов виникнення гідродинамічних ударів.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні завдання:

- провести аналіз стану та шляхи підвищення надійності і безпеки систем теплоенергетичного обладнання енергоустановок з точки зору тепло-гідродинамічної нестійкості.

- оцінити достовірність традиційних методів моделювання надійності гідросистем теплоенергетичного обладнання енергоустановок.
- розробити ефективні методи моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в системах енергоустановок.
- провести аналіз результатів моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в системах енергоустановок.

Об'єкт дослідження - підвищення надійності та безпеки енергоустановок.

Предмет дослідження - умови виникнення критичних по надійності гідроударів у системах теплоенергетичного обладнання.

Методи досліджень. Верифіковані розрахункові методи моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів внаслідок коливальної і аперіодичної гідродинамічної нестійкості в розімкнутих і замкнутих контурах систем теплоенергетичного обладнання;

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше запропоновано метод моделювання умов виникнення критичних по надійності гідроударів внаслідок коливальної гідродинамічної нестійкості в системах теплоенергетичного обладнання;
- вперше розроблений метод визначення умов виникнення і наслідків гідродинамічного удару при закритті арматури як слідства аперіодичної гідродинамічної нестійкості;
- вперше встановлені умови і наслідки гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах течії двофазних потоків в системах теплоенергетичного обладнання внаслідок аперіодичної теплогідродинамічної нестійкості, що враховує перехід кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу гідродинамічного удару;
- вперше розроблено метод визначення умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в компенсаторі тиску ядерних енергоустановок в аварійних режимах при аперіодичній нестійкості з переходом кінетичної енергії гальмування теплоносія в енергію імпульсу гідроудару.

Практичне значення отриманих результатів:

Розроблені методи визначення умов виникнення і наслідків гідроударів внаслідок тепло-гідродинамічної нестійкості можуть бути використані при проектуванні і експлуатації систем теплоенергетичного обладнання з метою підвищення їх надійності.

Результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі для підготовки фахівців за спеціальністю 144 - Теплоенергетика.

Особистий внесок здобувача.

Автором розроблені нові теоретичні положення методів моделювання умов і наслідків гідродинамічних ударів внаслідок теплогідродинамічної нестійкості, проведені розрахункові обґрунтування умов і наслідків гідроударів методом Рунге-Кутта, а також проведено аналіз отриманих результатів розрахункового моделювання.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи були представлені та обговорені на конференціях і семінарах: XI Міжнародна науково-технічна конференція (Міжнародна Академія Холоду, г. Одеса 21-22 вересня 2017 року). VIII Міжнародна науково-практична конференція з культури безпеки АЕС (Енергоатом, Київ, 29-30 березня 2017 року); Міжнародна конференція «Сучасний підхід до здійснення науково-технічної підтримки регулювання безпеки використання ядерної енергії: компетентність, прозорість, відповідальність» (ДНТЦ ЯРБ, Київ 22-23 березня 2017 року); The 2nd International Conference on Energy Engineering and Environmental Protection (EEEP 2017) (Guangzhou, China Dec 15-17 2017); 5th Annual International Conference on Material Science and Engineering (ICMSE 2017) (Xiamen, Fujian, China October 20-22 2017); 2017 International Conference on Applied Mathematics, Measurements, Simulation and Modelling (AMMSM2017) (Sanya, China November 19-20 2017); VI заочна наукова конференція «Наукові Підсумки 2017» (м. Харків, Україна 16 листопада 2017 року); IV Міжнародна науково-практична конференція «Інноваційні технології та інтенсифікація розвитку національного виробництва» (м.

Тернопіль 30 листопада 2017 року); II Міжнародна наукова конференція «Поточні проблеми енергетики, будівництва і машинобудування» (м. Кельце (Польща) 23-25 листопада 2017 року); VI Міжнародна науково-практична конференція «Безпека та ефективність атомної енергетики» (з 04.09.2018 по 06.09.2018 ОНПУ); International Ukrainian – Turkey Nuclear Summer School (ONPU, Odessa-Energodar(Ukraine), 13-20 July 2018); Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes (InterPartner-2019) (ONPU, September 10-13, 2019)

Структура і об'єм дисертації. Дисертація складається з двох анотацій, вступу, чотирьох розділів, висновків, списку літератури, який містить 126 джерел і двох додатків. Робота викладена на 157 сторінках друкованого тексту основної частини, включаючи 32 малюнка і 14 таблиць.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до Закону України «Про енергозбереження», затвердженого Постановою Верховної Ради України № 74 \ 94 01.07.1994 р.; «Основних положень енергетичної стратегії України на період до 2030 рр.", Прийнятих Кабінетом Міністрів України 15.03.2006 р.; Робота є складовою частиною досліджень, проведених в рамках виконання держбюджетної науково-дослідної роботи МК 17/03 «Розробка і впровадження методики адаптації непроектного ядерного палива в аварійних режимах щодо атомних електростанцій України» (номер держреєстрації 0115U000414).

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ І ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ СИСТЕМ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1. Загальні питання аналізу безпеки і надійності енергоустановок

Безпека і надійність систем теплоенергетичного обладнання і впершу чергу ядерних енергоустановок (ЯЕУ) визначається здатністю запобігати виникненню аварій, а в разі їх виникнення управлінням аварійними процесами для запобігання виникненню важких та руйнівних парогазових вибухів з тяжкими наслідками. При виникненні важких аварій системи безпеки (СБ) ЯЕУ повинні забезпечити перехід пошкодженого ядерного палива в стабільний контрольований стан з мінімізацією радіаційних ефектів. Характерний приклад конструкційно-технічних характеристик активних СБ ВВЕР 1000 наведено в розділі 2.

Традиційно оцінка безпеки ЯЕУ проводиться в рамках імовірнісного аналізу безпеки (ІАБ). В рамках ІАБ встановлені імовірнісні критерії безпеки:

- сумарна частота пошкодження активної зони (4ПАЗ): 10^{-4} - 10^{-5} ·1/ (реактор рік);
- ймовірність наднормативних радіаційних викидів: 10^{-6} - 10^{-7} ·1 / (реактор рік).

Детерміністські методи аналізу безпеки здійснюються програмними засобами (кодами) в рамках ІАБ для оцінки кінцевого стану окремих аварійних послідовностей і запасів часу операторів для успішного виконання протиаварійних заходів. Детерміністські коди використовуються також для моделювання сейсмічних впливів. В стрес-тестах переоцінки безпеки українських АЕС з урахуванням уроків Фукусімській аварії також моделювалися умови затоплення проммайданчиків.

В рамках ІАБ ВВЕР розглядаються наступні вихідні події аварій (ВПА):

- внутрішні ВПА (течії першого і другого контуру, міжконтурна течія, втрата електропостачання, заклинювання головного циркуляційного насоса та інші);
- зовнішні ВПА (землетруси, торнадо, урагани, падіння великих об'єктів, затоплення та інші).

Проведений аналіз безпеки в рамках ІАБ, в звітах з продовження експлуатації, в стрес-тестах з переоцінки безпеки з урахуванням уроків Фукусімській аварії українських АЕС з ВВЕР показав, що показники безпеки відповідають встановленим критеріям безпеки. Однак, отримані результати вимагають відповідних коментарів:

- 1) Аналіз надійності теплотехнічного обладнання систем важливих для безпеки проводиться в основному статистичними методами і зводиться до визначення показників надійності за імовірністю відмови обладнання. Багаторічний досвід експлуатації теплотехнічного обладнання енергоустановок визначив, що критичними для надійності є насоси і арматура, а критичними явищами є причини і умови гідроударів (ГУ). Ці положення і визначають актуальність запропонованої роботи і шляхи підвищення безпеки і надійності енергоустановок.
- 2) При аналізі безпеки ЯЕУ для окремих внутрішніх і зовнішніх ВПА (повна втрата електропостачання, торнадо, затоплення, падіння великих об'єктів і інші) недостатньо обґрунтовано прийнято, що при цих подіях однозначно виникають важкі аварії з пошкодженням ядерного палива. Однак, ймовірність цих ВПА покладається вкрай малоїмовірною і внесок в сумарний імовірнісний показник безпеки не суттєвий. На основі цих висновків таким ВПА присвоюється низький пріоритет, і такі події практично не моделюються, не аналізуються і не розробляються відповідні протиаварійні заходи. Уроки Фукусімській аварії показали неприпустимість нехтування щодо малоїмовірних аварійних подій.

1.2. Оглядовий аналіз відомих досліджень в області моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів.

Хвиля тиску в однофазному потоці.

Це класичне явище, що визначає ГУ. Різкі зміни швидкості потоку призводить до виникнення хвилі тиску, яка поширюється в рідині. ГУ може бути повним, коли швидкість потоку зміниться стрибком або за певний час, яке менше подвоєного часу проходу ударною хвилею даного трубопроводу [21]. При збільшенні часу зміни швидкості понад вказаної межі ГУ стає неповним і далі вироджується зовсім. Амплітуду хвилі тиску зазвичай визначають за відомою формулою Н.Є. Жуковського:

$$\Delta P_g = \rho \cdot c \cdot \Delta V \quad (1.1)$$

де ΔP_g - інтенсивність гідрудару, Па;

ρ - щільність рідини, кг/м³;

ΔV - стрибок швидкості в трубопроводі, м/с;

c - швидкість поширення ударної хвилі (звуку) без урахування піддатливості стінок, м/с.

Тому, основні розробки щодо визначення динамічних навантажень при ГУ цього виду спрямовані в основному на моделювання просторово-часових полів розподілу швидкості потоку на локальних (місцевих) гідравлічних опорах (наприклад, [22 -33] та інші).

Прискорення пробки води в паропроводі. Це явище спостерігається в тих випадках, коли в дренажний трубопровід, в якому залишилися залишки конденсату, подається велика витрата пара. Це можливо, наприклад, при відкритті запобіжного клапана парогенератора [21]. Пробка води, розігнана потоком пара до великій швидкості, при своєму русі по трубопроводу створює підвищені механічні навантаження на елементи трубопроводу, такі як вигини, звуження прохідного перетину і т.д. Такі ситуації спостерігалися в парових і допоміжних системах як теплових, так і атомних станцій. Основну невизначеність при моделюванні такого виду ГУ створює розмір пробки. Для

запобігання подібних ГУ рекомендується установка дренажів в нижніх точках трубопроводу, впровадження ухилів на горизонтальних ділянках трубопроводів і коригування процедур прогріву трубопроводів. Наявність малих байпасних ліній паралельно основним клапанів дозволяє поступово прогріти скидну лінію і запобігти виникненню ГУ [21].

Конденсація парових бульбашок, що приводить до гідроударів. Цей вид ГУ, званий конденсаційним, виникає тоді, коли ізольований парової обсяг виявляється оточеним більш холодною рідиною. Швидка конденсація і схлопування парового об'єму призводять до різкого прискорення обсягів рідини, що оточують паровий міхур. При зіткненні цих обсягів в зоні конденсації виникає ударна хвиля, яка поширюється по системі. Це явище найчастіше спостерігалось в системах живильної води ВВЕР, де швидка конденсація парового об'єму при контакті з холодною водою, що подається від систем аварійної подачі живильної води, приводила до ГУ[21].

В роботі [13] розглянуто кілька ситуацій, пов'язаних з конденсаційними ГУ:

1) Перша ситуація, коли з одного боку горизонтальний трубопровід приєднано до посудини, в якому знаходиться пара, а з іншого боку в цей трубопровід подається холодна вода з малою витратою. При зустрічному русі води і пари на поверхні води утворюються хвилі, які можуть привести до утворення ізольованих парових бульбашок. Якщо температура рідини менше температури насичення, то відбувається схлопування парового міхура з утворенням ударної хвилі. Процес взаємодії пара і води ілюструється на рис. 1.1.

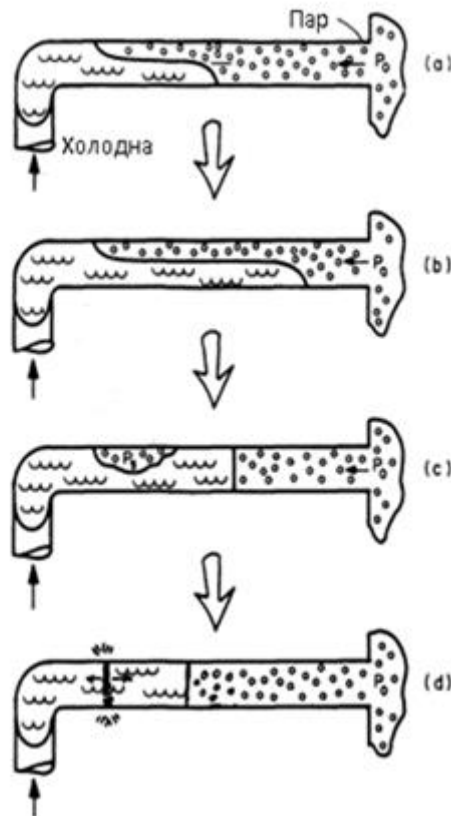


Рис. 1.1. Взаємодія парових бульбашок з водою, що приводить до гідроударів

Згідно [13] є кілька критеріїв, при одночасному досягненні яких можлива поява конденсаційних ГУ при русі стратифікованого пароводяного потоку в горизонтальних трубопроводах. Розглянемо їх:

Першою умовою є досить велика довжина трубопроводу. Виникнення парових бульбашок, здатних спровокувати конденсаційний ГУ, можливо лише при: $L/D > 24$

Де L - довжина трубопроводу, м; D - внутрішній діаметр, м.

Вигини трубопроводу в горизонтальному плані в цьому випадку не враховуються. Враховуються тільки прямі ділянки.

Другою умовою є різниця температури води від температури насичення. Конденсаційний ГУ виникає тоді, коли $(T_s - T) > 20^\circ \text{C}$

Третьою умовою є швидкість води в трубопроводі.

ГУ виникає тоді, коли критерій Фруда:

$$Fr = \frac{V_{ж}}{\sqrt{g \cdot D}} < 1 \quad (1.2)$$

де $V_{ж}$ - швидкість рідини, віднесена до повного перетину трубопроводу, м / с²;

g - прискорення вільного падіння м/с².

Четвертою умовою виникнення конденсаційного ГУ є наявність досить низького об'ємного паровмісту:

$$\varphi < 0,8$$

2) Друга ситуація - це коли холодна вода подається зверху в вертикальний трубопровід, наповнений паром. При малій витраті вода стікає по стінці або плівкою, або струмочком. Однак при збільшенні витрати води можлива поява перехідного режиму, коли утворюються великі парові бульбашки, оточені холодною водою. Їх швидка конденсація може призвести до ГУ. Такий спосіб подачі води небажаний в практиці.

3) Третя ситуація - це коли холодна вода подається в вертикальний трубопровід знизу. Якщо швидкість підйому води невелика, то на поверхні фронту руху води швидко утворюється тонкий шар нагрітої до насичення води, який перешкоджає швидкій конденсації пари. В цьому випадку гідроудар неможливий. При великій витраті води можливе утворення ізолюваних парових бульбашок і їх конденсація.

Виникнення таких ГУ запобігає двома способами [21]:

- приймаються проектні рішення, свідомо виключають утворення ізолюваних парових обсягів в холодній рідині;
- приймається такий регламент експлуатації, який дає той же результат.

У загальному випадку, розрахункове моделювання умов і наслідків конденсаційних ГУ дуже складне. Тому, в основному вирішення цього питання призводять на основі експериментальних досліджень, отриманих при атмосферних тисках (наприклад, [14-16]).

Аналіз відомих підходів моделювання в енергоустаткуванні і елементах трубопровідних систем дозволяє зробити наступні основні висновки:

1. Традиційно використання відоме співвідношення (1.2) для визначення динамічних навантажень при ГУ обґрунтовано для окремого випадку виникнення ГУ при імпульсному гальмуванні однофазного потоку внаслідок різкого збільшення локального (місцевого) гідравлічного опору (наприклад, прискорене закриття клапана арматури). Цей окремий випадок фактично відповідає одному з різновидів аперіодичної гідродинамічної нестійкості однофазних потоків, при якій відбувається стрибкоподібна (або імпульсна) зміна гідродинамічних параметрів (тиску і швидкості).

У разі виникнення коливальної гідродинамічної нестійкості, яка супроводжується високоамплітудними коливаннями значень гідродинамічних параметрів, динамічні навантаження повинні, як мінімум, залежати від амплітудно-частотних характеристик коливальної нестійкості. Співвідношення (1.2) не враховує цих факторів і тому не обґрунтовано для моделюванні динамічних навантажень при ГУ, викликаних коливальною нестійкістю гідродинамічних параметрів.

2. Визначальними параметрами умов виникнення різних видів ГУ є швидкість і час зростання t_n імпульсу тиску:

$$\Delta P_g' = \frac{dP}{dt}(\vec{\Phi}) \quad (1.3)$$

де $\vec{\Phi}$ - набір визначальних чинників різних видів ГУ.

Тоді, максимальне динамічне навантаження при ГУ за час t_n :

$$\Delta P_g = \int_0^{t_n} \frac{dP}{dt} \cdot dt \quad (1.4)$$

При ГУ, викликаних прискоренням закриттям арматури, основними визначальними факторами є швидкість закриття клапана і прискорення гальмування потоку.

При ГУ, викликаних коливальною гідродинамічною нестійкістю, основним визначальним фактором є амплітудно-частотні характеристики коливань гідродинамічних параметрів.

При ГУ, викликаних негомогенністю структури двофазних потоків, основним визначальним фактором є швидкість руху парової фази.

При ГУ, викликаних конденсацією парової фази, основним визначальним фактором є швидкість руху міжфазної межі.

При ГУ, викликаних трансзвуковими режимами одно- і двофазних потоків, основним визначальним фактором є амплітуда «стрибків ущільнення» в зоні досягнення швидкості потоку, швидкості звуку в середовищі потоку.

При резонансних ефектах основним визначальним фактором ГУ є умови збігу власної частоти трубопровідної системи з частотою вимушених збурень.

Зазначені вище визначаючі параметри і фактори відображають основний ефект при різних видах ГУ, який полягає в переході кінетичної енергії гальмування потоку перед обладнанням і / або елементами трубопровідних систем в енергію імпульсу тиску ГУ.

У всіх відомих нам підходах моделювання різних видів ГУ основний ефект переходу кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу тиску ГУ вивчений вкрай недостатньо. Формально цей висновок пов'язаний з тим, що при розрахунковому моделюванні умов виникнення ГУ зазвичай розглядаються тільки рівняння суцільності і руху потоків.

3. У представленій вище відомій класифікації видів ГУ [24] відсутні види ГУ, викликані тепло-гідродинамічною нестійкістю.

Причинами виникнення тепло-гідродинамічної коливальної нестійкості можуть бути: інерційність напірно-видаткової характеристики насосів; інерційність тепло-масообмінних процесів в двофазних потоках; резонансні ефекти і інші визначальні фактори ГУ на енергоустаткування і елементи трубопровідних систем. Причинами аперіодичної тепло-гідродинамічної

нестійкості можуть бути: імпульсне збільшення локального гідравлічного опору; конденсаційні «перегони ущільнення» при трансзвукових режимах течії парорідинних потоків; снарядно-пробкові режими течії двофазних потоків в обладнанні / трубопроводах і інші.

При цьому, необхідно враховувати можливість одночасної або послідовної реалізації різних видів ГУ, викликаних тепло-гідродинамічною нестійкістю. Наприклад, при прискореному закритті відсічної / запірної арматури можуть реалізуватися умови ГУ як при імпульсному збільшенні локального гідравлічного опору, так і «стрибків ущільнення».

В даний час, питання моделювання ГУ, викликаних різними видами тепло-гідродинамічної нестійкості одно- і двофазних потоків вивчені вкрай недостатньо. Необхідно розробляти методичне забезпечення визначення параметрів ГУ, що враховують визначальні чинники виникнення різних видів тепло-гідродинамічної нестійкості. Основний ефект ГУ - перехід кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу тиску ГУ.

Особливо актуальними є питання визначення умов виникнення наслідків ГУ для систем, важливих для безпеки ядерних енергоустановок. Більш «жорсткі вимоги щодо забезпечення ядерної та радіаційної безпеки, що пред'являються до ядерної енергетики, визначають підвищені вимоги до надійності і працездатності обладнання і трубопроводів систем, важливих для безпеки ядерних енергоустановок ЯЕУ. ГУ можуть бути як наслідком порушення безпечної експлуатації, так і вихідними аварійними подіями. Крім того, загальноприйнята в ядерній енергетиці концепція «Течія перед руйнуванням» визначає необхідність враховувати весь спектр навантажень (в т.ч. і ГУ), яким піддається обладнання і трубопроводи в перебігу всього терміну експлуатації для прогнозування зростання дефектів [21]. Як приклад на рис.1.2 представлені кількість зареєстрованих випадків з ГУ, що мали місце на реакторах PWR[17].

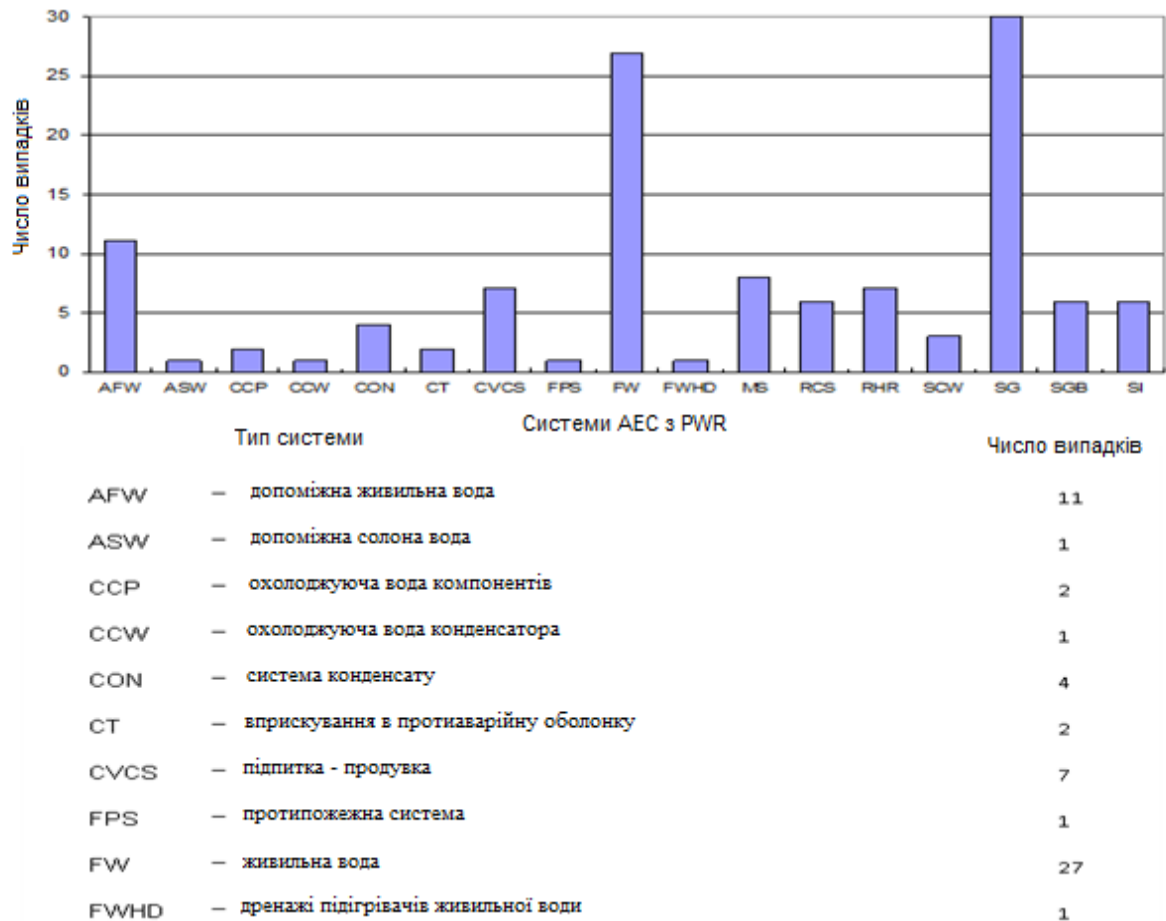


Рис. 1.2. Число випадків з ГУ, що мали місце на реакторах РВР

Як витікає з наведених даних, найбільша кількість ГУ спостерігалася в системі парогенераторної установки (включаючи безпосередньо парогенератор (ПГ); системи основної та допоміжної живильної води ПГ, а також система продувки ПГ). Відносний внесок кількості ГУ в системах парогенераторної установки ВВЕР до загальної їх кількості в системах ЯЕУ становить понад 60%. Є також відомості про вимірювання інтенсивності ГУ в живильному трубопроводі французької АЕС Tihange [18]. Конденсаційні ГУ в живильній лінії відзначалися і на вітчизняних АЕС з горизонтальними ПГ [21].

Проведений в роботі ОКБ «Гідропрес» [21] аналіз можливості виникнення ГУ в 1-му контурі ЯЕУ з реакторами типу ВВЕР показав, що за нормальних умов експлуатації (коли параметри теплоносія першого контуру не виходять за проектні межі) в першому контурі немає умов для виникнення

конденсаційного ГУ. Розглянуті в [21] випадки порушення нормальної експлуатації і аварій зі зниженням тиску показали, що можливість появи конденсаційних ГУ в проектах РУ з ВВЕР-1000 і ВВЕР-1200 виключена. Можливий лише «класичний» ГУ по моделі (1.1) з невеликою інтенсивністю при миттєвому заклинювання ГЦН.

Аналіз наведених вище відомих результатів досвіду експлуатації і моделювання ГУ в обладнанні та трубопроводах ЯЕУ з реакторами під тиском (ВВЕР) дозволяє зробити наступні висновки:

1. Додаткового дослідження вимагає аналіз умов і наслідків ГУ в реакторному контурі, викликаних різними видами тепло-гідродинамічної нестійкості (ТГН) в нормальних умовах і при порушенні нормальних умов експлуатації.

При **нормальних умовах експлуатації** причини виникнення ГУ в реакторному контурі можуть також бути викликані:

- термоакустичною нестійкістю (ТАН) при поверхневому (недогрітому) кипінні теплоносія в активній зоні реактора [23];
- коливальною гідродинамічної нестійкістю теплоносія, пов'язаною з інерційністю напірно-видаткової характеристики головного циркуляційного насоса [8];
- резонансними ефектами в перехідних режимах пуску / зупинка реактора [25] та інші.

Зокрема, виникнення ТАН супроводжується високоамплітудними (до 50% від середнього тиску) і високочастотними (порядка частоти проходження звукової хвилі) коливаннями тиску теплоносія і ГУ, які можуть призводити до пошкодження / викривлення оболонок ТВЕЛ. На основі розробленого в [23] розрахунково-експериментального методу визначення меж областей ТАН встановлено, що термоакустичні коливання можливі в перехідних режимах реактора і при роботі реактора на підвищеній потужності. Виникаючі умови ТАН можна класифікувати як один з видів конденсаційних ГУ.

При порушеннях нормальної експлуатації або аварійних режимах причини виникнення ГУ в реакторному контурі, можуть також бути викликані:

- низькочастотною коливальною гідродинамічною нестійкістю при аваріях з течами реакторного контуру, яка визначається інерційністю тепло-масообмінних процесів в двофазних потоках [24];
- коливальною гідродинамічною нестійкістю, пов'язаною з інерційністю напірно-видаткової характеристики насосів активної частини систем аварійного охолодження реактора [8] і іншими видами тепло-гідродинамічної нестійкості теплоносія.

2. У звітах з аналізу безпеки українських АЕС та ВВЕР при детерменістському моделюванні аварій питання умов і наслідків можливих ГУ не розглядаються. Разом з тим, можливі ГУ можуть бути як вихідною аварійною подією, так наслідком розвитку аварійних процесів з переходом проектних аварій в статус запроектних аварій з множинними відмовами систем, важливих для безпеки.

3. З досвіду експлуатації АЕС з PWR найбільшу кількість зареєстрованих ГУ пов'язано з парогенераторною установкою. Тому, підвищену актуальність щодо обліку можливих ГУ мають аварійні події, пов'язані з парогенераторною установкою. В якості такої узагальнюючої вихідної аварійної події може бути детерменістське моделювання запроектної аварії при межконтурних течіях з множинними відмовами, викликаними ГУ:

- відмова на закриття арматури систем основного поживного підживлення парогенератора (ПГ) внаслідок ГУ, викликаних інерційністю напірно-видаткової характеристики насосів і / або прискореним закриттям клапаном арматури;
- відмова системи аварійного підживлення ПГ, внаслідок ГУ викликаного інерційністю напірно-видаткової характеристики аварійних насосів;

- відмова швидкодіючого запірно-відсичного клапана (ШЗВК) внаслідок ГУ, викликаних прискореним закриттям клапана і / або «стрибками ущільнення» при аварійному переповненні ПГ [1].

1.3. Аналіз застосовності результатів експериментальних досліджень гідродинаміки до насосних систем енергоустановок.

Підвищення надійності насосного обладнання є актуальним питанням як для забезпечення безпеки, так і ефективності експлуатації теплових і ядерних енергоустановок за такими основними причинами:

- Насоси є складовими елементами систем циркуляції теплоносія на ТЕС, а також в реакторному і в другому контурах активної частини систем аварійного охолодження ядерного реактора; систем аварійного підживлення парогенераторів і інших систем, важливих для безпеки ядерних енергоустановок;
- Критичні по працездатності відмови насосного обладнання, викликані недостатньою їхньою надійністю, порушують основні технологічні процеси виробництва електроенергії і знижують ефективність експлуатації теплових і ядерних енергоустановок.
- Забезпечення надійності насосів істотно визначає їх фактичний ресурс експлуатації, а також можливість продовження експлуатації в умовах запроектних ресурсу. Обґрунтованість можливості продовження експлуатації систем обладнання в умовах запроектних ресурсу є високоефективним заходом для теплових і ядерних установок [12].

Численні розрахункові та експериментальні дослідження (наприклад [13-18] та інші) визначили основні причини зниження надійності при експлуатації насосів теплових і ядерних енергоустановок:

- виникнення тепло-гідродинамічної нестійкості в трубопровідних системах в умовах високоамплітудних коливань тиску і швидкості потоку призводить до критичних (по надійності) гідроударів на робочі елементи насосів;

- інтенсивні процеси кавітації, викликані порушенням проектних умов експлуатації;
- погіршення характеристик міцності властивостей металу корпусів і робочих елементів насосів, викликане порушеннями проектних умов експлуатації;
- збільшення зносу робочих елементів насосів, викликаного надмірними по ефективності випробуваннями працездатності;
- недостатня кількість проведення технічного обслуговування і ремонту та інші.

Безсумнівний інтерес представляють останні результати експериментальних досліджень авторів [19, 20], присвячені аналізу причин виникнення тепло-гідродинамічної нестійкості в трубопровідних системах з поршневыми насосами і підходам їх запобігання. Для підвищення надійності насосів автори [19, 20] пропонують установку вдосконалених демпфуючих пристроїв на напірній ділянці трубопровідної магістралі для зниження амплітуд тиску, а також захисний пристрій на входній ділянці насоса для аварійної його ізоляції.

Однак, щодо результатів експериментальних досліджень [19, 20] можна зробити кілька коментарів із зауваженнями:

1) Фактично відсутнє експериментальне підтвердження ефективності пропонованих демпфуючих пристроїв по зниженню коливань тиску потоку в підвідній ділянці трубопроводу, де і безпосередньо і формуються умови критичних гідроударів на робочі елементи.

2) Запропонований пристрій захисту насоса може бути ефективним тільки в стаціонарних сталих режимах експлуатації. У перехідних режимах або при істотних коливаннях гідродинамічних параметрів можуть відбуватися «помилкові» спрацьовування захисту на ізоляцію насоса. При цьому, саме по собі пристрій захисту не запобігає безпосереднім причинам виникнення критичних умов для працездатності насоса, а в певних умовах їм сприяє:

- а) При частковому закритті штока захисного пристрою збільшується місцевий гідравлічний опір і перепад тиску на захист, а падіння тиску на вході в насос інтенсифікує процеси кавітації і відповідно сприяє відмові по працездатності.
- б) Взаємодія регулюючої характеристики захисного пристрою і напірно-видаєткової (мережевої) характеристики насоса може при певних умовах призвести до збільшення амплітуд коливань гідродинамічних параметрів, викликаних інерційністю характеристик насоса і захисту.
- в) Відсутні необхідні обґрунтування можливості застосування отриманих результатів експериментальних досліджень для реальних умов експлуатації теплових і ядерних енергоустановок.

Необхідні обґрунтування можливості застосування отриманих результатів експериментів для реальних систем, можуть бути отримані на основі критеріїв гідродинамічної подібності в реальних і експериментальних умовах [2].

1.4. Критерії та умови гідродинамічної подоби експериментальних стендів і реальних насосних систем енергоустановок.

Розглядається характерна (типова) для теплових і ядерних енергоустановок трубопровідна система теплотехнічного обладнання (рис. 3). Умовно трубопровідна магістраль розділена на лінії подачі й напірну магістралі довжиною відповідно L_1 і L_2 .

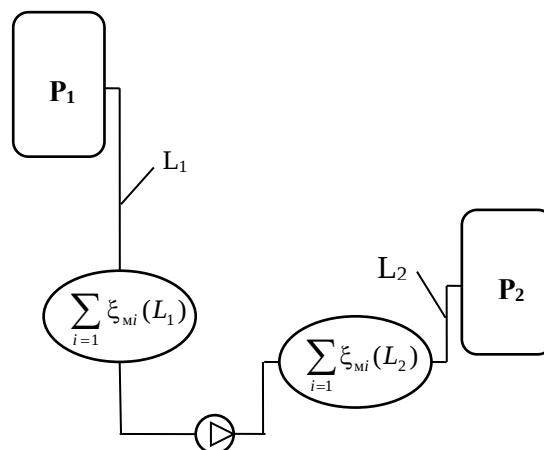


Рис. 1.3. Типова трубопровідна система теплотехнічного обладнання

При припущеннях нестисловості рідини і ізотермичності процесів рівняння руху потоку в даній трубопровідній системі та поточної зміни гідродинамічного напору насоса:

$$\rho L \frac{dv}{dt} = \Delta P_{\text{н}}(v) + P_1 - P_2 - \Delta P_1(v) - \Delta P_2(v), \quad (1.5)$$

$$\Delta P_{\text{н}} = \Delta P_{\text{нм}} + \int_0^t f'(v) \frac{dv}{d\tau} d\tau + f'_p \cdot t \quad (1.6)$$

при початкових умовах

$$v(t=0) = 0 \quad (1.7)$$

$$\Delta P_{\text{н}}(t=0) = \Delta P_{\text{нм}} \quad (1.8)$$

де ρ - щільність середовища потоку; L - довжина трубопровідної магістралі; $\Delta P_{\text{нм}}$ - максимально можливий гідродинамічний напір насоса, який визначається його технічними характеристиками; t - поточний час; v - середня швидкість потоку; f - поточна чутливість видаткової характеристики насоса; P_1, P_2 - статичний тиск в об'єктах джерела і споживання відповідно (див. рис. 1.3).

Гідродинамічний опір на лінії L_1 і напірної L_2 магістралі:

$$\Delta D_1 = \left[\xi_{\text{тр}} \frac{L_1}{D} + \sum_{i=1} \xi_{\text{мі}}(L_1) \right] \rho v^2 - \rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign}[v_j(L_1)] \quad (1.9)$$

$$\Delta D_2 = \left[\xi_{\text{тр}} \frac{L_2}{D} + \sum_{i=1} \xi_{\text{мі}}(L_2) \right] \rho v^2 - \rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign}[v_j(L_2)] \quad (1.10)$$

де $\xi_{\text{тр}}, \xi_{\text{мі}}$ - коефіцієнт транспортних і місцевих гідродинамічних втрат на магістралях відповідно; D - діаметр прохідного перетину трубопроводів; g - прискорення сили тяжіння; h_j - висота вертикальних ділянок трубопровідної системи;

$$\text{sign}(v) = \begin{cases} 1, & \text{для опускних течій;} \\ -1, & \text{для підйомних течій.} \end{cases}$$

Видаткова (мережева) характеристика залежності гідродинамічного напору насоса $\Delta P_{\text{н}}$ від масової витрати G або середньої швидкості потоку в трубопровідній системі v :

$$\Delta E_H = f(G); \Delta E_H = f(v) \quad (1.11)$$

Чутливість видаткової (мережевий) характеристики до змін витрати / швидкості потоку:

$$f' = \frac{d\Delta P_H}{dG} \text{ или } f' = \frac{d\Delta P_H}{dv}. \quad (1.12)$$

Для напірних насосів проектна чутливість видаткової (мережевий) характеристики:

$$f'(G, v) \leq 0. \quad (1.13)$$

Демпфуюча характеристика гасильних пристроїв (f'_p), яка визначається його конструкцією, відображає здатність регулювання амплітуд коливання тиску на вході в насос.

Для приведення рівнянь (1.5) - (1.8) в критеріальну форму, введемо безрозмірні параметри:

$$\vec{v} = \frac{v}{v_M}; \quad \vec{t} = \frac{t}{t_M}; \quad \overline{\Delta P} = \frac{\Delta P}{P_M}; \quad \vec{f}_v = \frac{f'_v}{f'_{Mv}}; \quad \vec{f}_p = \frac{f'_p}{f'_{Mp}},$$

де індекси «М» відображають масштаби зміни параметрів.

В якості масштабів зміни тиску може бути сумарний гідравлічний перепад тиску в трубопровідній магістралі (ΔP_Γ)

$$\Delta P_M = \Delta P_\Gamma = P_2 + \Delta P_1 + \Delta P_2 - P_1$$

В якості масштабу може бути середня швидкість потоку при максимальній пропускній здатності системи:

$$v_M = v_M(P_2 \rightarrow 0)$$

Тоді, рівняння (1.5) - (1.8) в критеріальною формі мають вигляд:

$$\vec{K}_0 \frac{d\vec{v}}{d\vec{t}} = \vec{K}_1 - 1 + \vec{K}_2 \cdot \int_0^{\vec{t}} \vec{f}_v \cdot \frac{d\vec{v}}{d\vec{\tau}} \cdot d\vec{\tau} + \vec{K}_3 \cdot \vec{f}_p \cdot \vec{t}$$

$$\text{При } \vec{v}(\vec{t} = 0) = 0 \quad (1.14)$$

де критерії гідродинамічної подібності:

$$\vec{K}_0 = \frac{qL \cdot v_M}{\Delta P_\Gamma \cdot t_M}; \quad \vec{K}_1 = \frac{\Delta P_{HM}}{\Delta P_\Gamma}; \quad \vec{K}_2 = \frac{f'_{Mv} \cdot v_M}{\Delta P_\Gamma}; \quad \vec{K}_3 = \frac{f'_{MP} \cdot t_M}{\Delta P_\Gamma}$$

Тимчасовий масштаб t_M впливає з умови $\vec{K}_0 = 1$:

$$t_M \frac{qL v_M}{\Delta P_\Gamma}$$

Масштаби мережевої і демпфуючої характеристики відповідно:

$$f'_{Mv} = f'_v(t=0); \quad f'_{MP} = \frac{\Delta P_\Gamma}{\Delta t_c},$$

де Δt_c - період основної гармоніки власних коливань трубопровідної системи [4,9].

Тоді, остаточно умови гідродинамічної подібності експериментальних установок і натурних насосних систем теплових і ядерних енергоустановок:

$$\vec{K}_1 = \frac{\Delta P_{HM}}{\Delta P_\Gamma} \equiv idem \quad (1.15)$$

$$\vec{K}_2 = \frac{f'_v(t=0) \cdot v_M}{\Delta P_\Gamma} \equiv idem \quad (1.16)$$

$$\vec{K}_3 = \frac{qL \cdot v_M}{\Delta P_\Gamma \cdot \Delta t_c} \equiv idem \quad (1.17)$$

1.5. Висновки до розділу 1

1. Проведений оглядовий аналіз відомих підходів моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів на обладнання та елементи трубопровідних систем, важливих для безпеки енергоустановок в нормальних умовах експлуатації, при порушеннях нормальних умов і в аварійних режимах, визначив необхідність удосконалення і розробки методів моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів внаслідок різних видів тепло-гідродинамічної нестійкості одно- і двофазних потоків: коливальної нестійкості внаслідок інерційності напірно-видаткової характеристики насосів і тепло-масообмінних процесів в двофазних потоках; аперіодичної нестійкості внаслідок імпульсного збільшення локального

гідравлічного опору і трансзвукових режимів течії одно- і двофазних потоків, а також інших видів тепло-гідродинамічної нестійкості.

2. При моделюванні умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів необхідно враховувати, що основним визначальним параметром гідроударів є швидкість зростання імпульсу тиску при переході кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу гідроудару. При цьому, також необхідно враховувати можливість одночасної або послідовної реалізації різних видів гідродинамічних ударів.

3. При моделюванні і аналізі аварій на енергоустановках необхідно враховувати можливість виникнення гідродинамічних ударів і як вихідну аварійну подію, і як наслідок розвитку аварійних процесів з переходом проектних аварій в статус запроектних аварій з множинними відмовами. Аналіз досвіду експлуатації за статистикою зареєстрованих гідродинамічних ударів визначає пріоритетність моделювання та аналізу запроектної аварії з межконтурними течіями в парогенераторах ядерних енергетичних установок з урахуванням різних видів гідродинамічних ударів внаслідок тепло-гідродинамічної нестійкості.

4. Застосування результатів експериментальних досліджень гідродинаміки трубопровідних систем з насосами до реальних систем теплових і ядерних установок обґрунтовано при умовах гідродинамічної подібності критеріїв.

5. Проведений на основі розроблених критеріїв подібності аналіз представлених в роботі умов проведення експериментів на стендах насосних систем визначив їх невідповідність за критеріями гідродинамічної подібності реальним умовам основних насосних систем енергоустановок.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ТРАДИЦІЙНОГО МЕТОДУ МОДЕЛЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ СИСТЕМ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ЕНЕРГОУСТАНОВОК

2.1. Аналіз традиційних методів моделювання надійності обладнання енергоустановок.

2.1.1. Імовірнісні показники надійності теплотехнічного обладнання активних систем безпеки

Вибір номенклатури і розрахунок показників надійності виконувався для груп обладнання на підставі зібраних специфічних даних за напрацюваннями та відмов обладнання.

Номенклатура показників надійності визначалася виходячи з можливості відновлення устаткування і режимів роботи. При цьому для періодично випробуваного обладнання при виборі номенклатури показників надійності приймалися такі припущення:

- після випробування, характеристики обладнання повинні відповідати характеристикам нового;
- при виникненні відмов обладнання в період між випробуваннями, час відновлення обладнання дуже малий в порівнянні з часом між випробуваннями.

При розрахунку показників надійності обладнання приймалися допущення, визначені в [33]. Розрахунки проводилися декількома методами, описаними нижче.

Перший метод - розрахунок показників надійності за специфічними даними:

1) для обладнання з відмовами "невиконання функції", "відмова в роботі", "відмова на зміну положення", "відмова на збереження положення",

"помилкова робота", "засмічення", "течія", "розрив" розраховувалися значення інтенсивності відмов і фактора помилки за формулами:

$$\lambda = \frac{1}{T_{cp}} \quad (2.1)$$

нижня межа довірчого інтервалу:

$$\lambda_H = \frac{\chi_{0,05}^2(2n)}{2T} \quad (2.2)$$

верхня межа довірчого інтервалу:

$$\lambda_B = \frac{\chi_{0,95}^2(2n)}{2T} \quad (2.3)$$

фактор помилки:

$$f_\lambda = \sqrt{\frac{\lambda_B}{\lambda_H}} \quad (2.4)$$

де $T_{пор.}$ - середнє напрацювання до відмови;

T - сумарне напрацювання;

n - кількість відмов;

$\chi_{0,05}$ - мин. значення довірчого інтервалу

$\chi_{0,95}$ - макс. значення довірчого інтервалу

2) для обладнання з відмовами "відмова на запуск", "відмова на відкриття", "відмова на включення", "відмова на закриття", "відмова на відключення" розраховувалися значення ймовірності відмови на вимогу і фактор помилки за формулами:

ймовірність відмови на вимогу:

$$P_{TP} = \frac{n_1}{m} \quad (2.5)$$

нижня межа довірчого інтервалу:

$$P_H = \frac{n_1}{n_1 + (m - n_1 + 1) F_{0,95}[2m - 2n_1 + 2, 2m]} \quad (2.6)$$

верхня межа довірчого інтервалу:

$$P_B = \frac{(n_1+1)F_{0,95}[2n_1+2,2m-2n_1]}{(m-n_1)+(n_1+1)F_{0,95}[2n_1+2,2m-2n_1]} \quad (2.7)$$

фактор помилки:

$$f_p = \sqrt{\frac{P_B}{P_H}} \quad (2.8)$$

де m - сумарна кількість вимог;

n_1 - кількість відмов.

Другий метод - розрахунок показників надійності з використанням узагальнених даних по напрацюванням і відмовам обладнання.

У випадках, коли специфічних даних про напрацюванням і відмовам устаткування недостатньо, використовувалися узагальнені дані. Розрахунки проводилися методом Байеса шляхом комбінування специфічних і узагальнених даних за формулами:

1) для апостеріорного значення інтенсивності відмов:

$$\lambda = \frac{2(N+n)+1}{2(T+t)} \quad (2.9)$$

нижня межа довірчого інтервалу:

$$\lambda_H = \frac{\chi_{0,05}^2(2(N+n)+1)}{2(T+t)} \quad (2.10)$$

верхня межа довірчого інтервалу:

$$\lambda_B = \frac{\chi_{0,95}^2(2(N+n)+1)}{2(T+t)} \quad (2.11)$$

фактор помилки:

$$f_\lambda = \sqrt{\frac{\lambda_B}{\lambda_H}} \quad (2.12)$$

де n - кількість відмов, визначене за специфічним даними;

N - кількість відмов, визначене за узагальненими даними;

T - сумарний наробіток, певна за специфічними даними;

t - сумарне напрацювання, визначена за узагальненими даними.

2) для апостеріорного значення ймовірності відмови на вимогу:

$$P_o = \frac{2(n_1 + N) + 1}{2(m + M + 1)} \quad (2.13)$$

нижня межа довірчого інтервалу:

$$P_H = \frac{N_0}{N_0 + (2M_0 - 2N_0) F_{0,95}[2N_0; 2M_0 - 2N_0]} \quad (2.14)$$

верхня межа довірчого інтервалу:

$$P_B = \frac{N_0 F_{0,95}[2N_0; 2M_0 - 2N_0]}{(2M_0 - 2N_0) + N_0 F_{0,95}[2N_0; 2M_0 - 2N_0]} \quad (2.15)$$

фактор помилки:

$$f_p = \sqrt{\frac{P_B}{P_H}} \quad (2.16)$$

де n_1 - кількість відмов, визначене за специфічним даними;

N - кількість відмов, визначене за узагальненими даними;

m - сумарна кількість вимог, визначене за специфічним даними;

M - сумарна кількість відмов, визначене за узагальненими даними;

N_0 - сумарна кількість відмов для всієї вибірки;

M_0 - сумарна кількість вимог для всієї вибірки.

Третій метод - розрахунок показників надійності з використанням узагальнених даних по напрацюванням і розрахованим значенням показників надійності.

Для обладнання, по якому немає специфічних і узагальнених даних про відмови обладнання, але є дані по напрацюванням і розраховані значення показників надійності (узагальнені дані), використовувалася програма BAYESIAN. При цьому було зроблено припущення про те, що фактор помилки $EF = 10$, так як в більшості використаних узагальнених даних є тільки середні значення показника надійності і немає розрахованих значень в 95% і 5% точках довірчого інтервалу.

Четвертий метод застосовувався для розрахунків показників надійності обладнання, для якого немає специфічних даних по відмовах обладнання, а також немає узагальнених даних. Даний метод ґрунтується на використанні неінформативно розподілу, формула якого для випадку експоненціального розподілу має такий вигляд:

$$\lambda = \frac{n + 0,5}{T} \quad (2.17)$$

де n - кількість відмов протягом напрацювання T .

Для біноміального розподілу записується як:

$$P = \frac{n + 0,5}{m + 1} \quad (2.18)$$

де n - кількість відмов;

m - кількість вимог на спрацювання.

Верхня і нижня межі довірчого інтервалу для інтенсивності відмов розраховувалися за формулами (2.10) і (2.11); ймовірності відмови на вимогу за формулами (2.14) і (2.15).

Значення фактора помилки для інтенсивності відмов і ймовірності відмови на вимогу розраховувалися за формулами (2.12) і (2.16), відповідно.

Тип розподілу для розрахунку показників надійності вибирався, виходячи з таких міркувань:

1) для обладнання, у якого напрацювання виражено в годинах і є специфічні дані по відмовам і напрацюванням, був прийнятий експоненціальний розподіл;

2) для обладнання, у якого напрацювання виражено у вимогах (дискретні значення) і є специфічні дані по відмовам і напрацюванням, було прийнято біноміальний розподіл;

3) для обладнання, по якому недостатньо специфічних даних по напрацюванням і відмовам, виконувалася байєсівська оцінка. В цьому випадку, для обладнання, у якого напрацювання виражено в годинах

априорним був прийнятий неінформативний розподіл, апостеріорним - гамма розподіл. Для розрахунку показників надійності обладнання, у якого напрацювання виражено в вимогах на спрацьовування, априорним розподілом був прийнятий також неінформативний розподіл, апостеріорним - β розподіл.

4) для обладнання, за яким немає специфічних і узагальнених даних по відмовам устаткування, але є значення показників надійності, взяті з узагальнених даних, застосовувався логарифмічно-нормальний розподіл як априорний і дискретний розподіл як апостеріорний;

5) для обладнання, за яким відсутні специфічні і узагальнені дані по відмовах обладнання, застосовувався неінформативний розподіл в якості априорного. Апостеріорними розподілами були прийняті гамма розподіл і β -розподіл.

Результати імовірнісних значень показників надійності теплотехнічного обладнання системи аварійного та планового розхолодження, системи аварійного охолодження високого тиску, системи аварійної живильної води наведені в таблиці 2. 3, з яких слідує, що найбільша ймовірність для відмов припадає на запуск насосів і на відкриття арматури [10].

Проаналізувавши вище приведені традиційні методи моделювання надійності обладнання енергоустановок була виявлена доцільність розвитку детерміністських методів оцінки надійності та безпеки обладнання енергоустановок з урахуванням умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в системах теплоенергетичного обладнання енергоустановок.

2.2. Технічні і конструкційні характеристики активних систем безпеки

2.2.1. Система аварійного і планового розхолодження 1 контуру (TQ 12)

Система аварійного охолодження активної зони низького тиску (активна частина) призначена для аварійного розхолодження активної зони реактора і подальшого тривалого відводу залишкових тепловиділень від активної зони при аваріях, пов'язаних з розущільненням 1 контуру, включаючи розрив трубопроводів головного циркуляційного контуру (ГЦК) Ду850 повним перетином з безперешкодним двостороннім витіканням теплоносія.

Система аварійного охолодження активної зони низького тиску (активна частина) призначена для:

- планового розхолодження 1-го контуру із заданою швидкістю під час зупинки реакторної установки і відведення залишкових тепловиділень активної зони при проведенні ремонтів і перевантаженні активної зони;
- відведення залишкових тепловиділень активної зони при проведенні ремонтних робіт на обладнанні реакторної установки зі зниженням рівня теплоносія в реакторі до осі холодних патрубків без вивантаження активної зони.

При розробці системи аварійного охолодження активної зони низького тиску реактора типу ВВЕР-1000 були враховані наступні основні вимоги:

- кількість незалежних каналів (3 шт.) обрано виходячи з того, що при будь-якій проектній вихідній події і залежних від неї відмов одного каналу, а також додаткових відмовах ще одного каналу, третій канал, що залишився, повинен забезпечити аварійний відвід тепла від реактора без порушення проектних меж;

- у всіх ситуаціях забезпечити витрату охолоджуючої води **250÷300** м³/ год при тиску в 1-му контурі **21** кгс / см² і **700÷750** м³/ год при тиску в 1-му контурі **1** кгс / см²;
- забезпечити подачу води в аварійних ситуаціях не пізніше, ніж через **35÷40** сек, з моменту досягнення тиску в 1-му контурі **21** кгс / см²;
- система повинна працювати як під час аварійних ситуацій, так і в післяаварійний період (протягом усього періоду перебування палива в активній зоні);
- у всіх ситуаціях забезпечити розігрів активної зони не вище допустимих температур;
- забезпечити подачу в 1-й контур борного розчину з концентрацією не менше **16** г / дм³;
- температура води, що подається в контур не нижче **20°C**;
- система повинна мати можливість періодичного випробування і випробування в складі каналу систем безпеки, а також випробування окремих її вузлів і елементів, не порушуючи умов нормальної експлуатації і не втрачаючи своїх функціональних властивостей;
- система повинна мати можливість короткочасного виведення в ремонт її елементів в складі одного каналу при роботі реактора на потужності;
- система є системою, важливою для безпеки і відноситься до захисних систем безпеки; обладнання, арматура і деталі трубопроводів відносяться до 1-ї категорії сейсмостійкості;
- система поєднує функції пристрою нормальної експлуатації та захисного пристрою. Як захисна система безпеки система забезпечує відведення тепла від активної зони при розгерметизації ГЦК, як пристрій нормальної експлуатації забезпечує відведення тепла від активної зони в режимі планового розхолодження.

Критерієм виконання системою своїх функцій є забезпечення зазначених вище вимог.

Розрахункові характеристики міцності системи:

усмоктувальні трубопроводи:

а) $P_p = 21,5 \text{ кг / см}^2$

б) $T_p = 150 \text{ }^\circ\text{C}$;

напірні трубопроводи:

а) $P_p = 50 \text{ кг / см}^2$

б) $T_p = 150 \text{ }^\circ\text{C}$.

Система складається з трьох незалежних каналів (див. Додатки рис. 1) аварійного охолодження активної зони, кожен з яких здатний виконати запропоновані їм вимоги.

Кожен з каналів включає в себе:

- насос аварійного розхолодження;
- теплообмінник аварійного розхолодження (ТАР);
- трубопроводи і арматуру.

Бак аварійного запасу бору (бак-прямок) TQ10,20,30B01 є загальним для всіх трьох каналів.

Система має також загальне для трьох каналів обладнання - трубопровід планового розхолодження і ремонтного розхолодження з встановленою на ньому арматурою та врізаними в нього допоміжними трубопроводами (дренажі, воздушники).

Всі три канали системи (див. Додатки рис. 3, 4) забезпечують подачу борованої води **на** і **під** активну зону реактора. У режимі ремонтного розхолодження вода подається **на** активну зону. Другий і третій канал підключаються до магістралей подачі борованої води від гідроємностей САОЗ, а перший канал до «холодної» і «гарячої» ниткам першої циркуляційної петлі.

На напірній лінії насоса аварійного розхолодження встановлюється оперативна арматура, зворотні клапани, а також нормально відкрита арматура, які забезпечують необхідні напрямки руху середовища в режимах аварійного та планового розхолодження.

Встановлені послідовно на напорі насосів зворотні клапани і дві арматури з дренажем TQ12,22,32S05 між ними забезпечують надійне відсікання високого тиску від низького.

Всмоктуючим трубопроводом система підключається до баку-приямку герметичної оболонки, а також до холодної і гарячої нитки четвертої петлі ГЦК (лінія планового і ремонтного розхолодження).

В аварійній ситуації з розгерметизацією 1-го контуру система підключена до баку-приямку ГО, у всіх інших випадках забір води проводиться з ГЦК.

При тиску в 1-му контурі вище **15** кг / см², система надійно відключається від ГЦК поруч запірної арматури (TQ40S01,02,03,04,05), яка знаходиться в закритому положенні з розібраними електричними схемами управління. Арматура на приєднанні системи до приямку герметичної оболонки (TQ10,20,30S01) в цьому режимі відкрита. У режимі планового розхолодження (тиск в 1-му контурі менш **15** кг / см²) арматура на зв'язку системи з ГЦК відкривається, а арматура на зв'язку системи з приямком герметичної оболонки закривається.

Таким чином, поєднання функцій пристрою нормальної експлуатації та захисного пристрою не знижує рівня безпеки АЕС, так як система, незалежно від режиму, працює в тій же технологічній послідовності, з використанням тих же механізмів і обладнання, потоки середовища не змінюють свого напрямку. Перемикання арматури виробляються при практично расхолодженному блоці.

Для захисту обладнання всмоктувальних трубопроводів системи поза герметичною частиною від перевищення тиску на лінії (колекторі) планового розхолодження (TQ40) в герметичній частині встановлені запобіжні клапани TQ40S07,08 (S08, S09).

Насос аварійного розхолодження має дві лінії рециркуляції - так звану «малу» рециркуляцію (через шайбу TQ12 (22,32) E10, коли насос замкнутий сам на себе - для виключення його роботи в безвитратному

режимі) і «велика» рециркуляція, що забезпечує випробування насоса і його роботу в різних режимах. На напорі насосів аварійного розхолодження встановлені дросельні шайби (TQ12,22,32E01), що забезпечують стійку роботу агрегатів при повністю разуцільному 1 контурі.

У герметичній частині трубопроводу рециркуляції на бак-прямок від TQ32D01 підключений до лінії перемішування розчину бору в баку-прямку, яка призначається для недопущення розшарування розчину на борну кислоту і дистилат. Лінія перемішування усередині бака-пряма - це роздатковий колектор, до якого приєднана лінія «великої» рециркуляції від насоса TQ32D01. Колектор являє собою трубопровід з рівномірно розташованими відтворами, він розміщений на дні бака і повторює його конфігурацію в плані. Лінії рециркуляції від TQ12,22D01 до колектора перемішування не підключені.

Лінії планового і ремонтного розхолодження врізані, відповідно, в «гарячу» і «холодну» нитки. Лінія ремонтного розхолодження призначена для відводу залишкових тепловиділень при знятій кришці реактора і рівні в реакторі по осі холодних патрубків.

Розглянемо призначення дросельних шайб на цих лініях:

- TQ12 (22, 32) **E01**: для обмеження витрати насоса TQ12 (22, 32) D01 в робочій частині характеристики насоса при роботі на разуцільний 1 контур (**800** м³/ год);
- TQ12 (22, 32) **E02**: для обмеження витрати насоса TQ12 (22, 32) D01 в робочій частині характеристики насоса при його роботі в режимі розігріву контура розхолодження (**250** м³/ год);
- TQ12 (22, 32) **E03**: для дроселювання можливих протікань з 1 контуру на ділянках між арматурою TQ12S04 і TQ12S06, 07 в 1-му каналі і між арматурою TQ22,32S04 і TQ22,32S06, 10 відповідно у 2-му і 3-му каналах (**0,4**м³/ год);

- TQ22 (32) **E04, 06** : для вирівнювання витрат, що подаються насосом TQ22 (32) D01 «на А.З.» і «під А.З.» при роботі на 1-й контур (**400 м³/год**);
- TQ12E **06 ÷ 09** (TQ22, 32E05,07,08): для обмеження витрати по лінії байпаса ОК при їх випробуванні на щільність (**0,2 м³/ год**);
- TQ12 (22,32) **E10** : для виключення роботи насосів в безвитратному режимі (**16,5 м³/ ч**);
- TQ40 **E01**: для дроселювання протікання 1 контуру між арматурою TQ40S01,02,05 і TQ40S03,04,10 (**0,4м³/ год**).

Лінії планового і ремонтного розхолодження об'єднуються в один колектор TQ40, на якому встановлені запобіжні клапани TQ40S07,08 (S08, S09) і який розгалужується на всмоктувальні лінії до насосів аварійного розхолодження. На цих лініях перед теплообмінниками САОЗ є регулятори (TQ41,42,43S03.) Також на лінії TQ40 від дренажу в систему ТУ TQ40S06 (між арматурою поділу високого тиску від низького) виконана лінія, так званого «ненаголошеного розхолодження» (з арматурою TQ40S10), призначеної для прогріву трубопроводів перед підключенням насосів до першого контуру.

Відведення тепла від 1-го контуру (див. Додатки рис. 2) здійснюється за допомогою теплообмінника САОЗ, в якому тепло від води 1-го контуру передається технічній воді відповідальних споживачів. Технічна вода відповідальних споживачів подається з бризкального басейна насосами (розташованими на РДЕС) відповідальних споживачів в теплообмінник САОЗ, де вона нагрівається і знову надходить до бризкальних басейнів. Охолоджуюча вода до теплообмінника САОЗ подається безперервно з постійною витратою. Теплообмінник САОЗ має байпас від лінії планового і ремонтного розхолодження. На байпасі також встановлено регулюючий клапан (TQ41,42,43S04).

Обидва регулюючі клапани призначені для регулювання швидкості розхолодження 1-го контуру. Теплообмінник (ТОАР) призначений для

аварійного і планового розхолодження 1-го контуру і відведення залишкових тепловиділень від активної зони. Теплоносій надходить в міжтрубний простір з бака-прямки в разі аварії, а з колектора TQ40 - в разі планового або ремонтного розхолодження. Охолоджується технічною водою групи «А», яка рухається по трубках протитечією по відношенню до теплоносія. По вхідній магістралі насос аварійного розхолодження, наприклад TQ12, об'єднаний з насосами спринклерної системи (TQ11) і системи вприскування бору високого тиску (TQ13).

Енергопостачання оперативної арматури і приводів насосів аварійного розхолодження здійснюється від робочих трансформаторів власних потреб або від резервного живлення від енергосистеми, а в разі знеструмлення - від РДЕС.

Бак-прямок систем безпеки є складовою частиною полу герметичної оболонки. Він заповнений розчином бору з концентрацією **16÷20** г / дм³. Верхня частина бака утворена перекриттям, сполученим з баком трьома незалежними зливними пристроями (колодязями) площею перетину **1,0** м² кожне. Згадане перекриття є нижньою оцінкою герметичного обсягу оболонки, з якої, шляхом організації ухилів, передбачається злив води, що поступає в бак-прямок.

При виборі обсягу бака-прямки враховувалися наступні безповоротні втрати води, яка подається в об'єм герметичної оболонки аварійними насосами:

- втрати води, що витрачається на заповнення трубопроводів аварійних систем,
- втрати води, що утворює плівку на стінах приміщень,
- втрати води, що йде на випаровування,
- втрати води, що потрапляє в не дреновані обсяги. Ці втрати зводяться до мінімуму шляхом організації ухилів і зливних отворів на всіх плоских поверхнях (підлоги на різних відмітках), переливних отворів між приміщеннями і т.п.

Подача води з бака на вхід насосів систем безпеки здійснюється по трьом незалежним вхідним трубопроводам Ду600, підключеним до нижньої частини бака в обстрійці РВ (пом. А-123/1+3).

Сумарний обсяг зазначених втрат становить приблизно **300** м³. Води, що залишилася вистачає для утворення в баку-прямку досить високого рівня (**0,7÷0,8** м), необхідного для запобігання утворенню воронки і захоплення повітря на вході насоса, а також для створення необхідного підпору на вході аварійних насосів, що підтверджується досвідом пусконаладжувальних робіт на ЗАЕС.

Таблиця 2.1. - Технічні дані бака аварійного запасу бору.

Найменування параметру	Величина	Одиниці виміру
Обсяг повний	707	м ³
Обсяг робочий	500	м ³
Концентрація борної кислоти	16÷20	г/дм ³
Номінальний рівень	600	См
Кількість зливних пристроїв	3	шт.
Площа зливних пристроїв	1×3	м ²
Кількість рядів фільтруючих сіток	6	шт.
Розмір осередків 1 ряду в світлі	10	Мм
Розмір осередків 2÷6 рядів в світлі	0,7	Мм

Таблиця 2.2 - Технічні дані бака аварійного і планового розхолодження.

Параметр	Одиниці виміру	Величина на режимі			
		Аварійне розхолодження		Планове розхолодження	
		трубне	міжтрубне	Трубне	міжтрубне
Середа		тех./ вода	H ₃ BO ₃	тех./ вода	H ₃ BO ₃
Витрата	м ³ / год	3000	750	3000	750
Тиск (раб.)	кгс / см ²	5	21	5	21
Тиск (г/і)	кгс / см ²	8	29	8	29
Температура (вхід)	°C	40	150	5÷40	5÷150
Температура (вихід)	°C	70,5	90	-	90
Поверхня теплообміну	м ²	-	935	-	935
Обсяг	м ³	9,3	10,5	9,3	10,5

Агрегат електронасосний центробіжний аварійного розхолодження ЦНР 800-230 призначений для розхолодження активної зони реактора при аварійних режимах, а також в режимі планового або ремонтного розхолодження. Технічні дані насоса аварійного і планового розхолодження наведені в таблиці 2.3.

В умовному позначенні агрегату ЦНР 800-230 цифри і букви позначають:

- ЦНР - насос центробіжний, аварійного розхолодження;
- 800 - подача, м³/ год;
- 230 - напір, м.

Тиск на входах і напорі насосів крім БЦУ можна ще контролювати за манометрами в приміщеннях А-036 /_{1,2,3}.

Принцип роботи насоса полягає в перетворенні механічної енергії приводного електродвигуна в гідравлічну енергію переміщуваної насосом рідини. Перетворення механічної енергії в гідравлічну проводиться обертовими колесами, забезпеченими lopастями.

Насос аварійного і планового розхолодження TQ12,22,32D01, відцентровий, горизонтальний, одноступінчатий з робочим колесом двостороннього входу, тип - ЦНР800-230.

Насос (див. Додатки рис. 8,9) складається з корпусу, ротора, вбудованих і виносних теплообмінників, підшипників, торцевих ущільнень, плити опорної, допоміжних трубопроводів.

Ротор насоса складається з вала, робочого колеса підшипників, втулок, кілець масловідбійних, деталей кріплення і являє собою самостійну збірку.

Таблиця 2.3 - Технічні дані насоса аварійного і планового розхолодження.

Найменування параметру	Величина	Одиниці виміру	Допустимі відхилення
Продуктивність	800	м ³ /год	280÷870
Продуктивність по лінії випробування	більше 220	м ³ /год	-
Продуктивність по «малій» рециркуляції	більше 16	м ³ /год	-
Напір	230	М	± 3%
Допустимий тиск на вході	22,5	кг/см ²	-
Потужність насоса	681	кВт	-
Частота обертів	2.980	об/хв	-
Допустимий кавітаційний запас не	11	М	-

менше			
Витік через торцеві ущільнення	0,01	м ³ /год	-
Температура перекачуваної рідини		°C	10÷150
Температура підшипників допустима:	75	°C	80
- електродвигун	85	°C	
- насос			
Обсяг масла в підшипнику	2	Л	-

Примітка - Сумарний час при роботі і стоянці насоса з температурою перекачуваної середовища від **100°C** до **150°C** має становити не більше **10** годин на рік.

Система аварійного охолодження низького тиску експлуатується в наступних режимах:

- очікування;
- планового розхолодження 1-го контуру;
- ремонтного розхолодження 1-го контуру;
- аварійного розхолодження.

Система функціонує в усіх режимах нормальної експлуатації (включаючи пуск і останів блоку), а також у всіх аварійних режимах.

Система аварійного і планового розхолодження повинна піддаватися періодичним випробуванням і з метою перевірки її справності протягом всього терміну експлуатації енергоблоку і після ремонту.

Проведенню випробуванням, системи аварійного та планового розхолодження повинні передувати підготовчі операції по забезпеченню заходів безпеки, перевірку працездатності автоматики, окремих вузлів і устаткування.

Випробування системи аварійного та планового розхолодження вважається успішним, якщо в результаті підтверджена працездатність всього перевіряемого обладнання, та виконані всі поставлені до системи вимоги.

Виявлені при випробуванні, відмови устаткування, що призводять до порушення функціональної працездатності СБ, повинні реєструватися в «Журналі випробувань СБ». Причини відмов повинні аналізуватися і усуватися з реєстрацією способів усунення відмов. Після усунення причин відмов випробування повинні бути повторені.

Системи безпеки випробовуються:

- один раз на місяць з БЩУ із зсувом на 240^{+24}_{-48} годин між випробуванням окремих каналів СБ за графіком, затвердженим ГІ (ПЗГД);
- один раз в три місяці з РЩУ згідно «Графіку комплексного випробування СБ ...», затвердженим ГІ (ПЗГД);
- щорічно в період зупинки енергоблоку на перевантаження активної зони
- перед пуском блоку;
- при кожній зупинці енергоблоку на термін більше 3-х діб з розхолоджуванням - перед пуском блоку.

2.2.2. Критерії функціонування і працездатності обладнання при випробуванні каналів системи:

- подача насосів при роботі по лінії рециркуляції відповідає вимогам проекту;
- електроприводна арматура і насосні агрегати системи, управляються від відповідних ключів управління з БЩУ (РЩУ) без зауважень, стан насосних агрегатів і положення арматури по сигналізації на мнемосхемах і фрагментах РМОТ БЩУ і РЩУ відповідає дійсному стану за місцем;
- теплотехнічні параметри насосних агрегатів не виходять за допустимі межі.

При випробуванні каналів системи в режимі аварійного охолодження активної зони:

- насосний агрегат TQ12 (22,32) D01 забезпечує подачу розчину борної кислоти в 1 контур з витратою не менше **750** м³/ год при тиску в 1 контурі дорівнює **1** кг / см²;

- насосний агрегат TQ12 (22,32) D01 забезпечує подачу розчину борної кислоти в 1 контур не менше **90** м³/ год при тиску в 1 контурі **21** кг / см².

В аварійних режимах з течією 1 контура здійснюється автоматичний запуск насоса аварійного розхолодження (TQ12,22,32D01) і на напірній магістралі відкривається оперативна арматура (TQ12,22,32S04). Насос працює на лінію рециркуляції до тих пір, поки тиск в 1-му контурі не знизиться до **22,5** кг / см², тоді здійснюється замкнута циркуляція теплоносія по контуру: насос $\Rightarrow$ реактор $\Rightarrow$ течія $\Rightarrow$ бак-прямок $\Rightarrow$ насос.

Вода подається одночасно в «гарячу» і «холодну» нитки ГЦК (арматура TQ12,22, 32S06, TQ12S07, TQ22,32S10 відкрита). Оперативна арматура на лінії планового розхолодження замкнута. Відведення тепла від реактора здійснюється технічною водою групи «А» в теплообміннику аварійного розхолодження, встановленому на магістралі: бак-прямок $\Rightarrow$ вхід насоса. У режимі роботи насоса за замкнутою схемою здійснюється розхолодження реактора і відведення залишкових тепловиділень активної зони реактора протягом часу, визначеного періодом консервації блоку і комплексом після аварійних заходів.

Робота системи в аварійному режимі без течії 1-го контуру, а також розхолодження реактора в режимі повного знеструмлення аналогічно роботі в режимі планового розхолодження. Однак в цьому режимі працюють всі три насоса, які включаються в роботу автоматично і працюють на лінію рециркуляції. При тиску в 1-му контурі менш **15** кг / см² оператор переводить один з насосів на роботу по лінії планового розхолодження.

Таблиця 2.4. - Проектні межі нормальної експлуатації системи TQ12,22,32

Найменування параметра	Проектні межі				
	НАГ	НРГ	НОРМА	ВРГ	ВАГ
Рівень води в баку-прямуку TQ10B01	440 см	470 см	470-600 см	600 см	610 см
Температура в баку-прямуку TQ10B01	20°C	20°C	20-60°C	65°C	70°C
Температура на виході з т/о TQ10,20,30W01	-	-	20-90°C	-	-

Витрата води від насосів TQ12,22,32D01	15 м³/год -		При $P_{1к}=(1\pm0,25)$ кг/см² витрата ≥ 750 м³/год, при $P_{1к}=(21\pm1,0)$ кг/см² витрата ≥ 230 м³/год	860 м³/год	-
$C_{H_3BO_3}$ в ГА-201	-	16 г/дм³	16-20 г/дм³	20 г/дм³	-
Об'ємна активність теплоносія контуру САОЗ в трьох системах	-	- 5×10^{-1} Ки/дм³		5×10^{-1} Ки/дм³ 1,0 Ки/дм³	

2.2.3 Системи аварійного введення бору (TQ 13) високого тиску

Системи аварійного введення бору призначені для аварійної подачі висококонцентрованого розчину бору з концентрацією 39,5 - 44,5 г / дм³ в 1-й контур при аваріях, пов'язаних з виділенням позитивної реактивності в активній зоні реактора, зі збереженням високого тиску в 1-м контурі. Наприклад, при різкому розхолоджування 1-го контуру з боку 2-го контуру, а також в режимах, пов'язаних з розущільненням 1-го контуру. Крім того, передбачена можливість подачі насосами аварійного введення бору (TQ13-33D01) розчину борної кислоти з концентрацією 16-20 г / дм³ в активну зону з бака аварійного запасу бору TQ10,20,30B01, після спорожнення баків концентрованого розчину бору TQ13-33B01.

Системи є активними САОЗ, відносяться до 1-ї категорії сейсмостійкості і виконані за принципом захисного пристрою.

В основу покладено такі критерії і вимоги до них з боку реакторної установки.

Для TQ13,23,33:

- забезпечити подачу в перший контур розчину борної кислоти витратою не менше 130 м³/ год і початковою концентрацією 40,0 г / дм³ в діапазоні тисків в 1-му контурі 90-150 кг/см², і не менше 100 м³/ годину при тиску в 1-му контурі не більше 100 кг/см²;
- забезпечити температуру води, що подається не нижче 20°C;
- в аварійних ситуаціях елементи системи повинні працювати протягом всього необхідного часу роботи;
- система повинна допускати можливість короткочасного виведення в ремонт під час роботи реактора на потужності одного каналу;
- забезпечити величину часу з моменту початку аварії до подачі води в 1-й контур не більше 25-30 секунд;
- забезпечити можливість тривалої роботи з бака-прямка ГА-201;

- максимальна швидкість введення негативної реактивності насосами TQ13-33D01 дорівнює $1,7 \cdot 10^{-2} \beta_{\text{эф}} / \text{сек}$, запізнювання - 40 сек,
- можливість випробування кожного каналу при роботі блоку на потужності, не втрачаючи своїх функціональних властивостей;
- можливість подачі розчину бору в 1-й контур при малих течах з 1-го контуру;
- при нормальній експлуатації всі канали системи знаходяться в режимі очікування і підтримуються в стані готовності до роботи. У разі порушення умов нормальної експлуатації в аварійних режимах система включається в роботу по лінії рециркуляції і, при необхідності, перемикається на подачу в 1-й контур розчину борної кислоти.

Критерієм виконання покладених на систему функцій є недопущення неконтрольованого збільшення потужності реактора і надійне охолодження активної зони реактора.

Критерії проектування для TQ14,24,34:

- максимальна швидкість введення негативної реактивності насосами TQ14-34D01 дорівнює $3,1 \times 10^4 \beta_{\text{эф}} / \text{сек}$, запізнювання - 113 сек;
- подача розчину борної кислоти в 1-й контур з витратою не менше $6 \text{ м}^3 / \text{год}$ з концентрацією не менше $40 \text{ г} / \text{дм}^3$ при тиску в 1-му контурі $160 \text{ кг} / \text{см}^2$;
- можливість випробування (поканально) при роботі блоку на потужності, не втрачаючи своїх функціональних властивостей;
- при нормальній експлуатації всі канали системи знаходяться в режимі очікування і підтримуються в стані готовності до роботи. У разі порушення умов нормальної експлуатації і в аварійних режимах, система включається в роботу по лінії рециркуляції і, при необхідності, перемикається на подачу в 1к розчину борної кислоти.

Критерієм виконання покладених на систему функцій є недопущення неконтрольованого збільшення потужності реактора.

Кількість незалежних каналів (три) вибрано виходячи з того, що при будь-якій проектній вихідній події і залежних від неї відмов одного каналу, а також додаткових відмовах ще одного каналу, що залишився, третій канал повинен забезпечити виконання всіх покладених на систему функцій.

Система аварійного введення бору високого тиску (див. Додатки рис. 1, 2) поділяється на:

- систему аварійного введення бору високого тиску TQ14-34 (насоси ПТ6-160);
- систему аварійного введення бору TQ13-33 (насоси ЦН150-110),

Кожна з систем складається з трьох незалежних підсистем.

TQ13 ÷ 33 включає:

- баки аварійного запасу концентрованого розчину бору (TQ13,23,33B01);
- насоси аварійного введення бору (TQ13,23,33D01);
- трубопроводи, арматура, КВП.

Всі три канали системи підключаються до "холодних" ниток ГЦК:

- TQ13 до петлі №1,
- TQ23 до петлі №4,
- TQ33 до петлі №3.

По всмоктуючим трубопроводам насосні агрегати пов'язані з баками TQ13-33B01 через арматуру TQ13-33S01, а з баком-приямком ГА-201 - через арматуру TQ10,20,30S01, TQ13-33S26,01.

Канали системи TQ13-33 забезпечують подачу в реактор розчину борної кислоти спочатку з концентрацією 39,5-44,5 г / дм³ з баків об'ємом 15 м³ (після зниження тиску в 1 контурі нижче 110 кг / см² - спорожняються протягом 6 хв.), а після їх спорожнення - розчину бору з концентрацією 16-20 г / дм³ з бака-приямка герметичній частині оболонки обсягом - 700 м³ (ГА-201).

В усмоктувальні трубопроводи врізаються лінії:

- від системи 0ТВ65 - для заповнення баків TQ13-33B01, ГА-201;

- лінії TV20 - для відбору проб розчину з баків TQ13-33B01 і ГА-201.

Усмоктувальні і напірні трубопроводи, трубопроводи рециркуляції насосів аварійного введення бору виконані зі сталі 08X18H10T.

На всмоктувальних трубопроводах насосів TQ13,23,33 встановлені запобіжні клапани, тиск спрацьовування ПК TQ13-33S02 одно 6,0 кг / см².

На напірних трубопроводах усередині гермозони встановлені по два швидкодіючих електроприводних вентиля TQ13-33S07,08. Далі, по ходу середовища, чотири зворотних клапана TQ13-33S10,18,13,19 об'єднаних попарно паралельно.

Кожна пара ЗК має байпас (Ду15) з дросельної шайбою і двома електро-приводними вентилями TQ13-33S11,12,14,15. Байпас призначений для проведення контролю щільності пари ЗК, а також прогріву трубопроводів при гідравлічних випробуваннях. Для відводу можливих протікань через ОК з порожнини між швидкодіючими вентилями виконаний дренаж в систему оргпротечек, забезпечений дросельною шайбою і електроприводним вентилем TQ13-33S09.

Послідовно встановлені два зворотних клапана і дві засувки (одна з яких - TQ13 (23,33) S07 - закрита) з дренажем між ними, забезпечують надійне відсікання високого тиску від низького.

Насоси мають лінію рециркуляції, що забезпечує випробування насосів і їх роботу в режимі ступеневого пуску і аварійних ситуаціях, при відсутності технологічних умов на подачу борного розчину в 1-й контур. Арматура на лінії введення борного розчину в 1-й контур відкривається одночасно з включенням насоса. Арматура на лінії рециркуляції управляється автоматично по технологічному параметру, забезпечуючи роботу насоса в робочій частині характеристики.

Для виключення зростання тиску в 1-му контурі при роботі насосів ЦН150-110 на щільний 1-й контур передбачено зняття заборони на закриття арматури на напірної лінії при підвищенні рівня в КТ до 8,000 мм. При сигналі підвищення рівня в КТ до 8,000 мм оператор закриває арматуру на

напорі, арматура на лінії рециркуляції автоматично відкривається. При зниженні рівня в КТ до 3,500 мм арматура на напорі автоматично відкривається, на лінії рециркуляції автоматично закривається.

Баки запасу концентрованого розчину бору TQ13-33B01 розташовані в приміщеннях ГА-306/13, відмітка 13,2 м в герметичній частині РВ. Вони розташовані в гермозоні для забезпечення підпору на всасі насосів TQ13,23,33D01 не менше $1,5 \text{ кг / см}^2$. У баках підтримується постійний обсяг $V = 15 \text{ м}^3$ концентрованого розчину бору з концентрацією $\text{CH}_3\text{BO}_3 = 39,5\text{-}44,5 \text{ г / дм}^3$, номінальний рівень - 1.350 мм.

У баках змонтовані автоматичні боромери, висновок показань здійснюється на РМОТ. Допустима температура розчину в баку 20-60°C.

Баки виготовлені зі сталі 08X18H10T. Спорожнення одного бака насосом TQ13-33D01 відбувається за 6 хв., з введенням негативною реактивності, що дорівнює $4,7 \beta_{\text{эф}}$.

Переливи і дренажі баків заведені в бак-прямок ГА-201. На напірних лініях насосів TQ13,23,33 встановлені:

- дросельні шайби TQ13-33E02, що забезпечують роботу насосів в робочій частині характеристики при будь-якому протитиску в 1-му контурі, аж до 1 кг / см^2 , що дозволяє використовувати насос в аварійних ситуаціях і при тисках менше 15 кг / см^2 ;
- дросельні шайби TQ13-33E01 на лінії рециркуляції, що забезпечують витрату $30 \text{ м}^3 / \text{год}$;
- дросельні шайби TQ13-33E05 на лінії відводу середовища від розвантажувального диска гідропяти насоса TQ13 (23,33) D01, що забезпечують витрату $10 \text{ м}^3 / \text{год}$.

TQ14-34 включає (див. Додатки рис. 7):

- баки аварійного запасу концентрованого розчину бору (TQ14,24,34B01);
- насоси аварійного введення бору високого тиску (TQ14,24,34D01);
- трубопроводи, арматура, КВП.

Всі три канали системи подають борний розчин до "холодних" ниток ГЦТ:

- TQ14 до петлі №1;
- TQ24 до петлі №4;
- TQ34 до петлі №3

і врізані в напірні трубопроводи насосів систем TQ13-33.

По всмоктуючим трубопроводам насосні агрегати пов'язані з баками TQ14-34B01 через арматуру TQ14-34S19. У баки TQ14-34B01 врізаються лінії від системи 0TB65 для їх заповнення. Усмоктувальні і напірні трубопроводи, трубопроводи рециркуляції насосів аварійного введення бору високого тиску виконані зі сталі 08X18H10T.

На напірних трубопроводах насосів всередині гермозони встановлені по два швидкодіючих електроприводних вентиля TQ14-34S07,08, далі, по ходу середовища, - чотири зворотних клапана TQ14-34S09,10,11,16. Кожен ЗК має байпас (Ду15) з дросельної шайбою і двома електроприводними вентилями TQ14-34S14,15,12,13. Байпас призначений для проведення контролю щільності ЗК, а також прогріву трубопроводів при гідравлічних випробуваннях.

Для відводу можливих протікань через ЗК з порожнини між швидкодіючими вентилями виконаний дренаж в систему оргпротікань, забезпечений дросельною шайбою і електроприводним вентилем TQ14-34S17.

Послідовно встановлені два зворотних клапана і дві засувки (одна з яких закрита) з дренажем між ними забезпечують надійне відсікання високого тиску від низького.

Насоси мають лінію рециркуляції, що забезпечує випробування насосів і їх роботу в режимі ступеневого пуску і аварійних ситуаціях, при відсутності технологічних умов на подачу борного розчину в 1-й контур. Арматура на лінії введення борного розчину в 1-й контур відкривається одночасно з включенням насоса.

Насос подачі бору високого тиску ПТ-6 / 160°C запускається при відкритій арматурі на трубопроводі рециркуляції, засувка на напорі при цьому також відкривається. Гідравлічний опір трубопроводу рециркуляції, з урахуванням встановленої шайби, менше, ніж тиск в 1-му контурі. Тому для подачі води в 1-й контур оператор повинен дистанційно закрити арматуру на рециркуляції.

Баки запасу концентрованого розчину бору TQ14-34B01 розташовані в приміщеннях А-123 / 1-3 (відмітка 0,0 м), відповідно. У баках підтримується постійний обсяг ($V = 15 \text{ м}^3$) концентрованого розчину бору з $\text{CH}_3\text{BO}_3 = 39,5\text{-}44,5 \text{ г / дм}^3$, номінальний рівень - 3,100 мм. Баки виготовлені зі сталі 08Х18Н10Т. Дренажі баків заведені в монжюс борозмістовної води ТВ10В03, переливи баків заведені в трапи спецканалізації.

Насосні агрегати призначені для подачі аварійного запасу РБК з баків TQ13,23,33B01 або з бака-пряма TQ10,20,30B01 в 1к в діапазоні значень тиску в 1к від 110 до 1 кг / см²:

- при аваріях, пов'язаних з виділенням реактивності в активній зоні реактора;
- в режимах, пов'язаних з розущільненням 1к.

Марка насосів і їх електродвигунів приведені в таблиці 2.5

Таблиця 2.5 - Марка насосів TQ13,23,33D01 і їх електродвигунів

№ ЕБ	№ каналу системи	Тип насоса	Тип ЕД
1, 2, 3	TQ13,23,33	ЦН150-110	2А3М1-800 / 6000 УХЛ 4
4	TQ13	ЦН160-110	ZKV 6180/2
	TQ23,33		4А3МА-800/6000 УХЛ 4
5	TQ13,23	ЦН160-110	ZKV 6180/2

	TQ33		4A3MA-800/6000 УХЛ 4
6	TQ13,23,33	ЦН160-110	ZKV 6180/2

До складу центробіжного електронасосного агрегата входять:

- насос відцентровий ЦН150-110,
- електродвигун,
- муфта зубчата.

Насос ЦН150-110 (див. Додатки рис. 8) центробіжний, горизонтальний, восьмиступінчатий, з гідравлічним розвантаженням осьового усунення валу, з торцевим ущільненням валу типу 2Г, з підшипниками ковзання, маслопостачання картерне з масло-розподільним кільцем, картери підшипників охолоджуються технічною водою системи VF.

Розвантажувальний пристрій - гідравлічна п'ята, розташована в напірній кришці насоса. Осьове зусилля ротора сприймається подушкою гідроуп'яти і розвантажувальним диском.

Базовими деталями насоса, що знаходяться під тиском, є зовнішній корпус, вхідна кришка, напірна кришка. До зовнішнього корпусу приварені вхідний і напірний патрубки, спрямовані вертикально вгору.

Внутрішній корпус семисекційні. Ротор складається з вала, робочих коліс, розвантажувального диска і обертових деталей торцевого ущільнення. Осьове зусилля ротора сприймається розвантажувальним диском. Для обмеження переміщення ротора в сторону нагнітання на задньому підшипнику змонтований упір ротора.

Особливість установки насосів TQ13,23,33D01 полягає в тому, що лінія відведення води з гідроп'яти виконана безпосередньо на всас насоса,

внаслідок цього заводом-виробником даних насосів категорично заборонена їхня робота в безвитратному режимі.

Таблиця 2.6. - Технічна характеристика насоса ЦН 150-110

Параметр	Величина
Тип насоса	ЦН 150-110
Число ступенів, шт	8
Напір (при номінальній подачі), м	980
Допустимі відхилення по напору, %	від 5 до мінус 3
Подача	-
- номінальна, м ³ / год	150
- максимальна, м ³ / год	235
Частота обертання, об / хв	2970
Діапазон роботи по напору, кг / см ²	110 – 40
Граничний тиск насоса, кг / см ²	122
Тиск на вході в насос, кг / см ²	0,2 - 3,0
Температура перекачуваного середовища, °С	20 – 60
Протікання через ущільнення, дм ³ / год	0,03
Мощність насоса при номінальній подачі, кВт	640

Склад і пристрій насоса ЦН 160-110 в основному відповідають насосу ЦН150-110. Дещо відрізняються напірно - витратні- характеристики і обв'язка насоса за системою VF (див. Додаток рис. 10).

Для передачі потужності від електродвигуна на насос застосовується зубчаста муфта, змащена мастилом, яка допускає мінімальні неточності при centruванні агрегату, проте є обмеженою аксіально - не допускає зсуву решт насоса і двигуна.

Опори ротора - радіальні підшипники ковзного типу. Мاستило підшипників маслом проводиться за допомогою мастильних кілець, нижня частина підшипникового корпусу має камери, до яких підводиться охолоджуюча вода. Кожен підшипник обладнений двома датчиками для вимірювання температури підшипника.

Дані технічної і гідравлічної характеристики насоса ЦН 160-110 приведені в таблиці 2.7

Таблиця 2.7 - Технічна характеристика насоса ЦН 160-110

Параметр	Величина
Тип насоса	ЦН 160-110
Число ступенів, шт	8
Напір (при номінальній подачі), м	995
Допустимі відхилення по напору, %	± 3
Подача	
- номінальна, м ³ /год	160
- максимальна, м ³ /год	250
Частота обертання, об/хв	2975
Діапазон роботи по напору, кг/см ²	110 – 40
Граничний тиск насоса, кг/см ²	122,9
Тиск на вході в насос, кг/см ²	0,5 - 6,5
Температура перекачуваного середовища, °С	20 – 60
Протікання через ущільнення, дм ³ / год	0,03
Потужність насоса:	
- споживана, кВт	650
- максимальна, кВт	835

Таблиця 2.8- Технічні характеристики ЕД насосів TQ13,23,33D01

Параметр	Величина		
Тип ЕД	2А3М1-800 / 6000 УХЛ4	4А3М-800/6000 УХЛ4	ZKV 6180/2
Потужність ЕД, кВт	800	800	800
Напруга живлення, В	6000	6000	6000 ± 5%
Граничні значення віброшвидкості на підшипникових опорах ЕД, мм/с	4,5	4,5	4,5
Т підшипників ЕД, °С	80, не більше	80, не більше	100, не більше
dT гарячого і холодного повітря, °С*	37, не більше	45, не більше	Не задана
Т вхідного повітря, °С	Не задана	Не задана	90, не більше
Т вихідного повітря, °С	Не задана	Не задана	120, не більше
Т нагрітої води, °С	Не задана	Не задана	40, не більше
Т охолоджуючої води, °С	від 15 до 33	від 15 до 33	від 5 до 33
Робочий тиск води, що охолоджує, кг / см²	3, не більше	6, не більше	6, не більше

Насосний агрегат TQ14 (24,34) D01 аварійного введення бору високого тиску, призначений для подачі концентрованого РБК з бака TQ14 (24,34) B01 в 1к при збереженні високого тиску в 1к (діапазон значень тиску в 1к від 160 до 0 кг / см²):

- при аваріях, пов'язаних з виділенням позитивної реактивності в активній зоні реактора;
- в режимах, пов'язаних з розуцільненням першого контуру.

Агрегат складається з насоса, редуктора і електродвигуна, змонтованих на загальній фундаментній рамі.

Насос - об'ємний, трьохпоршневий, кривошипний, горизонтальний, об'ємного типу, складається з приводної і гідравлічної частин.

Конструкцією насоса передбачена проміжна ланка (проставок) між корпусом насоса і гідравлічним блоком для ізоляції гідравлічної частини насоса від інших вузлів агрегату при експлуатації.

Приводна частина насоса знаходиться в зоні, що обслуговується частиною насоса, що дозволяє проводити заміну швидкозношуваних деталей з боку сальників.

Приводна частина насоса включає в себе колінчастий вал, шатуни, повзуни і систему змащення, змонтовані в станині (корпусі насоса), яка одночасно є резервуаром для масла.

Привід колінчастого вала насоса від електродвигуна типу 4A225M4A3Y3 через циліндричний двоступінчастий редуктор Ц2У-315Н-10-22У1. Мاستило насосного агрегату примусова, від шестерні насоса, що приводиться в обертання від колінчастого вала.

Ущільнення поршнів сальникове (манжетне) з підведенням затворної рідини в порожнину між кільцями сальників. В якості затворної рідини використовується технічна вода VF. Витікання затворної рідини не повинні перевищувати 3 см³/хв.

Рециркуляція насоса виконана через дросельну шайбу на бак запасу концентрованого розчину бору TQ1434B01 системи аварійного введення бору.

Пуск в роботу агрегату проводиться включенням електродвигуна, при цьому обертальний рух вала електродвигуна передається через редуктор на колінчастий вал насоса.

Обертальний рух коленвала насоса через систему «шатун-повзун» перетворюється в зворотньо-поступальний рух робочих органів насоса поршнів.

Власне насос складається з приводної і гідравлічної частин, а також маслосистеми.

Основні вузли приводної частини насоса:

- корпус насоса,
- вал колінчастий,
- шатуни,
- повзуни.

Дані технічної і гідравлічної характеристик насоса ПТ 6/160-С наведені в таблиці 2.9

Таблиця 2.9 - Технічні та гідравлічні характеристики насоса ПТ 6/160

Параметр	Величина
Подача, м ³ / год	6,3
Тиск на виході з насоса, кг / см ²	-
а) номінальне	160
б) максимальне (тривалістю до 1 год на добу)	200
Тиск на вході в насос, кг / см ²	-
а) мінімальне понад пружності парів перекачується	0,5, не менше
б) максимальне	10, не більше
Потужність (при номінальній подачі і номінальному тиску на виході), кВт	36
Номінальна частота подвійних ходів поршня насоса, хід / хв	150
ККД, %	75
Витоку перекачується через ущільнення поршнів насоса, см ³ / год (дм ³ / год)	3000 (3), не більше
Протікання гідрозатворной рідини через ущільнення (в кожную сторону), см ³ / год (дм ³ / год)	180 (018), не більше

Дані технічної характеристики приводу і редуктора насоса ПТ 6/160-С наведені в таблиці 2.10

Таблиця 2.10 - Технічні характеристики приводу і редуктора насоса ПТ 6/160-С

Параметр	Величина
Привід	4A225M4A3Y3
Потужність, кВт	55
Швидкість обертання, об / хв	1470
Напруга, В	220/380
Редуктор	Ц2В-315Н-10-22 У1
Міжосьова відстань, мм	515
Передавальне число	10

Система аварійного вприскування бору TQ13 (23,33) в аварійних режимах пов'язаних із знеструмленням секції надійного живлення BV (BW, VX) (сигнал $U < 0,75 U_{ном}$. Тривалістю більше 2 с. включається в роботу автоматично по 1 програмі ступеневої пуску ($T_{лк} - 70^{\circ}C$).

Автоматичне включення при ступінчатому пуску передбачає послідовне виконання таких дій (блокування TQS04 (05,06)):

1) знеструмлюється секція BV (BW, VX) шляхом відключення секційних вимикачів ВА (ВВ, ВС) 03А блокової секції і BV (BW, VX) 01А секції надійного живлення;

2) відключаються споживачі 6 кВ (із заборонаю дистанційного включення), які живляться від знеструмленій секції (в т.ч. насос TQ13 (23,33) D01);

3) виконується автоматичний запуск дизель-генератора (ДГ) GV01 (GW01, GX01);

4) після запуску ДГ і його розвороту ($U_{\text{шин}} 6 \text{ кВ} = U_{\text{ном}}$), при температурі теплоносія 1 контуру більше 70°C включається 1 програма ступінчатого пуску.

Система аварійного введення бору TQ14 (24,34) в аварійних режимах пов'язаних із знеструмленням секції надійного живлення BV (BW, BX) (сигнал $U < 0,75 U_{\text{ном}}$, тривалістю більше 2 с.) включається в роботу автоматично по 1 програмі ступінчатого пуску ($T_{\text{лк}} 70^{\circ}\text{C}$).

Автоматичне включення при ступінчатому пуску передбачає послідовне виконання таких дій (блокування TQS04 (05,06)):

1) знеструмлюється секція BV (BW, BX) шляхом відключення секційних вимикачів ВА (BB, BC) 03А блокової секції і BV (BW, BX) 01А секції надійного живлення;

2) відключаються споживачі 6 кВ (із заборною дистанційного включення), заживлені від знеструмленої секції (в т.ч. насос TQ14 (24,34) D01);

3) виконується автоматичний запуск дизель-генератора (ДГ) GV01 (GW01, GX01);

4) після запуску ДГ і його розвороту ($U_{\text{шин}} 6 \text{ кВ} = U_{\text{ном}}$), при температурі теплоносія 1 контуру більше 70°C включається 1 програма ступеневої пуску; Випробування насосів і арматури від ключів управління (КУ) БЦУ і РЦУ виконуються за спеціальними програмами.

Мета випробування полягає в перевірці працездатності насосних агрегатів (параметрів роботи насоса) і арматури, і підтвердження готовності системи для виконання покладених на неї функцій відповідно до проекту.

Випробування насосів по лінії рециркуляції від КУ проводяться:

- при роботі енергоблоку на потужності, щомісяця 3 канали, відповідно до «Графіку техобслуговування, випробування, переходів і роботи обладнання РВ енергоблоків 1-6 ЗАЕС»;

- при кожній зупинці РУ на термін більше 3 діб з розхолоджуванням;
- щорічно перед пуском енергоблоку після перевантаження і після ремонту перед постановкою каналу TQ13 (23,33), TQ14 (24,34) в режим чергування.

Випробування насосів проводиться до стабілізації температури підшипників електродвигуна і насоса, але не менше 30 хвилин.

Випробування насосів проводиться до стабілізації температури підшипників електродвигуна і насоса, але не менше 30 хвилин.

Перед початком розігріву РУ, в процесі розігріву, в стані РУ «робота на потужності» і при розхолоджуванні РУ повинні бути працездатні всі три незалежні канали системи аварійного охолодження активної зони реактора з насосами високого тиску, в тому числі три насоса TQ13 (23,33) D01 і три насоса TQ14 (24,34) D01.

При неготовності до роботи хоча б одного каналу системи аварійного введення бору пуск реактора забороняється.

У стані РУ «робота на потужності» і виявленні несправності в будь-якому з елементів каналів системи TQ13 (23,33), TQ14 (24,34) (в тому числі і при виконанні випробування), що приводить до непрацездатності КСБ - даний канал виводиться в ремонт. Перед виведенням в ремонт проводиться згідно ТРБЕ випробування комплексу пристроїв двох інших КСБ, що виконують функцію безпеки, яка не може бути виконана несправним КСБ через відмову згаданого елемента. Випробування двох інших КСБ здійснюється по черзі.

Після виконання випробування і підтвердження працездатності двох інших каналів допускається висновок в ремонт несправного каналу на термін не більше 72 годин з моменту виявлення несправності.

В обсяг випробування комплексу пристроїв двох інших каналів, що виконують функції, які не може бути виконані несправним каналом, входить:

- випробування захистів САОЗ без перевірки захистів від джерел надійного живлення першої та другої категорії;

- випробування дистанційного керування механізмами з БЩУ (РЩУ) тільки у випадках, коли після виявлення пошкодження в пристроях дистанційного керування механізмами;
- перевірка наявності електроживлення, перевірка працездатності технологічної сигналізації, ЗВТ і наявності подання інформації, як на індивідуальних приладах, так і на УВС, а також перевірка виконання УВС покладених на неї функцій, включаючи надання інформації оперативному персоналу та реєстрацію поточних і важливих подій.

За період з 1989 р по 2007 р на ЗАЕС зафіксовано 5 подій (див. Таблицю 2.11), пов'язаних з порушенням в роботі системи TQ13-33, TQ14-34

Таблиця 2.11. - Характерні порушення і відмови систем TQ13-33, TQ14-34

№ Акту	Опис порушення	Опис відмови
2-ЗАП-П10-06-01-95 25.01.95	Оперативний персонал не звернув уваги на зростання рівня в баку TQ34B01 з 306 см. (24.01.95) до 317 см.	Зростання рівня в баку сталося через нещільність зворотніх клапанів на напірній лінії насоса TQ34D01 після планового випробування насосів. Несвоєчасно виявлено порушення ВХР бака TQ34B01-протікання з 1к через нещільну арматуру і зниження концентрації до 34.7 г / кг.
13АП-П10-005-05-99 21.05.99	На насосному агрегаті TQ23D01 виявлена віялова течія по валу з боку 3-го підшипника через роботу насоса протягом ~ 7 хвилин при закритій	Випробовані TQ13,33D01. Висновок: в ремонт насос TQ23D01. Випробування після ремонту.

№ Акту	Опис порушення	Опис відмови
	рециркуляції (відмова на відкриття TQ23S06).	У програмі регламентних перевірок захистів і блокувань; Випробування насосів і арматури; комплексних випробувань з запуском механізмів по знеструмленню СН систем безпеки, від ключів управління (КУ) БЩУ (РЩУ) №1-5 ГТ.GV. ПМ767А, не описані дії оператора при не відкритті арматури на лінії рециркуляції під час випробування роботи насосних агрегатів TQ13 (23, 33) D01 на рециркуляцію.
13АП-О10-077-04-01 20.04.01	Пошкодження насосного агрегату TQ24D01 при проведенні передремонтних випробувань систем безпеки через помилкові дії персоналу: насос випробували на закриту засувку TQ24S08. В результаті відбувся: розлом станини насоса з повним відривом однієї частини, відрив всмоктуючого	Безпосередньою причиною відхилення виявилася переоцінка оперативним персоналом ЕП своїх можливостей при прийнятті рішення про одночасне проведення випробувань трьох каналів систем безпеки.

№ Акту	Опис порушення	Опис відмови
	трубопроводу діаметром 52х7 мм в місці запресовування з трубою діаметром 57х4 мм, деформація напірного трубопроводу діаметром 38 мм у вигляді зміни кута загину.	
43АП-О-11-02.90 23.02.90	Оперативний персонал ЕЦ (ДЕМ) вкотив в робоче положення несправний автомат	Незапуск механізмів TQ34D01, TF33D01, TY23D01, UJ13D01, TL01D05, TL05D03 під час випробування СП, відключення секції CX-02.
23АП-П10-29-06.94 21.06.94	Оперативний персонал неправильно визначив стан насоса, а персонал ЕРП підтвердив помилкове визначення дефекту.	Помилки оперативного, обслуговуючого персоналу.

2.2.4. Система аварійної живильної води (ТХ)

Система включається автоматично по імпульсу від програми ступінчатого пуску або зниження рівня в будь-якому з парогенераторів. При знеструмленні блоку, система здійснює подачу води в парогенератори протягом 6 годин для відводу залишкових тепловиділень на першому етапі аварійного розхолодження.

При розробці системи були враховані такі вимоги з боку реакторної установки:

- забезпечити подачу аварійної живильної води в парогенератори з моменту аварії за час не більше двох хвилин;

- забезпечити подачу живильної води в ПГ з витратою $150 \text{ м}^3 / \text{год}$ при тиску в ПГ $64 \text{ кг} / \text{см}^2$;
- створення необхідного запасу знесоленої води виходячи з умов знеструмлення і розхолодження блоку через БРУ-А до тиску в I контурі $15 \text{ кг} / \text{см}^2$.

Критерієм виконання функції є забезпечення подачі аварійної живильної води в парогенератори з витратою не менше:

- при тиску в ПГ $64 \text{ кг} / \text{см}^2 \text{ G TX} = 150 \text{ м}^3 / \text{год}$;
- при тиску в ПГ $70 \text{ кг} / \text{см}^2 \text{ G TX} = 125 \text{ м}^3 / \text{год}$;
- при тиску в ПГ $80 \text{ кг} / \text{см}^2 \text{ G TX} = 86 \text{ м}^3 / \text{год}$;

Система повинна допускати можливість випробовування обладнання при роботі блоку на потужності, при цьому система не повинна втрачати своїх функціональних властивостей.

Система аварійної живильної води складається з 3-х незалежних каналів TX10, TX20, TX30. Кожен канал системи включає в себе аварійний живильний насос TX10 (20,30) D01, бак запасу хімічно знесоленої води TX10 (20,30) B01 ємністю 500 м^3 , трубопроводи та запірно-регулюючу арматуру (див. Додатки рис. 1)

Бак TX10 (20,30) B01 призначений для створення запасу води, необхідної для розхолодження блоку через БРУ-А до тиску в першому контурі $15 \text{ кг} / \text{см}^2$.

Кожен аварійний живильний насос TX10 (20,30) D01 підключений до свого баку TX10 (20,30) B01 запасу знесоленої води. Для можливості роботи насоса з суміжних баків, все три бака об'єднані між собою трубопроводами з запірною арматурою. Бак TX20B01 з'єднується з двома іншими баками засувками TX20S13,14, а бак TX30B01 повідомляється з іншими баками через засувки TX30S11,14.

Два аварійних поживних насоса TX20,30D01 включені в схему таким чином, що кожен з насосів постачає по 2 парогенератора. Третій аварійний живильний насос TX10D01 подає воду до всіх чотирьох парогенераторів,

причому на підводі до двох парогенераторів напірні засувки відкриті (не відключені парогенератори), а до двох інших закриті (відключені парогенератори).

На кожному трубопроводі подачі аварійної живильної води до парогенератору встановлена засувка, що регулює і зворотні клапани. В корпусі парогенераторів передбачені спеціальні штуцери для підведення води від АПЕН.

Аварійний живильний насос типу ПЕА150-85 – центробіжний, горизонтальний, секційний, однокорпусний, семиступінчастий.

Корпус насоса (див. Додаток рис. 6) складається з набору секцій, входної 1 і напірних 2 кришок, з'єднаних за допомогою восьми стяжних шпильок. Герметичність стиків секцій між собою і з входних і напірних кришок забезпечується металевим контактом ущільнюючих пасків. Додатково в стиках встановлені ущільнювальні кільця з термостійкої гуми. Технічні характеристики насосів вказані в таблиці 2.12.

Таблиця 2.12. Технічні характеристики АПЕН

Подача	150	<i>м³/год</i>
Напір	910	<i>м.вод.ст.</i>
Допустимий кавітаційний запас на всасі	11	<i>м.вод.ст</i>
Температура води, що перекачується	5÷165	°C
Тиск на вході в насос	7,3	<i>кг / см²</i>
Допустимий тиск на вході в насос	10	<i>кг / см²</i>
Тиск на виході з насоса:	90	<i>кг / см²</i>
– номінальний	100	<i>кг / см²</i>
– граничний		
ККД насоса	71	%
Потужність насоса	475	<i>кВт</i>

Аварійний живильний насос типу ЦН150-90 має аналогічну конструкцію. Основна відмінність – на цьому насосі встановлені не сальникові, а торцеві кінцеві ущільнення.

Система ТХ автоматично включається в роботу у всіх режимах, при яких порушується нормальна подача живильної води в парогенератори, а саме:

- по імпульсу зниження рівня живильної води в будь-якому парогенераторі нижче 150 см (для ТХ10D01) і менш 135 см для ТХ20,30D01;
- при спрацьовуванні захистів САОЗ, і проходження сигналу "Програма ступінчатого пуску" (на блоках 1 і 3 насоси за сигналами захистів САОЗ не включаються);
- при знеструмлених секціях надійного живлення (BV, BW, BX), по сигналу зниження напруги $< 0,75U_{\text{ном}}$ тривалістю більше 2 секунд.

При включенні системи ТХ по вищезгаданим факторам автоматично включається насос ТХ10 (20,30) D01, відкривається засувка на напорі ТХ10 (20,30) S04 без витримки часу, накладається заборона дистанційного керування механізмами від програми ступінчатого пуску.

За сигналом "знеструмлення" насоси включаються на 40-й секунді після підключення ДГ до секції надійного живлення 6кВ (BV,BW,BX) і відновлення на них нормального харчування

Якщо до моменту аварійного включення в роботу насос ТХ10 (20,30) D01 знаходився в роботі або випробуванні, то при появі сигналу "знеструмлення" він відключається.

В аварійному режимі, насоси ТХ подають живильну воду не менше ніж в три парогенератора з урахуванням розриву напірного трубопроводу одного з насосів.

Проектом передбачено, що продуктивність одного аварійного живильного насоса повинна забезпечувати відведення залишкового тепла від активної зони реактора і розхолодження першого контуру.

У таблицях 2.13, 2.14. зведені контрольовані параметри каналу ТХ 10 при різних режимах системи.

Таблиця 2. 13 Режим очікування по каналу ТХ10

L в баку ТХ10В01	550÷600 см;
P на всасі ТХ10D01	0,5 ÷0,8 кг / см ²
P на напорі ТХ10D01	0,5÷0,8кг / см ²
F на рециркуляцію ТХ10D01	0 м ³ / год
F на підтримку рівня в ПГ	0 м ³ / год

Таблиця 2. 14 Режим роботи системи ТХ по каналу ТХ10

L в баку ТХ10В01	550÷600см
P на всасі ТХ10D01	0,4÷0,6кг / см ²
P на напорі ТХ10D01	85÷100кг / см ²
F на рециркуляцію ТХ10D01	10м ³ / год
F на підтримку рівня в ПГ	100÷150м ³ / год

Перед початком розігріву РУ, в процесі розігріву, при роботі на потужності і розхолоджування повинні бути працездатні всі три канали системи аварійної живильної води ПГ, в тому числі:

- всі три аварійних живильних насоса;
- всі три бака запасу знесоленої води;
- арматура, КВП, регулятори системи аварійної живильної води ПГ; технологічні захисту і блокування.

Крім того, повинні бути виконані організаційні заходи для арматури на всасі АПН, що виключають її помилкове закриття.

Якщо протягом 72 годин після виявлення несправності будь-якого з елементів каналу, що перевіряється, СБ, працездатність згаданого елемента не відновлена, РУ необхідно зупинити і перевести в "холодний" стан.

При роботі блоку на потужності і виявленні несправності елементів більш одного каналу СБ РУ повинна бути зупинена і переведена в "холодний" стан.

2.2.5. Висновки по розділу 2

1. Проведено аналіз традиційних підходів визначення імовірнісних показників надійності обладнання енергоустановок. Виявлена доцільність розвитку детерміністських методів оцінки надійності та безпеки обладнання енергоустановок з урахуванням умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в системах теплоенергетичного обладнання енергоустановок.
2. Представлені основні конструкційно-технічні характеристики обладнання енергоустановок, в якості вихідних даних для моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИ МОДЕЛЮВАННЯ УМОВ ВИНИКНЕННЯ І НАСЛІДКІВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ У СИСТЕМАХ ЕНЕРГОУСТАНОВОК

3.1. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів у розімкнутих контурах з насосами.

Питанням підвищення надійності і модернізації насосів енергетичних систем присвячено багато досліджень (наприклад, [12-25] та інші). Однак, питання впливу тепло-гідродинамічної нестійкості на надійність насосних систем вивчені недостатньо. Явище тепло-гідродинамічної нестійкості (нестабільності) (ТГН) полягає у виникненні умов автоколивальних (самопідтримувальних) і / або аперіодичних (імпульсних) процесів зміни тепло-гідродинамічних параметрів (тиску, швидкості, парозмісту і т.п.) потоків в системах теплотехнічного обладнання (насоси, арматура, теплообмінники і т.п.) і трубопроводів теплових і ядерних енергоустановок. Виникнення умов тепло-гідродинамічної нестійкості (нестабільності) призводить до додаткових гідродинамічних навантажень на конструкції теплотехнічного обладнання і трубопроводів (гідроудари), а також знижує надійність їх експлуатації в робочих, перехідних і аварійних режимах. У випадках умов критичних по надійності гідроударів (КГУ) відбувається відмова на виконання проектних функцій експлуатації та / або руйнування конструкцій теплотехнічного обладнання і трубопроводів (ТОІТ).

Питання визначення причин та умов виникнення ТГН, а також впливу ТГН на надійність систем ТОІТ досліджуються досить давно (наприклад, [26-35] та ін.). Зокрема, в роботах В.А. Герлігі і В.Б.Хабенського [24] досліджувалися питання визначення умов виникнення ТГН в парогенеруючих каналах, в котловому обсязі парогенераторів і теплообмінному обладнанні; в роботах А.В. Корольова [30] вивчалися питання визначення умов гідроударів в трубопроводах з двофазним

потоками; в роботі [31] вивчалися питання визначення умов виникнення термоакустичної нестійкості теплоносія в активній зоні ядерного реактора і її впливу на цілісність оболонок тепловиділяючих елементів; в роботах [31,32] досліджувалися питання визначення умов виникнення аперіодичної ТГН і гідроударів по робочим елементам арматури ядерних енергетичних установок. Аналогічні процеси в сепараторах-перегрівачів турбін досліджувалися в роботі [36]. У роботах [36-46] вивчалися питання впливу тепло-гідродинамічної нестійкості на умови виникнення термоудара по корпусу ядерного реактора і на умови протікання різних аварійних режимів.

Однак питання визначення причин та умов виникнення КГУ, викликаних гідродинамічної нестійкістю в трубопровідних системах з напірними насосами, вивчені недостатньо. Так, в останніх розробках А.В. Корольова [25,32] в якості механізму виникнення гідродинамічної нестабільності визначені резонансні ефекти збігу власної частоти коливань трубопроводу і частоти збурень гідродинамічних параметрів від працюючого насоса. Основні обмеження практичного застосування цього підходу полягають в тому, що резонансні ефекти є окремим випадком умов виникнення ТГН і не охоплюють всі можливі робочі, перехідні і аварійні режими експлуатації напірних насосів. Крім того, в [25, 32] відсутні достатні обґрунтування виникнення КГУ насосів, викликані резонансними ефектами.

Визначальними факторами виникнення гідродинамічної нестійкості гідроударів в широких діапазонах зміни режимних параметрів можуть бути специфічні особливості витратних (мережевих) характеристик насосів, тобто залежність гідродинамічного напору від швидкості руху або витрати потоку, що і визначає актуальність цієї роботи [4].

3.1.1. Загальні положення методу моделювання умов виникнення критичних гідроударів

1. Розглядається характерна для теплових і ядерних енергоустановок трубопровідна система теплотехнічного обладнання (рис. 1.3). Умовно трубопровідна магістраль розділена на лінії подачі й напірну магістралі довжиною відповідно L_1 і L_2 .

2. Необхідною умовою виникнення КГУ на робочі елементи насосів є ТГН потоку.

Достатньою умовою виникнення КГУ є відмова по працездатності насоса, викликана критичними гідродинамічними навантаженнями по робочим елементам, які перевищують гранично допустимі значення $N_{кр}$. Максимально допустимі (критичні) значення масової витрати $G_{кр}$ і / або середньої швидкості потоку $v_{кр}$:

$$G \geq G_{кр} = F \sqrt{2\rho N_{кр}}; \quad v \geq v_{кр} = \sqrt{\frac{2N_{кр}}{\rho}}, \quad (3.1)$$

де G , v - поточні значення масової витрати і середньої швидкості потоку відповідно; F - площа прохідного перетину трубопроводу; ρ - щільність потоку; $N_{кр}$ - максимально допустимі навантаження на робочі елементи насоса, що визначаються його конструкційно-технічними характеристиками.

3. Визначальні параметри умов виникнення ТГН і КДУ.

Видаткова (мережева) характеристика залежності гідродинамічного напору насоса P_n від масової витрати G або середньої швидкості потоку в трубопровідній системі v [29, 31, 34]:

$$\Delta P_n = f(G); \quad \Delta P_n = f(v). \quad (3.2)$$

Чутливість видаткової (мережевий) характеристики до змін витрати / швидкості потоку:

$$f' = \frac{d\Delta P_n}{dG} \quad \text{или} \quad f' = \frac{d\Delta P_n}{dv}. \quad (3.3)$$

Для напірних насосів проектна чутливість видаткової (мережевий) характеристики:

$$f'(G, v) \leq 0. \quad (3.4)$$

Умови закипання потоку в прямому трубопроводі (на вході потоку в насос), які визначаються зниженням статичного тиску P нижче тиску насичення при певній температурі потоку P_s :

$$P(G, v) \leq P_s. \quad (3.5)$$

У разі реалізації умови (3.5) на вході в насос виникає інтенсивне пароутворення (закипання) і кавітація з утворенням локального парового об'єму і «снарядного» режиму течії [30].

4. Виникнення коливальної гідродинамічної нестійкості в розглянутій трубопровідній системі може бути в результаті інерційного запізнення відповідних змін видаткової (мережевої) характеристики насоса і гідродинамічного опору магістралі: збільшення витрат G / швидкості v потоку в поточний момент часу t в відповідно до формули (3.3) через інтервал часу Δt призводить до зменшення гідродинамічного напору насоса ΔP_n і збільшення загального гідродинамічного опору магістралі ΔP_0 ; зменшення гідродинамічного напору ΔP_n і збільшення ΔP_0 через інтервал Δt призводить до подальшого зменшення G/v і т.д.

При недостатній поточній чутливості видаткової характеристики насоса f період і амплітуда коливань витрати (швидкості) збільшуються і можуть досягати критичних значень (3.1), при яких система фактично переходить в стан аперіодичної нестійкості [29, 31]. Будь-яке випадкове (флуктуаційне) обурення гідродинамічних параметрів призводить до імпульсного («стрибоподібного») переходу трубопровідної системи в стан з КГУ по насосу при «замиканні» напірної ділянки трубопровідної магістралі (умова КГУ (3.1)) або при різкому локальному зниженні гідродинамічного опору і збільшенні швидкості потоку (умова КГУ (3.5)).

При припущеннях нестискаємості рідини і ізотермичності процесів рівняння руху потоку в даній трубопровідній системі та поточної зміни гідродинамічного напору насоса (1.5, 1.6) [3,4,9,11].

Гідродинамічний опір на лінії L_1 і напірної L_2 магістралі (1.9, 1.10) (рис. 1.3)

Для приведення рівнянь до критеріальної форми введемо безрозмірні змінні гідродинамічних параметрів і їх відповідних масштабів:

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{кр}}; \quad \bar{t} = \frac{t}{t_m}; \quad \overline{\Delta P_n} = \frac{\Delta P_n}{\Delta P_{nm}}; \quad \bar{P} = \frac{P}{\Delta P_{nm}}.$$

Тоді в критеріальній формі рівняння (1.5) і (1.6) мають вигляд:

$$\rho \frac{Lv_{кр}}{\Delta P_{nm} t_m} \frac{dv}{dt} = \Delta P_n + P_1 - P_2 - \Delta P_1 - \Delta P_2, \quad (3.6)$$

$$\Delta P_n = 1 + \int_0^t \frac{d\Delta P_n}{dv} \frac{dv}{d\tau} d\tau. \quad (3.7)$$

Тимчасовий масштаб процесу t_m впливає з рівняння (3.6):

$$\frac{\rho Lv_{кр}}{\Delta P_{nm} t_m} \equiv 1 \Rightarrow t_m = \frac{\rho Lv_{кр}}{\Delta P_{nm}}. \quad (3.8)$$

Критична для КГУ швидкість потоку впливає з умов (3.1) і (3.5):

$$v_{кр} = \min \left\{ \sqrt{\frac{2N_{кр}}{\rho}}, \sqrt{\frac{2[P_1(L_1) - P_s]}{\rho}} \right\}. \quad (3.9)$$

3.2. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в замкнутих контурах з насосами

Більшість досліджень з визначення гідродинамічних навантажень при гідродинамічних ударах (ГУ) пов'язані з моделюванням просторово-часових розподілів швидкості потоку в умовах ГУ (наприклад, [12-26,39-40] та інші).

Основні причини виникнення ГУ в трубопровідних системах з енергетичним обладнанням можуть бути викликані:

- прискореним закриттям арматури, супроводжуване різким гальмуванням потоку [38];
- резонансними ефектами (збіг власної частоти коливань трубопровідної системи з частотою вимушених коливань потоку, які супроводжуються різким збільшенням амплітуд коливань гідродинамічних параметрів [36,37];
- снарядно - корковими режимами течії двофазних потоків, які супроводжуються імпульсними ГУ на обладнання та елементи трубопровідних систем [34];
- трансзвуковими режимами течії одно- і двофазних потоків, які супроводжуються високоамплітудними, т.зв. «стрибками ущільнення» при досягненні швидкості звуку потоку [26-29];
- різні види гідродинамічної нестійкості одно- і двофазних потоків, які можуть супроводжуватися високоамплітудними коливаннями або імпульсами тиску [27, 40-43] та інші).

Явище гідродинамічної нестійкості (ГДН) в трубопровідних системах та енергетичному обладнанні характеризується періодичними коливаннями гідродинамічних параметрів (тиску і швидкості потоку) (коливальна ГДН) і / або стрибкоподібною (імпульсною) їх зміною (аперіодична ГДН) [27,40-43]. Амплітуди коливань/змін гідродинамічних параметрів при ГДН значно перевищують відповідні амплітуди, викликані турбулентністю потоку, і можуть привести до ГУ на обладнання та елементи трубопровідних систем. Виникнення ГУ знижує надійність і ресурс експлуатації, а при певних умовах призводить до відмов і / або руйнувань (критичні ГУ).

Питання розрахунково-експериментального моделювання ГДН і ГУ в енергетичному обладнанні та трубопроводах з одно- і двофазним потоками досліджувалися у багатьох роботах (наприклад, [32-43]). Однак питання виникнення ГДН і ГУ в однофазних потоках трубопровідних систем з насосами вивчені недостатньо. Так, в роботі [38] на основі не цілком коректних обґрунтувань вважається, що ГУ в системах АЕС з ВВЕР можливі тільки при заклинюванні головного циркуляційного насоса. Ці висновки не

узгоджуються з досвідом експлуатації аналогічних реакторних установок з ВВЕР, а також не розкривають причин і домінуючих механізмів виникнення ГДН і ГУ. У роботах професора А. В. Корольова [36, 37] в якості домінантного механізму виникнення коливань тиску і відповідних ГУ розглядаються резонансні ефекти, тобто збіг власної частоти коливань трубопровідної системи з частотою вимушених коливань тиску в однофазному потоці.

Не заперечуючи можливості виникнення резонансних ефектів, слід визнати, що умови резонансного ефекту не є визначальними в різних режимах експлуатації. Так, в експериментальних дослідженнях коливань тиску в трубопровідній системі з поршневими насосами і демпфірувальними пристроями [36, 37] встановлено, що при одних і тих же конструкційно-технічних характеристиках трубопровідної системи (тобто ідентичності власної частоти коливань системи) в різних режимах частоти основної гармоніки коливань тиску розрізняються на порядок і більше.

В роботі [43] авторами запропоновано підхід до моделювання умов виникнення ГДН і ГУ в трубопровідних системах на основі домінуючого впливу «жорсткості» напірно-витратної характеристики (НВХ) насосів, тобто залежність напору тиску, що розвивається насосом (ΔP_n), від середньої швидкості потоку по перетину трубопроводу (v) або витрати потоку (рис. 3.1). НВХ визначається конструкцією насоса і зазвичай наводиться в проектній документації або визначається на основі випробувань.

Для вирішення питань верифікації розробленої авторами [43] методики використані відомі експериментальні дані [36, 37], отримані для замкнутої трубопровідної системи з поршневими насосами (рис. 3.2). Тому, на початковому етапі була проведена адаптація розробленої методики до умов експериментальних стендів.

Основні положення адаптованої методики. Аналіз умов виникнення ГДН в циркуляційній системі з поршневим насосом і демпфуючим

пристроєм (ДП) розглянутий на моделі, відповідній стенду, на якому проводилися експериментальні дослідження [36, 37] (рис. 3.2).

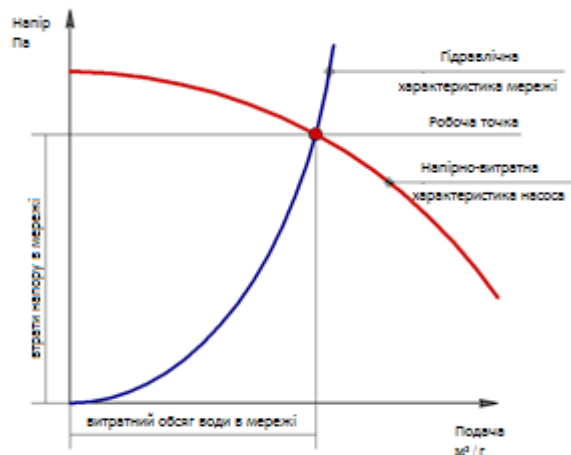


Рис. 3.1. Напірно-витратна характеристика поршневого насоса в загальному вигляді

Фізична модель умов виникнення ГДН заснована на впливі параметра «жорсткості» І НВХ поршневого насоса ΔP_n і залежить від протитиску P і швидкості потоку v :

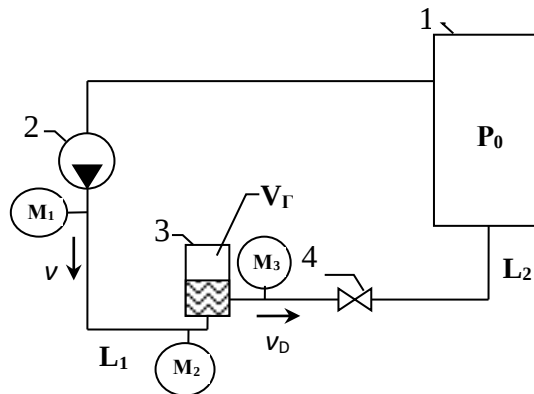
$$I = \left| \frac{d\Delta P_n(P, v)}{dv} \right|, \quad (3.10)$$

Де ΔP_n , Па - напір, що розвивається насосом.

При відомій апроксимації для НВХ, яка визначається конструкційно-технічними характеристиками насоса, параметр «жорсткості» («крутизни» НВХ) може бути визначений чисельним диференціюванням цієї апроксимації НВХ.

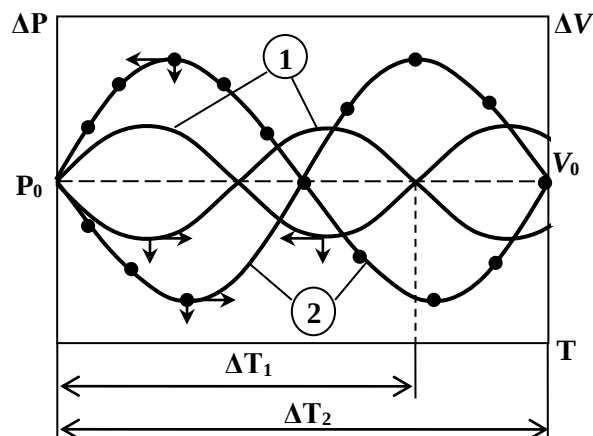
Будь-яка зміна швидкості потоку щодо усталеного значення відповідно до НВХ насоса повинна приводити до подальшого відновлення стійкого значення гідродинамічних параметрів. Однак, в силу «жорсткості» реакції НВХ насоса на зміну гідродинамічним параметрам потоку це відновлення не проходить миттєво, а з певним запізненням у часі: чим більше значення параметра жорсткості І (3.10), тим більше період запізнювання реакції НВХ по відновленню стійкого стану і амплітуди відхилень гідродинамічних параметрів від встановлених значень.

Таким чином, в силу запізнювання в часі реагування НВХ насоса на зміну гідродинамічним параметрам по всій довжині трубопровідної системи розвивається коливальний процес. Амплітуди коливань гідродинамічних параметрів тиску δP_A , швидкості δv_A і періоди коливань ΔT визначаються жорсткістю НВХ (див. рис. 3.3). Коливання середньої швидкості потоку знаходяться в протифазі коливань тиску. При достатньому збільшенні амплітуди тиску і виникають умови ГУ на елементи трубопровідної системи.



1 - гідроємність; 2 - насос; 3 - демпфуючий пристрій; 4 - арматура;
 L_1 , L_2 - довжина трубопроводу до і після демпфуючого пристрою відп.
 M_1 , M_2 , M_3 - датчики вимірювання пульсацій тиску

Рис. 3.2. Розрахункова модель експериментального стенду [36, 37]



1 - I_1 ; 2 - $I_2 < I_1$.

Рис. 3.3. Узагальнена модель розвитку коливальної гідродинамічної нестійкості, визначеною «жорсткістю» НВХ насоса I

Інші можливі причини виникнення умов ГУ (наприклад: закриття арматури - «завдання Жуковського» або резонансні ефекти) в представленій роботі не розглядалися.

Математична модель процесів ГДН визначається рівнянням балансу маси газу в ДУ, рівняннями руху однофазного потоку на ділянках напірної магістралі до ДУ (L_1 на рис. 3.2) і після ДУ (L_2 на рис. 3.2).

В експериментальному стенді, наведеному на рис. 3.2, довжина підвідної до насоса трубопровідної магістралі значно менше і, тому, ця частина трубопровідної системи окремо не моделювалася. Однак, модельовані коливання гідродинамічних параметрів поширюються і на підвідну до насоса ділянку магістралі.

При відносно малих збуреннях гідродинамічних параметрів δP і δv ці рівняння мають вигляд [31]:

$$-\rho \frac{dV_r}{dP} \frac{d\delta P}{dt} = \rho F(\delta v - \delta v_D), \quad (3.11)$$

$$\frac{d\delta v}{dt} + \frac{\xi_1}{L_1} v_0 \delta v = \frac{1}{\rho L_1} \delta \Delta P_n, \quad (3.12)$$

$$\frac{d\delta v_D}{dt} = \frac{\xi_2}{L_2} v_0 \delta v_D, \quad (3.13)$$

де ρ , кг / м³ - щільність потоку; V_r - об'єм газу в ДП, м³; F - площа прохідного перетину трубопроводу; ξ_1, ξ_2 - сумарний коефіцієнт гідравлічного опору на ділянці L_1 і L_2 відповідно; v_D - швидкість потоку на виході з ДП.

Впливом коливань тиску на ділянці L_2 на НВХ насоса нехтували, так як: згідно з експериментальними даними [36, 37] амплітуди пульсацій тиску на ділянці L_2 на порядок менше амплітуд пульсацій на ділянці L_1 ; на виході ДП встановлюються акустичні фільтри в вигляді трубок Вентурі. Збурення напору $\delta \Delta P_n$ в параметрах коливань δP і δv :

$$\delta \Delta P_n = I_p(P_0) \delta P + I_v(\gamma) \delta \gamma, \quad (3.14)$$

де $I_p = \frac{d\Delta P_n}{dP}$ - параметр «жорсткості» НВХ по тиску; $I_v = \frac{d\Delta P_n}{dv}$ - параметр «жорсткості» НВХ по швидкості потоку.

З рівняння (3.11) слід

$$\delta v_D = \delta v - D \frac{d\delta P}{dt}, \quad (3.15)$$

де $D = \frac{1}{F} \left| \frac{dV_r}{dP} \right|$ - параметр демпфуючої здатності ДП, що залежить від геометричних розмірів ДП і термодинамічного стану газового обсягу V_r (м³).

Ефективна демпфуюча характеристика D може визначитися на основі передексплуатаційних випробувань трубопровідної системи (наприклад, [34, 37]); однак вона не є універсальною для всіх режимів експлуатації (наприклад, перехідні режими пуску / зупинки насоса).

Підставляючи (3.15) в (3.13), з урахуванням рівнянь (3.11) і (3.14) отримаємо систему рівнянь:

$$\frac{d\delta v}{dt} = \frac{1}{\rho L_1} I_p \delta P + \left(\frac{I_v}{\rho L_1} - \frac{\xi_1}{L_1} v_0 \right) \delta v \quad (3.16)$$

$$\frac{d\delta v}{dt} = D \frac{d^2 \delta P}{dt^2} + \frac{\xi_2 D v_0}{L_2} \frac{d\delta P}{dt} - \frac{\xi_2 v_0}{L_2} \delta v \quad (3.17)$$

З (3.16) і (3.17) з урахуванням (3.14) слідує рівняння коливань тиску в даній трубопровідній системі в критеріальною формі:

при початкових умовах:

$$\frac{d^2 \delta P}{dt^2} + \frac{d\delta P}{dt} + K \delta P = 0 \quad (3.18)$$

$$\delta P(t=0) = \delta P_0, \quad (3.19)$$

$$\frac{d\delta P}{dt}(t=0) = \delta P_0', \quad (3.20)$$

де:

$$\delta P = \frac{\delta P}{P_0}; \quad t = \frac{t \xi_2 v_0}{L_2};$$

$$K = \frac{1}{D} \left(\frac{L_2}{\xi_2 v_0} \right)^2 \left[\frac{\xi_1 v_0}{I_v L_1} - \frac{\xi_2 v_0}{I_v L_2} - \frac{1}{\rho L_1} (I_p + 1) \right]. \quad (3.21)$$

Рішення рівнянь (3.18) - (3.21) залежать від стаціонарних (сталих) значень критерію К:

$$\text{при } K < \frac{1}{4}$$

$$\delta P = \left(\delta P_0 - \frac{\delta P_0' - \delta P_0}{r_2 - r_1} \right) \exp(r_1 t) + \frac{\delta P_0' - \delta P_0}{r_2 - r_1} \exp(r_2 t) \quad (3.22)$$

$$\text{де } r_{1,2} = -\frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{4} - K}.$$

$$\text{при } K = \frac{1}{4}$$

$$\delta P = \delta P_0 + \left(\delta P_0 + \frac{1}{2} \delta P_0 t \right) \exp\left(-\frac{t}{2}\right) \quad (3.23)$$

$$\text{при } K > \frac{1}{4}$$

$$\delta P = \left(\delta P_0 \cos \beta t + \frac{\delta P_0' + \delta P_0 / 2}{\beta} \sin \beta t \right) \exp\left(-\frac{t}{2}\right), \quad (3.24)$$

$$\text{де } \beta = \sqrt{K - \frac{1}{4}}$$

Граничне значення критерію ГДН K_y визначається умовою:

$$\delta P_0(K_y) \leq 0. \quad (3.25)$$

При $K < K_y$ виникаючі обурення (імпульси) гідродинамічних параметрів з часом «підтримуються» - система гідродинамічно нестійка і елементи системи піддаються ГУ.

При $K = K_y$ система знаходиться на межі стійкості [8].

3.3. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури як наслідок аперіодичної нестійкості

Запропоновано оригінальний метод визначення умов виникнення і інтенсивності гідродинамічного удару при закритті арматури як сліdstва аперіодичної нестійкості. Вважається, що при певній швидкості закриття арматури відбувається різке (імпульсне) гальмування потоку, а кінетична енергія гальмування потоку переходить в енергію гідродинамічного удару. На відміну від відомих підходів запропонований метод враховує умови формування гідродинамічного удару в залежності від коефіцієнта гідродинамічного опору і швидкості закриття арматури, конструкційно-технічних характеристик всіх елементів трубопровідної системи, теплофізичних властивостей потоку та інших визначальних чинників. На прикладі пасивної частини системи аварійного охолодження ядерного реактора показано, що інтенсивність гідродинамічних ударів при закритті арматури може бути набагато більше, ніж в системах з насосним обладнанням при інших рівних умовах. На основі запропонованого методу визначені оптимальні умови швидкості закриття арматури для запобігання гідродинамічного удару.

Виникаючі в нормальних і аварійних режимах ядерних енергетичних установок гідродинамічні удари (ГУ) на теплотехнічне обладнання (насоси, арматура, теплообмінники і т.п.) систем, важливих для безпеки, можуть істотно знижувати його надійність / працездатність і ресурс експлуатації. Під ГУ зазвичай мають на увазі імпульсний високоамплітудний гідродинамічний вплив потоку на обладнання та елементи трубопровідних систем.

Вивченню явища ГУ в різних умовах присвячено багато експериментальних і теоретичних досліджень (наприклад, [12-33] і ін.). Однак причини і механізми виникнення ГУ вивчені поки недостатньо.

В останніх роботах професора А.В. Корольова [32,33] в якості визначальною причини виникнення ГУ в трубопровідній системі з поршневыми насосами прийнятий резонансний механізм: збіг власної частоти коливань трубопровідної системи з частотою подачі витрати поршневих насосів. В умовах резонансних ефектів значно зростає амплітуда коливань гідродинамічних параметрів (тиску, швидкості потоку і ін.), Що сприяє можливості виникнення ГУ на обладнання та елементи трубопровідної системи.

Не заперечуючи можливості виникнення резонансних ефектів і їх впливу на ГУ слід визнати, що резонансний механізм виникнення ГУ є вкрай окремим випадком, який не реалізується в більшості робочих, перехідних і аварійних режимів.

В останніх роботах авторів [34,35] показано, що визначальним механізмом ГУ є виникнення в системі коливальної гідродинамічної нестійкості потоку, викликаній інерційністю напірно-витратної характеристики насосів. При коливальній нестійкості амплітуди коливань гідродинамічних параметрів також значно зростають і сприяють виникненню ГУ на обладнання та елементи трубопровідних систем.

Явище коливальної тепло-гідродинамічної нестійкості в обладнанні з двофазним і / або стисловими потоками теплоносія досліджувалося раніше і отримало необхідне експериментальне підтвердження (огляди цих досліджень можна знайти в монографіях [29,31,32] і ін.). Разом з тим, механізм виникнення ГУ в трубопровідних системах з нестисливими потоками як слідства коливальної гідродинамічної нестійкості теж не слід вважати єдино можливим.

Альтернативним механізмом / причиною виникнення ГУ може бути аперіодична нестійкість, яка супроводжується стрибкоподібною (імпульсною) зміною гідродинамічних параметрів (тиску, швидкості потоку і ін.). Характерним прикладом виникнення ГУ внаслідок аперіодичної гідродинамічної нестійкості може бути процес закриття

арматури в трубопровідній системі. У разі якщо швидкість закриття арматури досить велика, то перед арматурою може статися різке (імпульсна) гальмування потоку. При цьому кінетична енергія потоку при гальмуванні переходить в енергію ГУ.

Далі представлений метод визначення умов ГУ при закритті арматури як сліdstва аперіодичної нестійкості [4].

3.3.1 Основні положення методу моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури.

1. Арматура моделюється як локальний гідравлічний опір з внутрішнім «вільним» (від конструкцій) обсягом V_a і гідравлічним опором ξ_a в типовій трубопровідній системі, представленої на рис. 3.4.

2. При гальмуванні потоку перед закриванням арматури кінетична енергія потоку, що набігає зі швидкістю v переходить у внутрішню енергію ГУ потоку з питомою ентальпією i .

3. Швидкість потоку в підвідному до арматури (v) та зворотньому ($v_{про}$) трубопроводі приймається середній по площі прохідного перетину Π трубопроводу.

4. Для спрощення всі процеси вважаються ізотермічними.

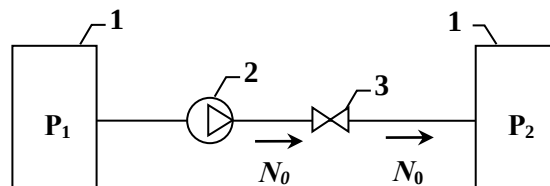


Рис. 3.4. Принципова схема трубопровідної системи:

1-теплообмінні апарати / гідроємностей; 2 - насос; 3 - арматура

З урахуванням прийнятих припущень рівняння балансу мас і енергії для арматури, а також рівняння руху потоку в трубопровідній системі мають вигляд:

$$\frac{V_a}{\Pi} \frac{\delta \rho}{dt} = \rho(v - v_o) \quad (3.26)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\rho \frac{v^2}{2} + \rho i \right) = 0 \quad (3.27)$$

$$\frac{d(\rho v)}{dt} = \left[\Delta P_n(v) + \Delta P_o - \xi \frac{\rho}{2} v^2 \right] \frac{\Pi}{V}, \quad (3.28)$$

де ρ - щільність середовища потоку;

t - час;

V - вільний об'єм потоку в трубопровідній системі;

$\Delta P_n(v)$ - напірно-видаткова характеристика насоса; $\Delta P_n = P_1 - P_2$.

Після перетворення системи рівнянь (3.26) - (3.28) з урахуванням того, що

$$\frac{d(\rho i)}{dt} = \rho \frac{di}{dP} \frac{dP}{dt} + i \frac{d\rho}{dP} \frac{dP}{dt} \quad \text{и} \quad \frac{d(\rho v)}{dt} = \rho \frac{dv}{dt} + v \frac{d\rho}{dP} \frac{dP}{dt},$$

рішення мають вигляд:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\xi(t) \frac{\rho}{2} v^2 - \Delta P_n - \Delta P_o}{\rho \frac{di}{dP} + \frac{i}{c^2} - \frac{v^2}{2c^2}} \frac{\Pi}{V} v \equiv v_p, \quad (3.29)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\left[\Delta P_n(v) + \Delta P_o - \xi(t) \frac{\rho}{2} v^2 \right] \frac{\Pi}{V} - \frac{v v_p}{c^2}}{\rho}, \quad (3.30)$$

$$v_o = v - \frac{V_a}{\Pi} v_p, \quad (3.31)$$

де $v_p = dP/dt$ - локальна швидкість росту тиску, що характеризує інтенсивність ГУ на арматуру при закритті;

$c = \sqrt{dP/d\rho}$ - швидкість розповсюдження збурень (швидкість звуку) в потоці.

Максимальне навантаження на робочі органи арматури при ГУ:

$$\Delta P_g = \int_0^{t_g} v_p(\tau) d\tau, \quad (3.32)$$

де $t_g \approx V_a / (\Pi v)$.

Традиційно для визначення максимального навантаження ГУ на закриття арматури застосовується відома формула Н.Є. Жуковського [27]:

$$\Delta P_g = \rho(v - v_o)c_T. \quad (3.33)$$

Як слідує з отриманого рішення (3.29), (3.32), традиційний підхід оцінки максимального навантаження ΔP_g за формулою (3.33) не враховує реальні умови формування ГУ, конструкційно-технічні характеристики арматури і всієї трубопровідної системи, теплофізичні властивості потоку і інші фактори. Крім того, необхідно відзначити, що отримані рішення (3.29), (3.32) визначають більш істотну залежність максимального навантаження при ГУ на арматуру від швидкості набігаючого потоку $\Delta P_g \sim v^3$, ніж за формулою (3.32) $\Delta P_g \sim v$.

Аналіз отриманих рішень для інтенсивності ГУ при закритті арматури дозволяє відзначити наступне.

1. Інтенсивність ГУ істотно залежить від гідравлічного опору арматури і, відповідно, від швидкості закриття робочого клапана. Гідравлічний опір, що характеризується параметром $\xi(t)$, пропорційно положенню робочого клапана і швидкості його закриття. Оптимальна швидкість закриття клапана для запобігання ГУ визначається з урахуванням рішень (3.29), (3.30) з умови

$$\frac{dv_p}{dt} \left[\frac{d\xi(t)}{dt} \right] \leq 0. \quad (3.34)$$

2. Інтенсивність ГУ при закритті арматури в трубопровідних системах без насосів (наприклад, пасивна частина системи аварійного охолодження активної зони ядерного реактора) може бути істотно більше, ніж при інших рівних умовах в трубопровідній системі з напірними насосами ($\Delta P_n > 0$, $\Delta P_0 < 0$).

3.4. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах двофазних потоків.

Моделюється трубопровідна система з локальним гідродинамічним опором (арматура, дросельні пристрої, насоси / компресори і т.п.), які мають змінну площу прохідного перетину двухфазного парорідинного потоку (рис. 3.6). Адіабатно скипаючий в проточній частині локального гідродинамічного опору (ЛГО) потік моделюється в одновимірному і квазістаціонарному наближенні. Втрати тиску на тертя потоку всередині ЛГО нехтується. Двофазний потік всередині ЛГО має гомогенну рівноважну структуру. Однофазне середовище (пар) є окремим випадком розглянутої моделі.

Аналогами такої розрахункової моделі можуть бути наступні системи ЯЕУ:

- арматура пасивної частини системи аварійного охолодження активної зони ядерного реактора;
- трубопровідна система «парогенератор - швидкодіючий запірно-відсічний клапан» в аварійних режимах;
- імпульсно-запобіжний пристрій компенсатора тиску ядерного реактора в аварійних режимах;
- система парозбросних пристроїв турбоустановки в аварійних режимах;
- дренажні системи насиченого конденсату турбоустановки і ін.

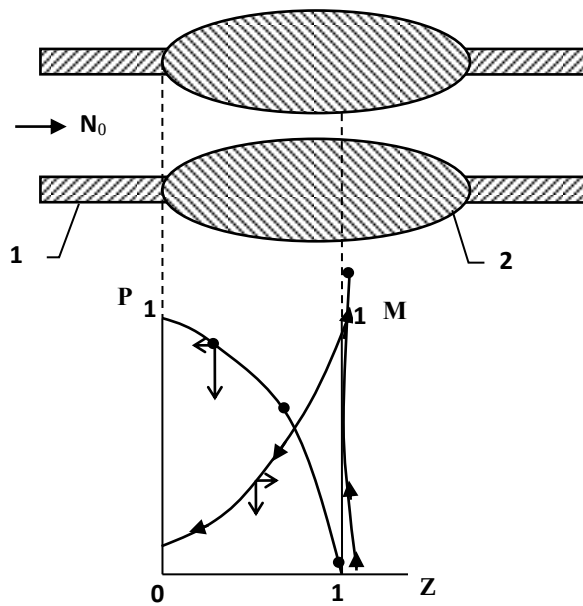


Рис. 3.5. Умови виникнення гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах двухфазного парорідинного потоку:

1 - трубопровід;

2 - локальний гідродинамічний опір

Фундаментальні рівняння законів збереження двофазного потоку в рамках прийнятих припущень мають вигляд [23]:

$$\frac{d\rho\Pi v}{dz} = 0, \quad (3.35)$$

$$\frac{d\rho\Pi v^2}{dz} = -\Pi \frac{dP}{dz}, \quad (3.36)$$

$$\frac{d}{dz} \left(\rho i + \frac{\rho v^2}{2} \right) = 0, \quad (3.37)$$

$$v(z=0) = v_0, \quad (3.38)$$

$$P(z=0) = P_0, \quad (3.39)$$

$$i(z=0) = i_0, \quad (3.40)$$

де v , P - швидкість і тиск двухфазного гомогенного потоку відповідно; ρ (P , x) - щільність двофазного потоку; $i(P, x)$ - питома ентальпія двухфазного потоку; x - масовий паровміст двофазного потоку.

Після перетворень рішення (3.35) - (3.40) в критеріальній формі:

$$\frac{d\mathbf{P}}{dz} = \frac{\mathbf{K}_v \rho v^2}{(1-M^2)} \mathbf{K}_\Pi = \text{grad}(\mathbf{P}), \quad (3.41)$$

$$\frac{dv}{dz} = -\text{grad}(\mathbf{P}) \frac{v}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \mathbf{P}} + \frac{1}{2r} \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - v \mathbf{K}_\Pi, \quad (3.42)$$

$$\frac{dx}{dz} = -\frac{i_0}{2r} \text{grad}(\mathbf{P}), \quad (3.43)$$

$$\mathbf{P}(z=0) = 1; \quad v(z=0) = 1; \quad x_0(z=0) = (i_0 - i_1)/r, \quad (3.44)$$

Де $\mathbf{P} = P / P_0$; $z = z/L$ (L - довжина конфузорної частини ЛМР); $\rho = \rho/\rho_0$; $v = v / v_0$; $i = i/i_0$; $\Pi = \Pi_0 / \Pi$.

Критерії трансзвукових режимів течії:

$$\mathbf{K}_v = \frac{\rho_0 v_0^2}{P_0}; \quad \mathbf{K}_\Pi = \frac{1}{\Pi} \frac{d\Pi}{dz},$$

$$\mathbf{M} = \frac{v}{a} - \text{критерій Маха}, \quad (3.45)$$

З отриманих рішень (3.41) - (3.44) випливає, що в конфузорній частині ЛГО ($\mathbf{K}_\Pi < 0$) тиск і паровміст потоку зменшуються по довжині каналу, а швидкість потоку збільшується. При досягненні швидкості потоку навколосвукових значень ($\mathbf{M} \rightarrow 1$) модулі градієнтів швидкості потоку різко збільшуються; а при досягненні трансзвукового режиму ($\mathbf{M} = 1$) відбувається подальше різке гальмування потоку ($v \rightarrow 0$) і локальне імпульсне зростання тиску і конденсації парорідинного потоку (конденсаційний «стрибок ущільнення» як наслідок аперіодичної тепло-гідродинамічної нестійкості трансзвукових режимів парорідинних потоків). Таким чином, необхідна умова ГУ на обладнання трубопровідних систем при трансзвукових режимах двофазних потоків:

$$\mathbf{M} = 1. \quad (3.46)$$

При моделюванні параметрів ГУ (гідродинамічного навантаження ΔP_g , швидкостей зміни P і v) вважається, що кінетична енергія двофазного

поток при гальмуванні переходить в енергію конденсаційного «стрибка ущільнення». Тоді рівняння балансу маси, імпульсу тиску і енергії в конденсаційному «стрибку ущільнення»:

$$L \frac{d\rho}{dt} = \rho v - \rho v_c, \quad (3.47)$$

$$L \frac{d\rho v}{dt} = -\Delta P_g(t), \quad (3.48)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\rho v^2}{2} + \rho i \right) = 0, \quad (3.49)$$

де t - час; v_c - швидкість потоку на виході з ЛГО;
 L - довжина каналу до перетину настання
 трансзвукового режиму; $\Delta P_g(t)$ - амплітуда
 гідродинамічного навантаження при ГУ.

Початкові умови ГУ (при $M=1$):

$$v(t=0) = a \quad (3.50)$$

При консервативних (тобто з «запасом» по надійності) допущеннях ізотермичності процесів ГУ з «миттєвою» конденсацією пара, а також нехтуванням витратою після «стрибка ущільнення» по відношенню до витрати на вході в ЛГО після перетворень (3.47) - (3.50) в критеріальну форму отримаємо:

$$\frac{dP}{dt} = v, \quad (3.51)$$

$$\frac{dv}{dt} + K_1 v \frac{dP}{dt} = -\Delta P_g(t), \quad (3.52)$$

$$v \frac{dv}{dt} + \frac{K_1}{2} v^2 \frac{dP}{dt} + K_2 \frac{dP}{dt} = 0, \quad (3.53)$$

при початкових умовах:

$$v(t=0) = \frac{a}{v_m} = v_{g0}, \quad P(t=0) = P_{g0}, \quad i(t=0) = i_{g0}, \quad (3.54)$$

де:

$$\mathbf{P} = \frac{P}{P_m}, \quad \mathbf{v} = \frac{v}{v_m}, \quad \mathbf{t} = \frac{t}{t_m}, \quad \mathbf{i} = \frac{i_l}{i_m},$$

$$\mathbf{K}_1 = \frac{P_m}{\rho_1 a_1^2}, \quad \mathbf{K}_2 = \frac{di}{d\mathbf{P}}; \quad (3.55)$$

ρ_1, a_1 - щільність і швидкість звуку рідкої фази відповідно.

Масштаби параметрів при ГУ слідує з перетворень рівнянь (3.50) - (3.52) до критеріальної форми:

$$P_m = P_0; \quad v_m = \frac{P_0}{\rho_1 a_1}; \quad t_m = \frac{L}{a_1}; \quad i_m = \frac{P_0^2}{\rho_1 a_1^2}.$$

З рішення системи рівнянь (3.51) - (3.55) слідує поточна і максимальна відносні амплітуди гідродинамічного навантаження при трансзвукових режимах парорідинного потоку:

$$\Delta \mathbf{P}_g(\mathbf{t}) = \int_0^{\mathbf{t}} \mathbf{v}(\tau) d\tau, \quad (3.56)$$

$$\frac{d\mathbf{v}}{d\mathbf{t}} + \frac{\mathbf{K}_1}{2} \mathbf{v} + \mathbf{K}_2 = 0, \quad \mathbf{v}(\mathbf{t} = 0) = \frac{\rho_1 a_1 a}{P_0} \quad (3.57)$$

Достатня умова ГУ при трансзвукових режимах двуфазного парорідинного потоку:

$$\Delta \mathbf{P}_g(\mathbf{t} = 1) \geq 1. \quad (3.58)$$

На відміну від традиційного підходу визначення гідродинамічних навантажень при ГУ, викликаних збільшенням локальних гідродинамічних опорів (наприклад, відома формула Н.Є. Жуковського [27]), отримані рішення враховують[6]:

- необхідні і достатні умови виникнення ГУ (3.46), (3.58) та відповідні амплітуди гідродинамічних навантажень на обладнання та елементи трубопровідних систем при двофазних парорідинних потоках;

- перехід кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу ГУ.

Останнє положення визначає значно більші оцінки гідродинамічних навантажень при ГУ, ніж формула Н.Є. Жуковського [27].

3.5. Моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при аварійному заповненні компенсатора тиску

Компенсатор тиску (КТ) є системою, важливою для безпеки ядерних енергетичних установок з реакторами типу ВВЕР, і призначений для [27]:

- створення тиску в реакторному контурі при пусках реакторної установки;
- підтримання тиску в заданих межах при нормальних експлуатаційних режимах і остановах реактора;
- обмеження коливань тиску в перехідних режимах реакторної установки.

При порушеннях нормальних умов експлуатації та аваріях система запобіжних клапанів імпульсно-запобіжного пристрою (ЗК ІЗП) КТ забезпечує:

- зброс тиску в реакторному контурі при перевищенні допустимих значень (16,0 МПа);
- управління аварійними процесами в режимі «скидання - підживлення» реакторного контуру.

КТ ВВЕР-1000 представляє собою вертикальний циліндричний посуд висотою 13,5 м і діаметром прохідного перетину теплоносія 3,0 м. Корпус КТ товщиною 165 мм складається з чотирьох обичайок і двох днищ, має патрубки і штуцери для під'єднання відповідних трубопроводів і приладів, а також імпульсних ліній. Конструкція КТ забезпечує нормальне функціонування при максимальному розрахунковому землетрусі 9 балів по MSK - 64 при одночасному впливі навантажень, викликаних розривом головного циркуляційного трубопроводу [26].

Передбачена розгерметизація КТ при порушенні умов нормальної експлуатації і в аварійних режимах визначає можливість виникнення

гідродинамічних ударів (ГУ) на корпус і конструкції КТ. ГУ супроводжуються високоамплітудними гідродинамічними навантаженнями на елементи системи КТ, які за певних умов можуть перевищувати гранично допустимі значення і приводити до неприпустимого пошкодження конструкцій КТ (особливо в місцях приєднання патрубків і штуцерів). Так, на експериментальних стендах-аналогах КТ [13 посилання - 15] при інтенсивному заповненні були зареєстровані імпульси тиску при ГУ, амплітуди яких в 2 рази перевищували нормальний тиск в обладнанні. В натурних КТ ВВЕР можна очікувати ще більших значень відносних амплітуд імпульсів тиску ГУ, так як при аварійному відкритті ЗК ІЗП КТ заповнення обсягу КТ відбувається при перепаді тиску з навколишнім середовищем близько 15,0 МПа.

Для визначення максимальних амплітуд тиску ГУ ΔP_{gm} для різних систем / обладнання (див., наприклад, огляди [16, 17]) традиційно використовується відома формула Н.Є. Жуковського [27]:

$$\Delta P_{gm} = \rho \Delta v c, \quad (3.59)$$

де ρ - щільність потоку; Δv - зміна швидкості потоку до і після ГУ; c - швидкість звуку в металі корпусу обладнання / трубопроводу.

В роботі [15] формула (3.61) також була застосована для оцінки ΔP_{gm} ГУ при заповненні експериментальної моделі КТ ВВЕР-440. Однак такий підхід недостатньо обґрунтований при моделюванні умов виникнення і наслідків ГУ на натурних КТ ВВЕР, так як формула (3.59) не враховує специфічних особливостей / ефектів при формуванні ГУ (наприклад, робочий рівень заповнення КТ; значний перепад тиску в КТ і контейнментом при ГУ, викликаному відкриттям ЗК ІЗП КТ; гідравлічні характеристики елементів системи КТ; підживлення обсягу теплоносія в КТ і ін.).

Тому актуальним питанням є розробка методу визначення умов і наслідків ГУ при інтенсивному заповненні КТ [5,7].

3.5.1. Основні положення методу моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при аварійному заповненні компенсатора тиску

Розрахункова модель умов виникнення ГУ в КТ ВВЕР приведена на Рис. 3.6.

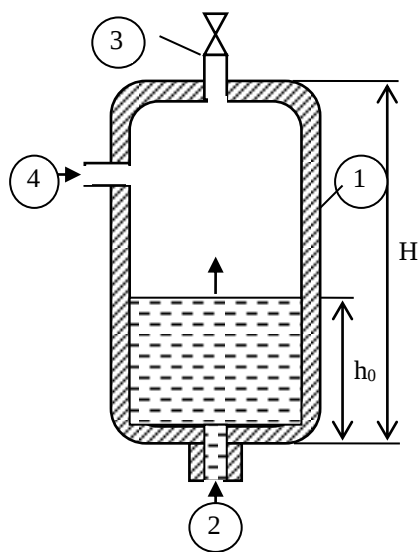


Рис. 3.6. Розрахункова модель умов виникнення ГУ при заповненні КТ ВВЕР:

- 1 - КТ; 2 - реакторний контур; 3 – ЗК ІЗП КТ;
4 - системи підживлення теплоносія КТ

Основні положення і допущення розрахункової моделі наступні.

1. Заповнення КТ може відбуватися в результаті надлишкового підживлення реакторного контуру відповідними системами G_{bi} / або аварійного відкриття ЗК ІЗП КТ і / або реалізації режиму «скидання - підживлення» для управління аварійними процесами.
2. Консервативно нехтується неізотермічними процесами.
3. При заповненні КТ гідродинамічні параметри ГУ визначаються з умови переходу кінетичної енергії при гальмуванні потоку теплоносія в енергію тиску ГУ.

4. КТ приймається правильної циліндричної форми, висотою H і площею прохідного перерізу теплоносія $\Pi_{\text{до}}$ (див. рис. 3.6).

5. Конструкційно-технічні і гідравлічні характеристики натурних КТ ВВЕР-1000 приймалися відповідно до [12, 18].

Весь процес формування умов виникнення ГУ розділений на два різномасштабних за часом етапи:

етап заповнення КТ теплоносієм тривалістю $t_{\text{до}}$;

етап взаємодії імпульсу ГУ з внутрішньою поверхнею КТ тривалістю t_3 .

З урахуванням прийнятих припущень рівняння балансу маси парового об'єму КТ і руху рівня теплоносія в КТ на 1-му етапі ($0 \leq t \leq t_{\text{до}}$):

$$\Pi_{\text{к}} \frac{d}{dt} [\rho_v (H - h)] = -G_{\text{к}} - G_{\text{ф}} - \Delta G_{\text{б}}, \quad (3.60)$$

$$\frac{d}{dt} (h G_{\text{к}})^2 = (P_{\text{т}} - P_0) \Pi_{\text{к}} - \frac{\xi_{\text{к}}}{2} \frac{G_{\text{к}}^2}{\rho \Pi_{\text{к}}} - \rho \Pi_{\text{к}} g h, \quad (3.61)$$

$$G_{\text{ф}} = \Pi_{\text{ф}} \sqrt{\frac{2(P_{\text{т}} - P_0)\rho}{\xi_{\text{ф}}}}, \quad (3.62)$$

$$\Delta G_{\text{б}} = G_{\text{б}} \frac{i_{\text{в}} - i_{\text{б}}}{i_{\text{б}}} \quad (3.63)$$

при початкових умовах:

$$G_{\text{к}}(t = 0) = 0; \quad h(t = 0) = h_0. \quad (3.64)$$

Необхідна умова ГУ при заповненні КТ:

$$h(t = t_{\text{к}}) = \dot{I} \quad (3.65)$$

З урахуванням прийнятих припущень рівняння законів збереження при необхідній умові (3.66) на 2-му етапі ($0 \leq t \leq t_3$):

$$H \Pi_{\text{к}} \frac{d\rho}{dP} \frac{d\Delta P_{\text{г}}}{dt} = G_{\text{к}} - G_{\text{ф}}, \quad (3.67)$$

$$H \frac{dG_{\text{к}}}{dt} = -\Delta P_{\text{г}} (\Pi_{\text{к}} - \Pi_{\text{ф}}), \quad (3.68)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{G_{\kappa}^2}{2\rho\Pi_{\kappa}} + \rho\Delta i_g \right) = 0, \quad (3.69)$$

де t - час процесу; ρ_v, ρ - щільність пара і теплоносія відповідно; h - висота рівня теплоносія в КТ; $G_{до}$ - масова витрата теплоносія в КТ; G_f - масова витрата через ЗК ІЗП КТ; P_{τ}, P_0 - тиск в теплоносії і контейнменті відповідно; $\xi_{до}$ - сумарний коефіцієнт гідравлічного опору в КТ; ξ_f - коефіцієнт гідравлічного опору ЗК ІЗП КТ; Π_f - площа прохідного перетину ЗК ІЗП КТ; i - питома ентальпія (на одиницю маси); G_a - номінальна витрата теплоносія через активну зону реактора; $\Delta P_g, \Delta i_g$ - імпульс тиску і ентальпії в зоні ГУ відповідно.

У критеріальному (безрозмірному) форматі рівняння (3.60) - (3.69):,

$$\frac{d}{dt_1} [\rho_v(1-h)] = -K_1 - K_2 - G_{\kappa}, \quad (3.70)$$

$$\frac{d}{dt_1} (hG_{\kappa}) = K_3 - K_4G_{\kappa}^2 - K_5h, \quad (3.71)$$

$$K_7 \frac{dp}{dP} \frac{d\Delta P_g}{dt_2} = G_{\kappa}(h=1) - K_1, \quad (3.72)$$

$$K_8 \frac{dG_{\kappa}(h=1)}{dt_2} = -K_3(1 - \Pi_f), \quad (3.73)$$

$$\frac{d}{dt_2} \left[\frac{G_{\kappa}^2(h=1)}{\rho} \right] = -\frac{d}{dt_2} \left(\rho \frac{di}{dP} \Delta P_g \right), \quad (3.74)$$

$$G_{\kappa}(t_1=0) = 0; \quad h(t_1=0) = K_6, \quad (3.75)$$

де:

$$K_1 = \frac{\Pi_{\kappa}}{G_a} \sqrt{\frac{2(P_{\tau} - P_0)\rho_v}{\xi_f}}; \quad K_2 = \frac{G_b}{G_a} \frac{i_v - i_b}{i_b};$$

$$K_3 = \frac{\Pi_{\kappa}^2(P_{\tau} - P_0)\rho_{\tau}}{G_a^2}; \quad K_4 = \frac{\xi_{\kappa}}{2}; \quad K_5 = \frac{\rho_{\tau}^2 \Pi_{\kappa}^2 Hg}{G_a^2};$$

$$K_6 = \frac{h_0}{H}; \quad K_7 = \frac{\rho \tilde{n} \Pi_{\kappa}}{G_a}; \quad K_8 = \frac{G_a \tilde{n}}{D_{\tau} \Pi_{\kappa}};$$

$$\rho = \frac{\rho}{\rho_T}; \quad t_1 = \frac{tG_a}{\rho_T H \Pi_K}; \quad h = \frac{h}{H} \quad G_{\hat{e}} = \frac{G_K}{G_{\hat{a}}}; \quad \Pi_f = \frac{\Pi_f}{\Pi_K};$$

$$i = \frac{i\rho^2 \Pi_K^2}{G_{\hat{a}}^2}; \quad P = \frac{P}{P_T}; \quad t_2 = \frac{tc}{H}; \quad \Delta P_g = \frac{\Delta P_g}{P_T};$$

c - швидкість розповсюдження збурень (швидкість звуку) в металі внутрішньої поверхні КТ.

Максимальна амплітуда імпульсу тиску ГУ:

$$\Delta P_{gm} = \int_0^1 \frac{d\Delta P_g}{dt_2} (h=1; K_1; \dots; K_8) dt_2. \quad (3.76)$$

У загальному випадку система рівнянь (3.70) - (3.76) може бути вирішена чисельними методами.

На відміну від традиційно використовуваної при вирішенні різних завдань формули Н.Є. Жуковського (3.59) отримане рішення (3.76) враховує особливості передісторії формування умов ГУ в КТ ($K_1, \dots, K_6$), а також ефекти безпосереднього формування та наслідків імпульсу тиску ГУ при спонтанному (різкому) гальмуванні потоку о внутрішню поверхню корпусу КТ (K_7, K_8) [5,7].

3.6. Висновки до розділу 3.

1. Розглянуто методи моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в енергетичних системах з насосним обладнанням в перехідних і робочих режимах експлуатації. Методи засновані на інерційності напірно-витратної характеристики насосів з урахуванням переходу кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу тиску гідродинамічних ударів. У перехідних режимах визначальним фактором гідродинамічних ударів є запізнювання реакції напору тиску насосів при збільшенні витрат теплоносія. У робочих режимах основною причиною

гідродинамічних ударів також є інерційність напірно-витратної характеристики, викликаній запізненням реакції напору тиску насосів при флуктуаційних збуреннях масової витрати в системі.

2. Запропоновано метод моделювання умов виникнення і наслідків критичних по надійності гідроударів по напірним насосам на основі загальних положень теорії тепло-гідродинамічної нестійкості. На відміну від відомих підходів в запропонованому авторами методі умови виникнення критичних гідроударів визначаються умовами переходу коливальної тепло-гідродинамічної нестійкості в аперіодичну нестійкість.

3. На основі розробленого методу визначені умови виникнення критичних гідроударів по напірним насосам типових трубопровідних систем теплових і ядерних енергоустановок при лінійній апроксимації напірно-витратної характеристики насосів.

4. Розглянуто метод моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в замкнутих контурах примусової циркуляції енергетичних систем. Метод заснований на умовах виникнення коливальної гідродинамічної нестійкості внаслідок інерційності напірно-видаткової характеристики насосів. Інерційність визначається «запізненням» в часі реакції напірно-витратної характеристики насоса на зміну гідродинамічних параметрів потоку.

5. Запропоновано оригінальний метод моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури як сліdstва аперіодичної нестійкості. Вважається, що при певній швидкості закриття арматури відбувається різке (імпульсне) гальмування потоку, а кінетична енергія гальмування потоку переходить в енергію гідродинамічного удару.

6. На відміну від відомих підходів запропонований метод враховує умови формування гідродинамічного удару в залежності від коефіцієнта гідродинамічного опору і швидкості закриття арматури, конструкційно-технічних характеристик всіх елементів трубопровідної системи, теплофізичних властивостей потоку та інших визначальних чинників.

7. На основі аналізу відомих досліджень в області моделювання умов виникнення гідродинамічних ударів в обладнанні і елементах трубопровідних систем встановлено, що найменш вивченим питанням є визначення умов і параметрів гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах течії одно- і двофазних потоків (зі швидкістю поширення акустичних збурень).

8. Запропоновано оригінальний метод моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах течії, що враховує перехід кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу гідродинамічного удару.

9. Встановлено, що модельовані гідродинамічні навантаження при трансзвукових режимах можуть значно перевищувати відповідні відомі рекомендації Н.Є. Жуковського.

10. На основі розрахункового моделювання рівнянь запропонованого методу визначено область значень критеріїв виникнення гідродинамічних ударів внаслідок аперіодичної тепло-гідродинамічної нестійкості при трансзвукових режимах течії.

11. Запропоновано оригінальний метод моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при аварійному заповненні компенсатора тиску ВВЕР. На відміну від традиційно використовуваної формули Н.Є. Жуковського запропонований метод враховує визначальні особливості / ефекти формування умов виникнення гідродинамічних ударів в компенсаторі тиску ВВЕР.

РОЗДІЛ 4

УМОВИ ВИНИКНЕННЯ ТА НАСЛІДКИ ГІДРОДИНАМІЧНИХ
УДАРІВ В СИСТЕМАХ ЕНЕРГОУСТАНОВОК4.1. Аналіз результатів моделювання умов виникнення і наслідків
гідродинамічних ударів в розімкнутих контурах з насосами

Рівняння руху потоку в критеріальній формі:

$$\frac{dv}{dt} = 1 + \int_0^t \frac{d\bar{\Delta P}_H}{dv} \frac{dv}{d\tau} d\tau + \bar{P}_1 - P_2 - \bar{\Delta P}_1 - \Delta P_2, \quad (4.1)$$

$$v(t=0) = 0, \quad (4.2)$$

Рівняння (4.1) є нелінійним диференціальним рівнянням, які не мають в загальному випадку аналітичних рішень. У цьому випадку рішення можуть бути отримані чисельними методами інтегрування.

При допущенні лінійної апроксимації чутливості напірно - витратної (мережевої) характеристики насоса

$$f'(v) = -\kappa \quad (\kappa > 0) \quad (4.3)$$

Рівняння (4.1) зводиться до наступного рівняння:

$$\frac{dv}{dt} = A + Bv - Cv^2, \quad (4.4)$$

де:

$$A = 1 + \frac{\rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign}[v_j(L)]}{\Delta P_{\text{нм}}} + \frac{P_1 - P_2}{\Delta P_{\text{нм}}}$$

$$B = -\kappa \frac{v_{\text{кр}}}{\Delta P_{\text{нм}}}$$

$$C = \left[\xi \frac{L}{D} + \sum_{i=1} \xi_{mi}(L) \right] \frac{\rho v_{kp}^2}{\Delta P_{nm}}$$

Аналітичне рішення рівняння (4.4) має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\sqrt{B^2 + 4AC - B + 2Cv}}{\sqrt{B^2 + 4AC + B - 2Cv}} &= \\ &= \exp(const + \sqrt{B^2 + AC}t) \\ v(t=0) &= 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Умова виникнення КГУ (4.1) в критеріальній формі:

$$v \geq 1. \quad (4.6)$$

Характерний приклад рішення рівняння (4.5) в критеріальній формі наведено на рис. 4.1. [4]

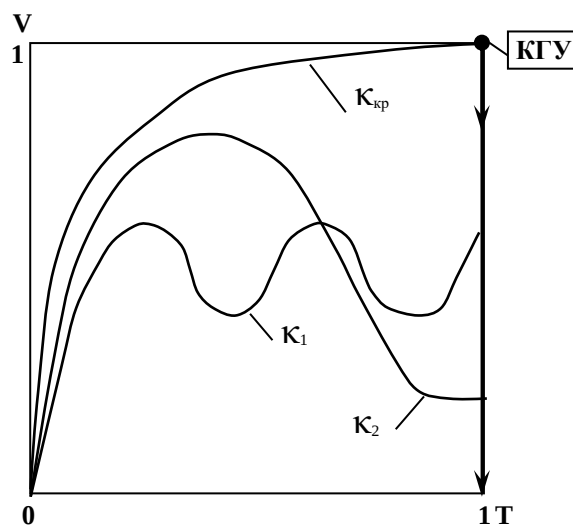


Рис. 4.1. Зміна середньої швидкості потоку при ТГН з різною чутливістю напірно - витратної (мережевої) характеристики насоса при коефіцієнтах лінійної апроксимації $\kappa_1 > \kappa_2 > \kappa_{kp}$

4.2 Умови виникнення та наслідки гідродинамічних ударів в замкнутих контурах з насосами

Для верифікації розрахункової моделі по амплітудам коливань тиску в робочих режимах експлуатації трубопровідної системи з поршневими насосами використовувалися експериментальні дані професора А. В. Корольова [36,37].

Експериментальний стенд являє собою замкнутий циркуляційної контур з однолінійним поршневим насосом 2НСГ-0,063 / 20 або трилінійним поршневим насосом 2НСГ-0,42 / 15 [36,37]. В ході випробувань коливання тиску реєструвалися малоінерційними датчиками в трьох точках напірної магістралі (див. мал. 3.3): на виході з насоса; перед ДК; після ДУ.

Експерименти проводилися для трьох рівнів робочого тиску P_0 5,0; 10,0 і 15,0 МПа і частот двигунів насосів 1000 і 1500 об / хв.

Експериментально досліджувалися два режими роботи насосів на зрідженому газі:

- умови нормальної експлуатації (робочі режими);
- штучний «зрив» роботи насоса пристроєм віджиму від сідла всмоктуючого клапана.

Результати експериментів [36, 37] дозволяють зробити наступні висновки.

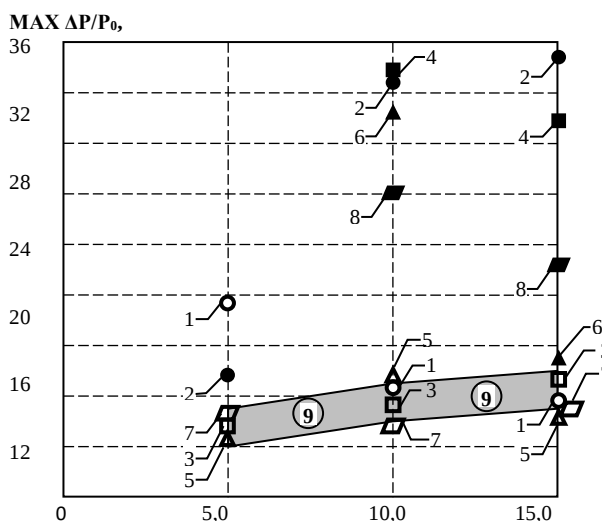
1. Максимальні відносні амплітуди коливань тиску $\delta P/P_0$ при нормальних режимах досягають 9-13%, а при «зриві» насоса - 300-400% від амплітуд коливань тиску при нормальних режимах.

2. Установка на напірній магістралі ДП з акустичними фільтрами дозволяє різко знизити амплітуди коливань тиску на напірній магістралі після ДП (в 10-15 разів), проте не призводить до істотного зниження амплітуд коливань до ДП.

Моделювання термодинамічних процесів здійснювалося на основі відомої методики, детально викладеної, наприклад, в [36, 37].

Результати верифікації представленої вище розрахункової методики для штатного і модернізованого в ДП [36,37] наведені на рис. 2.3 з урахуванням окремих невизначеностей моделювання гідродинамічних процесів розрахункова область максимальних амплітуд коливань тиску узгоджується з експериментальними даними. Виняток становить режим при $P_0=5,0$ МПа і частоті двигуна 1500 об / хв на штатному ДП. Це режим теж не корелює з іншими експериментальними даними [8].

Режими штучного «зриву» роботи насоса не моделювалися, а відповідні експериментальні дані представлені на рис. 4.2 тільки для ілюстрації різкого зростання амплітуд коливань тиску при втраті працездатності насосів.



- 1 — норма, 1500 об/хв, штатний ДП;
- 2 — зрив, 1500 об/хв, штатний ДП;
- 3 — норма, 1000 об/хв, штатний ДП;
- 4 — зрив, 1000 об/хв, штатний ДП;
- 5 — норма, 1500 об/хв, штатний ДП;
- 6 — зрив, 1500 об/хв, штатний ДП;
- 7 — норма, 1000 об/хв, штатний ДП;
- 8 — зрив, 1000 об/хв, штатний ДП;

9 - розрахункова область амплітуд коливань тиску в робочих режимах

Рис. 4.2. Верифікація розрахункової методики з експериментальними даними [15, 16]

4.3. Результати моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури.

Аналіз отриманих рішень для інтенсивності ГУ при закритті арматури дозволяє відзначити наступне [4]:

1. Інтенсивність ГУ істотно залежить від гідравлічного опору арматури і, відповідно, від швидкості закриття робочого клапана. Гідравлічний опір, що характеризується параметром $\xi(t)$, пропорційний положенню робочого клапана і швидкості його закриття. Оптимальна швидкість закриття клапана для запобігання ГУ визначається з урахуванням рішень (3.35),(3.36) з умови

$$\frac{dv_p}{dt} \left[\frac{d\xi(t)}{dt} \right] \leq 0. \quad (4.7)$$

2. Інтенсивність ГУ при закритті арматури в трубопровідних системах без насосів (наприклад, пасивна частина системи аварійного охолодження активної зони ядерного реактора) може бути істотно більше, ніж при інших рівних умовах в трубопровідній системі з напірними насосами ($\Delta P_n > 0$, $\Delta P_0 < 0$).

4.4. Аналіз результатів моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах двофазних потоків.

На відміну від традиційного підходу визначення гідродинамічних навантажень при ГУ, викликаних збільшенням локальних гідродинамічних опорів (наприклад, відома формула Н.Є. Жуковського [27]), отримані рішення враховують:

- необхідні і достатні умови виникнення ГУ (3.52), (3.66) і відповідні амплітуди гідродинамічних навантажень на обладнання та елементи трубопровідних систем при двофазних парорідинних потоках;
- перехід кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу ГУ.

- останнє положення визначає значно більші оцінки гідродинамічних навантажень при ГУ, ніж формула Н.Є. Жуковського [27].

У загальному випадку рішення (3.43) – (3.46), (3.58), (3.59) для визначення умов і наслідків виникнення ГУ при двофазних парорідинних режимах можливо визначити чисельними методами розрахункового моделювання. Для прикладу на рис. 1 наведені результати чисельного інтегрування системи рівнянь (3.43) – (3.46), (3.58), (3.59) методом Рунге - Кутта для трансзвукового режиму течії двофазного парорідинного потоку при $K_v=1$, конфузорні ділянки ЛМР правильної конічної форми з $P_{\min}/P_0=0,5$ і $L = 0,25$ м ($K_n=4$). Розкриття невизначеностей інтегрування рівнянь (3.43) – (3.46) при $M=1$ здійснювалося на основі правила Лопіталя.

Як слідує з отриманих результатів, по довжині конфузорної ділянки швидкість потоку і паровміст збільшуються, а тиск знижується. При досягненні швидкості потоку трансзвукових значень ($M \rightarrow 1$) модулі градієнтів швидкості і тиску потоку значно збільшуються; а при досягненні в мінімальному перетині ЛМР $P_{\min}$ трансзвукового режиму ($M=1$) відбувається конденсаційний «стрибок ущільнення», супроводжуваний локальним імпульсним зростанням тиску і гальмуванням потоку. Таким чином, виникають необхідні умови для ГУ як наслідок аперіодичної нестійкості при трансзвукових течіях двофазних (парорідинних) потоків [6].

Розрахункова область значень вихідних визначальних критеріїв розрахункового моделювання K_v і K_n , відповідних необхідним і достатнім умовам ГУ (3.48), (3.60) як наслідку аперіодичної нестійкості при трансзвукових течіях парорідинних адіабатних вскипаючих потоків, наведена на рис. 4.3.

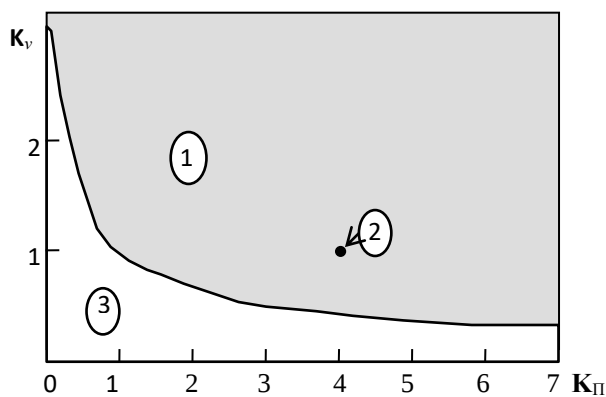


Рис. 4.3. Область значень критеріїв виникнення гідродинамічних ударів як наслідка аперіодичної нестійкості при трансзвукових течіях двофазних парорідинних потоків:

- 1 - область гідродинамічних ударів;
- 2 - розрахунковий режим при $k_v = 1$, $k_\pi = 4$, $\pi_{\min} / \pi_0 = 0,5$, $l = 0,25$ м;
- 3 - область відсутності гідродинамічних ударів

4.5. Умови виникнення і наслідки гідродинамічних ударів в компенсаторі тиску ВВЕР

Для верифікації запропонованого методу визначення умов і параметрів ГУ в КТ були використані відомі експериментальні дані А.В. Корольова, отримані на моделі КТ ВВЕР-440 [15]. На рис. 4.4 представлені експериментальні дані [15] по максимальній амплітуді ГУ ΔP_{gm} при різних діаметрах затвору моделі КТ ВВЕР-440 (імітатор ЗК ІПУ КД), а також відповідні розрахунки за рівняннями (3.61) и (3.78).

З представлених результатів випливає, що розрахунки за формулою Н.Є. Жуковського (3.61) мають занижені значення ΔP_{gm} по відношенню до експериментальних даних, а рішення рівнянь (3.72) - (3.78) мають цілком задовільні консервативні оцінки.

При розрахунковому моделюванні ГУ на натурних КТ ВВЕР розбіжності в оцінках ΔP_{gm} по (3.61) і (3.78) можуть бути ще більш значними, так як перепади тиску в КТ і навколишньому середовищу в натурних умовах на два порядки більше, ніж в експериментальній моделі.

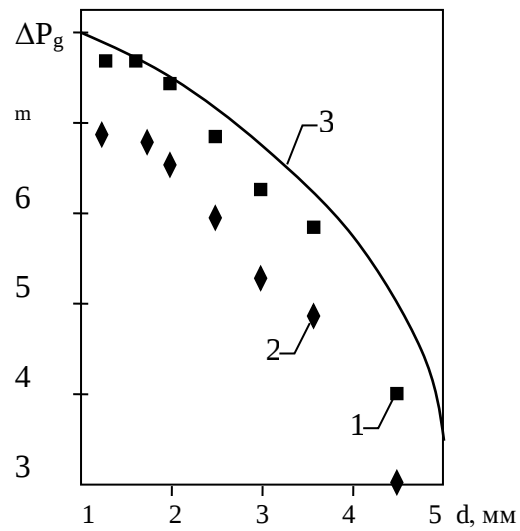
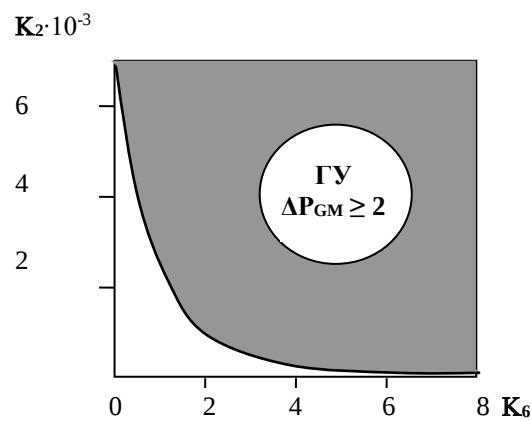


Рис. 4.4. Максимальні амплітуди ГУ при заповненні експериментальної моделі КТ ВВЕР -440 в залежності від діаметра затвора d (імітатор ЗК ІЗП КТ):

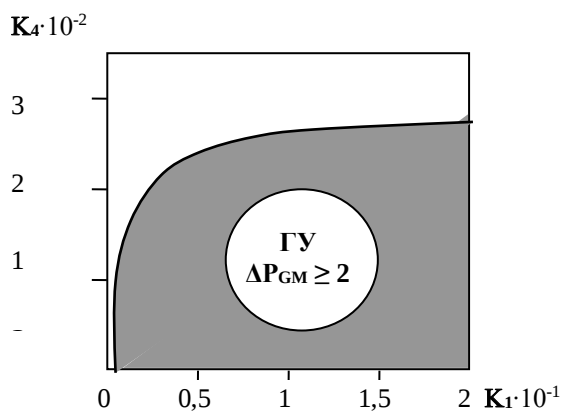
1 - експеримент; 2 - розрахунок за формулою (3.61);

3 - розрахунок за формулами (3.72) - (3.78)

Основні результати чисельного інтегрування системи рівнянь (3.75) - (3.78) методом Рунге - Кутта для натурального КТ ВВЕР-1000 представлені на рис. 4.5.



а) межі області ГУ в форматі K_2 и K_6



б) межі області ГУ в форматі K_1 и K_4

Рис. 4.5. Межі області ГУ в форматі визначальних критеріїв

В результаті варіаційних розрахунків з можливим діапазоном зміни критеріїв $K_1, \dots, K_8$ встановлено, що при фіксованому перепаді тиску в КТ і контейнментом визначальними критеріями зміни умов формування ГУ і амплітуд імпульсів тиску ГУ $\Delta P_{\text{gm}} \in K_1, K_2, K_4, K_6$.

На рис. 4.5, а наведено розрахункові значення межі області ГУ з $\Delta P_{\text{gm}} \geq 2$ в форматі визначальних критеріїв K_2 і K_6 , що відображають початковий рівень заповнення КТ теплоносієм реакторного контуру і системами підживлення.

З отриманих результатів розрахункового моделювання випливає, що найбільший вплив на умови формування має початковий рівень теплоносія в КТ h_0 (при інших рівних умовах): при $K_6 = h_0 / H \geq 0,7$ виникають високоамплітудні ГУ в КТ незалежно від ступеня відкриття ЗК ІЗП КТ. Необхідно відзначити, що рівень заповнення КТ в номінальному режимі роботи реактора $h_0 / H \approx 0,7$ [27]. При коливаннях тиску в реакторному контурі цей рівень заповнення може бути ще більше. Таким чином, при аварійному відкритті ЗК ІЗП КТ існують передумови для виникнення критичних (для надійності) ГУ на конструкцію КТ. Виникнення ГУ також може перешкоджати подальшому необхідному закриттю ЗК при скиданні тиску і втрати теплоносія в реакторному контурі. Такий аварійний ефект

незакриття ЗК і його наслідки мали місце в випробуваннях ЗК ІЗП КТ при «гарячій зупинці» реактора 4-го блоку Рівненської АЕС в 2009 році.

Випробування на відкриття / закриття ЗК ІЗП КТ при «гарячій зупинці» реактора зазвичай проводяться тільки після капітального ремонту системи і при початкових рівнях наповнення КТ $h_0 / H = 0,5 - 0,6$. Можливо, тому при випробуваннях на відкриття / закриття ЗК ІЗП КТ могли не спостерігатися ГУ, так як відсутнє повне заповнення КТ (див. рис.4.3,а).

На рис. 4.3,б наведені розрахункові значення межі області ГУ з $\Delta P_{gm} \geq 2$ в форматі визначальних критеріїв K_1 і K_4 , що відбивають гідравлічні характеристики системи КТ. З отриманих результатів слідує, що на виникнення високоамплітудних ГУ в КТ істотно впливає сумарний гідравлічний опір КТ ξ_{Σ} . При «штучному» досягненні досить великих значень ξ_{Σ} (див. рис. 4.3, б) високоамплітудним ГУ можна запобігти при різного ступеня відкриттях ЗК ІЗП КТ і відсутності істотного підживлення КТ.

Таким чином, з наведених результатів розрахункового моделювання слідує, що найбільш ефективним заходом щодо запобігання високоамплітудним ГУ в КТ є збільшення сумарного гідравлічного опору проточної частини КТ [5,7].

Висновки до розділу 4.

1. На основі розроблених методів визначені умови виникнення критичних гідроударів по напірним насосам типових трубопровідних систем теплових і ядерних енергоустановок при лінійній апроксимації напірно-витратної характеристики насосів.
2. Визначено умови виникнення гідродинамічної коливальної нестійкості і відповідних гідроударів в трубопровідних системах з поршневими насосами і демпфівальними пристроями.

3. Верифікована розрахункова методика може бути використана для оптимізації параметрів демпфуючих пристроїв в різних режимах експлуатації трубопровідних систем з насосами.

4. На прикладі пасивної частини системи аварійного охолодження ядерного реактора показано, що інтенсивність гідродинамічних ударів при закритті арматури може бути набагато більше, ніж в системах з насосним обладнанням при інших рівних умовах.

5. На основі запропонованих методів визначені оптимальні умови швидкості закриття арматури для запобігання гідродинамічних ударів.

6. Встановлено, що модельовані гідродинамічні навантаження при трансзвукових режимах можуть значно перевищувати відповідні відомі рекомендації Н.С. Жуковського.

7. На основі розрахункового моделювання рівнянь запропонованого методу визначено область значень критеріїв виникнення гідродинамічних ударів внаслідок аперіодичної тепло-гідродинамічної нестійкості при трансзвукових режимах течії.

8. Результати розрахункового моделювання по запропонованому методу максимальних амплітуд імпульсу тиску при гідроударі цілком задовільно узгоджуються з відомими експериментами проф. А.В.Корольова, проведеними на експериментальній моделі компенсатора тиску ВВЕР-440.

9. На основі варіаційних розрахунків по запропонованому методу встановлено, що ефективним заходом запобігання гідродинамічних ударів в компенсаторі тиску ВВЕР може бути істотне збільшення сумарного гідравлічного опору внутрішніх конструкцій.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз стану та шляхів підвищення надійності і безпеки систем теплоенергетичного обладнання енергоустановок з точки зору тепло-гідродинамічної нестійкості.
2. Оцінена достовірність традиційних методів моделювання надійності гідросистем теплоенергетичного обладнання енергоустановок.
3. Розроблені ефективні методи моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в системах енергоустановок, а саме:
 - розроблений метод моделювання умов виникнення і наслідків гідроударів в розімкнутих контурах теплоенергетичних систем на основі загальних положень теорії тепло-гідродинамічної нестійкості. На відміну від відомих підходів в запропонованому методі умови виникнення критичних гідроударів визначаються умовами переходу коливальної тепло-гідродинамічної нестійкості в аперіодичну нестійкість. На основі розробленого методу визначені умови виникнення критичних гідроударів в розімкнутих трубопровідних системах енергоустановок при лінійній апроксимації напірно-витратної характеристики насосів.
 - розроблений метод визначення умов виникнення гідроударів в замкнутих контурах примусової циркуляції енергетичних систем. Метод заснований на умовах виникнення коливальної гідродинамічної нестійкості внаслідок інерційності напірно-витратної характеристики насосів. Інерційність визначається «запізненням» в часі реакції напірно-витратної характеристики насоса до зміни гідродинамічних параметрів потоку
 - розроблено оригінальний метод моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при закритті арматури як слідства аперіодичної нестійкості. Вважається, що при певній швидкості закриття арматури відбувається різке (імпульсна) гальмування потоку, а кінетична енергія гальмування потоку переходить в енергію гідродинамічного удару. На відміну від відомих підходів запропонований метод враховує умови

формування гідродинамічного удару в залежності від коефіцієнта гідродинамічного опору і швидкості закриття арматури, конструкційно-технічних характеристик всіх елементів трубопровідної системи, теплофізичних властивостей потоку та інших визначальних чинників.

- розроблено оригінальний метод моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при трансзвукових режимах течії двофазних потоків, що враховує перехід кінетичної енергії гальмування потоку в енергію імпульсу гідродинамічного удару. Встановлено, що модельовані гідродинамічні навантаження при трансзвукових режимах можуть значно перевищувати відповідні відомі рекомендації Н.Є. Жуковського. На основі розрахункового моделювання рівнянь запропонованого методу визначено область значень критеріїв виникнення гідродинамічних ударів внаслідок аперіодичної тепло-гідродинамічної нестійкості при трансзвукових режимах течії

- розроблено оригінальний метод моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів при аварійному заповненні компенсатора тиску ВВЕР. На відміну від традиційно використовуваної формули Н.Є. Жуковського запропонований метод враховує визначальні особливості / ефекти формування умов виникнення гідродинамічних ударів в компенсаторі тиску ВВЕР.

4. Проведено аналіз результатів моделювання умов виникнення і наслідків гідродинамічних ударів в системах енергоустановок.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Скалозубов В. И., Чулкин О. А., Пирковский Д. С. Обзорный анализ условий и последствий гидродинамических ударов в оборудовании и трубопроводах систем, важных для безопасности ядерных энергетических установок. Ядерна енергетика та довілля. - 2018. - № 1 (11). - С. 46-51.
2. Мазуренко А. С., Скалозубов В. И., Пирковский Д. С., Чулкин О. А., Хуиной Ч.. Анализ применимости результатов экспериментальных исследований гидродинамики к насосным системам тепловых и ядерных энергоустановок //Ядерна енергетика та довілля. – 2017. – №. 1. – С. 19.
3. V.I. Skalozubov, Zhou HuiYu, O.A. Chulkin, D.S. Pirkovskiy. Modelling method of conditions for reliability-critical hydraulic impacts on pumps of thermal and nuclear power plants // *Problems of Atomic Science and Technology*. 2017, No. 4(110), p. 74–78.
4. Скалозубов В.И., Чулкин О.А., Пирковский Д.С. *Гидроудары вследствие тепло-гидродинамической неустойчивости*. LAP Lambert Academic Publishing, 2018, 56 с.
5. V.I. Skalozubov, D.S. Pirkovskiy, O.A. Chulkin. Water hammers in systems important for safety of nuclear power plants: monograph/. - LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018. - 47 p.
6. V.I. Skalozubov, N.V. Bilous, D.S. Pirkovskiy, I.L. Kozlov, Yu Komarov, O. Chulkin. Water Hammers in Transonic Modes of Steam-Liquid Flows in NPP Equipment // Ядерна та радіаційна безпека = Nuclear and Radiation Safety. – 2019. – N 2 (82). – P. 46-49.
7. V. I. Skalozubov, O. A. Chulkin, D. S Pirkovskiy., I. L. Kozlov, Yu. A. Komarov. Method for determination of water hammer conditions and consequences in pressurizers of nuclear reactors. *Turkish Journal of Physics*. – 2019. - Vol. 43, Iss. 3, p. 229-235.
8. Скалозубов В. И., Мазуренко А. С., Пирковский Д. С., Чулкин О. А., Козлов И. Л., Комаров Ю. А. Влияние напорно-расходной характеристики

поршневых насосов на условия возникновения гидродинамических ударов в трубопроводных системах теплотехнического оборудования. Ядерная энергетика та довкілля. – 2018. – № 2 (12). – С. 78–83

9. Мазуренко А. С., Скалозубов В. И., Козлов И. Л., Пирковский Д. С., Чулкин О. А. Определение условий возникновения гидроударов в гидросистемах. Проблемы региональной энергетики / Ин-т энергетики Молдавии. - 2017. - № 2 (34). - С. 99-105. - Режим доступа: http://journal.ie.asm.md/assets/files/11_02_34_2017.pdf

10. Скалозубов В. И., Чжоу Хуиюй, Чулкин О. А., Пирковский Д. С. Оптимизация надежности при модернизации теплотехнического оборудования. Вопросы. атомной науки и техники. - 2017. - № 4 (110). - С. 84-87.

11. V. I. Skalozubov, V. M. Spinov, D. V. Spinov, D. S. Pirkovskiy, T. V. Gablaya. Conditions for prevention of water hammers at start-up of emergency feed pumps with a steam driver of nuclear power plants. Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Серія Інновац. дослідж. у наук. роботах студентів. - Харків, 2019. - № 21 (1346). - С. 15-18.

12. Hemmat H. Safwat, Asif H. Arustu and Syed M. Husaini Systematic methodology for diagnosis of water hammer in LWP power plants. Nucl. Eng. And Design 122, 1990, p.p. 365-376.

13. Screening Reactor Steam/Water Piping Systems for Water Hammer. NUREG/CR-6519, 1997.

14. R.W. Bjorge, P. Griffith. Возникновение гидравлического удара в горизонтальных и практически горизонтальных трубах с паром и недогретой водой. *Теплопередача*, 1984, т. 106, №4, издательство «Мир».

15. S.C. Lee, S.G, Bankoff. Устойчивость пароводяного потока в наклонном канале. Часть II. Конденсационный гидравлический удар. *Теплопередача*, 1984, т. 106, №4, издательство «Мир».

16. H.-M, Prasser, A. Bottger, J. Zschau, G, Baranyai and Gy Ezsol. Thermal effects during condensation induced water hammer behind fast acting valves in

pipelines. 11th International conference on Nuclear Engineering, Tokyo, JAPAN, April 20-23, 2003, ICONE11-36310.

17. Van Duyn D.A., W. Yow, J.W. Sabin, Water Hammer Prevention, Mitigation and Accommodation. Volume 1: Plant Water Hammer Experience. EPRI Report NP-6766, July 1992.

18. J.A. Block. Condensation-driven fluid motions. Int. Journal on Multiphase Flow, vol. 6, 1980, pp. 113-129.

19. Дж. Делайе, М. Гио, М. Ратмюллер. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков в атомной и тепловой энергетике. Москва, Энергоатомиздат, 1984.

20. S. Savolainen, S. Katajala, B. Elsing, P. Nurkkala, J. Hoikkanen, J. Pullinen, S.A. Logvinov, N.B. Trunov, Yu. K. Sitnik. Condensation driven water hammer studies for feed water distribution pipe. Fourth International Seminar on Horizontal Steam Generators, 11-13 March 1997, Lappeenranta, Finland.

21. Безруков А.Ю., Лисенков Е.А., Селезнев А.В. Анализ возможности гидроударов в первом контуре реакторов ВВЭР//«МНТК-2009». – ОАО ОКБ «Гидропресс». – Подольск.-2009г.

22. Ghidaoui M. S. et al. A review of water hammer theory and practice //Applied Mechanics Reviews. – 2005. – Т. 58. – №. 1. – С. 49-76.

23. Коврижкин Ю.Л., Скалозубов В.И. Термоакустическая неустойчивость теплоносителя в активной фазе ВВЭР. – Одесса:ТЭС.–2003 г. – 172 с.

24. Герлига В.А., Хабенский В.Б. Нестабильность потока теплоносителя в энергооборудовании АЭС. – М.:Атомэнергоиздат, 1994 г. – 288 с.

25. Korolev A.V., Zhou Hui Yu. Dynamic Damper Pressure Fluctuation in the Pumping Systems.//Pratsi OPU.-Issue 1(48) -2016-pp. 35-41.

26. Скалозубов В.И., Ключников А.А., Лещетная Е.С. Основы продления эксплуатации АЭС с ВВЭР – монография: ИПБ АЭС НАНУ – Чернобыль. – 2010 г. – 269с.

27. Н.Е. Жуковский. О гидродинамическом ударе в водопроводных системах. М.-Л.: ГИТТЛ, 1949, 100 с.

28. Аварии на объектах котлонадзора и меры по их предупреждению / Информационное письмо Госгортехнадзора. М.: Недра, 1965, 174 с.
29. С.А. Хачатурян. Волновые процессы в компрессорных установках. М.: Машиностроение, 1983, 222 с.
30. А.В. Королев. Анализ и моделирование теплоэнергетического оборудования, работающего с двухфазными течениями. Одесса: Астропринт, 2010, 456 с.
31. В.И. Скалозубов, А.А. Ключников, Ю.А. Комаров, А.В. Шавлаков. Научно-технические основы мероприятий повышения безопасности АЭС с ВВЭР. Чернобыль: Ин-т проблем безопасности АЭС НАН Украины, 2010, 200 с.
32. А.В. Королев, Х.Ю. Чжоу. Исследование динамики поршневого насоса в нормальном режиме и при срыве подачи // Холодильная техника. 2016, вып. 5. №52, с. 4–8.
33. Проект углубленного анализа безопасности энергоблока №5 Запорожской АЭС. Сбор базы данных по надежности. ВОА 1900083-А-Р4. Руководство по проекту. ZPG-1.3. 10021ZG41R, 3АЭС, 1998г.
34. Brennen C. E. Hydrodynamics of pumps. *Cambridge University Press*, 2011.
35. Jelali M., Kroll A. Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control. *Springer Science & Business Media*, 2012.
36. Paszota Z. The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors. *Polish Maritime Research*, 2009, Vol. 16, №. 4, pp. 16-21.
37. Johansson A., Övander J., Palmberg J. O. Experimental verification of cross-angle for noise reduction in hydraulic piston pumps/ Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, *Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2007, Vol. 221, №. 3, pp. 321-330.
38. Zettel A. M. et al. Method and apparatus to monitor operation of an auxiliary hydraulic pump in a transmission. U.S. Patent, no. 7544151, 2009.

39. Tianyi Z., Jili Z., Liangdong M. On-line optimization control method based on extreme value analysis for parallel variable-frequency hydraulic pumps in central air-conditioning systems. *Building and Environment*. 2012, Vol. 47, pp. 330-338.
40. Derakhshan S., Nourbakhsh A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2008, Vol. 32, №. 8, pp. 1620-1627.
41. Mollazade K. et al. An intelligent combined method based on power spectral density, decision trees and fuzzy logic for hydraulic pumps fault diagnosis. *Parameters*, 2008, Vol. 186, pp. 11829.
42. Li S. C. (ed.). Cavitation of hydraulic machinery. *World Scientific*, 2000, Vol. 1.
43. LI G., XU Y., HAO S. A New Circuit in Double Pumps Hydraulic System of Modular Machine Tool's Power Sliding Feed Table and Its PLC Control [J]. *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*, 2007, Vol. 6, pp. 021.
44. Chaichan, Miqdam Tariq, and Dina Saadi Muneam Al-Zubaidi. Control of hydraulic transients in the water piping system in Badra–pumping station No. 5. *Al-Nahrain Journal for Engineering Sciences*, 2017, pp. 229-239.
45. Broussard, Joel N., et al. *Torsional coupling for electric hydraulic fracturing fluid pumps*. U.S. Patent, no. 9,650,879, 16 May 2017.
46. Sivaramakrishnan, Shyam, et al. *Hydraulic control system for a reverse osmosis hydraulic pump*. U.S. Patent No. 9,638,179, 2 May 2017.
47. Cryer, Robert Douglas, et al. *System and method for powering a hydraulic pump*. U.S. Patent, no. 9,579,980, 28 Feb. 2017.
48. Fikrat, E, Amirov. Investigations of hydrodynamically active additions in pumps and vane hydraulic machines. *EGU General Assembly Conference Abstracts*. Vol. 19, 2017.
49. Oborskiy G.A., Vashchenko V.N., Gablaya T.V., Dragan G.S., Kochneva V.YU., Mazurenko A.S., Leshchetnaya Ye.S., Piontkovskiy A.I. Kompleks metodov pereotsenki bezopasnosti atomnoy energetiki s uchetom urokov

ekologicheskikh katastrof v Chernobyle i Fukusime. [Complex of methods for reassessing the safety of nuclear energy, taking into account the lessons of environmental disasters in Chernobyl and Fukushima]. Odessa, *Astroprint*, 2013, 244 p. (In Russian).

50. Vasil'chenko V.N., Yemel'yanenko E.Z., Kim V.V., Smyshlyayev A.E. Modelirovaniye avariyy na yadernykh energeticheskikh ustanovkakh atomnykh elektrostantsiy [Simulation of accidents at nuclear power plants]. Odessa, *Rezon*, 2002, 466 p. (In Russian).

51. Skalozubov V.I., Klyuchnikov A.A., Kolykhanov V.N. Osnovy upravleniya zaproyektnymi avariymi s poterey teplonositelya na AES s VVER. [Fundamentals of management of beyond design basis accidents with loss of coolant in nuclear power plants with WWER]. Chernobyl', *In-t problem bezopasnosti AES NAN Ukrainy*, 2010, 400 p. (In Russian).

52. Yegorov M.Yu., Gotovskiy M.A., Fedorovich E.D. Povysheniye effektivnosti sistem separatsii i peregreva para v turbinakh AES [Increase in the efficiency of separation and superheating systems for steam in turbines of nuclear power plants]. *Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki*, 2011, № 3(14), pp. 52—64. (In Russian).

53. Beckman, Ronald J. Soviet-Designed Pressurized Water Reactor Symtomatic Emergency Operating Instruction Analytical Validation Procedure. *International Nuclear Safety Program*, Idaho 83401 (USA), 2000.

54. Vayssier G. et al. Severe Accident Management Implementation and Expertise. AMM-SAMIME (00)-P009. *European Commission*, 2000.

55. OECD Workshop on the implementation of Severe Accident Management Measures. Villigen-PSI (Switzerland), September 10–13 2001. (Pre-Print of the Proceedings).

56. OECD Specialist Meeting on Severe Accident Management Program Development – Rome (Italy), September 1991.

57. OECD Specialist Meeting on Severe Accident Management Implementation, Niantic, Connecticut, USA, June 12-14, 1995.

58. IAEA. Manual on analysis of thermal shock for NPP reactor type VVER/ IAEA-EBR-WWER-08. Vienna, 2008.
59. Tuomisto H. Thermal-hydraulics of the Loviisa Reactor Pressure Vessel Overcooling transients, *Imatran Voima Oy*, Research report IVO-A-01/87-1987.
60. Logvinov S.A., Bezrukov Yu. A., Dragunov, Yu. G. Eksperimental'noe issledovanie termogidravlicheskoj nadezhnosti v reaktorakh VVER/FGUP OKB [Experimental study of thermal-hydraulic reliability of reactors VVER/FSUE OKB]. *Gidropress*, 2004. (In Russian).
61. International Comparative Assessment Study of Pressurized Thermal Shock in Reactor Pressure Vessels. *NUREG/ CR-6651 ORNL/TM- 1999/231-1999*.
62. Pressurized Thermal Shock in Nuclear Power Plants: Good Practices for Assessment Deterministic Evaluation for the Integrity of Reactor Pressure Vessel, IAEA, TECDOC- 1627, 2010.
63. Safwat H. H., Arastu A. H., Husaini S. M. Systematic methodology for diagnosis of water hammer in LWR power plants //Nuclear Engineering and Design. – 1990. – T. 122. – №. 1-3. – P. 365-376.
64. NUREG/CR-6519. Screening Reactor Steam/Water Piping Systems for Water Hammer (1997).
65. Bjorge R. W., Griffith P. Initiation of water hammer in horizontal and nearly horizontal pipes containing steam and subcooled water //Journal of heat transfer. – 1984. – T. 106. – №. 4. – P. 835-840.
66. Lee S. C., Bankoff S. G. Stability of Steam–Water Countercurrent Flow in an Inclined Channel: Part II—Condensation-Induced Water hammer //Journal of heat transfer. – 1984. – T. 106. – №. 4. – P. 900-902.
67. Prasser H.-M., Bottger A., Zschau J., Baranyai G., Ezsol Gy. Thermal effects during condensation induced water hammer behind fast acting valves in pipelines// 11th In-tern. Conf. on Nuclear Engineering. - 2003
68. Ma X., Wang Q. J., Lu X., & Mehta V. S. A transient hydrodynamic lubrication model for piston/cylinder interface of variable length //Tribology International. – 2018. – T. 118. – P. 227-239.

69. Zaseck K., Brusstar M., Kolmanovsky I. Stability, control, and constraint enforcement of piston motion in a hydraulic free-piston engine //IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 2017. – T. 25. – №. 4. – P. 1284-1296.
70. Wei, Y., Barradas-Berglind, J. J., Van Rooij, M., Prins, W. A., Jayawardhana, B., & Vakis, A. I. Investigating the adaptability of the multi-pump multi-piston power take-off system for a novel wave energy converter //Renewable Energy. – 2017. – V. 111. – P. 598-610.
71. Zhang, J., Chao, Q., Xu, B., Pan, M., Chen, Y., Wang, Q., & Li, Y. Effect of piston-slipper assembly mass difference on the cylinder block tilt in a high-speed electro-hydrostatic actuator pump of aircraft //International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 2017. – V. 18. – №. 7. – P. 995-1003.
72. Carpenter J., George S., Saharan V. K. Low pressure hydrodynamic cavitating device for producing highly stable oil in water emulsion: Effect of geometry and cavitation number //Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. – 2017. – V. 116. – P. 97-104.
73. Sternberger Z. M. M. Determining Strength of Materials Under Dynamic Loading Conditions Using Hydrodynamic Instabilities: дис. – California Institute of Technology, 2017.
74. Beale J. An Investigation of the Slipper/Swashplate Interface of Swashplate-Type Axial Piston Machines: дис. – Purdue University, 2017.
75. Yang L. et al. Speed characteristics analysis and simulation of the water hydraulic axial piston motor //World Journal of Engineering. – 2016. – V. 13. – № 6. – P. 524-528.
76. Zhang, C., Huang, S., Du, J., Wang, X., Wang, S., & Zhang, H. . A new dynamic seven-stage model for thickness prediction of the film between valve plate and cylinder block in axial piston pumps //Advances in Mechanical Engineering. – 2016. – V. 8. – №. 9. – P. 168.
77. Van Duyne D. A., Yow W., Sabin J. W. Water Hammer Prevention, Mitigation, and Accommodation //EPRI NP-6766. – 1992.

78. Block J. A. Condensation-driven fluid motions //International Journal of Multiphase Flow. – 1980. – Т. 6. – №. 1-2. – P. 113-129.
- 79 Delhaye J. M., Giot M., Riethmuller M. L. Thermohydraulics of two-phase systems for industrial design and nuclear engineering. – Hemisphere Pub. - 1981.
80. Savolainen S., Katajala S., Elsing B. et al. Condensation Driven Water Hammer Studies for Feed Water Distribution Pipe - Fourth Intern. Seminar on Horizontal Steam Generators. - 1997
81. Sternberger Z. M. M. Determining Strength of Materials Under Dynamic Loading Conditions Using Hydrodynamic Instabilities: diss. – California Institute of Technology, 2017.
82. Kopecki, Josef. "Hydrostatic Axial Piston Machine with Control Disk." U.S. Patent Application No. 15/364,932.
83. Фокс Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах //М.: Энергоиздат. – 1981. – Т. 248.
84. Филин Н. В., Буланов А. Б. Жидкостные криогенные системы. – Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985.
85. Королев А. В., Максимов М. В. Анализ и моделирование теплоэнергетического оборудования, работающего с двухфазными течениями //Одесса: Астропринт. – 2010.
86. Безруков Ю. А., Лисенков Е. А., Селезнев А. В. Анализ возможности гидроударов в первом контуре реакторов ВВЭР //Тяжелое машиностроение. – 2009. – №. 10. – С. 2-6.
87. Ключников А.А., Комаров Ю.А., Шавлаков А.В. Научно-технические основы мероприятий повышения безопасности АЭС с ВВЭР.- Институт проблем безопасности АЭС НАН Украины, Чернобыль, 2010.
88. Vanderburg, V. H., 1986, “Knowing Technology as if People Mattered”, Man-Env. Syst. 16, pp. 69–75.
89. Kuhn, T., 1962, *The Structure of Scientific Revolutions*, University of Chicago Press, Chicago, IL.
90. Menabrea, L.F., 1885, “Note sur les effects de choc de l’eau dans les

conduites”, C. R. Hebd. Seances Acad. Sci. 47, July–Dec., pp. 221–224.

91. Michaud, J., 1878, “Coups de belier dans les conduites. Etude des moyens employes pour en atténuer les effets”, Bull. Soc. Vaudoise Ing. Arch. 4(3,4), pp. 56–64, 65–77.

92. Weston, E. B., 1885, “Description of Some Experiments Made on the Providence, RI Water Works to Ascertain the Force of Water Ram in Pipes”, Trans. Am. Soc. Civ. Eng. 14, p. 238.

93. Carpenter, R. C., 1893, “Experiments on Water hammer”, Trans. ASME, 15.

94. Frizell, J. P., 1898, “Pressures Resulting from Changes of Velocity of Water in Pipes”, Trans. Am. Soc. Civ. Eng. 39, pp. 1–18.

95. Joukowski, N. E., 1898, “Memoirs of the Imperial Academy Society of St. Petersburg”, 9(5) (Russian translated by O Simin 1904), Proc. Amer. Water Works Assoc. 24, pp. 341–424.

96. Allievi, L., 1903, “Teoria generale del moto perturbato dell’acqua nei tubi in pressione”, Ann. Soc. Ing. Arch. Italiana (French translation by Allievi (1904, Revue de mécanique).

97. Allievi, L., 1913, “Teoria del colpo d’ariete”, Atti Collegio Ing. Arch. (English translation by Halmos EE 1929), “The Theory of Water hammer”, Trans. ASME.

98. Courant, R. and Friedrichs, K. O., 1976, *Supersonic Flow and Shock Waves*, Springer-Verlag, New York.

99. Jaeger, C., 1933, *Theorie Generale du Coup de Belier*, Dunod, Paris.

100. Jaeger, C., 1956, *Engineering Fluid Mechanics* translated from German by P.O. Wolf, Blackie, London.

101. Wood, F. M., 1937, “The Application of Heavisides Operational Calculus to the Solution of Problems in Water hammer”, Trans. ASME 59, pp. 707–713.

102. Rich, G., 1944, “Water hammer Analysis by the Laplace-Mellin Transformations”, Trans. ASME, pp. 1944–45.

103. Rich, G., 1951, *Hydraulic Transients*, 1st Edition, McGraw-Hill, New York, 1951 (Dover Reprint).

104. Parmakian, J., 1955, *Water-Hammer Analysis*. Prentice-Hall Englewood

Cliffs, N.J., 1955 (Dover Reprint, 1963).

105. Streeter, V. L., and Lai, C., 1963, "Water hammer Analysis Including Fluid Friction", Trans. Am. Soc. Civ. Eng. 128, pp. 1491–1524.

106. Streeter, V. L. and Wylie, E. B., 1967, Hydraulic Transients, McGraw-Hill, New York.

107. Chaudhry, M. H., 1987, Applied Hydraulic Transients, Van Nostrand Reinhold, New York.

108. Watters, G. Z., 1984, Analysis and Control of Unsteady Flow in Pipelines, Butterworth, Stoneham, Ma.

109. Wylie, E. B. and Streeter, V.L 1984, Fluid Transients, FEB Press, Ann Arbor.

110. Wylie, E. B., Streeter, V. L., and Suo, Lisheng, 1993, Fluid Transient in Systems, Prentice-Hall, Englewood Cliffs,

111. Mitra, A. K., and Rouleau W. T., 1985, "Radial and Axial Variations in Transient Pressure Waves Transmitted Through Liquid Transmission Lines", ASME J. Fluids Eng. 107, pp. 105–111.

112. Vardy, A. E., and Hwang, K. L., 1991, "A Characteristic Model of Transient Friction in Pipes", J. Hydraul. Res. 29(5), pp. 669–685.

113. Ghidaoui, M. S. 2001, "Fundamental Theory of Water hammer", Special Issue of the Urban Water J. (Special Issue on Transients, Guest Editor: B. W. Karney), 1(2), pp. 71–83.

114. NUREG/CR-6519. Screening Reactor Steam/ Water Piping Systems for Water Hammer. 1997.

115. D.A. Van Duyne, W. Yow, J.W. Sabin. Water Hammer Prevention, Mitigation and Accommodation. Volume 1: Plant Water Hammer Experience // EPRI Report NP-6766, 1992.

116. M.S. Ghidaoui et al. A review of water hammer theory and practice // *Applied Mechanics Reviews*. 2005, V. 58, No. 1, p. 49–76.

117. В.А. Герлига, В.Б. Хабенский. *Нестабильность потока теплоносителя в энергооборудовании*. Москва: Энергоиздат, 1994, 288 с.

118. В.Н. Васильченко, Е.З. Емельяненко, В.И. Скалозубов и др.

Моделирование аварий на ядерных энергетических установках атомных электростанций. Одесса: Резон, 2002, 466 с.

119. H. Safwat Hemmat, H. Arustu Asif, M. Husaini Syed. Systematic Methodology for Diagnosis of Water Hammer in LWR power plants // *Nucl. Eng. and Design*. 1990, 122, p. 365–376.

120. H.-M. Prasser, A. Bottger, J. Zschau, G. Baranyai, Gy. Ezsol. Thermal effects during condensation induced water hammer behind fast acting valves in pipelines // *11th Intern. Conf. on Nuclear Engineering* (Tokyo, JAPAN, 20–23 April 2003), ICONE11-36310. Tokyo, 2003.

121. А.В. Королев. Анализ и моделирование тепло-энергетического оборудования, работающего с двухфазными течениями. Одесса: Астропринт, 2010, 456 с.

122. Альбом специализированного оборудования АЭС с серийными энергоблоками ВВЭР-1000. Москва: Интератомэнерго, 1983.

123. Н.В. Филин, А.Б. Буланов. *Жидкостные криогенные системы*. Ленинград: Машиностроение, 1985, 247 с.

124. А.В. Королев, А.П. Ищенко, О.П. Ищенко. Исследование гидравлических ударов при заполнении системы компенсации давления в водо-водяных энергетических реакторах // *Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика*. 2017, № 5, с. 459–469.

125. В.И. Скалозубов, О.А. Чулкин, Чжоу Хуиюй. *Управление надежностью оборудования ядерных установок*. LAP Lambert Academic Publishing, 2018, 233 с.

126. П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. Справочник по тепло-гидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). Москва: Энергоатомиздат, 1990, 360 с.

ДОДАТОК А

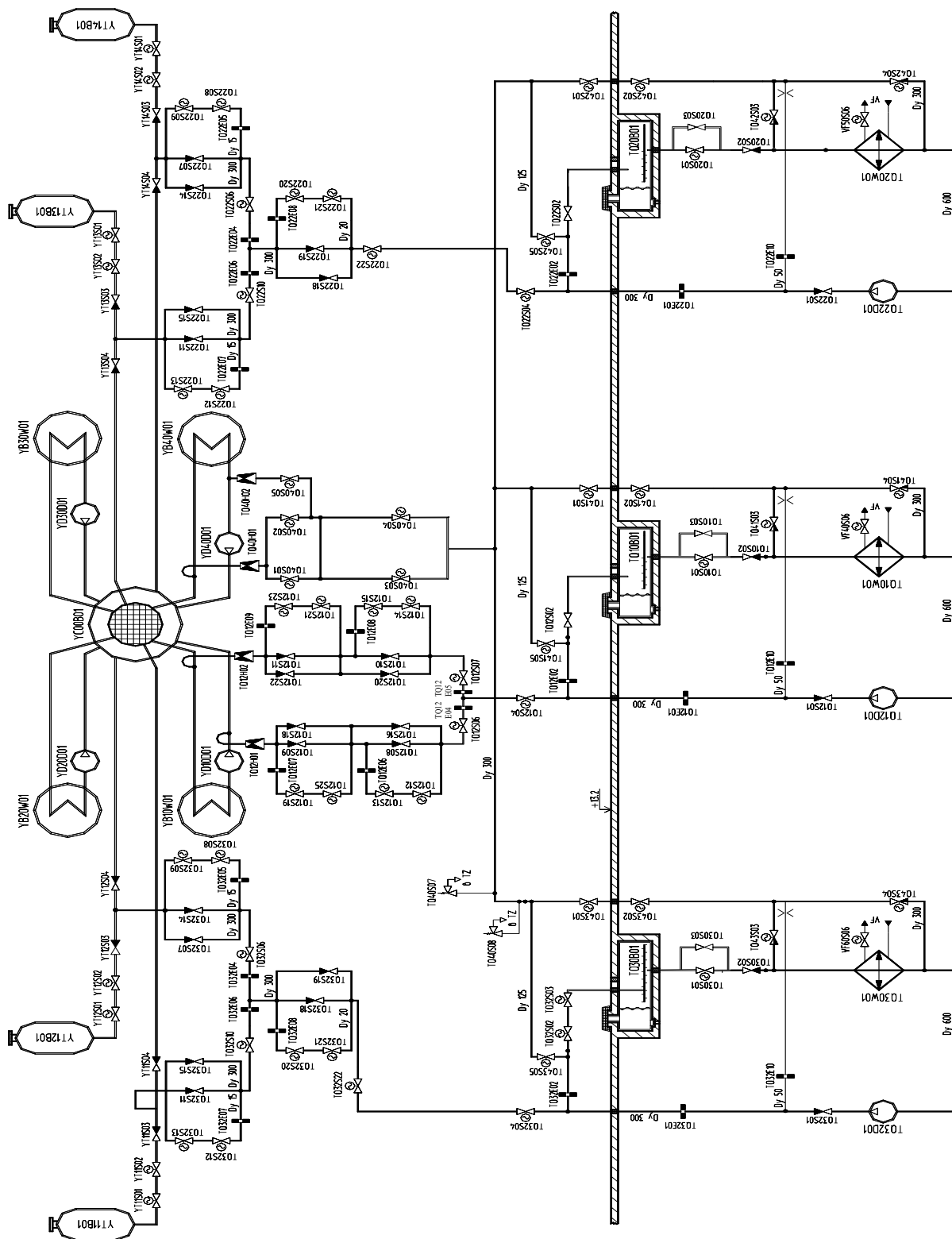


Рис.1. Схема системи аварійного та планового розхоладжування TQ12

[87]

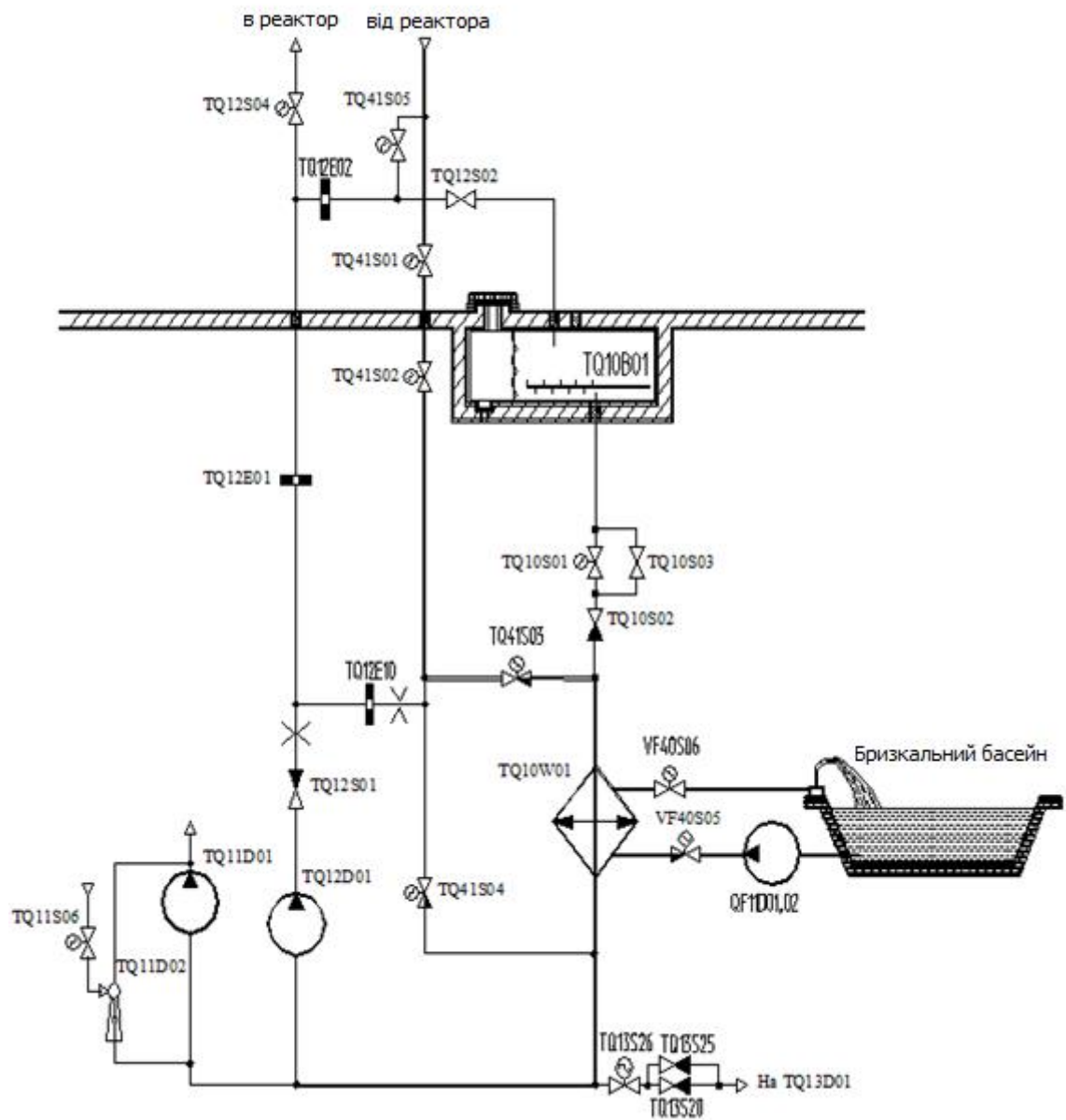


Рис.2. Схема відведення тепла при розхолоджуванні реактора [87]

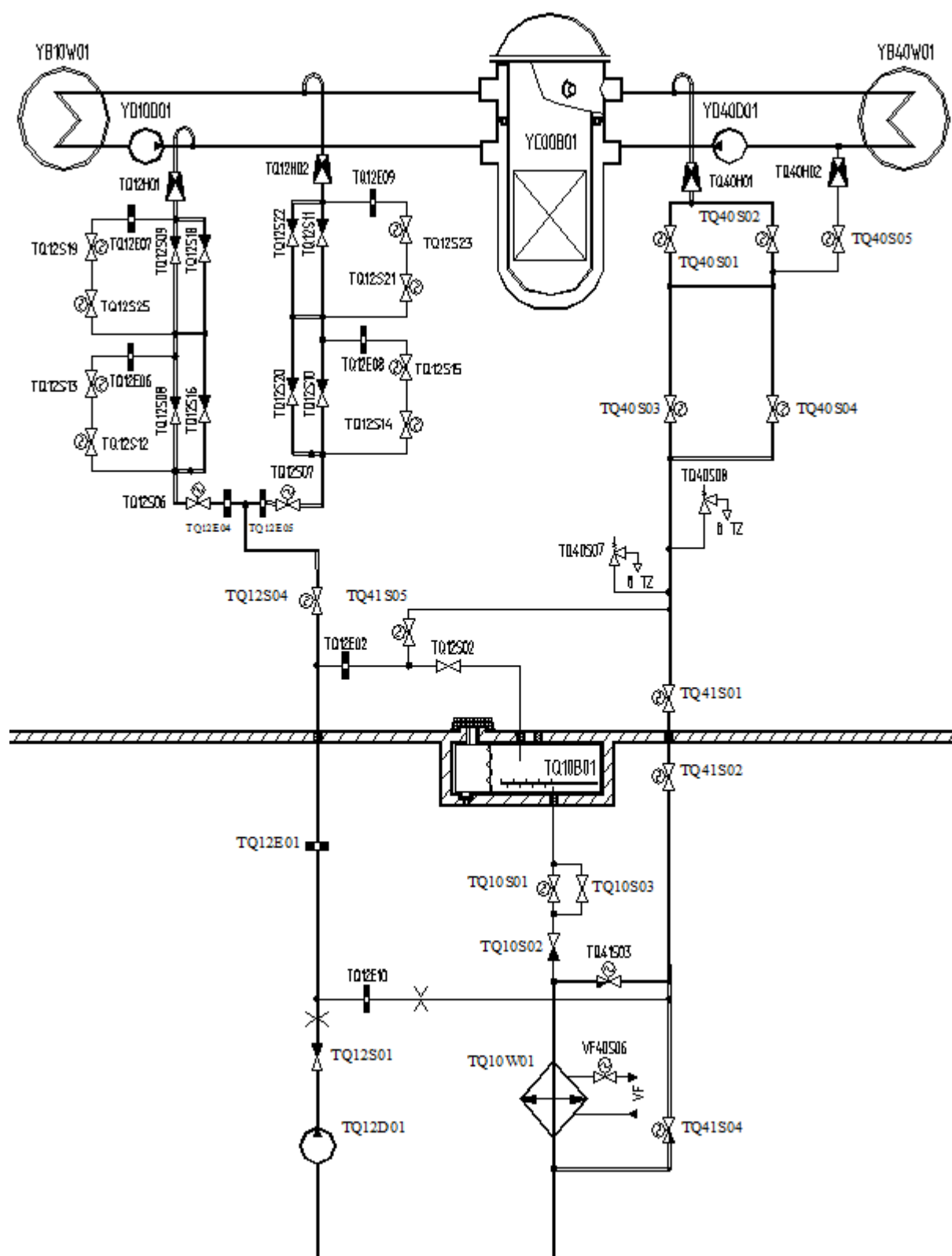


Рис. 3. Схема каналу TQ12 [87]

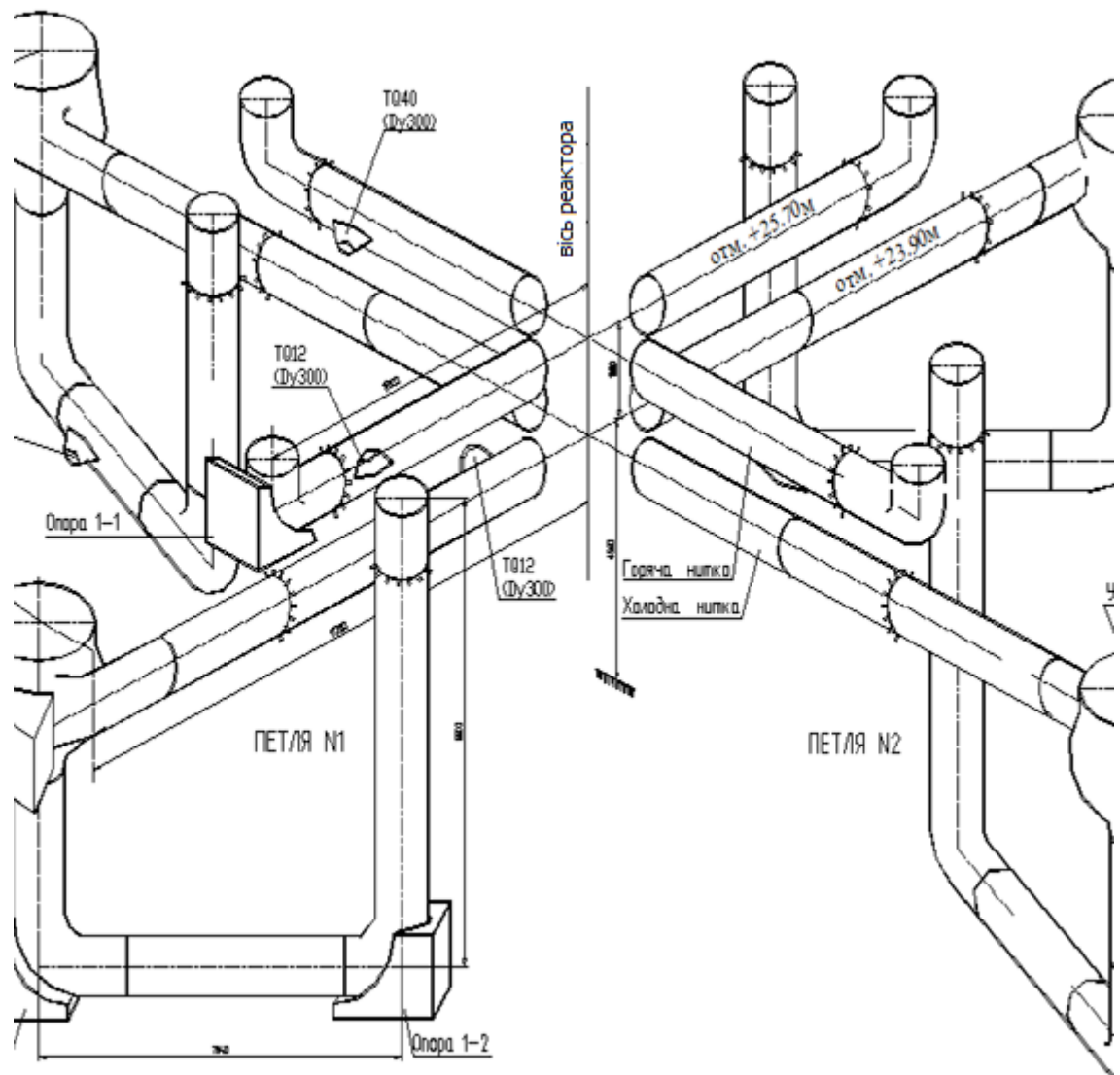


Рис. 4. Просторова схема врізки трубопроводів системи аварійного та планового розхолодження в ГЦК [87]

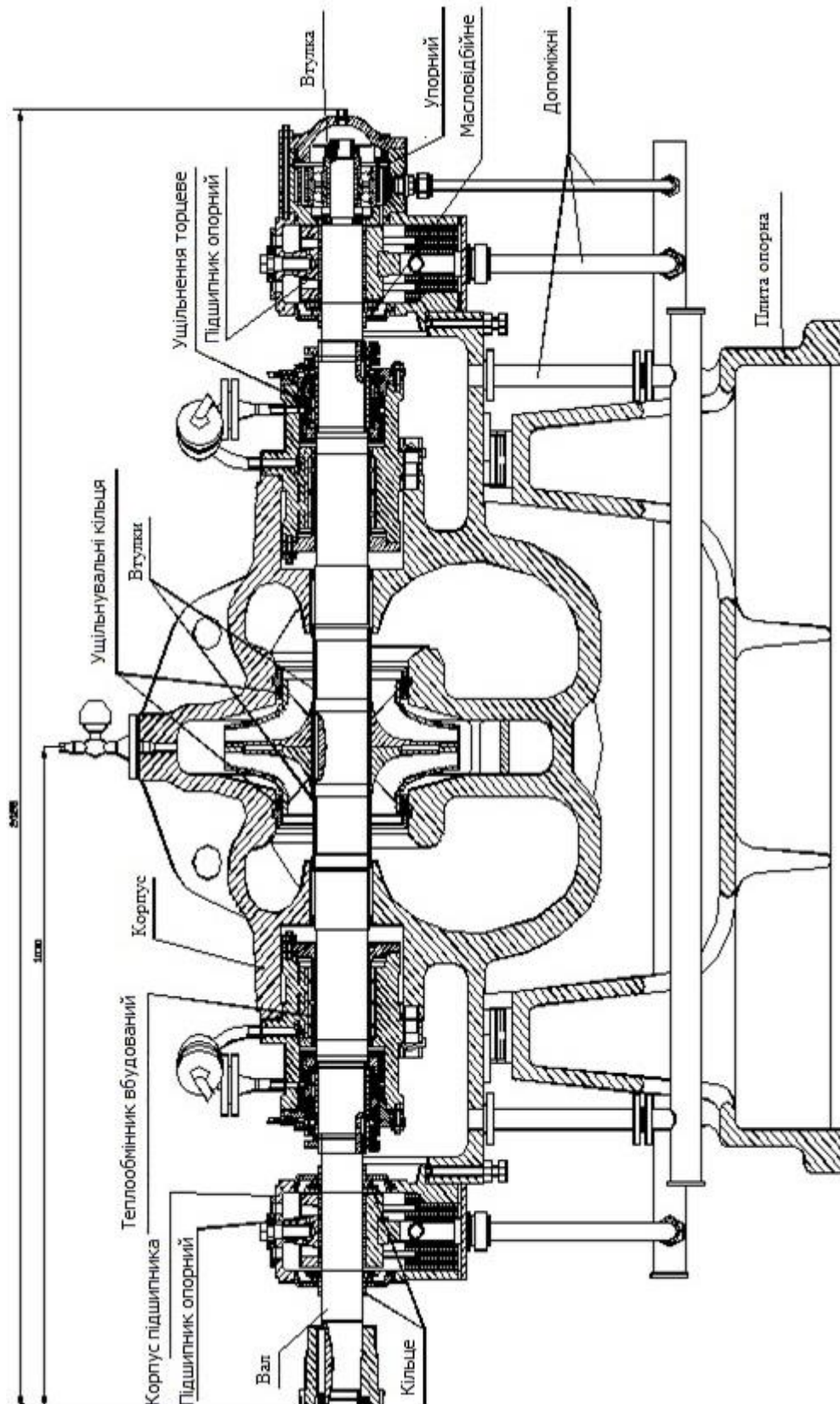


Рис. 5. Поздовжній розріз насоса TQ12 (22, 32) D01 [122]

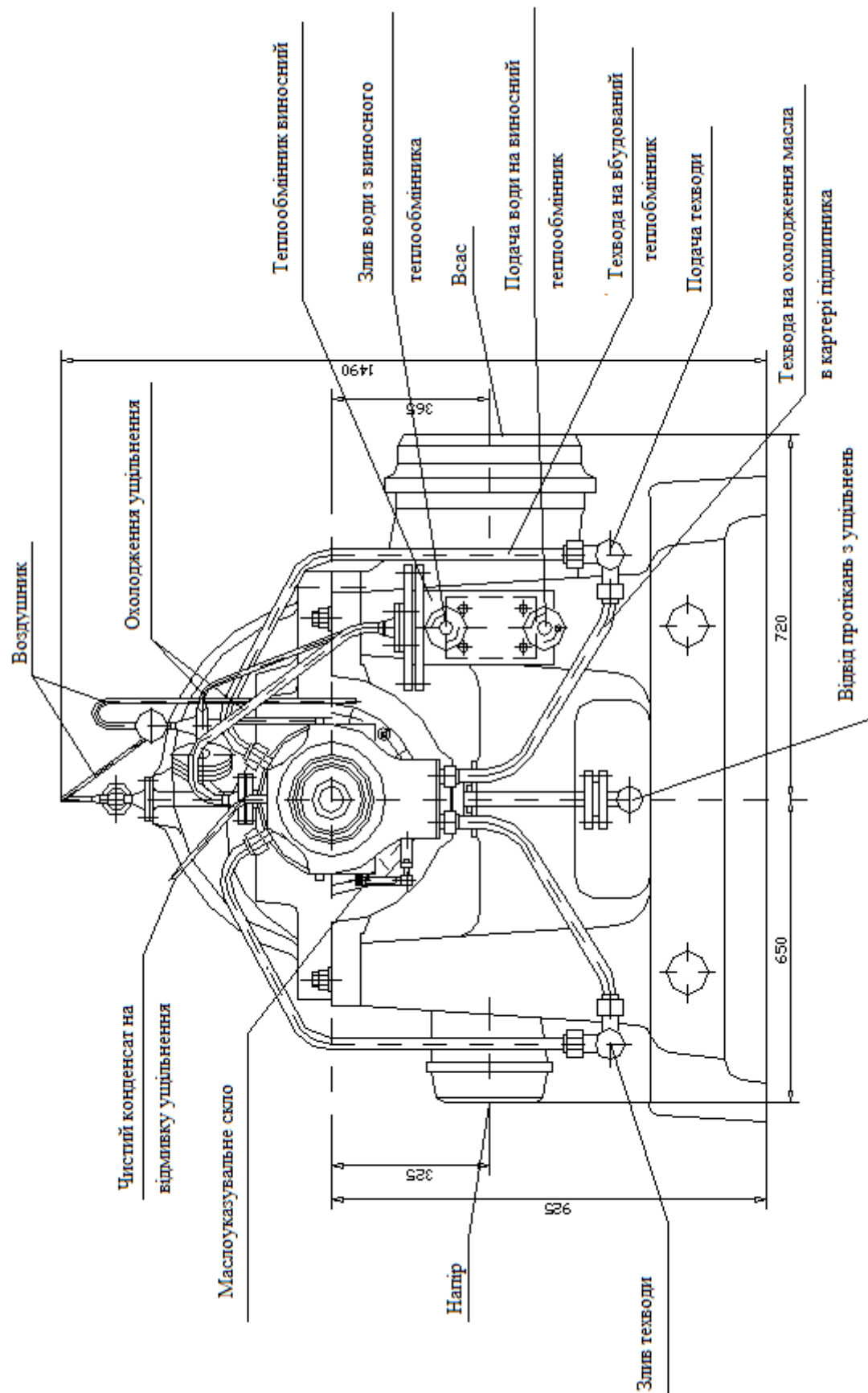


Рис. 6. Насос TQ12 (22, 32)D01 [122]

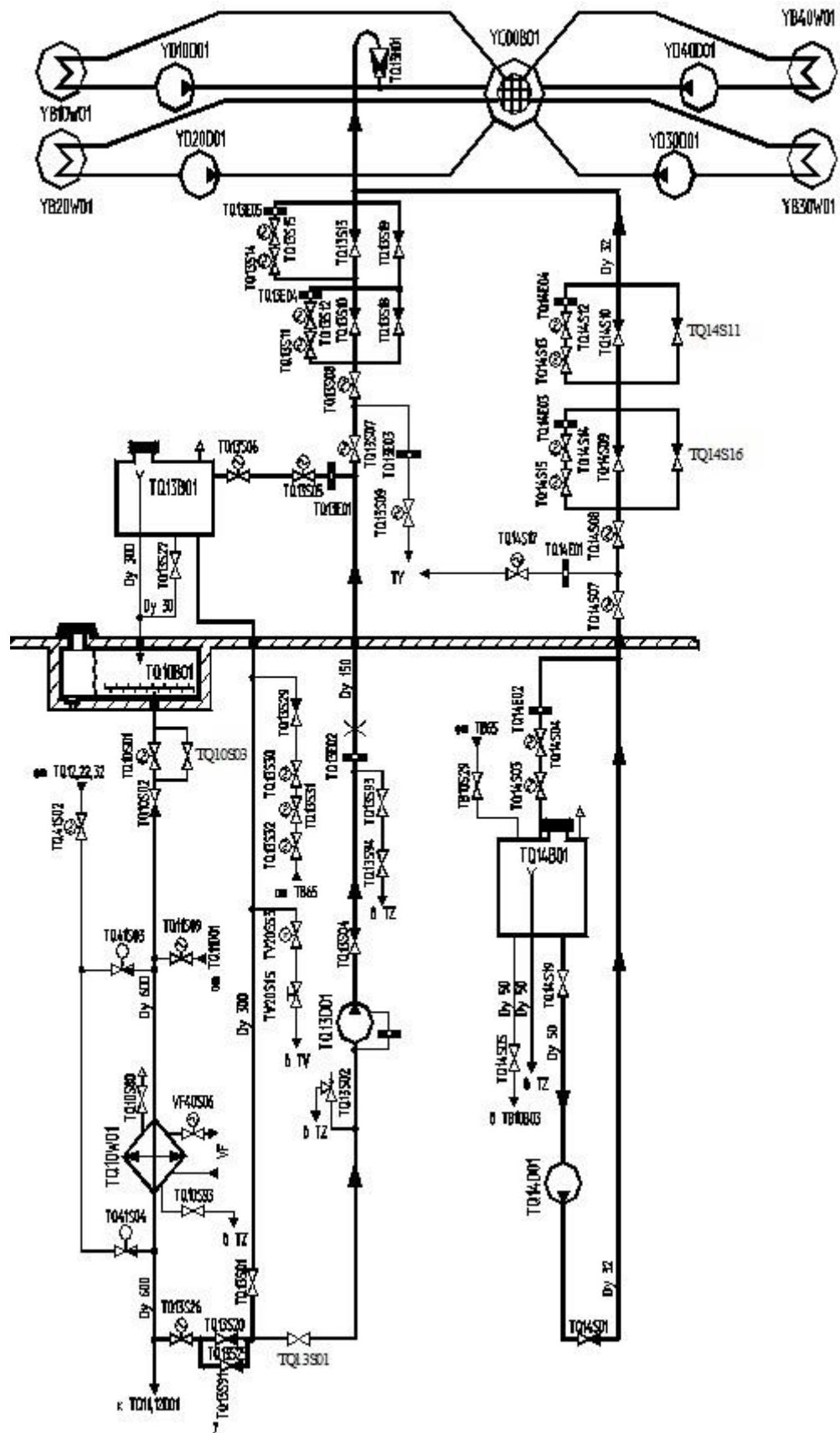


Рис. 7. Схема одного каналу аварійного вводу бору [87]

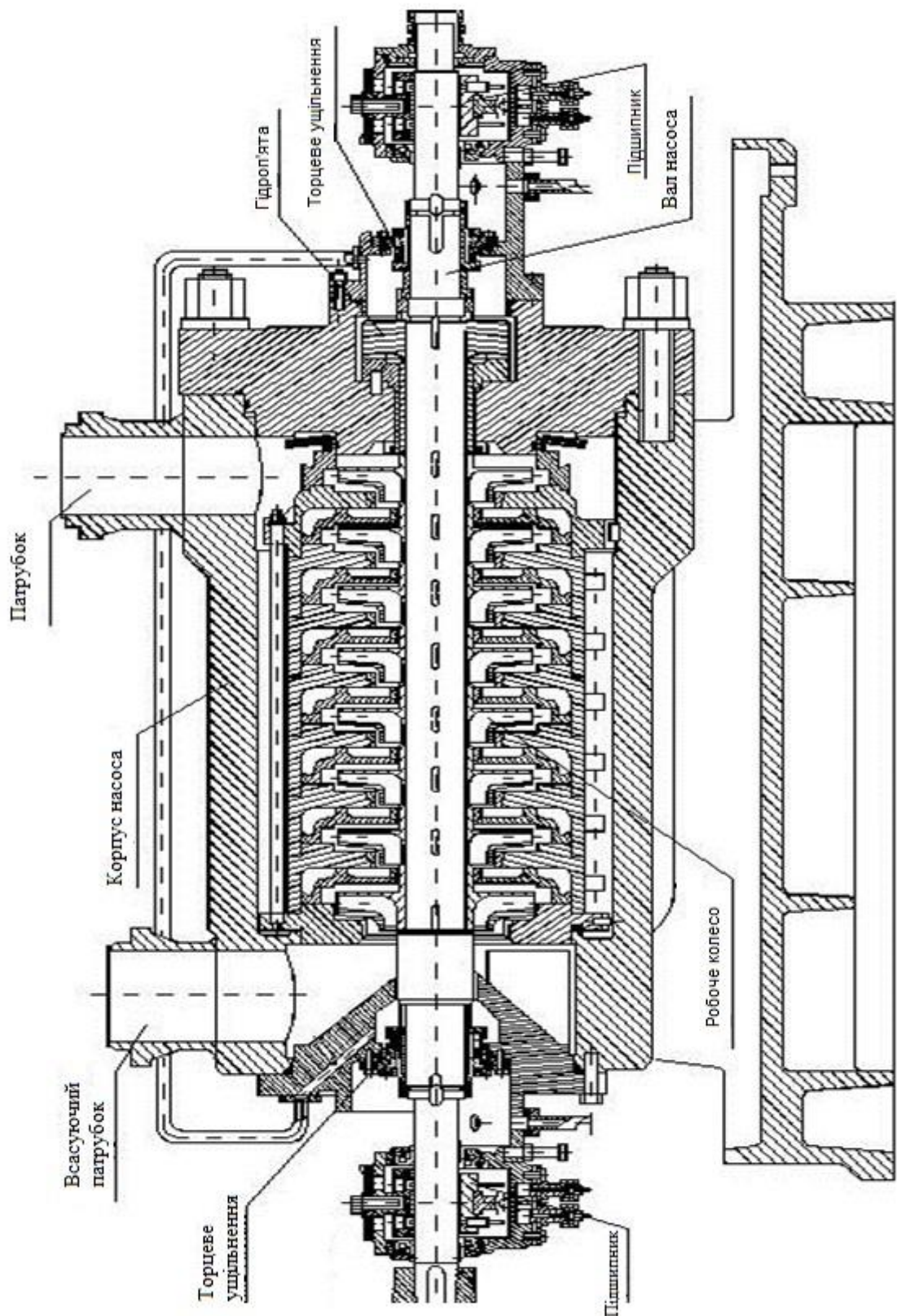


Рис. 8. Насос аварійного введення бору ЦН150-110 — поздовжній розріз [122]

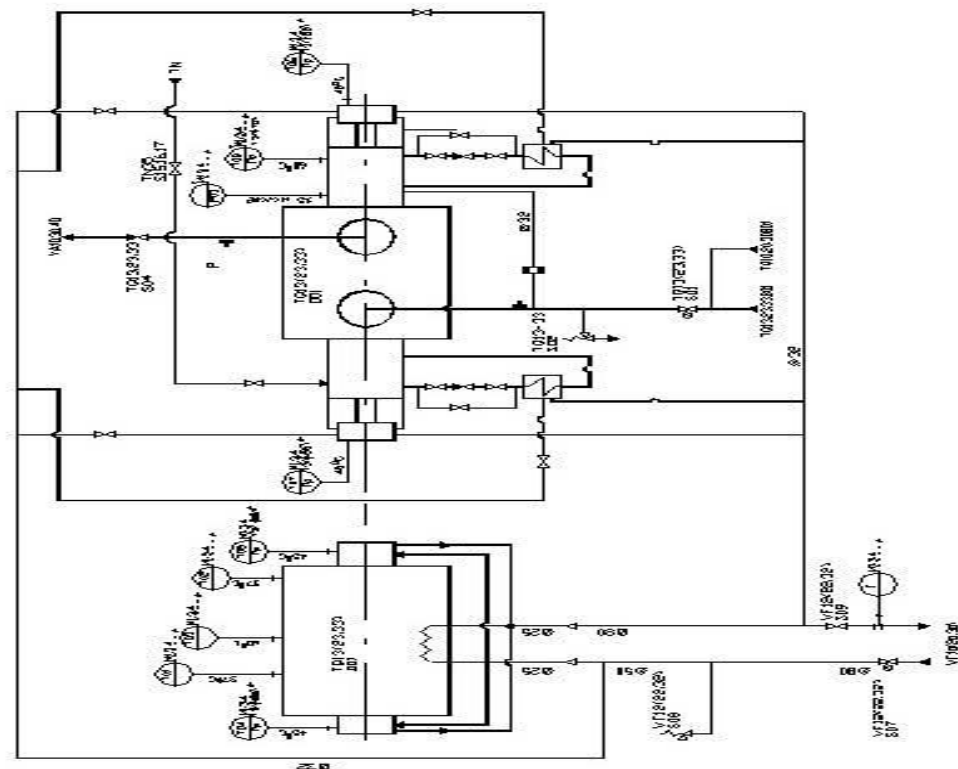


Рис. 9. Обв'язка і КИП насосного агрегату ЦН150-110 (ЕБ №3) [118]

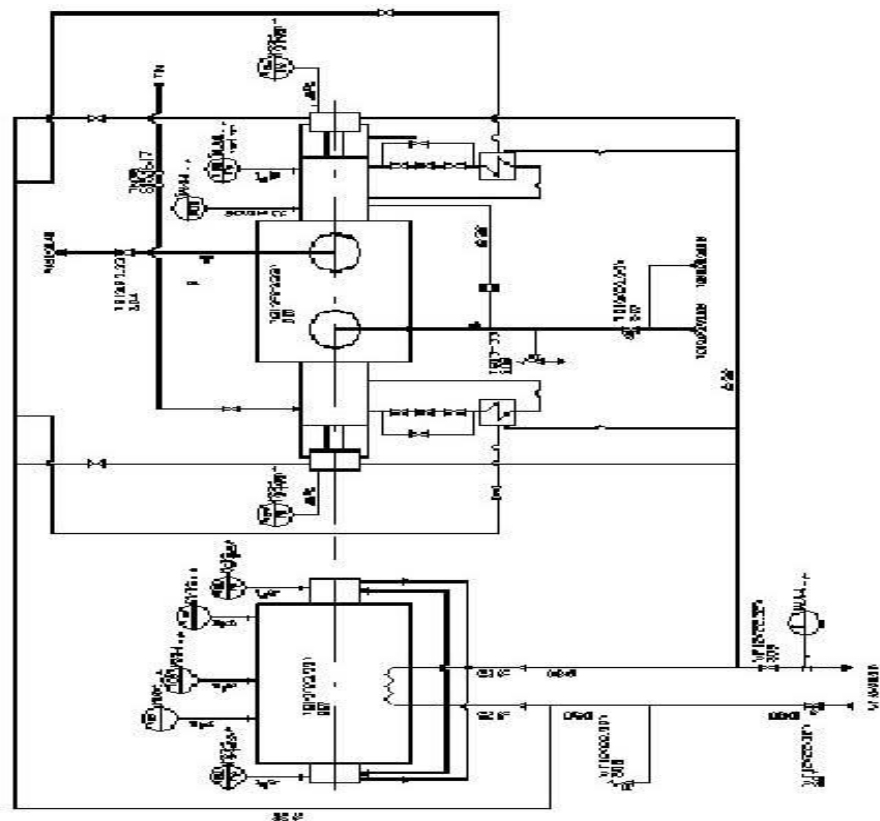


Рис. 10. Обв'язка і КИП насосного агрегату ЦН160-110 (ЕБ №4) [118]

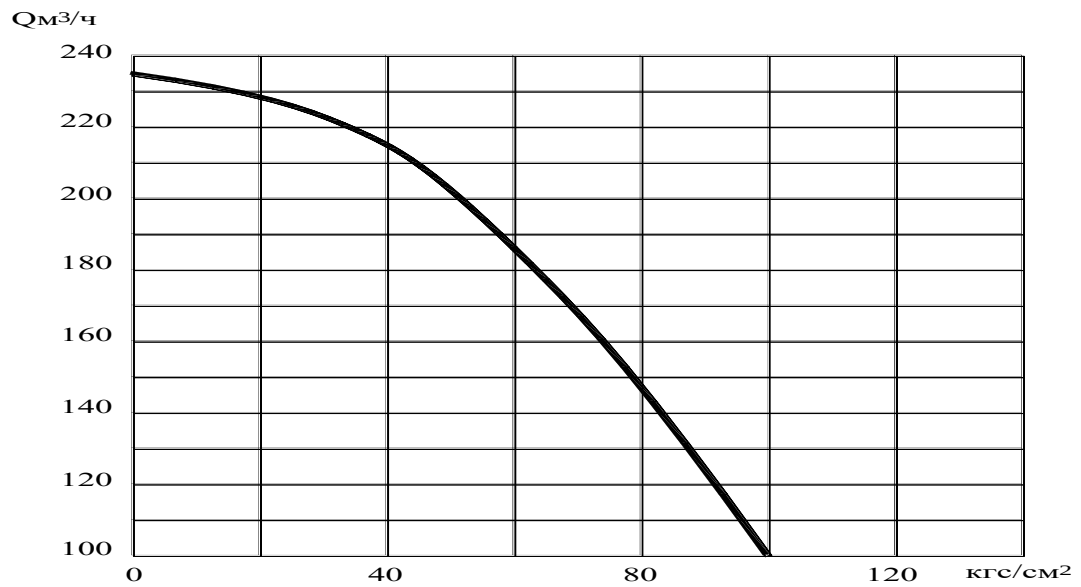
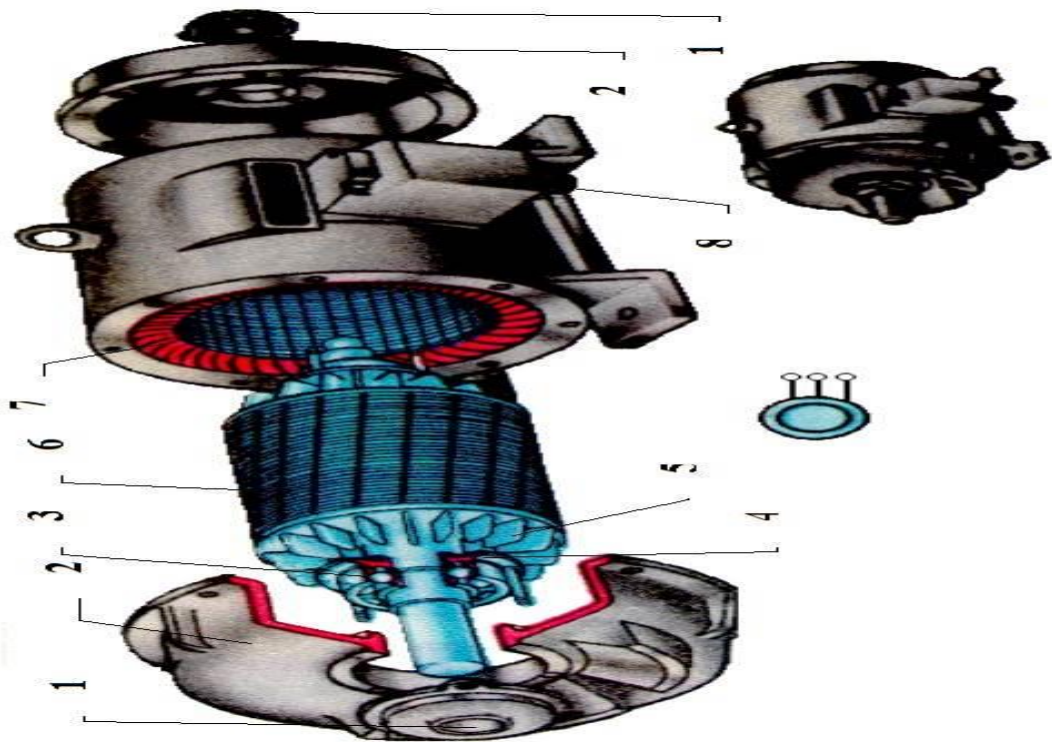


Рис. 11. Залежність витрати води, яка подається в 1к насосом ЦН150-110, від тиску в 1к [33]



1 - Кришка, 2 - Підшипникові щити, 3 – Підшипники, 4 – Кришка підшипників, 5 – Вентилятор, 6 - Короткозамкнений ротор, 7 - Обмотка статора, 8 - Коробка виводів.

Рис. 12. Асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором [122]

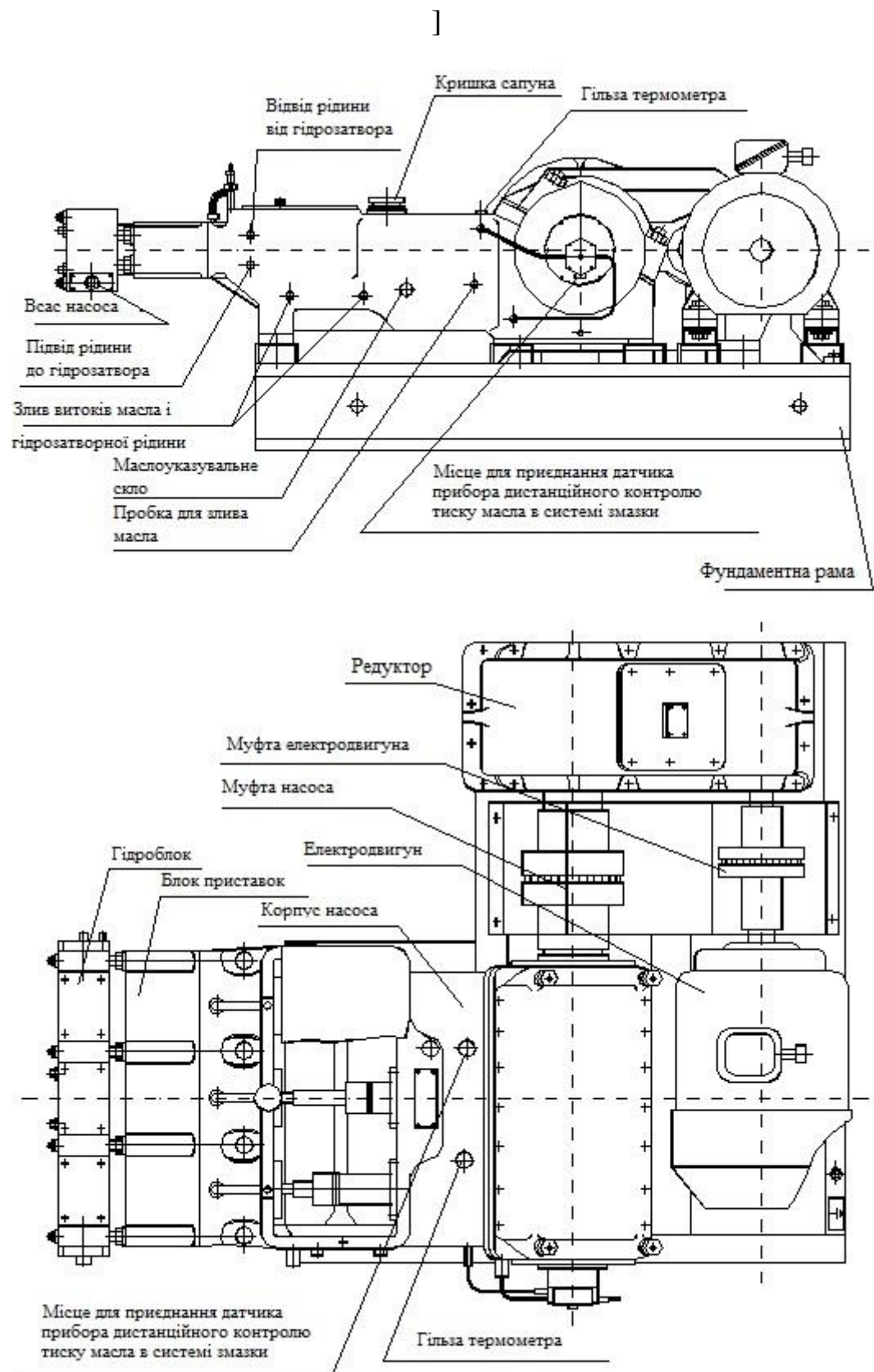


Рис. 13. Насосний агрегат ПТ6 / 160С (ТQ14D01) загальний вигляд

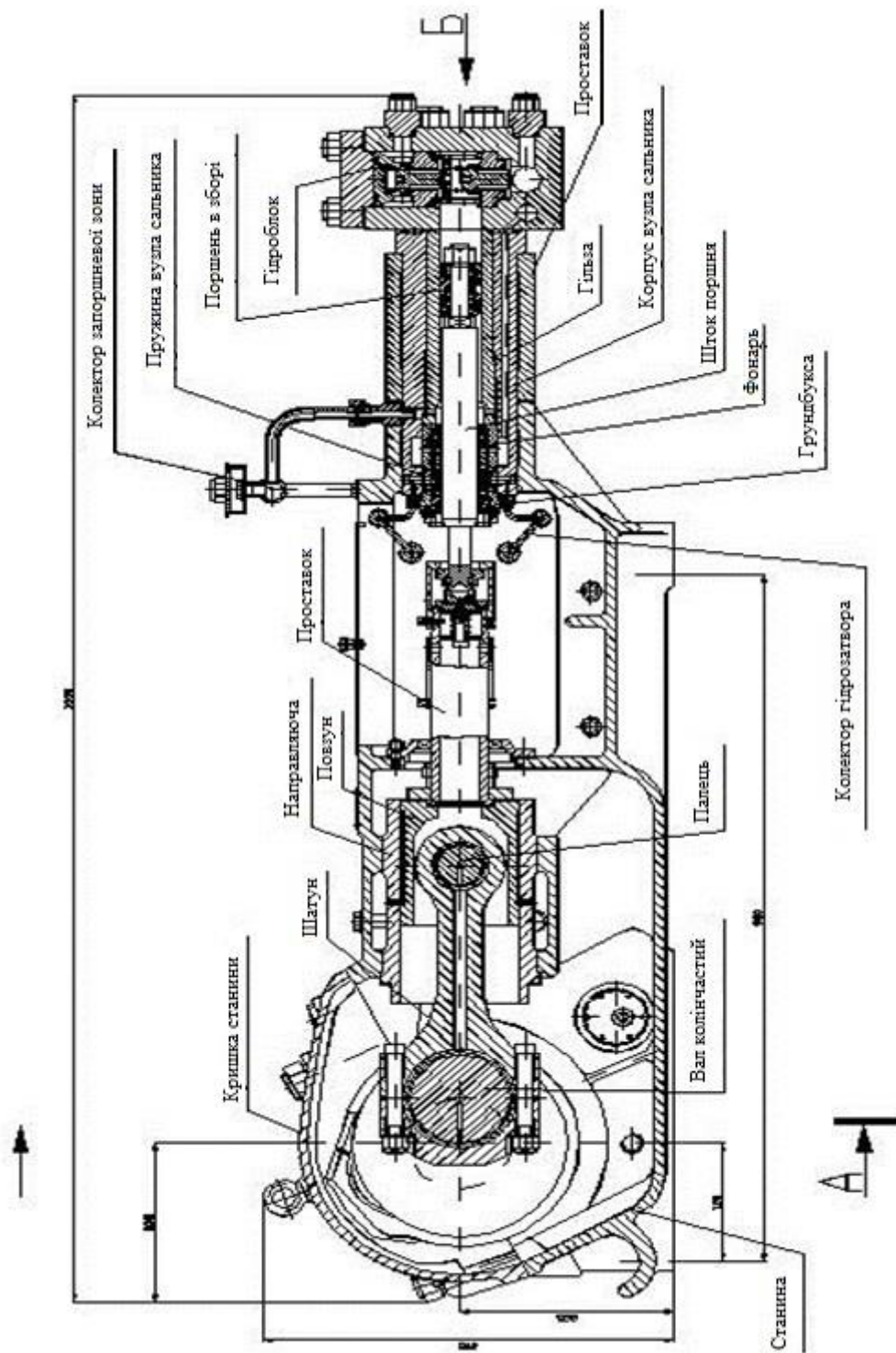


Рис. 14. Креслення насоса ПТ6 / 160-С - поздовжній розріз [122]

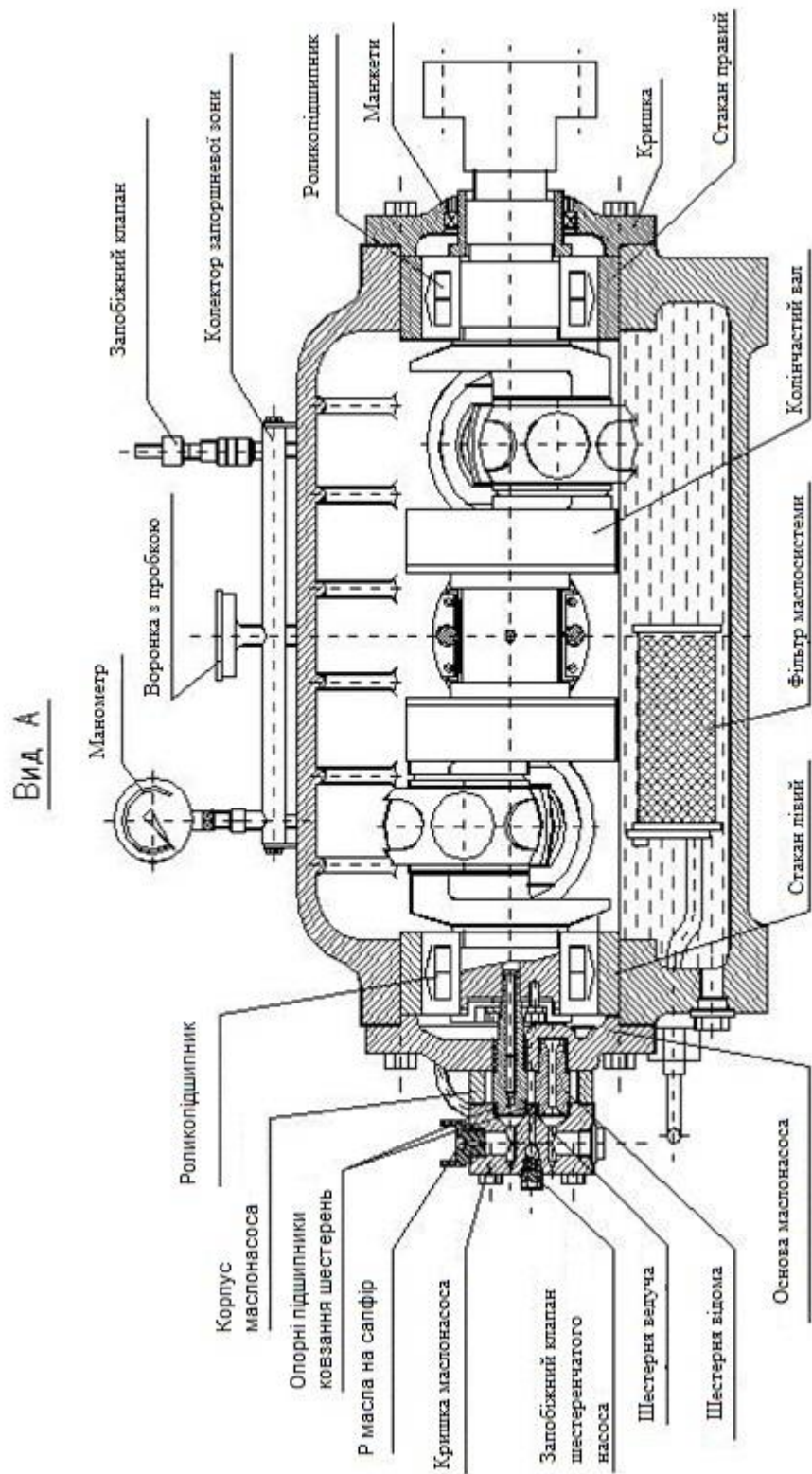


Рис. 15. Креслення насоса ПТ6 / 160 - С - поперечний розріз [122]

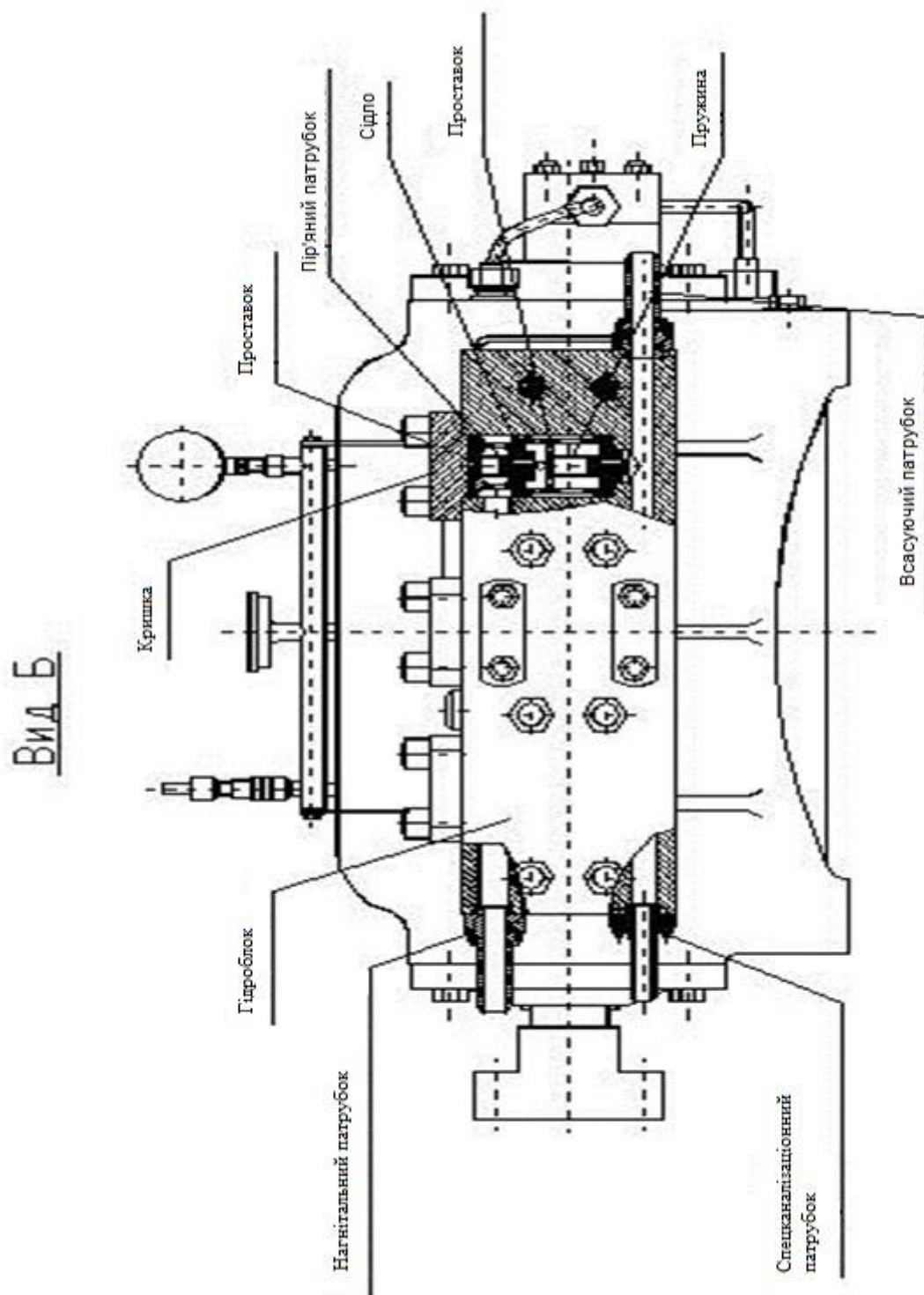


Рис. 16. Креслення насоса ПТ6 / 160-С- вид Б [122]

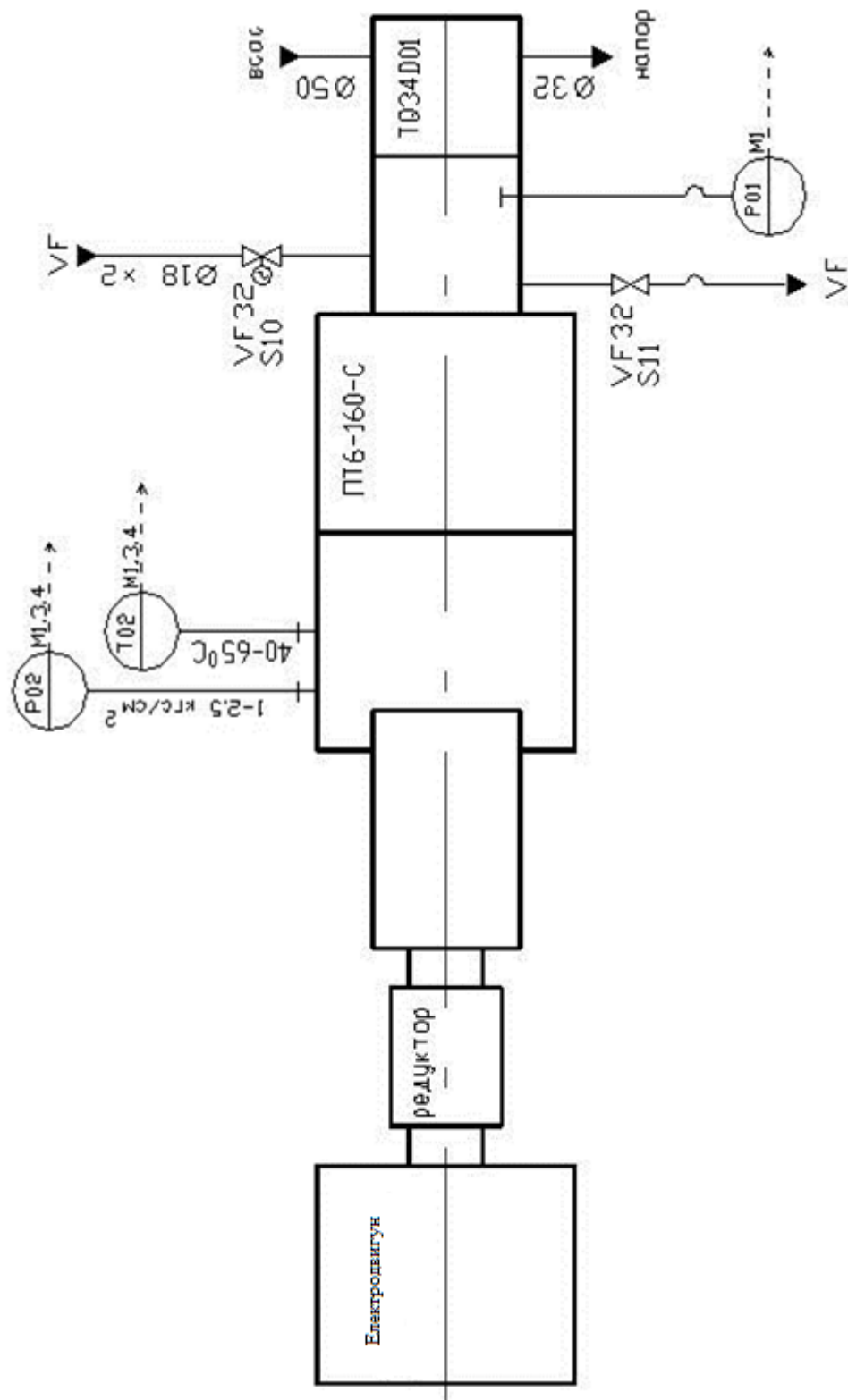
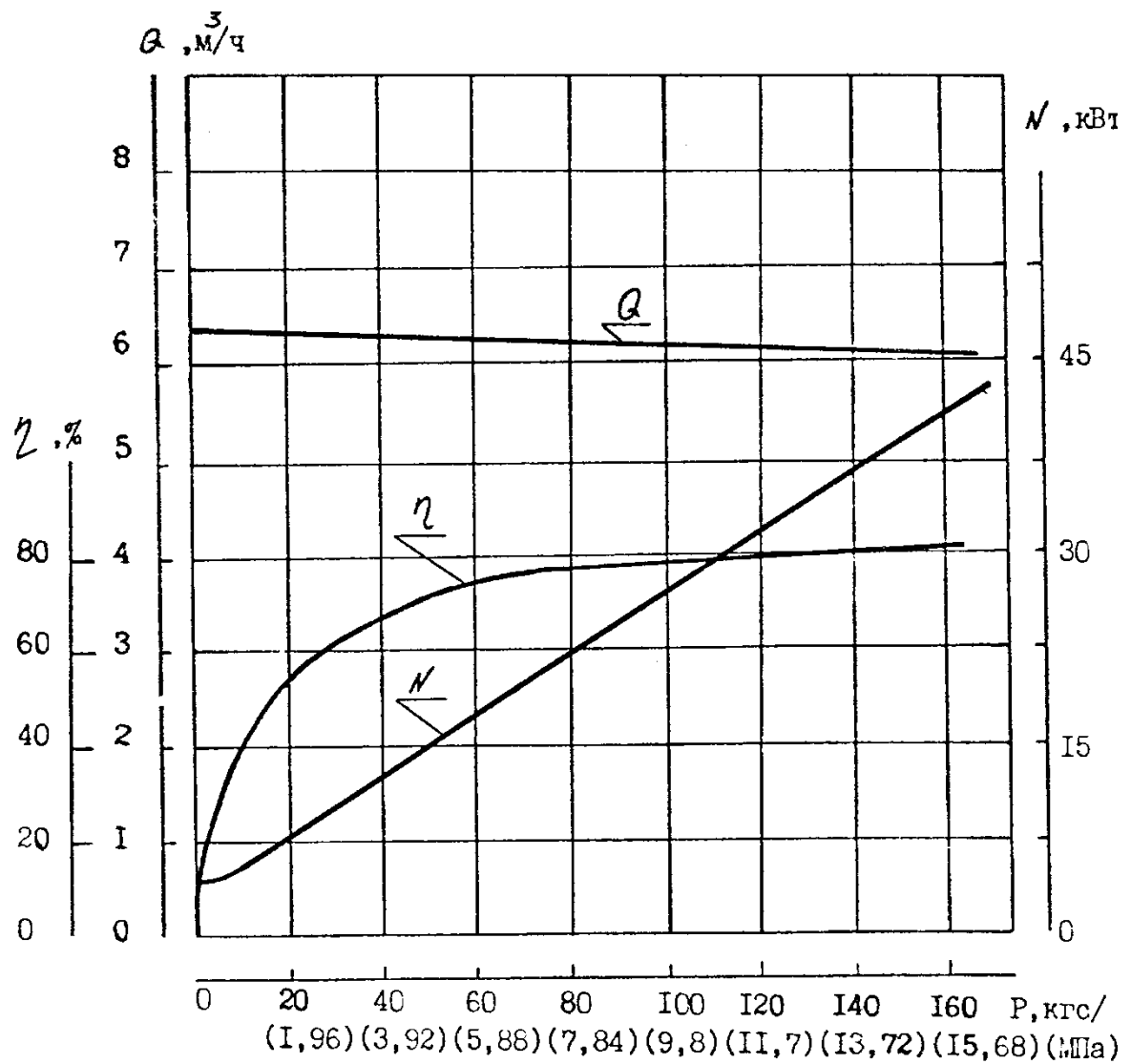


Рис. 17. Обв'язка і КИП насоса TQ14D01 [118]



Q - подача насоса

P - тиск на виході з насоса

N - потужність електронасосних агрегатів

η - ККД електронасосних агрегатів

Рис. 18. Розрахункова характеристика електронасосного агрегата ПТ6 / 160-С [33]

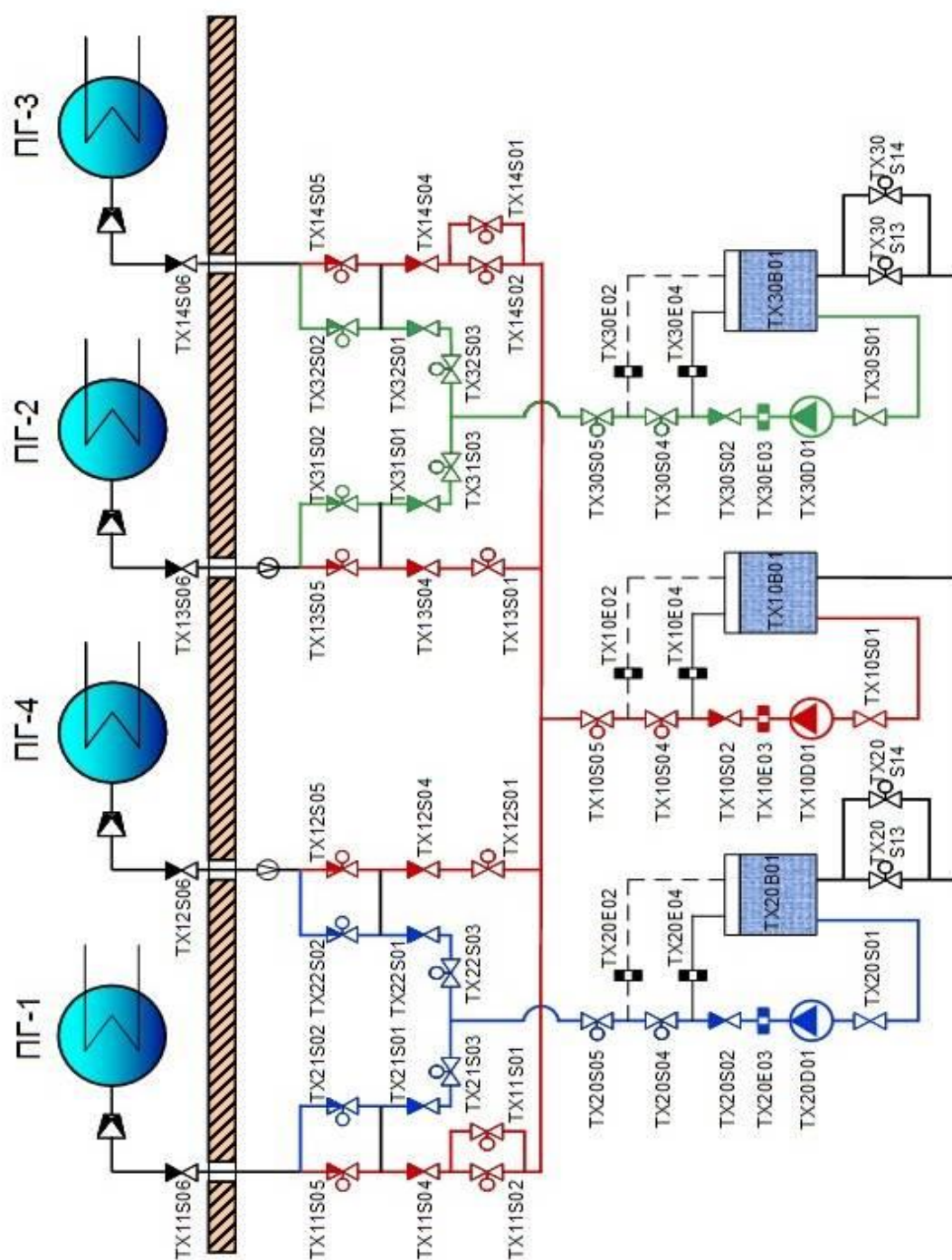


Рис.19. Спрощена схема системи ТХ [87]

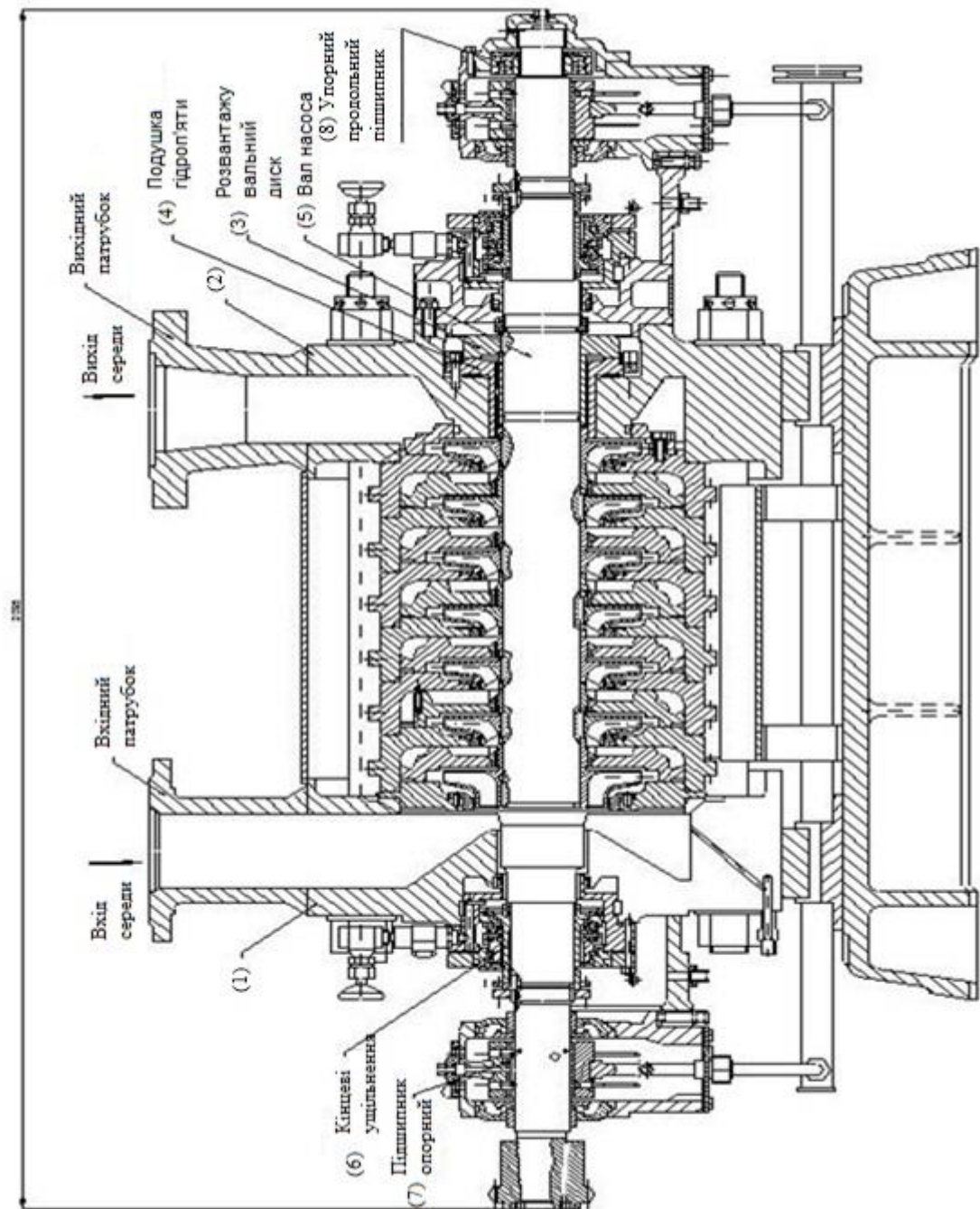


Рис. 20. Насос аварійної живильної води ПГ [122]

ДОДАТОК Б

1. Мазуренко, А. С., Скалозубов, В. І., Пірковський, Д. С., Чулкін, О. А., & Хуіюй, Ч. Аналіз застосовності результатів експериментальних досліджень гідродинаміки до насосних систем теплових і ядерних енергоустановок // Ядерна енергетика та довкілля. - 2017. - №. 1. - С. 19. Дисертанту належить проведення аналізу отриманих результатів розрахункового моделювання.
2. Скалозубов, В. І., Хуіюй, Ч., Чулкін, О. А., Пірковський, Д. С. Оптимізація надійності при модернізації теплотехнічного обладнання // Питання атомної науки і техніки. - 2017. Дисертанту належить проведення аналізу отриманих результатів розрахункового моделювання.
3. Скалозубов, В. І., Хуіюй, Ч., Чулкін, О. А., Пірковський, Д. С. Метод моделювання умов виникнення критичних по надійності гідроударів на насоси теплових і ядерних енергоустановок // Питання атомної науки і техніки. - 2017. дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.
4. Мазуренко, А. С., Скалозубов, В. І., Козлов, І. Л., Пірковський, Д. С., Чулкін, О. А. Визначення умов виникнення гідроударів в гідросистемах // Проблеми регіональної енергетики. - 2017. - №. 2 (34). Дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.
5. Скалозубов В. І., Чулкін О. А., Пірковський Д. С. Оглядний аналіз умов і наслідків гідродинамічних ударів в обладнанні та трубопроводах систем, важливих для безпеки ядерних енергетичних установок // Ядерна енергетика та довкілля. - 2018. - С. 20. Дисертанту належить проведення аналізу отриманих результатів розрахункового моделювання.
6. Скалозубов, В. І., Мазуренко, А. С., Пірковський, Д. С., Чулкін, О. А., Козлов, І. Л., Комаров, Ю. А. Вплив напірно-видаткової характеристики поршневого насосів на умови виникнення гідродинамічних ударів в трубопровідних системах теплотехнічного обладнання // Ядерна енергетика та довкілля. - 2018. - С. 20. Дисертанту належить проведені розрахункові обґрунтування умов і наслідків гідроударів методом Рунге-Кутта.

7. Skalozubov, V., Bilous, N., Pirkovskiy, D., Kozlov, I., Komarov, Y., Chulkin, O. Water Hammers in Transonic Modes of Steam-Liquid Flows in NPP Equipment //Nuclear and Radiation Safety. – 2019. – №. 2 (82). – С. 43-46. Дисертанту належить проведені розрахункові обґрунтування умов і наслідків гідроударів методом Рунге-Кутта.
8. Skalozubov, V.I., Chulkin, O.A., Pirkovskiy, D.S., Kozlov, I.L, Komarov, Yu.A. Method for determination of water hammer conditions and consequences in pressurizers of nuclear reactors //Turkish Journal of Physics. – 2019. – Т. 43. – №. 3. – С. 229-235. Дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.
9. Skalozubov V. I., Spinov V. M., Spinov D. V., Pirkovskiy D. S., Gablaya T. V. Conditions for prevention of water hammers at start-up of emergency feed pumps with a steam driver of nuclear power plants // Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Серія Інновац. дослідж. у наук. роботах студентів. - Харків, 2019. - № 21 (1346). - С. 15-18. Дисертанту належить проведені розрахункові обґрунтування умов і наслідків гідроударів методом Рунге-Кутта.
10. Skalozubov V., Pirkovskiy D., Spinov V., Kozlov I, & Komarov Y.,. Reliability of Steam-Operated Emergency Feed Pumps. In: Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. Springer, Cham, 2019. p. 600-607. Дисертанту належить проведений аналіз отриманих результатів розрахункового моделювання.
11. В. І. Скалозубов, О. А. Чулкін, Д. С. Пірковський. Гідроудари внаслідок тепло-гідродинамічної нестійкості: монографія / LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018 Дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.
12. V. Skalozubov, D. Pirkovskiy, O. Chulkin. Water hammers in systems important for safety of nuclear power plants: monograph / LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018. Дисертанту належить розробка нових теоретичних положень методу.